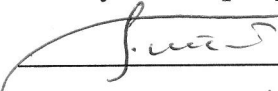


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


" 11 " 11 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження впливу початкових параметрів газу на ефективність*
та габарити газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт

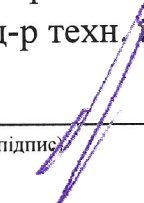
Виконав:

студент групи 6231м


Семенов С.С.
(підпис)

Керівник роботи:

д-р техн. наук, професор


Сербін С.І.
(підпис)

Миколаїв – 2022 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" 5 " _____ 09 _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Семенову С.С. _____

1. Тема роботи:

"Дослідження впливу початкових параметрів газу на ефективність та габарити газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт"

Керівник роботи: _____ д-р техн. наук, професор Сербін С.І. _____

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.11.2022 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного двигуна

(температура газу за камерою згорання – 1100 К)

4.2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного двигуна

(температура газу за камерою згорання – 1200 К)

4.3. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного двигуна

(температура газу за камерою згорання – 1400 К)

4.4. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного двигуна

(температура газу за камерою згорання – 1600 К)

4.5. Аналіз впливу температури газу за камерою згорання на ефективність та габаритні розміри газотурбінного двигуна

4.6. Конструювання та конструктивні розрахунки

4.7. Охорона праці

4.8. Охорона навколишнього середовища

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Інформаційний пошук	10.08.2022	
2	Розрахунок параметрів ГТД (температура газу за камерою згорання – 1100 К)	24.08.2022	
3	Розрахунок параметрів ГТД (температура газу за камерою згорання – 1200 К)	1.09.2022	
4	Розрахунок параметрів ГТД (температура газу за камерою згорання – 1400 К)	8.09.2022	
5	Розрахунок параметрів ГТД (температура газу за камерою згорання – 1600 К)	22.09.2022	
6	Аналіз впливу температури газу за камерою згорання на ефективність та габаритні розміри газотурбінного двигуна	12.10.2022	
7	Конструювання та конструктивні розрахунки	19.10.2022	
8	Охорона праці	26.10.2022	
9	Охорона навколишнього середовища	3.11.2022	
10	Оформлення дипломного проекту та подання його до захисту	10.11.2022	

Студент


 (підпис)

Семенов С.С.

Керівник роботи


 (підпис)

Сербін С.І.

АНОТАЦІЯ

У роботі проведено дослідження впливу початкових параметрів газу на ефективність та габарити газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; розрахунок параметрів газотурбінного двигуна; аналіз впливу температури газу за камерою згорання на ефективність та габаритні розміри газотурбінного двигуна; конструювання та конструктивні розрахунки; охорона праці; охорона навколишнього середовища.

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

ABSTRACT

The paper studies the influence of initial gas parameters on the efficiency and dimensions of a 25 MW gas turbine engine. The following issues are consistently covered: information search; calculation of gas turbine engine parameters; analysis of the influence of gas temperature behind the combustion chamber on the efficiency and dimensions of a gas turbine engine; design and structural calculations; labor protection; environmental protection.

Keywords: gas turbine installation; power plant; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; dimensional calculation.

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

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного двигуна	7
1.1. Інформаційний пошук	8
1.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	22
1.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного двигуна ..	34
1.3.1. Розрахунок при початковій температурі газу 1100 К .	35
1.3.2. Розрахунок при початковій температурі газу 1200 К .	43
1.3.3. Розрахунок при початковій температурі газу 1400 К .	50
1.3.4. Розрахунок при початковій температурі газу 1600 К .	58
1.4. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД	66
1.4.1. Розрахунок при початковій температурі газу 1100 К .	66
1.4.2. Розрахунок при початковій температурі газу 1200 К .	79
1.4.3. Розрахунок при початковій температурі газу 1400 К .	90
1.4.4. Розрахунок при початковій температурі газу 1600 К .	101
1.5. Аналіз одержаних результатів	113
2. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД	122
2.1. Термогазодинамічний розрахунок турбін ГТД та побудова ескізів їх проточних частин	123
2.2. Розрахунок закручення лопаток четвертого ступеня силової турбіни	147
2.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток четвертого ступеня силової турбіни на міцність	150
2.4. Визначення запасу міцності диска четвертого ступеня силової турбіни за руйнівними обертами	159
2.5. Розробка системи змащення двигуна	168

3. Охорона праці	175
3.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції	177
3.2. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу компресорної станції	183
3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів	185
4. Охорона навколишнього середовища	187
4.1. Аналіз шкідливого впливу випускних газів ГТД на навколишнє середовище	188
4.2. Методи зменшення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів	191
4.3. Заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища на компресорній станції	193
Висновки	196
Список використаних джерел	198

ВСТУП

В даний час газотурбінна техніка є одним з основних дійових осіб на ринку генерації електроенергії, маючи щорічні замовлення поставок на сумарну потужність до 30 000 МВт.

Цей успіх багато в чому пояснюється наявністю у світі великих запасів природного газу, який, по-перше, є відносно дешевим видом палива, а по-друге, маючи підвищений вміст водню, забезпечує менший викид вуглекислого газу в атмосферу в порівнянні з рідкими і твердими сортами палива. Іншим чинником, який сприяє зростанню популярності ГТА в енергетиці, став високий (до 60%) ККД створюваних на їхній основі парогазових установок (ПГУ). Ще однією перевагою є широкий діапазон потужностей випускаємих газотурбінних агрегатів – до 375 МВт для ГТА простого циклу і до 570 МВт в парогазових установках.

Необхідно відзначити, що в даний час близько 27% (у вартісному вираженні) усіх виготовляємих у світі газотурбінних двигунів призначені для приводу генераторів електричного струму.

В теперішній час газотурбінні агрегати енергетичного призначення з метою досягнення максимального ККД найчастіше використовують у складі комбінованих парогазових установок. У цій галузі енергетики вони в останні десятиліття успішно конкурують з паротурбінними установками на органічному і ядерному пальному. Особливо інтенсивно ПГУ стали розвиватися після аварії 1986 р. на Чорнобильській атомній станції в Україні. В даний час вони вважаються найбільш ефективним і екологічно чистим джерелом електричної енергії.

У даній кваліфікаційній роботі досліджується вплив початкових параметрів газу на ефективність та габарити газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

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

РОЗДІЛ 1
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення газотурбінних двигунів, які можуть бути використані у ролі енергетичних, а також у складі компресорних станцій магістральних газопроводів, в теперішній час ведуть українські компанії ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", ВАТ "Констар", ДП "Івченко-Прогрес", російські фірми ОАО "Авиадвигатель", ОАО "Кузнецов", ЗАО "Невский завод", ОАО "НПО "Сатурн", ЗАО "УТЗ", а також міжнародні корпорації "Rolls-Royce plc", "Siemens AG", "Solar Turbines Inc.", "Kawasaki Heavy Industries, Ltd.", "MAN Turbo AG" та "General Electric Co."

Характеристики газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 25 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1 [3], [4].

Таблиця 1.1

Характеристики газотурбінних двигунів
потужністю від 22 до 35 МВт

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДН80)	ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	26,7	36,5	1520	22,0
НК-36СТ	ОАО "Кузнецов"	25,0	36,0	1420	23,1
ГТН-25-1	ЗАО "УТЗ"	25,0	32,0	1353	13,0
ГТН-25	ЗАО "Невский завод"	32,5	29,2	1173	12,5

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

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
ГТУ-25П	ОАО "Авиадвигатель"	25,6	39,0	1512	28,5
FT8	"Pratt & Whitney Corp."	25,9	38,5	—	19,5
FT8-3		28,3	38,7	—	20,2
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	26,8	38,7	—	20,8
FT8 MechPac	"MAN Turbo AG"	26,0	38,6	—	20,3
"Coberra 6556"	"Rolls-Royce plc"	26,0	35,8	—	20,1
"Coberra 6562"		29,5	38,0	—	20,8
"Coberra 6762"		30,2	38,7	—	21,5
"Coberra 6761"		32,6	40,1	—	21,5
PGT25	"General Electric Co."	23,3	37,7	—	17,9
PGT25+		31,4	41,1	—	21,5
MS5382C		28,4	28,9	1240	8,8
MS5432D		32,6	29,4	1260	10,8
MS5002E		30,5	36,0	—	17,0
LM2500PE		23,9	37,6	—	19,5
LM2500PJ		23,2	37,5	—	17,8
LM2500PK		31,4	39,5	—	22,5
LM2500PV		31,4	41,1	—	21,5
DR61	"Dresser-Rand Co."	23,1	37,5	—	18,1
DR61P		31,4	40,5	—	22,1
SGT-600 (GT10B)	"Siemens AG"	25,4	35,1	—	13,9
SGT-700 (GT10C)		30,1	37,3	—	17,4

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 25000 (ДН80)**, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

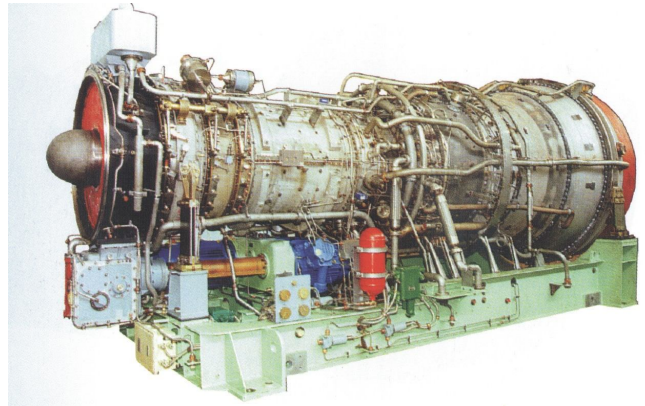


Рис.1.1. Двигун UGT 25000

для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

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

Основні переваги двигуна:

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

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

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

UGT 25000 оснащений засобами діагностичного контролю для раннього попередження відмовлень і несправностей. За допомогою бороскопів можна

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

ретельно обстежувати стан проточної частини двигуна без розбирання.

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

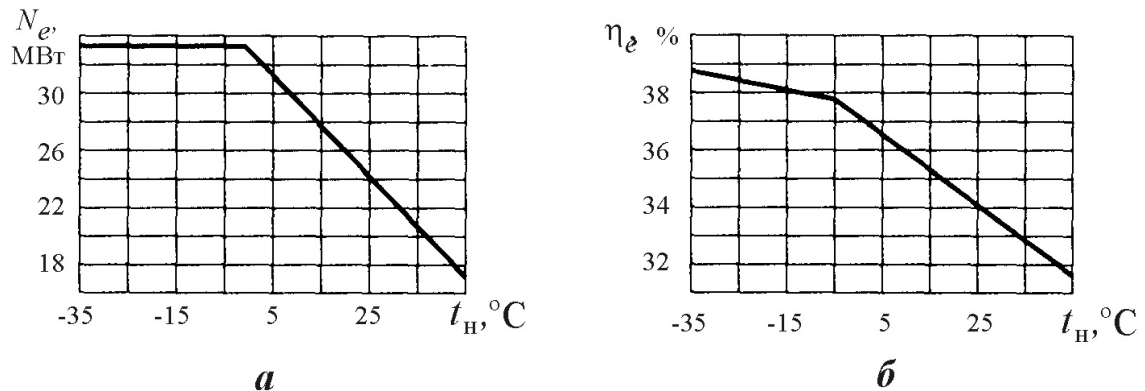


Рис.1.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

При проектуванні UGT 25000 максимально враховувався досвід розробки й експлуатації газотурбінних двигунів третього покоління, застосовуваних на флоті з 1972 р. Це компактні двигуни, що відрізняються високою економічністю, маневреністю, великим ресурсом, надійною роботою в морській і запиленій атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT 25000 перевищила 200 тис. год.

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7.

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

Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна ¹		
	ДГ80	ДН80 ²	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	3700/4670	3270
Довжина x ширина x висота, м	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом.

¹ ДГ80 – модифікація двигуна для приводу генератора електричного струму, ДН80 – нагнітача газу компресорної станції, ДА80 (або М80) – нереверсивна суднова модифікація двигуна.

² Двигун, призначений для роботи у складі компресорних станцій, має кілька модифікацій силової турбіни за частотою і напрямком обертання. Варіант ДН80Л з частотою обертання 3700 об/хв застосовується для модернізації агрегата ГПА-25/76 ОАО "Невский завод"; варіант ДН80П з частотою обертання 4850 об/хв із турбіною правого обертання призначений для заміни двигуна MS5003 розробки фірми "Дженерал Електрик" в імпортованих агрегатах ГТК-25И постачання компанії "Нуово Піньоне"; варіант ДУ80Л з частотою обертання 4850 об/хв лівого обертання призначений для створюваних "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе" і ОАО НПО "Искра" нових агрегатів ГПА-Ц-25С и ГПА-25С "Урал".

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

Приведення начіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Компресор низького тиску (рис.1.4) – осьовий, дев'яностиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпуса 2, корпуса поворотних апаратів 8, корпуса КНТ 12, ротора КНТ 10.

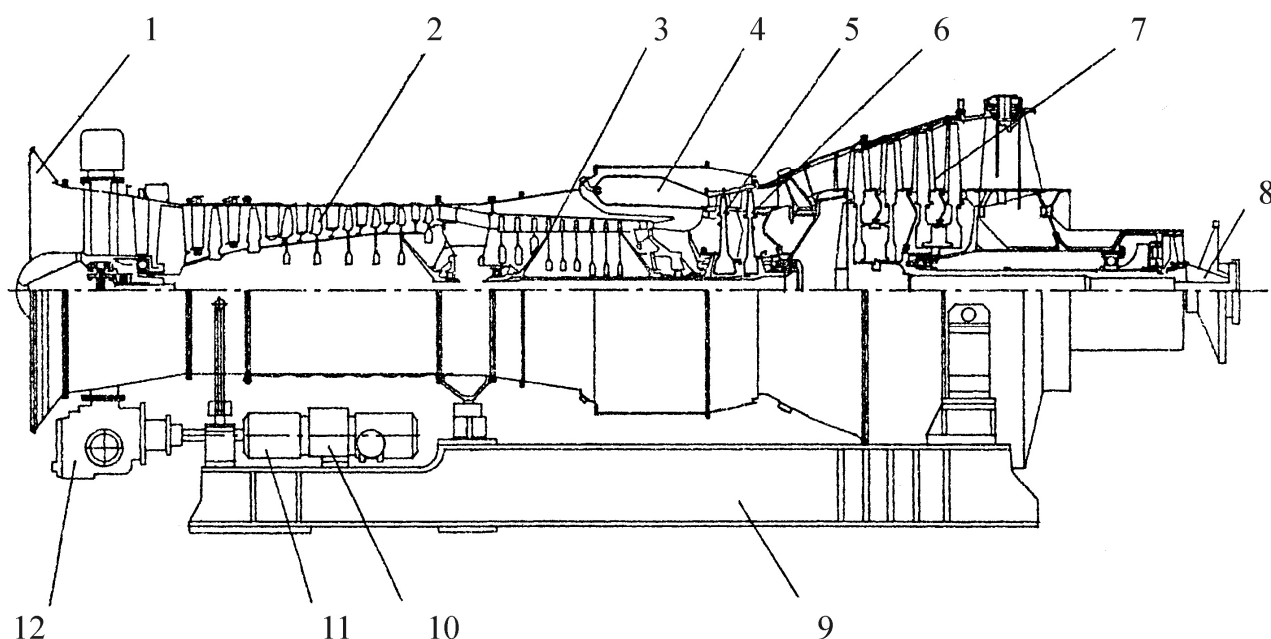


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – пружна муфта; 9 – рама; 10 – виносна коробка приводів; 11 – електростартер; 12 – нижня коробка приводів

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення повітря в компресор і складається із зовнішнього і внутрішнього обтічників. Кільцевий канал між обтічниками є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, передньої опори 4, привода 3.

Корпус поворотних апаратів 8 призначений для встановлення механізмів повороту напрямних апаратів нульового 7 і першого 9 ступенів. Корпус КНТ 12

виконаний у вигляді порожнього циліндра із фланцями вертикального і горизонтального рознімання. На зовнішній поверхні корпусу розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половині).

Через повітрозбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпусу КНТ встановлюються напрямні апарати.

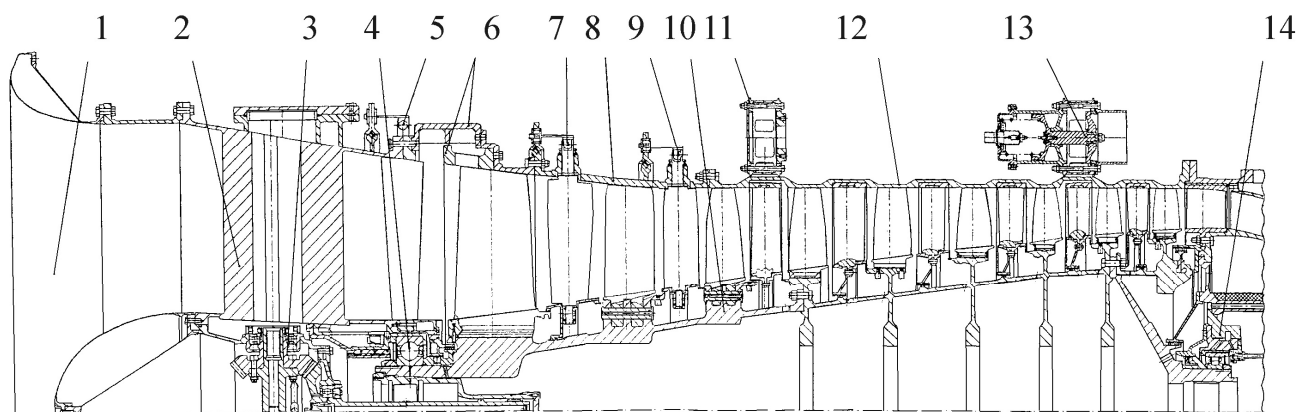


Рис.1.4. Компресор низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – привод; 4 – передня опора; 5 – вхідний напрямний апарат; 6 – антівібрний пристрій; 7 – напрямний апарат нульового ступеня; 8 – корпус поворотних апаратів; 9 – напрямний апарат першого ступеня; 10 – ротор КНТ; 11 – відбір повітря на охолодження турбіни; 12 – корпус КНТ; 13 – клапан перепуску; 14 – задня опора КНТ

Ротор КНТ 10 складається з цапфи-диска нульового-другого ступенів, дисків, робочих лопаток, задньої цапфи. Ротор встановлений на двох гнучких опорах: передній 4 і задній, розташований в перехіднику. Гнучкі опори виконані з масляними демпферами, що зменшують динамічні навантаження на підшипники і рівень корпусної вібрації.

Для забезпечення тривалої роботи в заданому діапазоні режимів і при запуску компресор низького тиску має три поворотні напрямні апарати: вхідний 5, нульового ступеня 7 і першого ступеня 9, лопатки яких синхронно повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на

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

малих режимах у нульовому ступені застосований антизривний пристрій 6, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлені два клапани 13 випуску повітря з проточної частини в атмосферу. Застосування цих пристроїв забезпечує необхідний запас стійкості турбокомпресора низького тиску.

Привод 3 призначений для передачі крутного моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску і для приводу всіх начіпних механізмів під час роботи двигуна.

Компресор високого тиску (рис.1.5) – дев'яноступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

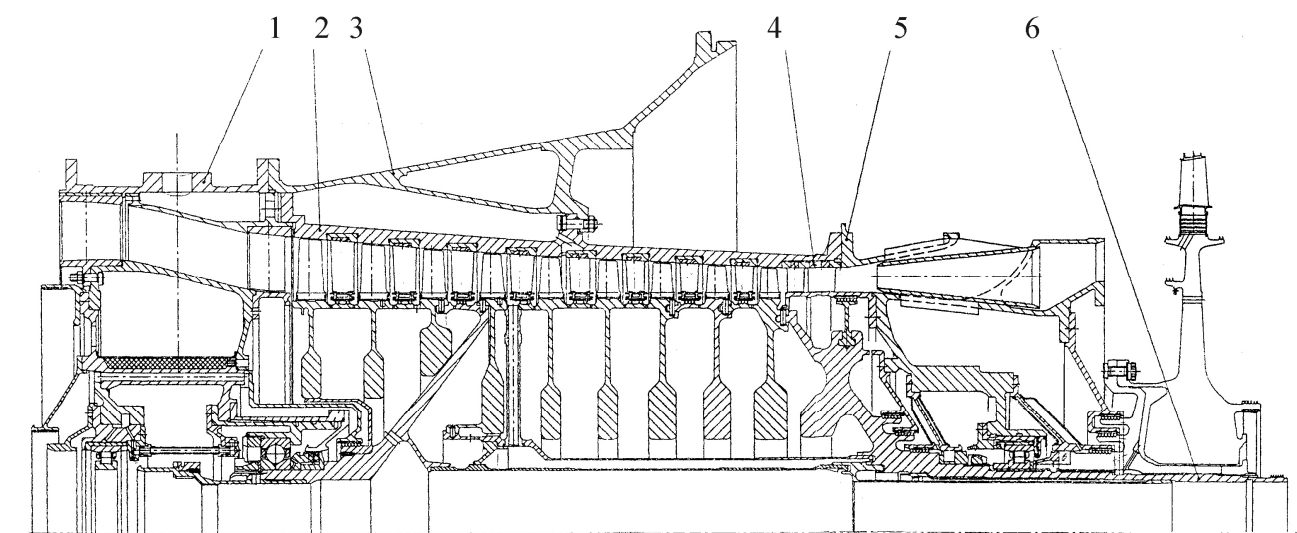


Рис.1.5. Компресор високого тиску:

1 – перехідник; 2 – корпус КВТ; 3 – силовий корпус; 4 – випрямний апарат на виході з КВТ; 5 – задній корпус; 6 – ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник 1 призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску і розміщення напрямного апарата на виході з КНТ, задньої опори КНТ, передньої опори турбокомпресора високого тиску, вхідного напрямного апарата.

Корпус КВТ 2 являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання і служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу

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

компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осевого виходу в дифузор.

Силовий корпус 3 призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпуса.

Задній корпус 5 являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості повітря і підвищення тиску перед входом до камери згоряння. У ньому розміщується задня опора турбокомпресора високого тиску, а також здійснюється відбір повітря на охолодження лопаток соплового апарата ТВТ.

У задньому корпусі за дев'ятим ступенем ротора розташована задня розвантажувальна порожнина КВТ, яка поєднана з порожниною перед диском турбіни високого тиску. Постановкою лабіринтових кришок різного діаметра досягається певна величина осевого зусилля на кульковий підшипник передньої опори КВТ.

Ротор 6 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Ротор КВТ – дисково-барабанний, складається із дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи. До ротора КВТ консольно прикріплений диск турбіни високого тиску. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове сполучення.

У компресорах на границях масляних і повітряних порожнин у районах опор встановлені радіально-торцеві контактні ущільнення, які дозволяють зменшити безповоротні втрати масла, що іде у проточну частину, і знизити температуру масла в районах опор за рахунок зменшення прориву гарячого повітря в масляну порожнину.

Камера згоряння¹ (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між

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

зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

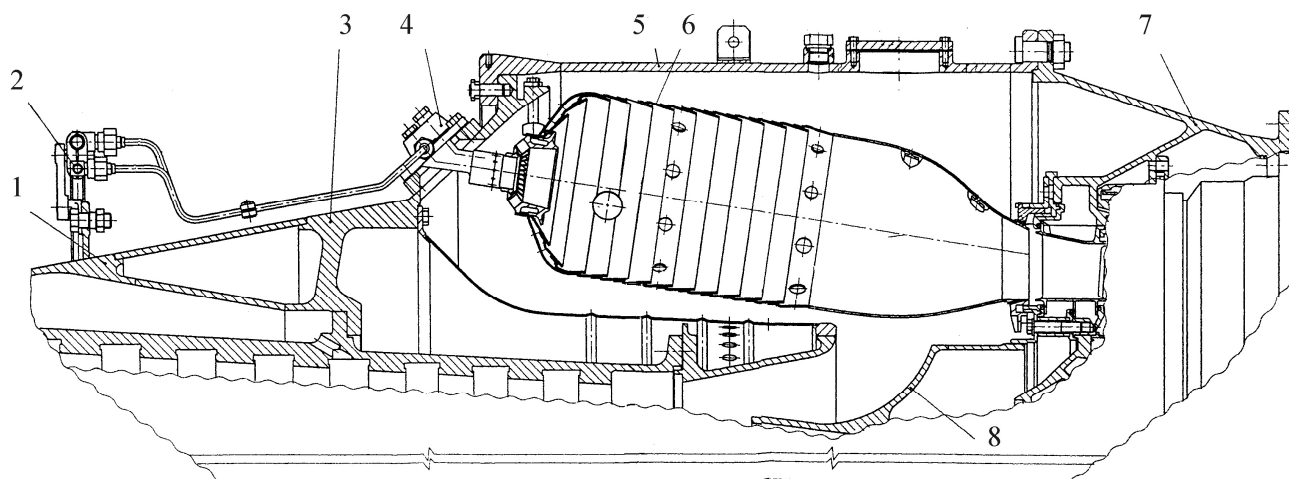


Рис.1.6. Камера згоряння:

1 – підвіска; 2 – паливні колектори; 3 – корпус КВТ; 4 – форсунка; 5 – кожух камери згоряння; 6 – жарова труба; 7 – силовий корпус; 8 – дифузор

Внутрішній кожух камери згоряння виконує роль екрана і формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної оболонки і двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпусу заднього. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.

Запалення палива в камері згоряння при запуску здійснюється двома запалювачами. Кожен запалювач забезпечує запалення паливоповітряної суміші в двох жарових трубах. Перекидання полум'я від однієї жарової труби до іншої здійснюється через полум'яперекидні патрубки жарових труб.

Подача і розпил палива здійснюються шістнадцятьма двосопловими двоканалними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

забезпечує якісний розпил палива у всьому діапазоні режимів роботи ГТД. Перший канал забезпечує запуск двигуна і роботу його на холостому ході. Інші режими роботи двигуна забезпечуються спільною роботою обох каналів.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпусу соплового апарата ТВТ.

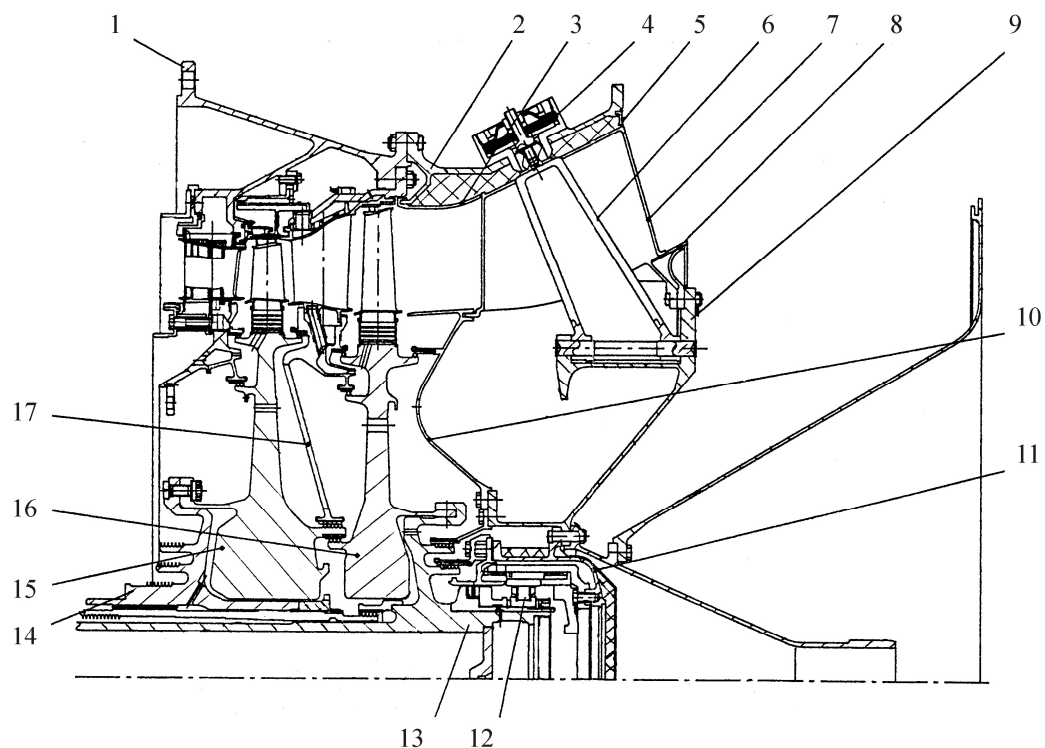


Рис.1.7. Турбіни високого і низького тисків:

1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

Турбіна високого тиску (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного

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

типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТВТ складається з диска 15, поєднаного болтами із цапфою 14. Цапфа з диском 15 встановлюється на цапфу компресора високого тиску і затягується гайкою. У пазах диска встановлені робочі лопатки турбіни.

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата, ротора ТНТ і опорного вінця. Сопловий апарат турбіни складається з корпусу соплового апарата, блоків лопаток, діафрагми 17.

Блоки лопаток – охолоджувані, консольні, зібрані по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини блоків лопаток формується вихровою матрицею. Охолодне повітря до блоків лопаток підводиться через п'ятий ступінь КВТ зверху. Частина охолодного повітря проходить через лопатки і надходить у напрямний апарат для підведення до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТНТ складається з диска 16, вала 13, робочих лопаток. Вал з диском поєднані штифтами. У пазах диска встановлені робочі лопатки.

Опорний вінець призначений для розміщення задньої опори ротора й утворює проточну частину між ТНТ і силовою турбіною. Він складається з корпусу 2 і дев'яти обтічників 7. Через шість з дев'яти обтічників проходять силові стійки 6, пов'язані з корпусом за допомогою компенсаторів 4 теплових розширень, через три інших обтічники проходять: труба підведення повітря, труба підведення масла і труба зливу масла.

Силова турбіна (рис.1.8) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

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

Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала 10, до якого кріпляться попарно диски 1-4-го ступенів. У ялинкові пази, виконані на ободах дисків, вставлені робочі лопатки. Консольність силової турбіни поліпшує модульність конструкції двигуна, оскільки дозволяє в експлуатації при необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник 7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силової турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності¹ валів.

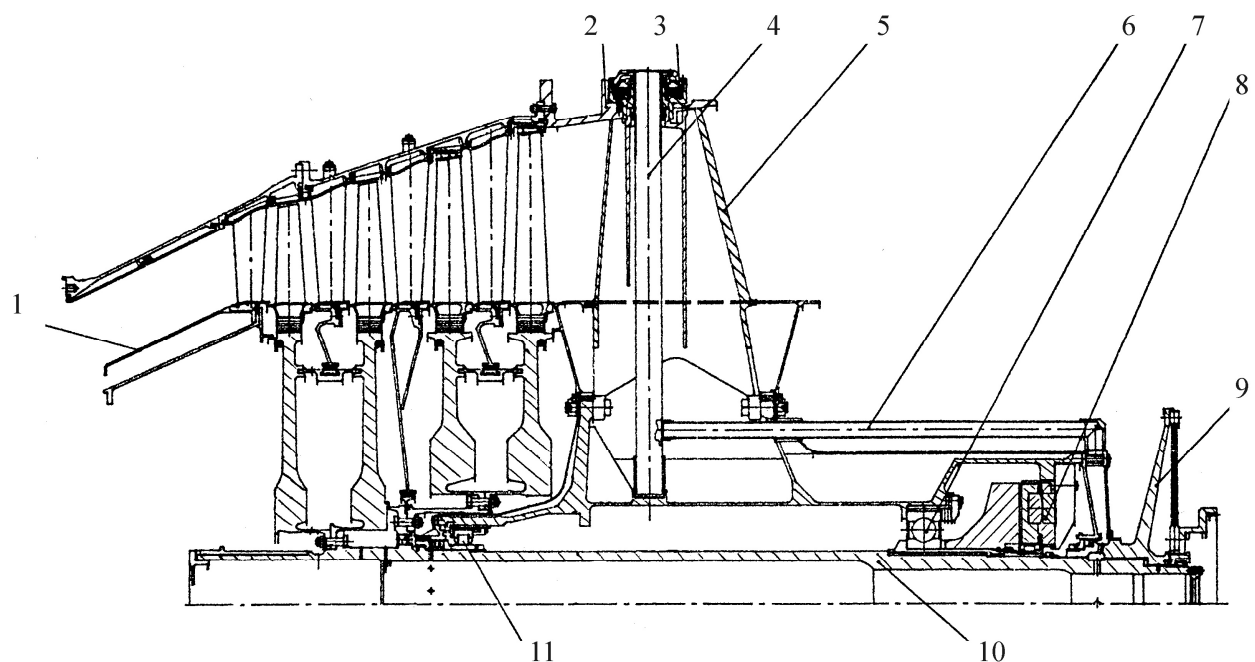


Рис.1.8. Силова турбіна:

1 – внутрішній кожух; 2 – корпус опорного вінця; 3 – компенсатор; 4, 6 – труба підведення повітря; 5 – стійка-обтічник; 7 – кульковий підшипник; 8 – упорний підшипник ковзання; 9 – пружна муфта; 10 – вал; 11 – роликовий підшипник

Опорний вінець турбіни складається з корпуса 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпуса підшипників, у якому розташовані опори ротора.

¹ Поєднувальна дискова муфта допускає перекіс валів до $0,5^0$ і осьовий зсув до 5 мм.

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з напіпним і електроприводним маслоагрегатами;
- паливна система з черпаковим паливним насосом;
- прилади контролю й автоматичного захисту;
- електричний (~380 В, 3х70 кВт) або пневматичний стартер для розкручування контуру низького тиску.

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

1.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

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

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

На рис.1.7 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана

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

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

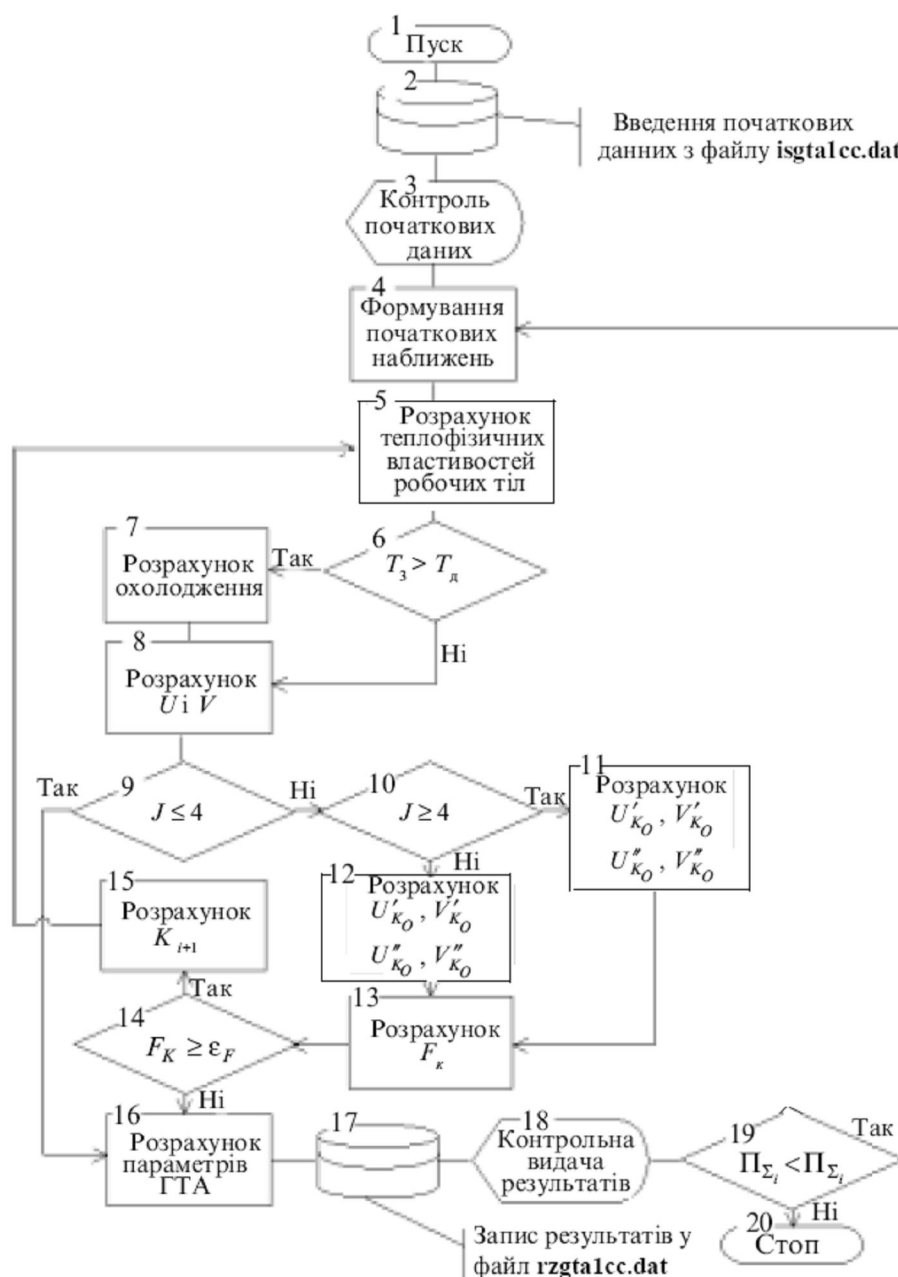


Рис.1.7. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 1.3

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	U_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	U_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	U_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{kzpp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_t}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.1.3.

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

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файла isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних

даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построчно для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.3. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.1.4.

Таблиця 1.4

Параметр	Числове значення			
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1100	1200	1400	1600
Температура навколишнього повітря, К	288			
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080			
ККД ступеня компресора	0,900			
ККД ступеня турбіни	0,900			
Механічний ККД	0,995			
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990			
КВПТ для вхідного пристрою	0,985			
КВПТ для переходника між компресорами	0,995			
КВПТ для камери згоряння	0,960			
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995			
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980			
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,025			

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуюмо графіки (рис.1.8 та рис.1.9) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі для різних значень початкової температури газу.

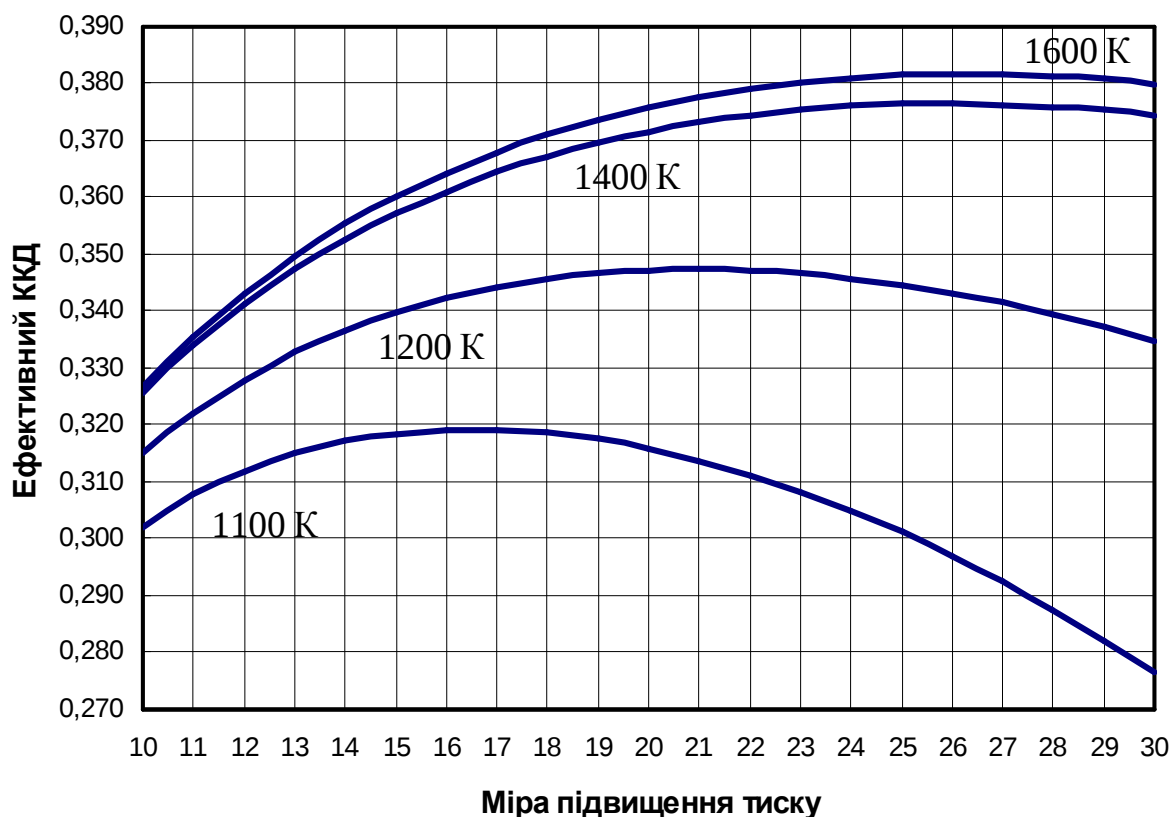


Рис.1.8. Залежність ефективного ККД газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пнт}} = f(\pi_k)$. Оптимальні значення міри підвищення тиску, за яких досягається максимальне значення коефіцієнта корисної дії, наведені у табл. 1.5.

Із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункові значення загальної міри підвищення тиску в

циклі, які є меншими, ніж оптимальні, але за яких не відбувається суттєвого зменшення ефективного ККД газотурбінного двигуна.

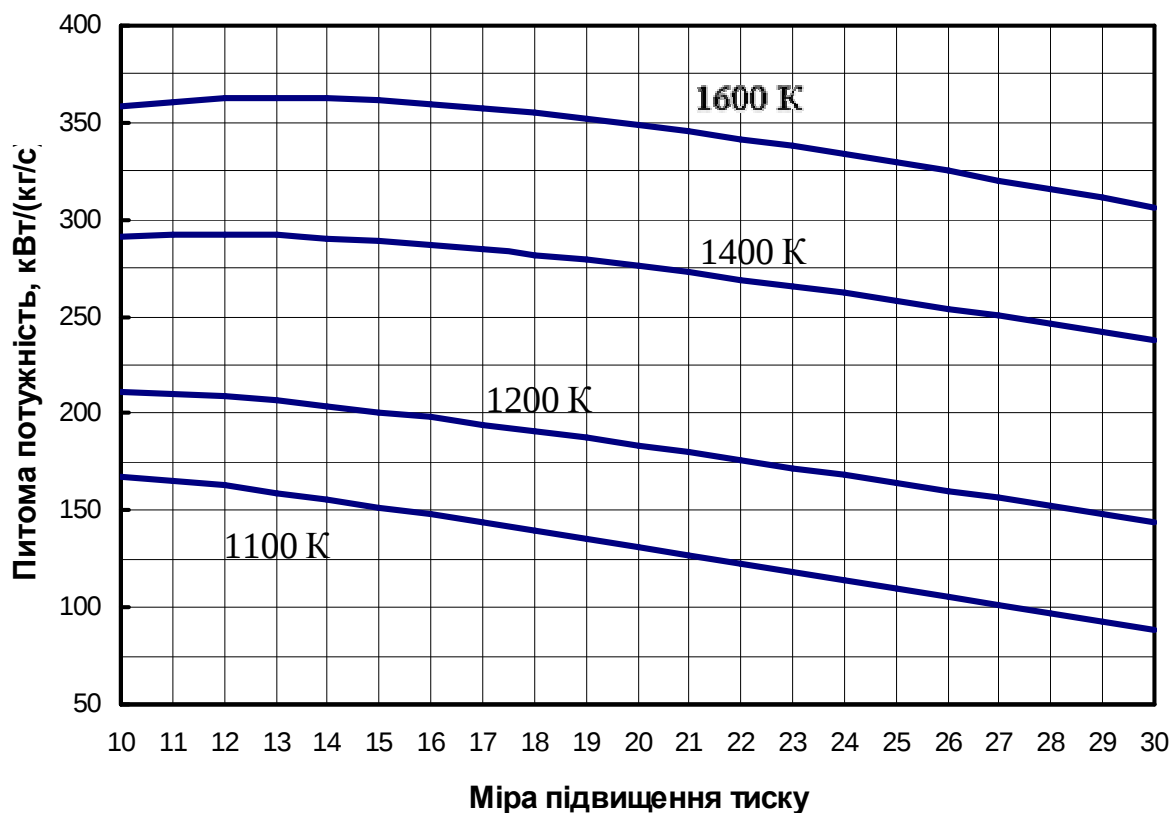


Рис.1.9. Залежність питомої потужності газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

Таблиця 1.5

Початкова температура газу, К	Оптимальне значення міри підвищення тиску	Розрахункове значення міри підвищення тиску
1100	16,5	13,0
1200	21,0	16,5
1400	25,5	20,0
1600	26,5	21,0

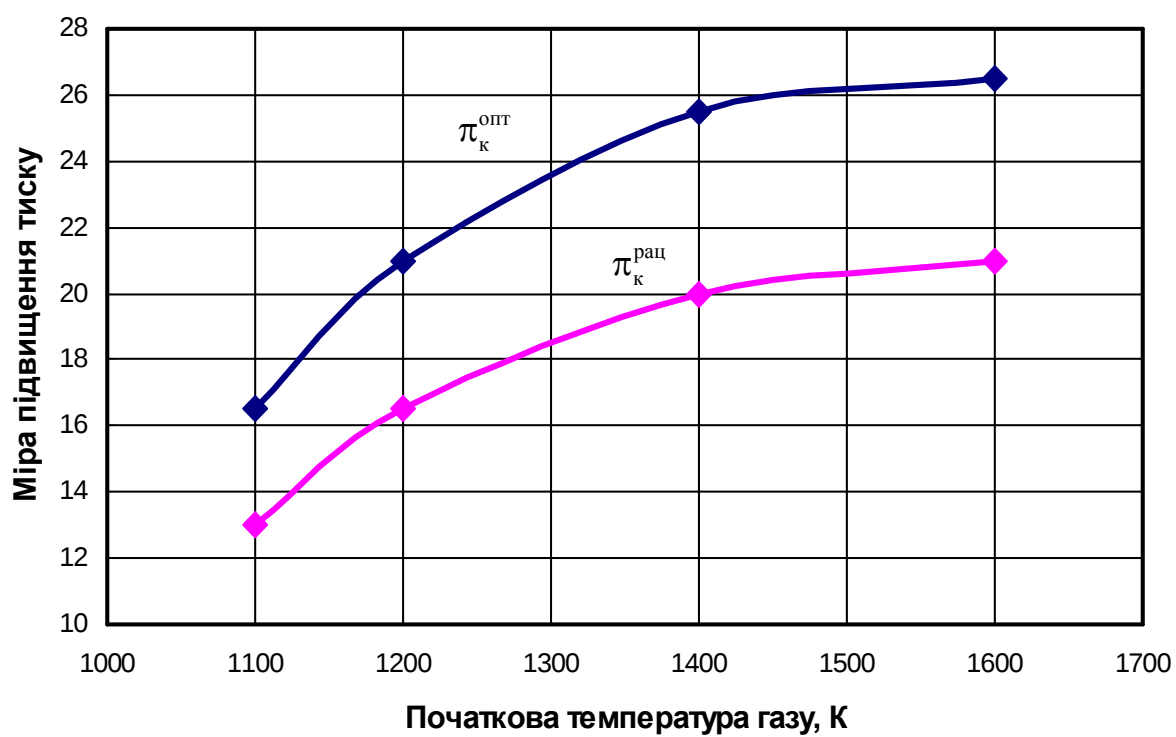


Рис.1.10. Залежність оптимальної та розрахункової міри підвищення тиску у компресорі від початкової температури газу

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GtAlCC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Semenov S.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1100.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.30214	167.9	0.000	0.000	590.8	664.3	0.000	0.2	0.0013	4.93
11.0	0.30765	165.5	0.000	0.000	607.9	649.3	0.000	0.2	0.0013	5.09
12.0	0.31187	162.6	0.000	0.000	623.9	635.9	0.000	0.2	0.0014	5.26
13.0	0.31500	159.2	0.000	0.000	638.8	623.8	0.000	0.2	0.0014	5.41
14.0	0.31717	155.6	0.000	0.000	653.0	612.7	0.000	0.2	0.0014	5.58
15.0	0.31854	151.8	0.000	0.000	666.3	602.6	0.000	0.2	0.0015	5.74
16.0	0.31919	147.8	0.000	0.000	679.1	593.2	0.000	0.2	0.0015	5.91
17.0	0.31919	143.7	0.000	0.000	691.2	584.5	0.000	0.2	0.0016	6.08
18.0	0.31861	139.5	0.000	0.000	702.8	576.4	0.000	0.2	0.0016	6.25
19.0	0.31748	135.3	0.000	0.000	713.9	568.8	0.000	0.2	0.0017	6.42
20.0	0.31586	131.0	0.000	0.000	724.6	561.7	0.000	0.2	0.0017	6.60
21.0	0.31377	126.6	0.000	0.000	734.8	555.0	0.000	0.2	0.0017	6.78
22.0	0.31123	122.3	0.000	0.000	744.7	548.7	0.000	0.2	0.0018	6.96
23.0	0.30827	118.0	0.000	0.000	754.3	542.7	0.000	0.2	0.0018	7.15
24.0	0.30489	113.7	0.000	0.000	763.5	537.1	0.000	0.2	0.0019	7.34
25.0	0.30111	109.3	0.000	0.000	772.5	531.7	0.000	0.2	0.0019	7.53
26.0	0.29694	105.1	0.000	0.000	781.2	526.5	0.000	0.2	0.0020	7.73
27.0	0.29238	100.8	0.000	0.000	789.6	521.6	0.000	0.2	0.0020	7.94
28.0	0.28744	96.5	0.000	0.000	797.8	516.9	0.000	0.2	0.0021	8.15
29.0	0.28211	92.3	0.000	0.000	805.7	512.4	0.000	0.2	0.0021	8.36
30.0	0.27639	88.1	0.000	0.000	813.5	508.1	0.000	0.2	0.0022	8.58

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAIСС
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Semenov S.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1200.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.31493	211.4	0.000	0.000	590.9	731.8	0.000	1.3	0.0105	4.07
11.0	0.32205	210.4	0.000	0.000	607.9	715.6	0.000	1.3	0.0108	4.17
12.0	0.32792	208.7	0.000	0.000	623.9	701.0	0.000	1.3	0.0111	4.28
13.0	0.33274	206.5	0.000	0.000	638.8	687.9	0.000	1.3	0.0114	4.39
14.0	0.33668	203.9	0.000	0.000	653.0	675.9	0.000	1.3	0.0117	4.50
15.0	0.33986	200.9	0.000	0.000	666.3	664.9	0.000	1.3	0.0120	4.61
16.0	0.34238	197.8	0.000	0.000	679.1	654.7	0.000	1.3	0.0123	4.71
17.0	0.34432	194.4	0.000	0.000	691.2	645.3	0.000	1.3	0.0127	4.82
18.0	0.34574	190.9	0.000	0.000	702.8	636.5	0.000	1.3	0.0130	4.93
19.0	0.34670	187.2	0.000	0.000	713.9	628.2	0.000	1.3	0.0133	5.04
20.0	0.34724	183.5	0.000	0.000	724.6	620.5	0.000	1.3	0.0137	5.14
21.0	0.34739	179.7	0.000	0.000	734.8	613.2	0.000	1.3	0.0140	5.25
22.0	0.34718	175.9	0.000	0.000	744.7	606.4	0.000	1.3	0.0144	5.36
23.0	0.34664	172.0	0.000	0.000	754.3	599.9	0.000	1.3	0.0147	5.47
24.0	0.34579	168.1	0.000	0.000	763.5	593.7	0.000	1.3	0.0151	5.58
25.0	0.34463	164.1	0.000	0.000	772.5	587.8	0.000	1.3	0.0155	5.70
26.0	0.34320	160.2	0.000	0.000	781.2	582.2	0.000	1.3	0.0159	5.81
27.0	0.34150	156.2	0.000	0.000	789.6	576.9	0.000	1.3	0.0163	5.92
28.0	0.33953	152.3	0.000	0.000	797.8	571.8	0.000	1.3	0.0167	6.04
29.0	0.33731	148.3	0.000	0.000	805.7	566.9	0.000	1.3	0.0172	6.16
30.0	0.33484	144.4	0.000	0.000	813.5	562.2	0.000	1.3	0.0176	6.28

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAISS
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Semenov S.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1400.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32549	290.8	0.000	0.000	590.8	869.3	0.000	3.2	0.0518	2.98
11.0	0.33394	292.0	0.000	0.000	607.9	850.7	0.000	3.2	0.0532	3.04
12.0	0.34115	292.3	0.000	0.000	623.9	834.0	0.000	3.2	0.0546	3.10
13.0	0.34732	291.8	0.000	0.000	638.8	818.9	0.000	3.2	0.0560	3.15
14.0	0.35262	290.6	0.000	0.000	653.0	805.1	0.000	3.2	0.0575	3.21
15.0	0.35717	289.0	0.000	0.000	666.3	792.4	0.000	3.2	0.0589	3.26
16.0	0.36107	286.9	0.000	0.000	679.1	780.7	0.000	3.2	0.0604	3.32
17.0	0.36440	284.5	0.000	0.000	691.2	769.8	0.000	3.2	0.0619	3.37
18.0	0.36723	281.8	0.000	0.000	702.8	759.7	0.000	3.2	0.0634	3.42
19.0	0.36961	278.9	0.000	0.000	713.9	750.2	0.000	3.2	0.0650	3.48
20.0	0.37158	275.8	0.000	0.000	724.6	741.2	0.000	3.2	0.0666	3.53
21.0	0.37318	272.5	0.000	0.000	734.8	732.8	0.000	3.2	0.0682	3.58
22.0	0.37444	269.1	0.000	0.000	744.7	724.9	0.000	3.2	0.0699	3.63
23.0	0.37538	265.6	0.000	0.000	754.3	717.3	0.000	3.2	0.0716	3.68
24.0	0.37602	261.9	0.000	0.000	763.5	710.2	0.000	3.2	0.0733	3.73
25.0	0.37638	258.2	0.000	0.000	772.5	703.4	0.000	3.2	0.0750	3.78
26.0	0.37648	254.3	0.000	0.000	781.2	696.9	0.000	3.2	0.0769	3.83
27.0	0.37632	250.4	0.000	0.000	789.6	690.7	0.000	3.2	0.0787	3.88
28.0	0.37593	246.5	0.000	0.000	797.8	684.8	0.000	3.2	0.0806	3.93
29.0	0.37530	242.4	0.000	0.000	805.7	679.1	0.000	3.2	0.0826	3.98
30.0	0.37444	238.3	0.000	0.000	813.5	673.6	0.000	3.2	0.0846	4.03

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAISS
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Semenov S.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1600.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32683	358.2	0.000	0.000	590.8	1009.6	0.000	4.8	0.1161	2.33
11.0	0.33559	360.9	0.000	0.000	607.9	988.8	0.000	4.8	0.1190	2.37
12.0	0.34315	362.4	0.000	0.000	623.9	970.0	0.000	4.8	0.1219	2.40
13.0	0.34966	362.8	0.000	0.000	638.8	953.0	0.000	4.8	0.1249	2.44
14.0	0.35528	362.4	0.000	0.000	653.0	937.5	0.000	4.8	0.1279	2.47
15.0	0.36014	361.3	0.000	0.000	666.3	923.2	0.000	4.8	0.1309	2.50
16.0	0.36433	359.7	0.000	0.000	679.1	910.0	0.000	4.8	0.1339	2.53
17.0	0.36795	357.5	0.000	0.000	691.2	897.7	0.000	4.8	0.1370	2.56
18.0	0.37104	355.0	0.000	0.000	702.8	886.3	0.000	4.8	0.1401	2.60
19.0	0.37367	352.1	0.000	0.000	713.9	875.5	0.000	4.8	0.1433	2.63
20.0	0.37587	348.9	0.000	0.000	724.6	865.5	0.000	4.8	0.1465	2.66
21.0	0.37768	345.4	0.000	0.000	734.8	855.9	0.000	4.8	0.1497	2.68
22.0	0.37913	341.7	0.000	0.000	744.7	847.0	0.000	4.8	0.1530	2.71
23.0	0.38025	337.8	0.000	0.000	754.3	838.4	0.000	4.8	0.1564	2.74
24.0	0.38105	333.7	0.000	0.000	763.5	830.3	0.000	4.8	0.1598	2.77
25.0	0.38155	329.4	0.000	0.000	772.5	822.6	0.000	4.8	0.1633	2.80
26.0	0.38176	325.0	0.000	0.000	781.2	815.3	0.000	4.8	0.1669	2.83
27.0	0.38170	320.4	0.000	0.000	789.6	808.3	0.000	4.8	0.1705	2.85
28.0	0.38137	315.7	0.000	0.000	797.8	801.5	0.000	4.8	0.1742	2.88
29.0	0.38079	310.9	0.000	0.000	805.7	795.1	0.000	4.8	0.1780	2.91
30.0	0.37995	305.9	0.000	0.000	813.5	788.9	0.000	4.8	0.1818	2.94

1.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Тепловий проектувальний розрахунок газотурбінного двигуна на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних частин: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного двигуна, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих частин. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного двигуна, його питома потужність.

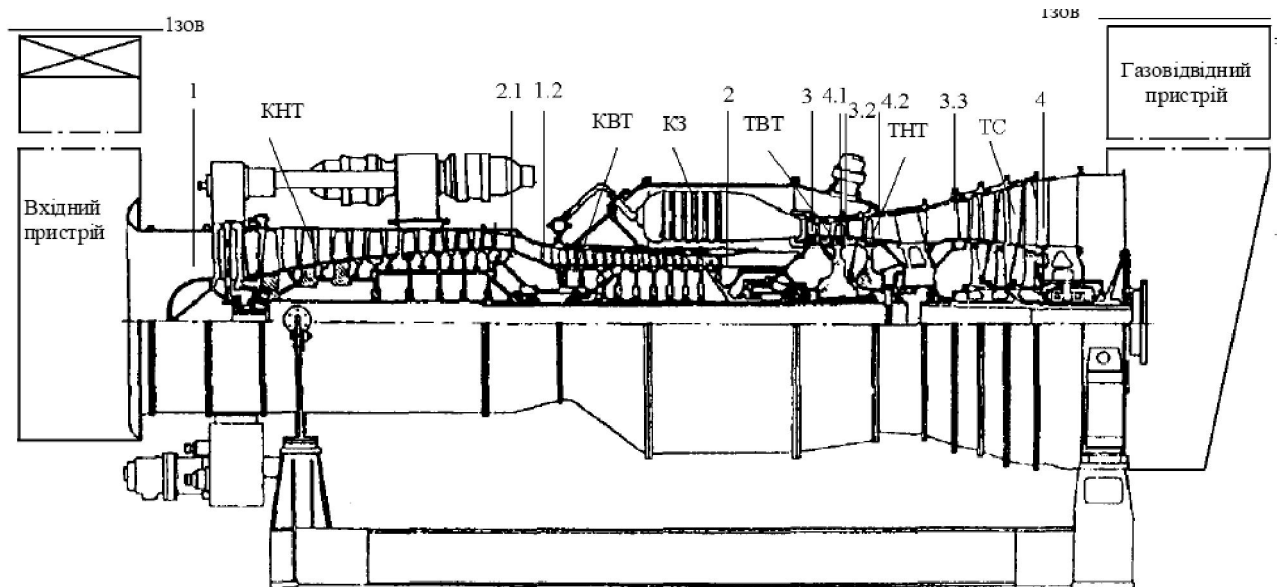


Рис.1.11. Схема і розрахункові перерізи ГТД з вільною силовою турбіною

Структурна схема газотурбінного двигуна наведена на рис.1.11, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.1.12.

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

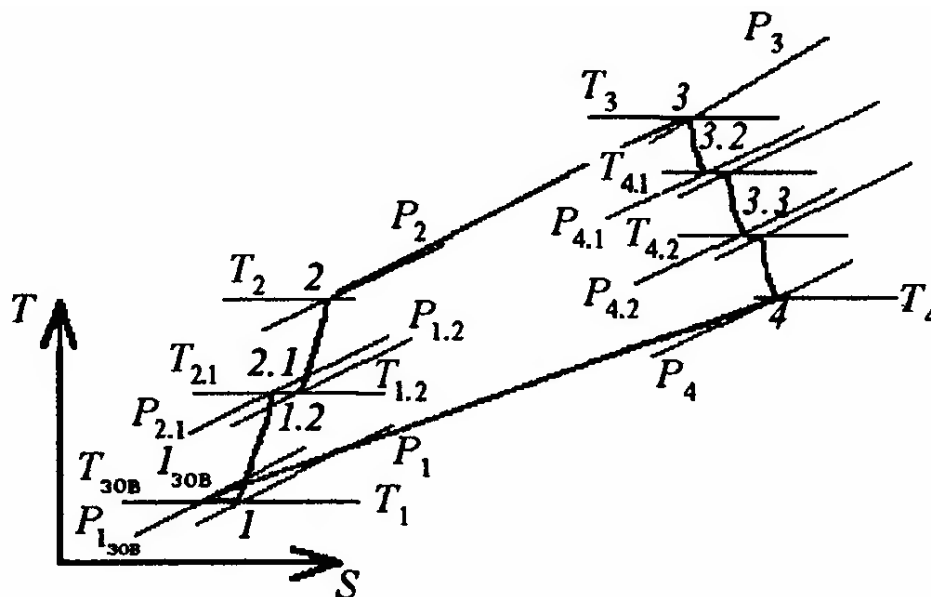


Рис.1.12. Термодинамічний цикл газотурбінного двигуна

1.3.1. Розрахунок при початковій температурі газу 1100 К

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність газотурбінного двигуна – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1100 К, базовий двигун – UGT 25000 (ДН80). За результатами оптимізації була прийнята розрахункова міра підвищення тиску – 13,0.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [11]	13	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1100	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [11]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1080	-

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

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
6.Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [11]	0,9000	-
7.Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [11]	0,9900	-
8. КВПТ у входному пристрої $v_{вх}$	Приймається [11]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора $v_{к}$	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [11]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [11]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	Приймається [11]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [11]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [11]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [11]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{т3}$	Приймається [11]	0,9100	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [11]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [11]	1,000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{к2}$	Приймається [11]	0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [11]	0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [11]	50032	
22.Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [11]	17,18	
23.Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	25 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{к2}$	Приймається [11]	3,600	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	3,611	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,4000	1,3959
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}\eta_{ак}-1}{k_{п1}}}}$	0,8807	0,8808

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

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1 \left(\pi^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1 \right)}{\eta_{к1}}$	144,9	143,6
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	432,9	431,6
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	351,8	351,3
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,012	1,012
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3959	1,3959
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot v_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,360	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2} \eta_{ак}}} - 1}$	0,8815	0,8817
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	207,7	204,1
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	639,3	635,7
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	523,2	521,6
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,055	1,055
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3737	1,3737
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,3585	

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Арк.

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа					$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$		1,291	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{p\Gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.кз}}, \alpha = 1)$		1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{p\text{п}} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.кз}})$		1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{p\text{п}} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$		1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$					$\frac{c_{p\text{п}} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{p\text{п}} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^{\text{н}} \cdot \eta_{кз} - \left[c_{p\Gamma_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{p\text{п}} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$		0,0117	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$		4,979	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа					$P_2 \cdot \nu_{кз}$		1,239	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$					Приймається [11]		1 (0,29)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T_3 - T_d > 100$		1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{\text{т1}}$					Приймається		0,900	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$					$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{\text{т1}}$		0,00159	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3.2}$, К					$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$		1007,1	
55. Число рядів охолоджуваних вінців					Приймається [11]		0	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
ТНТ(з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}								
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T'_{3.2} - T_d > 100$		1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}					Приймається [11]		0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}					$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3.2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$		0	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$					$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$		0,977	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}					$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$		0,999	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}					$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ox1} + 0,006$		0,996	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}					$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$		1,0004	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{z6}					$\beta_{t3} + 0,004$		1,0044	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К					$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$		994,5	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т1}, \alpha)$		1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{г1}$					$\frac{c_{pз1}}{c_{pг1} - R_T}$		1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2					$\frac{c_{pп2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pг1} \cdot \eta_{м1}}$		0,8412	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К					$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$		171,7	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4.1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	928,3	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big _{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*, \alpha)$	1,234	
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pп} \Big _{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pп} \Big _{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pг} \Big _{T_{4.1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	927,8	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{д1}}{k_{д1}-1}}$	2,353	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{к3}$	1,239	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,527	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	927,8	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{м2}}$	863,2	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{pг2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{pг2}}{c_{pг2} - R_{г}}$	1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pп1}}{c_{pг2} \cdot \eta_{м2} \cdot \beta_{т2}}$	0,8367	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$	120,2	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{т2}$	807,7	
84. Теплоємність газу для процесу	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,196	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
змішування $c_{pe} \Big ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)								
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,2}^*)$		1,145	
86. Температура газу за охладженою ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К					$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})}(T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pn} \Big ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} \Big ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$		807,7	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}					$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$		1,931	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа					$P_{4,1} \cdot v_{t1}$		0,5266	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа					$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$		0,2727	
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3,3}$, МПа					$P_{4,2} \cdot v_{t2}$		0,2713	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К					$T_{3,3} = T_{4,2}$		807,7	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа					$\frac{P_{30B}}{v_{ГВ}}$		0,1039	
93. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}					$\frac{P_{3,3}}{P_4}$		2,612	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$		720,7	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ c_{pr3} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т3}, \alpha)$		1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ k_{r3}					$\frac{c_{pe3}}{c_{pe3} - R_r}$		1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ ΔT_{t3} , К					$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{t3}^{\frac{k_{r3}-1}{k_{r3}}}} \right) \cdot \eta_{t3},$		154,1	154,2
98. Температура газу за ТГ T_4 , К					$T_{3,3} - \Delta T_{t3}$		653,6	653,5
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{\text{сер.т3}}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T3}}{2 \cdot \eta_{T3}}$	730,6	
100. Питома потужність ГТД $N_{\text{питГТД}}$, кВт/(кг/с)	$c_{\text{пр3}} \cdot \Delta T_{\text{т3}} \cdot \beta_{\text{т3}} \cdot v_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{мі}}$	177,5	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1пр}}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{\text{питГТД}} \cdot \eta_p}$	140,85	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1}}$,кг/с	$G_{\text{к1пр}} \cdot v_{\text{вх}}$	138,74	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{\text{к2}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к2}}$	137,35	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{пк3}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к3}}$	135,61	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{\text{нал.год}}$, кг/год	$g_{\text{пал}} \cdot G_{\text{пк3}} \cdot 3600$	5707,3	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{\text{т1}}$, кг/с	$\beta_{\text{т1}} \cdot G_{\text{к2}}$	137,19	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{\text{ох1}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot g_{\text{ох1}}$	0,22	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{\text{т2}}$, кг/с	$\beta_{\text{т2}} \cdot G_{\text{к1}}$	138,24	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{\text{ох2}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot g_{\text{ох2}}$	0	
110. Витрата газу через ТГ $G_{\text{т3}}$, кг/с	$\beta_{\text{т3}} \cdot G_{\text{к1}}$	138,80	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\text{гв}}$, кг/с	$\beta_{\text{гв}} \cdot G_{\text{к1}}$	139,35	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{\text{нал.год}} / N_e$	0,2283	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3152	

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

1.3.2. Розрахунок при початковій температурі газу 1200 К

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність газотурбінного двигуна – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1200 К, базовий двигун – UGT 25000 (ДН80). За результатами оптимізації була прийнята розрахункова міра підвищення тиску – 16,5.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [11]	16,5	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1200	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [11]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [11]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\kappa3}$	Приймається [11]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [11]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_{κ}	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\kappa3}$	Приймається [11]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\tau2}$	Приймається [11]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\tau3}$	Приймається [11]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається [11]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ η_{T1}	Приймається [11]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ η_{T2}	Приймається [11]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ η_{T3}	Приймається [11]	0,9100	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [11]	0,9950	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
18.	Механічний ККД редуктора η_p				Приймається [11]		1,000	
19.	Коефіцієнт витрати КВТ α_{k2}				Приймається [11]		0,9900	
20.	Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e				Приймається [11]		0,0250	
21.	Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг				Вибирається з довідкової літератури [11]		50032	
22.	Стехіометрична кількість повітря L_0				Вибирається з довідкової літератури [11]		17,18	
23.	Ефективна потужність ГТА N_e , кВт				Задається завданням		25 000	
24.	Міра підвищення тиску в КВТ π_{k2}				Приймається [11]		4,000	
25.	Міра підвищення тиску в КНТ π_{k1}				$\pi_{k\Sigma} / \pi_{k2}$		4,125	
26.	Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$				$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$		1,4000	1,3959
27.	Адіабатичний ККД КНТ η_{k1}				$\frac{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{k1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$		0,8786	0,8787
28.	Дійсний підігрів повітря в КНТ ΔT_{k1} , К				$\frac{T_1(\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{k1}}$		163,6	162,1
29.	Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К				$T_1 + \Delta T_{k1}$		451,6	450,1
30.	Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.k1}$, К				$T_{зоб} + \frac{\Delta T_{k1} \cdot \eta_{k1}}{2}$		359,9	359,2
31.	Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)				$f(T_{сер.k1})$		1,012	1,012
32.	Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$				$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$		1,3959	1,3959
33.	Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа				$P_{зоб} \cdot \nu_{вх}$		0,0998	
34.	Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2.1}$, МПа				$P_1 \cdot \pi_{k1}$		0,412	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$					$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$		1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$					$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$		0,8799	0,8797
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К					$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$		238,6	234,4
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К					$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$		688,7	684,5
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К					$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$		555,1	553,2
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п2}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к2})$		1,055	1,055
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$					$\frac{c_{п2}}{c_{п2} - R_{п}}$		1,3737	1,3737
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа					$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$		0,4095	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа					$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$		1,638	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{пг\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$		1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к3})$		1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.к3}^{вх})$		1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$					$\frac{c_{пп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{к3} - \left[c_{пг\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$		0,0131	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	4,447	
48.Тиск на виході з КЗ Р _з , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$	1,573	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається [11]	2 (1,65)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_{\text{д}} > 100$	1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_{\text{т}}$	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{\text{т1}}$	Приймається	0,900	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_{\text{е}} \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{\text{т1}}$	0,016	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{\text{к2}}}{2}$	1093,4	
55.Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ(з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох2}}$	Приймається [11]	1 (0,19)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T'_{3,2} - T_{\text{д}} > 100$	1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_{\text{т}}$	Приймається 1,05...1,10	1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох2}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_{\text{е}} \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{\text{т2}}$	0,00127	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\text{кз}}$	$\alpha_{\text{к2}} - g_{\text{ох1}} - g_{\text{ох2}} - 0,011$	0,962	

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

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{\text{пал}}) \cdot \alpha_{\kappa 3}}{\alpha_{\kappa 2}}$.	0,984	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{\kappa 3} + g_{\text{ox1}} + 0,006$	0,996	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{\text{ox2}} + 0,004$	1,0016	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{28}	$\beta_{t3} + 0,004$	1,0056	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{\text{сер.т1}}$, К	$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{\kappa 2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1078,8	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{\text{пр1}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т1}},\alpha)$	1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_{\Gamma}}$	1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{\text{пр2}}}{\beta_{t1} \cdot c_{\text{пр1}} \cdot \eta_{\text{м1}}}$	0,8538	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{\text{т1}}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{\kappa 2}$	200,1	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4.1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{\text{т1}}$	999,9	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*,\alpha)$	1,234	
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1} + g_{\text{ox1}})} (T_3 - \Delta T_{\text{т1}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.1}^*} g_{\text{ox1}}}{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.1}^*} (\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1} + g_{\text{ox1}})} \cdot T_{\text{ox}}$	994,3	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{\text{т1}}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}}}{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}} - \Delta T_{\text{т1}}} \right)^{\frac{k_{\kappa 1}}{k_{\kappa 1} - 1}}$	2,511	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\kappa 3}$	1,573	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
91. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К					$T_{3,3} = T_{4,2}$		858,4	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа					$\frac{P_{30B}}{V_{ГВ}}$		0,1039	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$					$\frac{P_{3,3}}{P_4}$		2,989	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$		759,3	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ C_{pr3} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т3}, \alpha)$		1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$					$\frac{c_{p23}}{c_{p23} - R_{г}}$		1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К					$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$		183,9	184,0
98. Температура газу за ТГ T_4 , К					$T_{3,3} - \Delta T_{т3}$		674,6	674,4
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$		766,5	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)					$c_{pr3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{мі}$		212,0	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с					$\frac{N_e}{N_{питГТД}} \cdot \eta_p$		117,90	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с					$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$		116,13	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с					$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$		114,97	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с					$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$		111,68	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал, год}$, кг/год					$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$		5262,5	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с					$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$		113,14	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{k1} \cdot g_{ox1}$	1,868	
108. Витрата газу через ТНТ G_{T2} , кг/с	$\beta_{t2} \cdot G_{k1}$	115,70	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{k1} \cdot g_{ox2}$	0,146	
110. Витрата газу через ТГ G_{T3} , кг/с	$\beta_{t3} \cdot G_{k1}$	116,3	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій G_{TB} , кг/с	$\beta_{TB} \cdot G_{k1}$	116,78	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{пал_{200}} / N_e$	0,2105	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3418	

1.3.3. Розрахунок при початковій температурі газу 1400 К

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність газотурбінного двигуна – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1400 К, базовий двигун – UGT 25000 (ДН80). За результатами оптимізації була прийнята розрахункова міра підвищення тиску – 20.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.8.

Таблиця 1.8

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{k\Sigma}$	Приймається [11]	20	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1400	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	Приймається [11]	0,1013	-

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

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d, K	Приймається [11]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [11]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [11]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [11]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [11]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [11]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	Приймається [11]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [11]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [11]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [11]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{т3}$	Приймається [11]	0,9100	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [11]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [11]	1,000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{к2}$	Приймається [11]	0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [11]	0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u, кДж/кг$	Вибирається з довідкової літератури [11]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [11]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА $N_e, кВт$	Задається завданням	25 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{к2}$	Приймається [11]	4,30	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	4,652	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_n}$	1,4000	1,3959
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}$	0,8767	0,8768

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Арк.

Величина	Спосіб визначення	Наближення			
		Перше	Друге		
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	181,2	179,5		
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	469,2	467,5		
30.Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	367,4	366,7		
31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,012	1,012		
32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3959	1,3959		
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,0998			
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,464			
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737		
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2} \eta_{ак}}} - 1}$	0,8788	0,8778		
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	263,9	259,4		
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	731,4	726,9		
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	583,4	581,3		
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,055	1,055		
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3737	1,3737		
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,4619			
	ДП.142.6231м.03.ПЗ		Арк.		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа					$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$		1,986	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.кз}, \alpha = 1)$		1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{pn} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.кз})$		1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{pn} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.кз}^{вх})$		1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$					$\frac{c_{pn} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{pn} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^H \cdot \eta_{кз} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pn} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$		0,0172	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_{пал} L_0}$		3,386	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа					$P_2 \cdot \nu_{кз}$		1,907	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$					Приймається [11]		2 (4,06)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T_3 - T_d > 100$		1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$					Приймається		0,900	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{ох1}$					$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \cdot \frac{(n_{ох1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ох})} \left(\frac{T_3}{T_{ох}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{т1}$		0,049	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3.2}$, К					$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$		1282,0	
55. Число рядів охолоджуваних вінців					Приймається [11]		2 (2,68)	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
ТНТ(з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}								
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T'_{3.2} - T_d > 100$		1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}					Приймається [11]		0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}					$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3.2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$		0,0331	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$					$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$		0,897	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}					$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$		0,921	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}					$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ox1} + 0,006$		0,967	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}					$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$		1,0044	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{26}					$\beta_{t3} + 0,004$		1,0084	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К					$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$		1265,9	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{pг1}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т1}, \alpha)$		1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{г1}$					$\frac{c_{pг1}}{c_{pг1} - R_T}$		1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2					$\frac{c_{pп2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pг1} \cdot \eta_{м1}}$		0,9119	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К					$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$		236,5	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4.1}^?$, К					$T_3 - \Delta T_{т1}$		1163,5	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big _{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4.1}^*, \alpha)$		1,234	
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pп} \Big _{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4.1}^*)$		1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К					$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pп} \Big _{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pг} \Big _{T_{4.1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$		1139,7	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$					$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{д1}}{k_{д1}-1}}$		2,545	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа					$P_2 \cdot v_{к3}$		1,907	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа					$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$		0,749	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К					$T_{3.2} = T_{4.1}$		1139,7	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К					$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$		1058,9	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{pг2}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т2}, \alpha)$		1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$					$\frac{c_{pг2}}{c_{pг2} - R_{г}}$		1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1					$\frac{c_{pп1}}{c_{pг2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{т2}}$		0,8618	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,					$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$		154,7	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К					$T_{3.2} - \Delta T_{т2}$		985,0	
84. Теплоємність газу для процесу					$f(T_{4.2}^*, \alpha)$		1,196	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
змішування $c_{pe} \Big ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)								
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,2}^*)$		1,145	
86. Температура газу за охладженою ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К					$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})}(T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pn} \Big ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} \Big ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$		975,5	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}					$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$		1,999	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа					$P_{4,1} \cdot v_{t1}$		0,7491	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа					$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$		0,3748	
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3,3}$, МПа					$P_{4,2} \cdot v_{t2}$		0,3729	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К					$T_{3,3} = T_{4,2}$		975,5	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа					$\frac{P_{30B}}{v_{ГВ}}$		0,1039	
93. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}					$\frac{P_{3,3}}{P_4}$		3,59	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$		865,8	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ c_{pr3} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т3}, \alpha)$		1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ k_{r3}					$\frac{c_{pe3}}{c_{pe3} - R_r}$		1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ ΔT_{t3} , К					$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{t3}^{\frac{k_{r3}-1}{k_{r3}}}} \right) \cdot \eta_{t3},$		238,7	238,9
98. Температура газу за ТГ T_4 , К					$T_{3,3} - \Delta T_{t3}$		736,8	736,6
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{T3}}{2 \cdot \eta_{T3}}$	856,1	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pg3} \cdot \Delta T_{t3} \cdot \beta_{t3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	276,1	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	90,56	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{ex}$	89,20	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	88,31	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	79,99	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал_год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	4950,0	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	81,36	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	4,387	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	86,29	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	2,920	
110. Витрата газу через ТГ $G_{т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	89,59	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	89,95	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{Ne} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_год} / N_e$	0,1980	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_u}$	0,3634	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Арк.

1.3.4. Розрахунок при початковій температурі газу 1600 К

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність газотурбінного двигуна – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1600 К, базовий двигун – UGT 25000 (ДН80). За результатами оптимізації була прийнята розрахункова міра підвищення тиску – 21.

Результати розрахунків зведено до табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [11]	21	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1600	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається [11]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [11]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\kappa3}$	Приймається [11]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [11]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_{κ}	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\kappa3}$	Приймається [11]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається [11]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається [11]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається [11]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається [11]	0,9100	
17. Механічний ККД турбін $\eta_{\text{мі}}$	Приймається [11]	0,9950	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
18.	Механічний ККД редуктора η_p				Приймається [11]		1,000	
19.	Коефіцієнт витрати КВТ α_{k2}				Приймається [11]		0,9900	
20.	Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e				Приймається [11]		0,0250	
21.	Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг				Вибирається з довідкової літератури [11]		50032	
22.	Стехіометрична кількість повітря L_0				Вибирається з довідкової літератури [11]		17,18	
23.	Ефективна потужність ГТА N_e , кВт				Задається завданням		25 000	
24.	Міра підвищення тиску в КВТ π_{k2}				Приймається [11]		4,40	
25.	Міра підвищення тиску в КНТ π_{k1}				$\pi_{k\Sigma} / \pi_{k2}$		4,773	
26.	Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$				$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$		1,4000	1,3959
27.	Адіабатичний ККД КНТ η_{k1}				$\frac{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{k1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$		0,8762	0,8764
28.	Дійсний підігрів повітря в КНТ ΔT_{k1} , К				$\frac{T_1(\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{k1}}$		185,0	183,3
29.	Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К				$T_1 + \Delta T_{k1}$		473,0	471,3
30.	Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.k1}$, К				$T_{зоб} + \frac{\Delta T_{k1} \cdot \eta_{k1}}{2}$		369,1	368,3
31.	Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)				$f(T_{сер.k1})$		1,012	1,012
32.	Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$				$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$		1,3959	1,3959
33.	Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа				$P_{зоб} \cdot \nu_{вх}$		0,0998	
34.	Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2.1}$, МПа				$P_1 \cdot \pi_{k1}$		0,476	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{C_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}\eta_{ак}}{k_{п2}}} - 1}$	0,8784	0,8774
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}, K$	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	271,3	266,6
37. Температура повітря за КВТ T_2, K	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	742,6	737,9
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}, K$	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	590,4	588,3
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пп2}, kJ/(kg \cdot K)$	$f(T_{сер.к2})$	1,055	1,055
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{C_{пп2}}{c_{пп2} - R_{п}}$	1,3737	1,3737
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}, MPa$	$P_{2,1} \cdot v_k$	0,4739	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2, MPa	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,085	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{пр\alpha=1} _{T_{293}}, kJ/(kg \cdot K)$	$f(T_{сер.кз}, \alpha = 1)$	1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{пп} _{T_{293}}, kJ/(kg \cdot K)$	$f(T_{сер.кз})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{пп} _{T_{293}}, kJ/(kg \cdot K)$	$f(T_{сер.кз}^{вх})$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пп} _{T_{293}}(T_3 - 293) - c_{пп} _{T_{293}}(T_2 - 293)}{Q_p \cdot \eta_{кз} - [c_{пр\alpha=1} _{T_{293}} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} _{T_{293}} \cdot L_0] (T_3 - 293)}$	0,0221	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$		2,631	
48. Тиск на виході з КЗ Р _з , МПа					$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$		2,002	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$					Приймається [11]		2 (6,15)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T_3 - T_d > 100$		1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}					Приймається		0,900	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$					$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$		0,085	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К					$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{\text{к2}}}{2}$		1478,7	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ(з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох2}}$					Приймається [11]		2 (4,92)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а					Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$		1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_T					Приймається 1,05...1,10		1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}					Приймається [11]		0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох2}}$					$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$		0,0696	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\text{кз}}$					$\alpha_{\text{к2}} - g_{\text{ох1}} - g_{\text{ох2}} - 0,011$		0,824	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}					$\frac{(1 + g_{\text{пал}}) \cdot \alpha_{\kappa 3}}{\alpha_{\kappa 2}}.$		0,851	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}					$\beta_{t1} \cdot \alpha_{\kappa 3} + g_{ox1} + 0,006$		0,934	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}					$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$		1,0072	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{28}					$\beta_{t3} + 0,004$		1,0112	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{\text{сер.т1}}$, К					$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{\kappa 2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$		1462,1	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{\text{пр1}}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.т1}}, \alpha)$		1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}					$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_{\Gamma}}$		1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2					$\frac{c_{\text{пр2}}}{\beta_{t1} \cdot c_{\text{пр1}} \cdot \eta_{\text{м1}}}$		0,9870	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{\text{т1}}$, К					$C_2 \cdot \Delta T_{\kappa 2}$		263,2	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К					$T_3 - \Delta T_{\text{т1}}$		1336,8	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,1}^*, \alpha)$		1,234	
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,1}^*)$		1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К					$\frac{\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{\text{т1}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$		1279,4	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{\text{т1}}$					$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}}}{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}} - \Delta T_{\text{т1}}} \right)^{\frac{k_{\kappa 1}}{k_{\kappa 1} - 1}}$		2,476	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа					$P_2 \cdot \nu_{\kappa 3}$		2,002	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{\tau 1}}$	0,808	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1279,4	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{\text{сер.т2}}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{\text{к1}}}{2 \cdot \eta_{\text{м2}}}$	1196,9	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{\text{пр2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т2}}, \alpha)$	1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{\text{п2}}$	$\frac{c_{\text{пр2}}}{c_{\text{пр2}} - R_{\text{г}}}$	1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр2}} \cdot \eta_{\text{м2}} \cdot \beta_{\text{т2}}}$	0,8929	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{\text{т2}}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{\text{к1}}$	163,7	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{\text{т2}}$	1115,8	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,196	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{\text{т2}}}{(\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ок2}})} (T_{3.2} - \Delta T_{\text{т2}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.2}^*} g_{\text{ок2}}}{c_{\text{пр}} \Big ^{T_{4.2}^*} (\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ок2}})} \cdot T_{\text{ок}}$	1115,8	
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{\text{т2}}$	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{\text{т2}}}{T_{3.2} \cdot \eta_{\text{т2}} - \Delta T_{\text{т2}}} \right)^{\frac{k_{\text{т2}}}{k_{\text{т2}} - 1}}$	1,915	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{\tau 1}$	0,8083	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{\tau 2}}$	0,4222	
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{\tau 2}$	0,4201	

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

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
91. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К					$T_{3,3} = T_{4,2}$		1087,4	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа					$\frac{P_{30B}}{V_{ГВ}}$		0,1039	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$					$\frac{P_{3,3}}{P_4}$		4,044	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$		974,9	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ C_{pr3} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т3}, \alpha)$		1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$					$\frac{c_{p23}}{c_{p23} - R_{г}}$		1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К					$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$		286,9	287,1
98. Температура газу за ТГ T_4 , К					$T_{3,3} - \Delta T_{т3}$		800,5	800,3
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К					$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$		943,9	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)					$c_{pr3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{мі}$		332,8	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с					$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$		75,13	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с					$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$		74,00	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с					$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$		73,26	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с					$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$		61,01	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год					$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$		4859,1	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с					$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$		62,36	
					ДП.142.6231м.03.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{k1} \cdot g_{ox1}$	6,29	
108. Витрата газу через ТНТ G_{T2} , кг/с	$\beta_{t2} \cdot G_{k1}$	69,10	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{k1} \cdot g_{ox2}$	5,096	
110. Витрата газу через ТГ G_{T3} , кг/с	$\beta_{t3} \cdot G_{k1}$	74,54	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{k1}$	74,84	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{пал_{200}} / N_e$	0,1944	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3702	

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

1.4. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, в процесі яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компоновання ГТД і креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих морських ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикаються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

1.4.1. Розрахунок при початковій температурі газу 1100 К

1.4.1.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,360$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

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

температура повітря за КНТ $T_2 = 431,6 \text{ K}$; витрата повітря через КНТ $G_k = 138,74 \text{ кг/с}$.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,359 \text{ МПа}$; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 1,291 \text{ МПа}$; температура повітря перед КВТ $T_1 = 431,6 \text{ K}$; температура повітря за КВТ $T_2 = 635,7 \text{ K}$; витрата повітря через КВТ $G_k = 137,35 \text{ кг/с}$.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.1.13. Результати розрахунку зведені до табл.1.10.

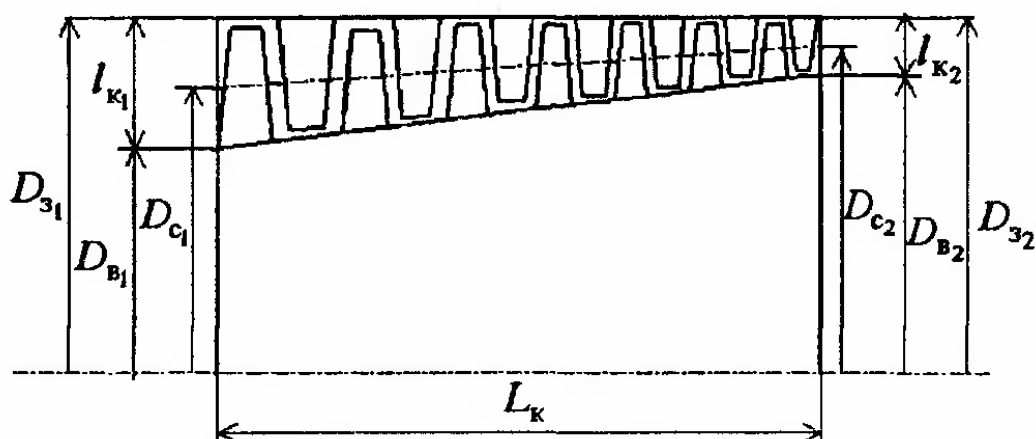


Рис.1.13. Розрахункова схема компресора

Таблиця 1.10

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається [5]	280	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	140	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1}RT_1}}$	0,451	0,330
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,652	0,497
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,8945	0,3975
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [5]	0,45	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	1,195	0,996
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,538	0,697
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,866	0,847
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1})/2$	0,329	0,149
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	4475	4793
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{MK} , кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_K , МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	101,5	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	σ_K / σ_{k1}	9,56	10,62
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	133,0	118,8

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

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{cons}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$	1,195	0,697 0,920 0,809
	$D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$	0,786	
	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,991	
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$D_{6c} = D_{B1}$	0,204	0,697
	$D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$		0,920
	$D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,809
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	4,846	7,263
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лс} + 0,00092 v_{лс}^2 + 0,00004 v_{лс}^3$	1,026	1,127
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,210	0,125
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{стк} \cdot z_k$	1,468	1,129
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,263	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,538	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,406	—

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

1.4.1.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння.

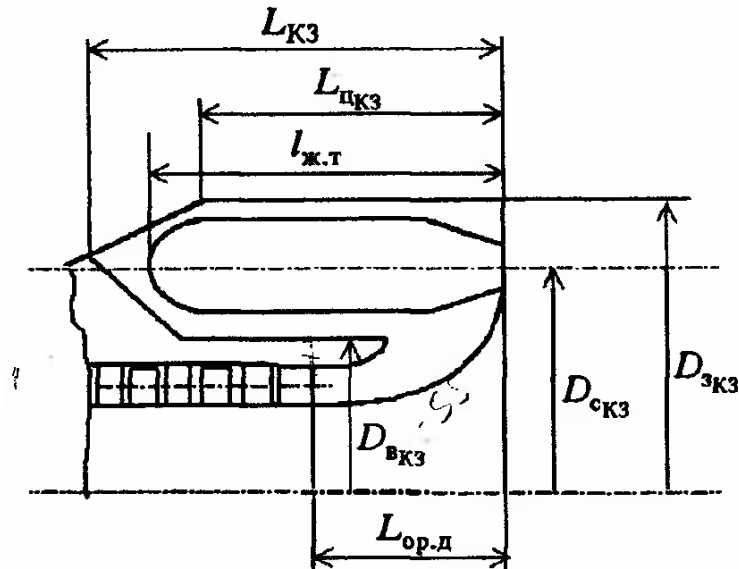


Рис.1.14. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360° : 180° в осерадіальному дифузорі 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 тоді беруть середньгеометричним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 135,61$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 5707$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{П_оиф} = 137,35$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,990$;

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

нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.1.14, результати розрахунку зведені до табл. 1.11.

Таблиця 1.11

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,291 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал.зод} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,2434
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,015
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,210
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,629
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,052
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{сз}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,344
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.25)	1,20
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.зод} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	32,68

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,291 \cdot 10^6$
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п}$, кг/с	$G_{нал_{оуф}} - G_{п1}$	104,67
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,553
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	1,3816
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,671
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,016
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,42 \cdot D_{с2_{кет}}$	0,322
20. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,723

За результатами послідовних розрахунків обираємо число жарових труб камери згоряння $n_{ж.т.} = 16$.

1.4.1.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 137,19$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох} = 0,22$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1100$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 927,8$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 1,239$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,527$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

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

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T=138,24$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=0$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=927,8$; температура газу за ТНТ $T_4=807,7$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,527$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,273$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T=138,8$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3=807,7$ К; температура газу за СТ $T_4=653,6$ К; тиск газу перед СТ $P_3=0,271$ МПа; тиск газу за СТ $P_4=0,1040$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T=0,91$.

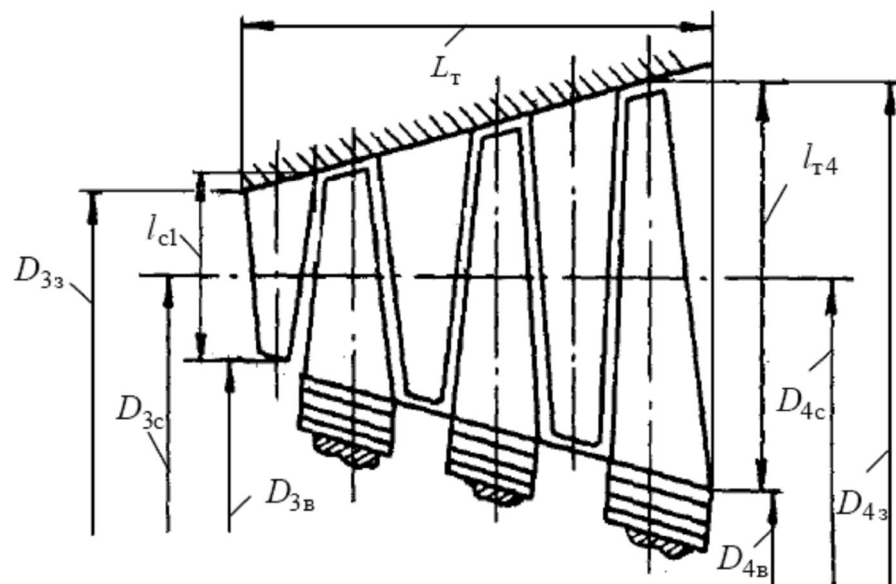


Рис.1.15. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна компресорної станції визначається частотою обертання обраного нагнітача природного газу. Для газотурбінного двигуна UGT 25000 (ДН80) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 3700 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін газотурбінного двигуна наведена на рис.1.15.

Середні діаметри на вході в ТНТ та СТ визначають при компонуванні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може

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

бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на 5...20%. У вільній силовій турбіні середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.1.12.

За результатами розрахунків викреслюємо меридіанний переріз проточної частини для кожної з розрахованих турбін і погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та вхідних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

Осьові габарити опорних вінців ТНТ і СТ варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип. На осьовий габарит опорного вінця СТ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 1.12

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg[1 - (\Delta T / T)_{CT}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{p_c} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	2,463 $\cdot 10^5$	1,629 $\cdot 10^5$	1,995 $\cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	14	6,3	3,1
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається [5]	0,02	0,03	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,158	0,322	0,571
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	624,9	455,9	200,7

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_{\Gamma}}$	1,315	1,312	1,329
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	1,041	0,827	0,390
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{\Gamma 3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{\Gamma 3} - 1)}{(\kappa_{\Gamma 3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{\Gamma 3} - 1}}$	0,998	0,965	0,580
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_{\Gamma} \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,386	0,871	1,859
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,340	1,340	1,350
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,092	0,207	0,438
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,096	0,217	0,460
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	13,9	6,17	2,93
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,576	0,716	1,095
19. Частота обертання ротора турбіни n_r , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	4793	4475	3700
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_r) / 60$	336,3	313,9	261,5
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,538	0,689	1,303
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,070	1,039	0,840
23. Зовнішній діаметр на вході в	$D_{3c} + l_{c1}$	1,432	1,547	1,788

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
турбіну D_{3_3} , м				
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,248	1,133	0,912
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{m_3} , К	Приймається $T_{m_3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3r}^{T_{m_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3r}^{T_{m_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m_3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	2,75	1,40	1,59
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	181,4	132,3	75,5
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_\epsilon}{k_\epsilon + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,329	0,257	0,162
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_\epsilon + 1}{2} \left(1 - \frac{k_\epsilon - 1}{k_\epsilon + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_\epsilon - 1}}$	0,500	0,398	0,255
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_\epsilon}{R_\epsilon} \left(\frac{2}{k_\epsilon + 1} \right)^{\frac{k_\epsilon + 1}{k_\epsilon - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,404	0,918	3,375
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{m4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{\text{міц4}}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	2,63	1,33	1,32
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = \text{const}$		$D_e = \text{const}$
	$D_{c4} = D_{c3}$	1,340	1,340	
	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,244	1,122	
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,436	1,558	
	$D_{B4} = D_{B3}$			0,912
	$D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$			2,264
	$D_{c4} = 0,5(D_{B4} + D_{34})$			1,588
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4})/2$	0,096	0,218	0,676
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	13,95	6,14	2,35
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,395	0,895	2,617
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = \text{const}$		$D_e = \text{const}$
	$D_{cc} = D_{3c}$	1,340	1,340	
	$D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	1,246	1,127	
	$D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	1,434	1,553	
	$D_{Bc} = D_{B3}$			0,912
	$D_{3c} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$			2,040
	$D_{cc} = 0,5(D_{Bc} + D_{3c})$			1,476

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}$, м	$(D_{3с} - D_{Бс})/2$	0,094	0,213	0,564
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тс}$	$D_{сс} / l_{тс}$	14,27	6,30	2,62
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899v_{тс} + 0,00331v_{тс}^2 + 0,00003 v_{тс}^3$	1,659	0,727	0,407
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м	$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,156	0,154	0,230
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}$, м	$L_{стт} \cdot z_{т}$	0,156	0,154	0,919
48. Довжина опорного вінця, м	З креслення ГТД	—	0,530	1,873

1.4.2. Розрахунок при початковій температурі газу 1200 К

1.4.2.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,412$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К температура повітря за КНТ $T_2 = 450,1$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 116,1$ кг/с.

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

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,410$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 1,638$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 450,1$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 684,5$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 114,9$ кг/с.

Результати розрахунку зведені до табл.1.13.

Таблиця 1.13

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{31} , м/с	Приймається [5]	280	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{31}$	140	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,451	0,323
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,652	0,488
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,7487	0,3032
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [5]	0,45	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	1,093	0,870
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,492	0,609

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc}/l_{kc}	5,046	7,381
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353+0,02604v_{лс}+0,00092v_{лс}^2+0,00004v_{лс}^3$	1,033	1,132
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}, м$	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,187	0,108
35. Осьовий габарит проточної частини $L_k, м$	$L_{стк} \cdot z_k$	1,495	1,080
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}, м$	$0,22 \cdot D_{31}$	0,241	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}, м$	$0,45 \cdot D_{31}$	0,492	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}, м$	$0,34 \cdot D_{32}$	0,372	—

1.4.2.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо такі вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 111,7$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 5263$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{П_диф} = 114,9$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,990$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

Результати розрахунку зведені до табл. 1.14.

Таблиця 1.14

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,638 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,1768
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,011
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,189
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,566
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,047
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,208
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.25)	1,20
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	30,14
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	84,83
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,447
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	1,1165

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,638 \cdot 10^6$
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{зкз}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,502
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{вкз}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,914
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,42 \cdot D_{с2_{квт}}$	0,280
20. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,650

За результатами послідовних розрахунків обираємо число жарових труб камери згоряння $n_{ж.т.} = 16$.

1.4.2.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 113,14$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох} = 1,868$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1200$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 994,3$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 1,573$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,626$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 115,70$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох} = 0,146$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 994,3$; температура газу за ТНТ $T_4 = 858,4$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,626$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,312$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

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

СТ: витрата газу через СТ $G_T=116,3$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3=858,4$ К; температура газу за СТ $T_4=674,6$ К; тиск газу перед СТ $P_3=0,311$ МПа; тиск газу за СТ $P_4=0,1040$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T=0,91$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна компресорної станції визначається частотою обертання обраного нагнітача природного газу. Для газотурбінного двигуна UGT 25000 (ДН80) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 3700 об/хв.

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.1.15.

Таблиця 1.15

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{CT}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3.Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{p_c} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	2,872 $\cdot 10^5$	1,839 $\cdot 10^5$	2,381 $\cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	16,5	7,0	3,6
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається [5]	0,02	0,03	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,138	0,295	0,508
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	682,7	493,9	234,7
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,315	1,312	1,329

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	1,088	0,866	0,442
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається [5]	14	14	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,991	0,979	0,645
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$	0,2641	0,626	1,261
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,205	1,205	1,205
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,070	0,165	0,333
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,073	0,174	0,350
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	16,5	6,94	3,45
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,563	0,688	0,956
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	5488	4891	3700
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	346,3	308,6	233,4
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,507	0,625	0,995
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,109	1,102	0,961
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,275	1,370	1,538
24. Внутрішній діаметр на вході в	$D_{3c} - l_{c1}$	1,135	1,040	0,872

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
турбіну D_{B_3} , м				
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3}=T_d$ $T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$	1080	1080	980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,07	1,63	2,34
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	198,2	143,4	88,3
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_\epsilon}{k_\epsilon + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,347	0,271	0,187
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_\epsilon + 1}{2} \left(1 - \frac{k_\epsilon - 1}{k_\epsilon + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_\epsilon - 1}}$	0,525	0,417	0,292
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_\tau + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_\epsilon}{R_\epsilon} \left(\frac{2}{k_\epsilon + 1} \right)^{\frac{k_\epsilon + 1}{k_\epsilon - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,281	0,662	2,505
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M4} , К	Приймається $T_{M4}=T_d$ $1,07 \cdot T_4$	1080	1080	900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	2,89	1,33	1,78

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{c4} = D_{c3}$	1,205	1,205	
	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,131	1,030	
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,279	1,380	
	$D_{B4} = D_{B3}$			0,872
	$D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$			1,987
	$D_{c4} = 0,5(D_{B4} + D_{34})$			1,430
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4})/2$	0,074	0,175	0,558
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	16,25	6,89	2,56
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,272	0,644	1,883
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{3c}$	1,205	1,205	
	$D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,133	1,035	
	$D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,277	1,375	
	$D_{Bc} = D_{B3}$			0,872
	$D_{3c} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$			1,777
	$D_{cc} = 0,5(D_{Bc} + D_{3c})$			1,324
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc})/2$	0,072	0,170	0,453

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня v_{Tc}	D_{cc} / l_{Tc}	16,75	7,09	2,93
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтг}$	$0,23065 + 0,05899v_{Tc} + 0,00331v_{Tc}^2 + 0,00003 v_{Tc}^3$	2,006	0,804	0,431
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтг}, м$	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{cтг}$	0,144	0,137	0,195
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{T,м}$	$L_{cтг} \cdot z_T$	0,144	0,137	0,780

1.4.3. Розрахунок при початковій температурі газу 1400 К

1.4.3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,464$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К; температура повітря за КНТ $T_2 = 467,5$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 88,2$ кг/с.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,462$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 1,986$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 467,5$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 726,9$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 88,3$ кг/с.

Результати розрахунку зведені до табл.1.16.

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

Таблиця 1.16

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{31} , м/с	Приймається [5]	280	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{31}$	140	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1}RT_1}}$	0,451	0,317
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,652	0,480
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,5751	0,2141
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [5]	0,45	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	1,958	0,731
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,431	0,512
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,695	0,621
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1})/2$	0,264	0,110
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	5581	6531

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	ВТЗ-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{к}}$, МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	101,5	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_{\text{к}} / \sigma_{\text{к1}}$	9,56	10,62
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	133,0	118,8
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,387	1,359
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,337	0,242
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,507	0,480
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,2034	0,0801
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,958	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,812 0,885	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,512 0,603

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Арк.

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
35. Осьовий габарит проточної частини L_{κ} , м	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\kappa}$	1,442	0,900
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,211	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,431	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,326	—

1.4.3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо такі вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{п.кз}} = 79,98$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{\text{пал.год}} = 4950$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{\text{П.диф}} = 88,3$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}} = 0,990$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_{\text{н}} = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

Результати розрахунку зведені до табл. 1.17.

Таблиця 1.17

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{\text{кз}}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,986 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,986 \cdot 10^6$
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал.зод} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,1372
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0086
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,173
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,520
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,043
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,110
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.25)	1,20
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.зод} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	28,35
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	59,96
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,377
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,9427
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	1,380

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,986 \cdot 10^6$
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{вкз}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,840
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,42 \cdot D_{с_{2_{кет}}}$	0,234
20. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,598

За результатами послідовних розрахунків обираємо число жарових труб камери згоряння $n_{ж.т.} = 16$.

1.4.3.3. Визначення габаритних розмірів осевих турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 81,36$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох} = 4,387$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1400$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 1140$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 1,907$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,749$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 86,29$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох} = 2,92$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 1140$; температура газу за ТНТ $T_4 = 975,5$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,749$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,375$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T = 89,59$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3 = 975,5$ К; температура газу за СТ $T_4 = 736,8$ К; тиск газу перед СТ $P_3 = 0,373$ МПа; тиск газу за СТ $P_4 = 0,1040$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T = 0,91$.

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

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна компресорної станції визначається частотою обертання обраного нагнітача природного газу. Для газотурбінного двигуна UGT 25000 (ДН80) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 3700 об/хв.

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.1.18.

Таблиця 1.18

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{CT}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{p_c} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,394 $\cdot 10^5$	2,097 $\cdot 10^5$	3,091 $\cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	22	9	5,4
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається [5]	0,02	0,03	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,109	0,240	0,376
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	754,4	547,7	301,2
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,315	1,312	1,329
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	1,114	0,897	0,532
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого	Приймається [5]	14	14	20

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
ступеня $\alpha_{1,1}$, град				
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,985	0,988	0,747
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1r}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,1702	0,414	0,745
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C3} , м	Визначається конструктивно	1,110	1,110	1,115
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C3})$	0,049	0,119	0,206
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,051	0,125	0,216
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C3} / l_{p1}	21,7	8,90	5,31
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,544	0,638	0,753
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	6531	5581	3700
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C3} \cdot n_T) / 60$	379,6	324,4	222,8
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,503	0,592	0,740
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,082	1,078	1,018
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,159	1,229	1,356
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,061	0,991	0,944
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток	Приймається $T_{m3} = T_d$	1080	1080	

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1-го ступеня $T_{м3}$, К	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,37	1,89	3,97
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	219,0	159,0	113,3
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,359	0,281	0,229
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,540	0,433	0,356
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,182	0,436	1,654
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{м4}$, К	Приймається $T_{м4} = T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{м4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	3,15	1,80	2,69
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
	$D_{c4} = D_{c3}$	1,110	1,110	
	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,058	0,985	
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,162	1,235	
	$D_{B4} = D_{B3}$ $D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$ $D_{c4} = 0,5(D_{B4} + D_{34})$			0,944 1,731 1,338
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4})/2$	0,052	0,125	0,394
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	21,25	8,88	3,40
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,176	0,425	1,199
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{3c}$	1,110	1,110	
	$D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,059	0,988	
	$D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,161	1,232	
	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$ $D_{cc} = 0,5(D_{Bc} + D_{3c})$			0,944 1,555 1,249
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc})/2$	0,051	0,122	0,306
44. Відносна висота лопатки	D_{cc} / l_{Tc}	21,97	9,11	4,09

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
середнього розрахункового ступеня v_{Tc}				
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтг}$	$0,23065+0,05899v_{Tc}+0,00331v_{Tc}^2$ + $+0,00003 v_{Tc}^3$	2,807	1,020	0,525
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтг,м}$	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{cтг}$	0,142	0,124	0,160
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{T,м}$	$L_{cтг} \cdot z_T$	0,142	0,124	0,642

1.4.4. Розрахунок при початковій температурі газу 1600 К

1.4.4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,476$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К; температура повітря за КНТ $T_2 = 471,3$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 74,0$ кг/с.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,474$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,085$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 471,3$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 737,9$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 73,3$ кг/с.

Результати розрахунку зведені до табл.1.19.

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

Таблиця 1.19

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{31} , м/с	Приймається [5]	280	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{31}$	140	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,451	0,315
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,652	0,478
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,4771	0,1745
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [5]	0,45	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,873	0,660
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,393	0,462
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,633	0,561
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1}) / 2$	0,240	0,099
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	6127	7234

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	ВТЗ-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки $\sigma_{\text{к}}$, МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{к}}^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	101,5	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_{\text{к}} / \sigma_{\text{к1}}$	9,56	10,62
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	133,0	118,8
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,387	1,359
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,335	0,240
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,505	0,478
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1657	0,0642
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,873	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,742 0,807	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,512 0,603

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Арк.

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
	$D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,558
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{к2}$, м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,065	0,041
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	4,773	4,40
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{кст}$	Приймається [5]	1,20	1,16
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{кст}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ск}$, м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3214	0,1194
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{cons}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$	0,873	
	$D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$	0,594	
	$D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,733	
	$D_{\theta c} = D_{B1}$		0,462
	$D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ск} / \pi}$		0,604
	$D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,533
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{кc}$, м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,140	0,071
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	$D_{cc} / l_{кc}$	5,255	7,485
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лс} + 0,00092 v_{лс}^2 + 0,00004 v_{лс}^3$	1,042	1,137
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$, м	$l_{кc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,145	0,081
35. Осьовий габарит проточної	$L_{стк} \cdot z_k$	1,308	0,810

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

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
частини L_K , м			
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,192	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,393	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,297	—

1.4.4.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо такі вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 61,0$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{нал.год} = 4859$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 73,26$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,990$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

Результати розрахунку зведені до табл. 1.20.

Таблиця 1.20

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал.год} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,1283

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0080
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,169
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,508
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,042
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,085
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.25)	1,20
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	27,83
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	45,44
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,361
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,9014
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{с_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,350
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,821

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

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,42 \cdot D_{с2_{квт}}$	0,211
20. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,584

За результатами послідовних розрахунків обираємо число жарових труб камери згоряння $n_{ж.т.} = 16$.

1.4.4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 62,36$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox} = 6,288$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1600$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 1279$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 2,002$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,808$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 69,10$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox} = 5,096$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 1279$; температура газу за ТНТ $T_4 = 1087$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,808$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,422$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T = 74,54$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3 = 1087$ К; температура газу за СТ $T_4 = 800,5$ К; тиск газу перед СТ $P_3 = 0,420$ МПа; тиск газу за СТ $P_4 = 0,1040$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T = 0,91$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для

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

газотурбінного двигуна компресорної станції визначається частотою обертання обраного нагнітача природного газу. Для газотурбінного двигуна UGT 25000 (ДН80) ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 3700 об/хв.

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.1.21.

Таблиця 1.21

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_2} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,776 $\cdot 10^5$	2,219 $\cdot 10^5$	3,716 $\cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	26	10	7,4
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,02	0,03	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,095	0,220	0,292
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	801,7	570,7	351,8
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,315	1,312	1,329
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	1,107	0,882	0,589
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	20

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,987	0,984	0,803
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_c}{R_c} \left(\frac{2}{k_c + 1} \right)^{\frac{k_c + 1}{k_c - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1r}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$,	0,1326	0,327	0,540
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,085	1,085	1,150
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,039	0,096	0,150
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,041	0,101	0,157
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	26,6	10,8	7,33
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,536	0,622	0,664
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7234	6127	3700
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	410,9	348,1	222,8
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,513	0,610	0,633
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,046	1,020	1,048
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3_3} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,124	1,181	1,300
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,046	0,989	1,000
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток	Приймається $T_{m3} = T_d$	1080	1080	

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
1-го ступеня $T_{м3}$, К	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,52	1,99	5,47
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	232,7	165,7	132,4
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,360	0,278	0,257
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,541	0,427	0,396
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,143	0,344	1,288
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{м4}$, К	Приймається $T_{м4} = T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{м4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	3,27	1,80	3,45
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,085	1,085	
	$D_{B4} = D_{B3}$ $D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$ $D_{c4} = 0,5(D_{B4} + D_{34})$	1,043	0,984	
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,041	0,101	0,312
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	25,9	10,75	4,20
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,138	0,335	0,914
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$ $D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,085	1,085	
	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$ $D_{cc} = 0,5(D_{Bc} + D_{3c})$	1,045	0,987	
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,040	0,098	0,235
44. Відносна висота лопатки	D_{cc} / l_{Tc}	26,9	11,03	5,25

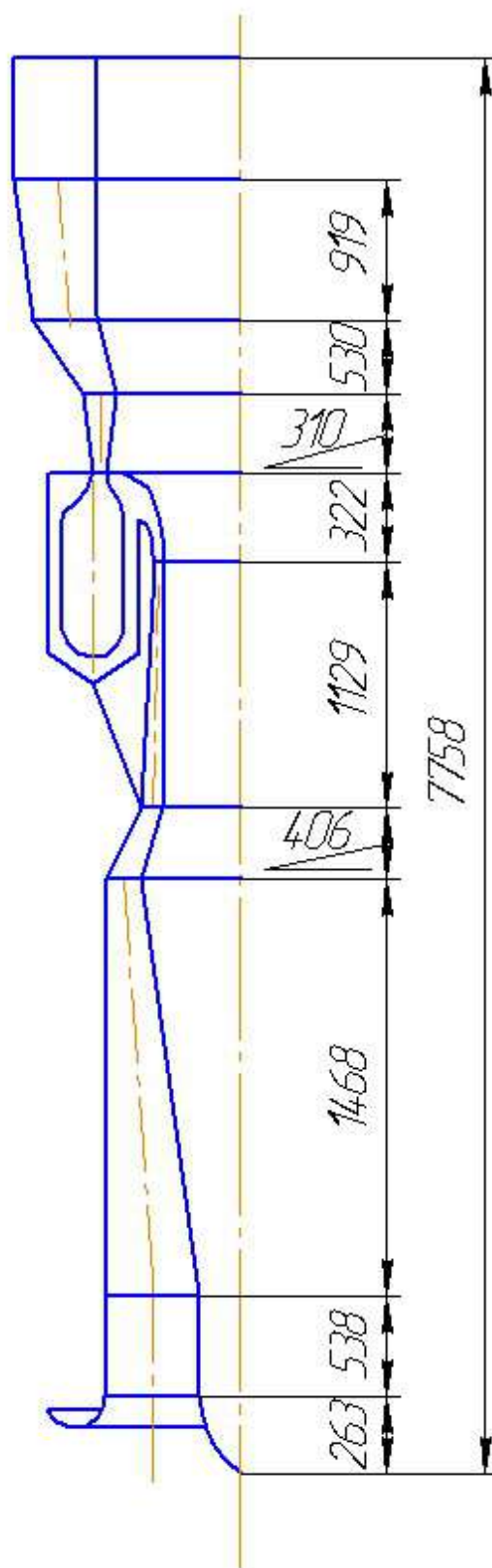
Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
середнього розрахункового ступеня v_{Tc}				
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтг}$	$0,23065+0,05899v_{тc}+0,00331v_{тc}^2$ + $+0,00003 v_{тc}^3$	3,622	1,243	0,627
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтг}, м$	$l_{тc} \cdot \bar{L}_{cтг}$	0,146	0,122	0,148
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{т}, м$	$L_{cтг} \cdot z_{т}$	0,146	0,122	0,591

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

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ



М 140

Рис.124. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД (ПЗ = 1100 К)

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Копіював

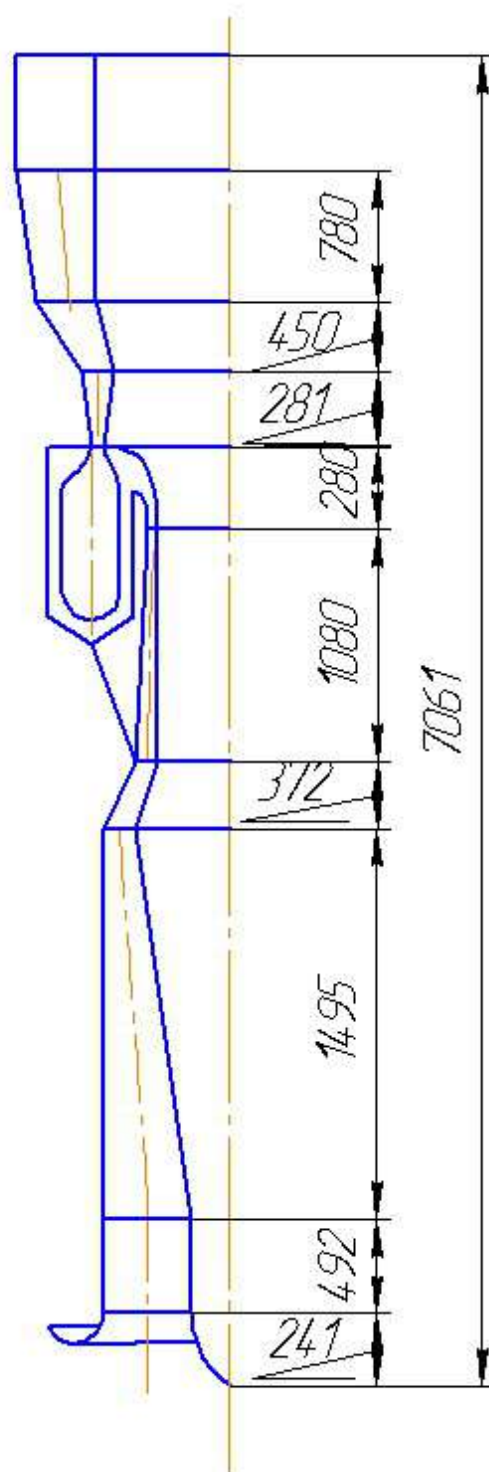
Формат А4

Лист

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ



М 140

Рис.125. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД (ПЗ = 1200 К)

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

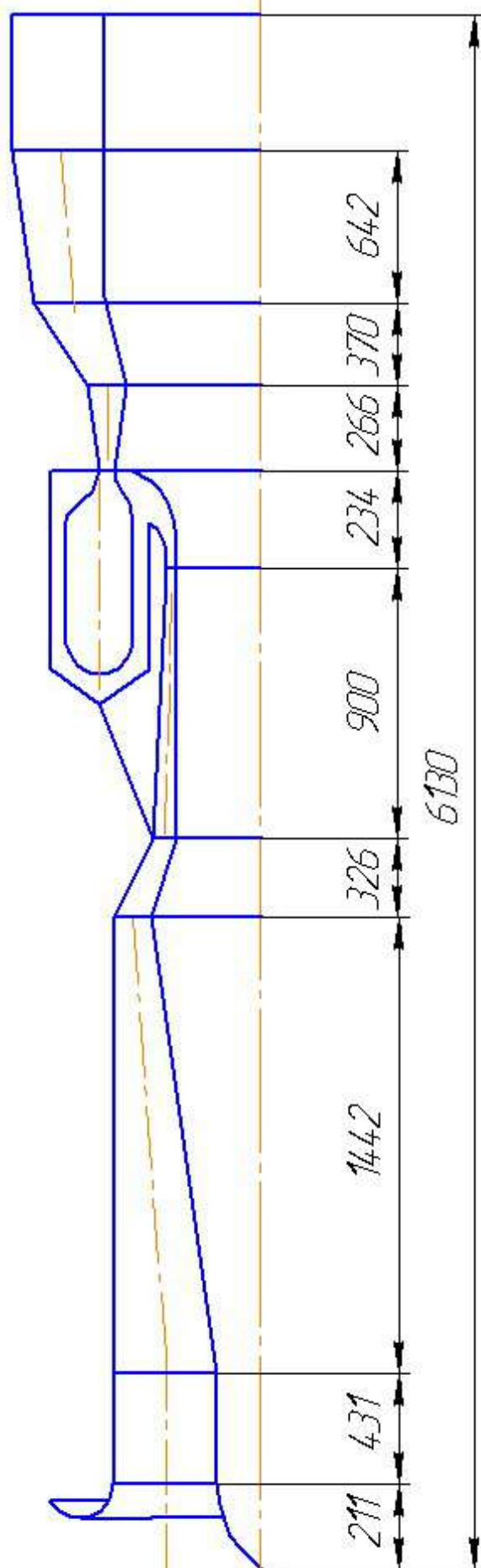
Копіював

Формат А4

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ



М 125

Рис.126. Ескіз поздовжнього перерізу ГІД (ПЗ = 1400 К)

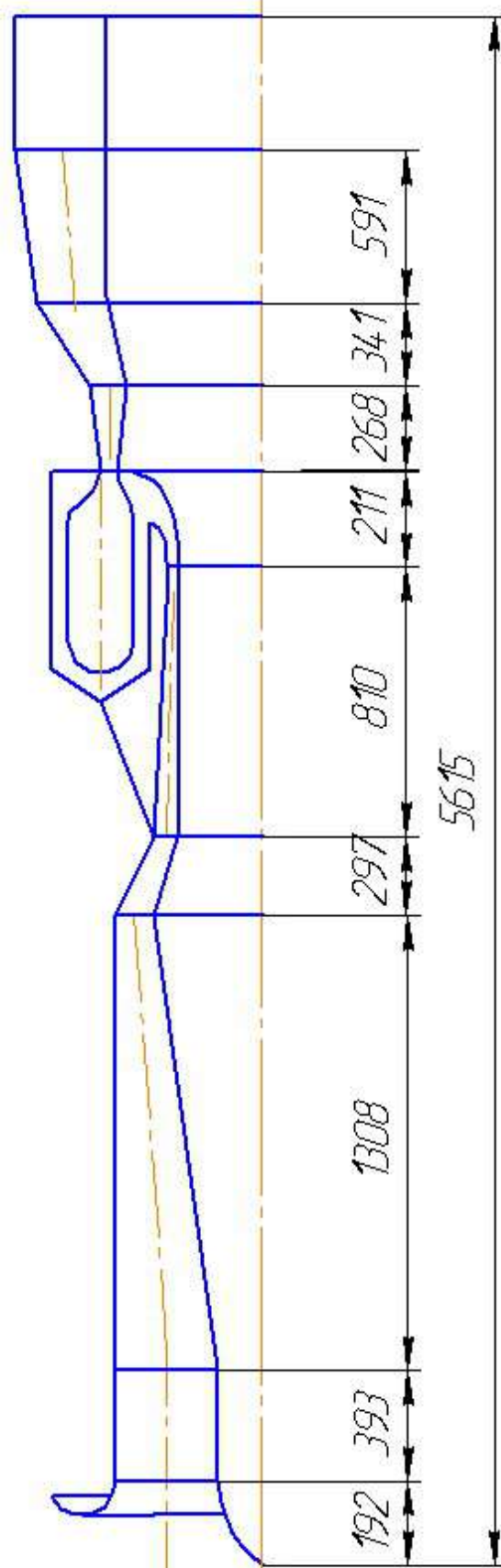
ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.142.6231м.03.ПЗ



M 125

Рис.127. Ескіз поздовжнього перерізу ГІД (ПЗ = 1600 К)

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

1.5. АНАЛІЗ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

На основі результатів детального теплового розрахунку газотурбінного двигуна будуємо графічні залежності його головних параметрів від початкової температури газу перед турбіною. Вихідні дані для побудови графіків наведені в табл. 1.22-1.29, графічні залежності – на рис.1.16-1.23.

Таблиця 1.22

Початкова температура газу, К	Температура повітря за компресором високого тиску, К
1100	635,7
1200	684,5
1400	726,7
1600	737,9

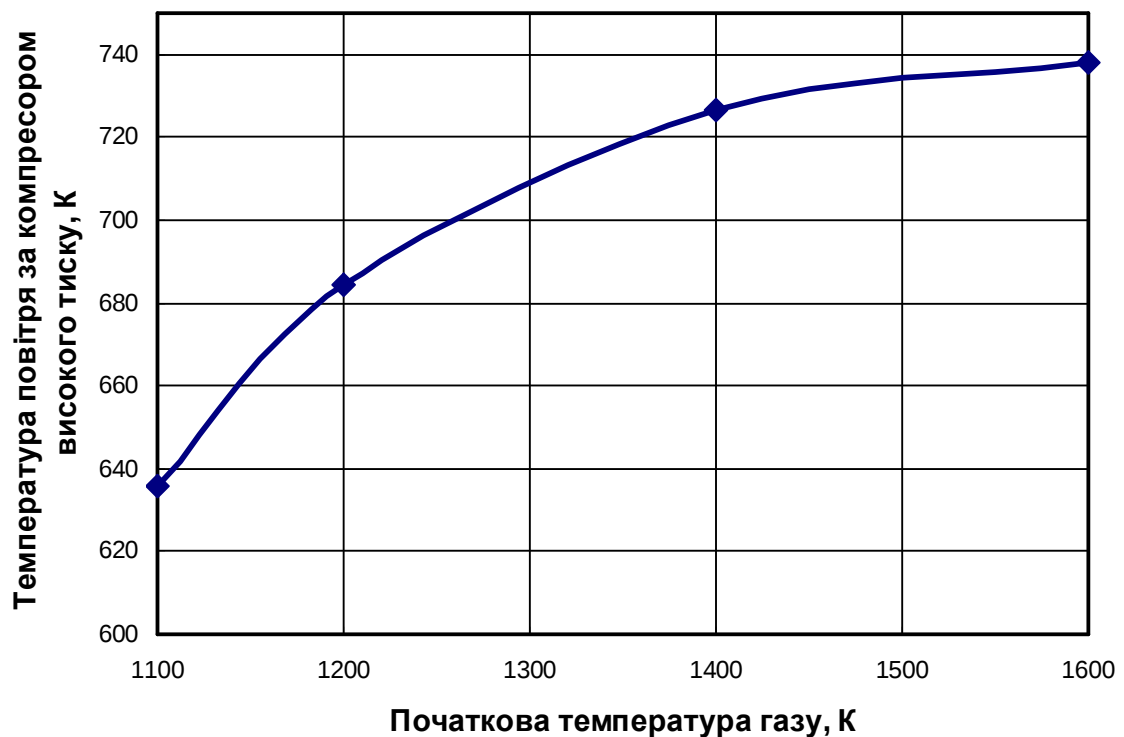


Рис.1.16. Залежність температури повітря за компресором високого тиску від початкової температури газу

Таблиця 1.23

Початкова температура газу, К	Температура газу за силовою турбіною, К
1100	653,5
1200	674,4
1400	736,6
1600	800,3

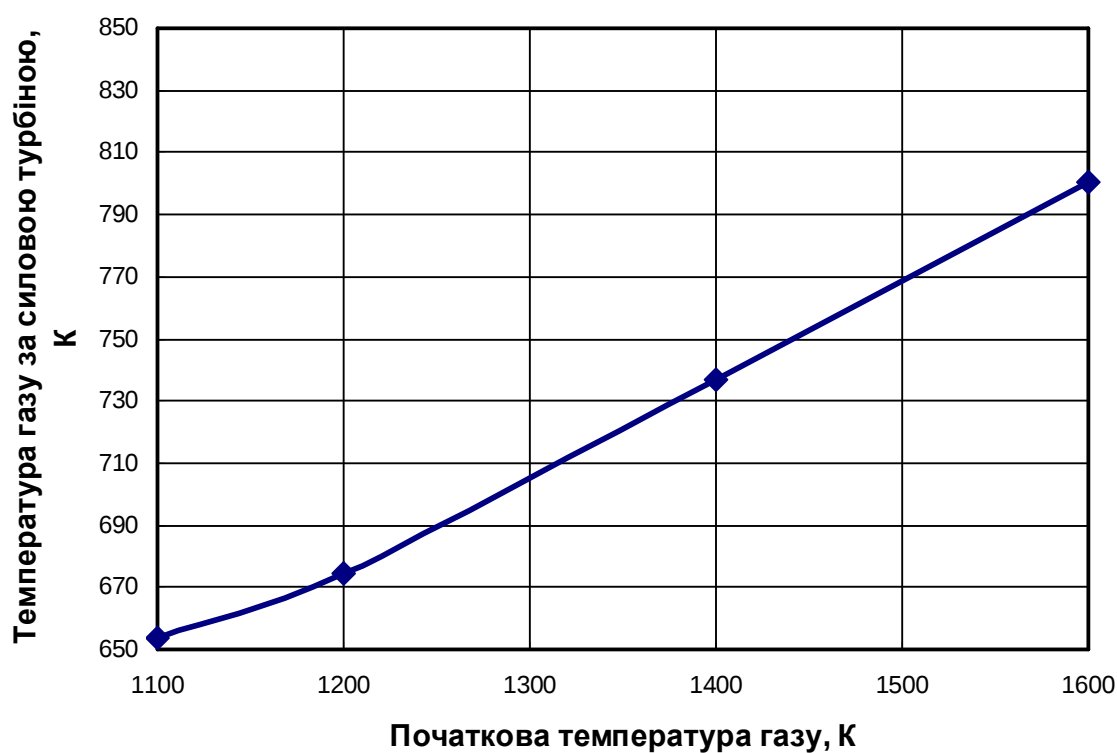


Рис.1.17. Залежність температури газу за силовою турбіною від початкової температури газу

Таблиця 1.24

Початкова температура газу, К	Витрата повітря через ГТД, кг/с
1100	138,7
1200	116,1
1400	89,2
1600	74,0

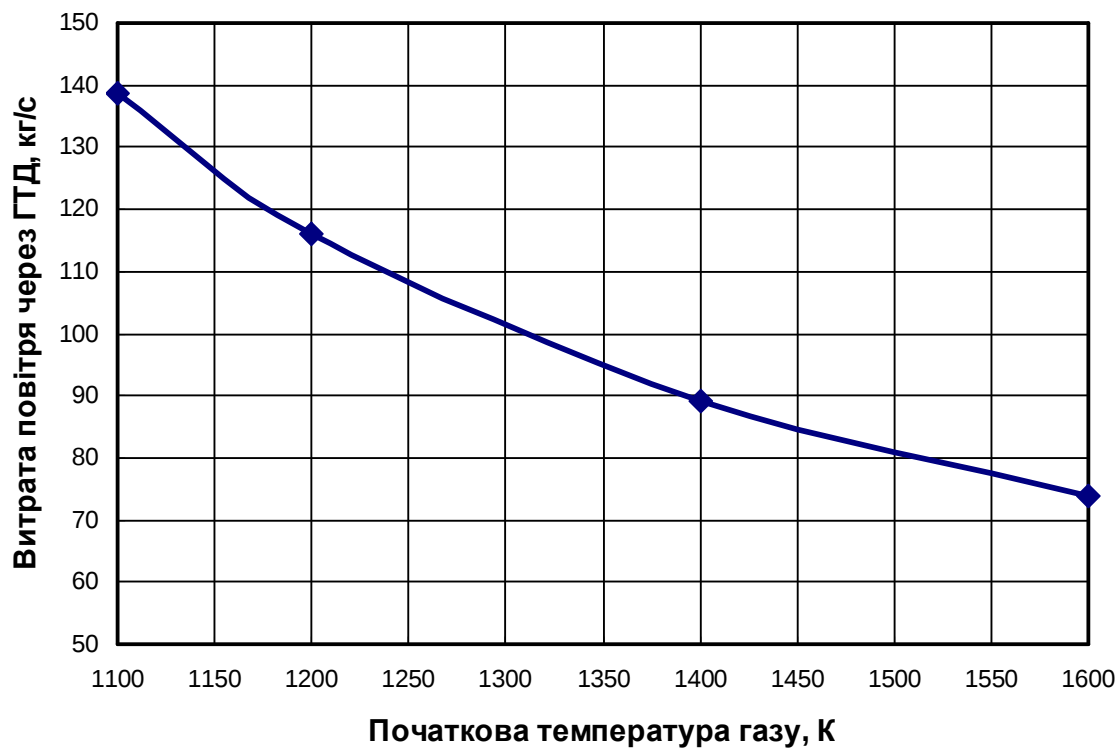


Рис.1.18. Залежність витрати повітря через ГТД від початкової температури газу

Таблиця 1.25

Початкова температура газу, К	Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння
1100	4,98
1200	4,45
1400	3,39
1600	2,63

Таблиця 1.26

Початкова температура газу, К	Годинна витрата палива на двигун, кг/год
1100	5707
1200	5263
1400	4950
1600	4859

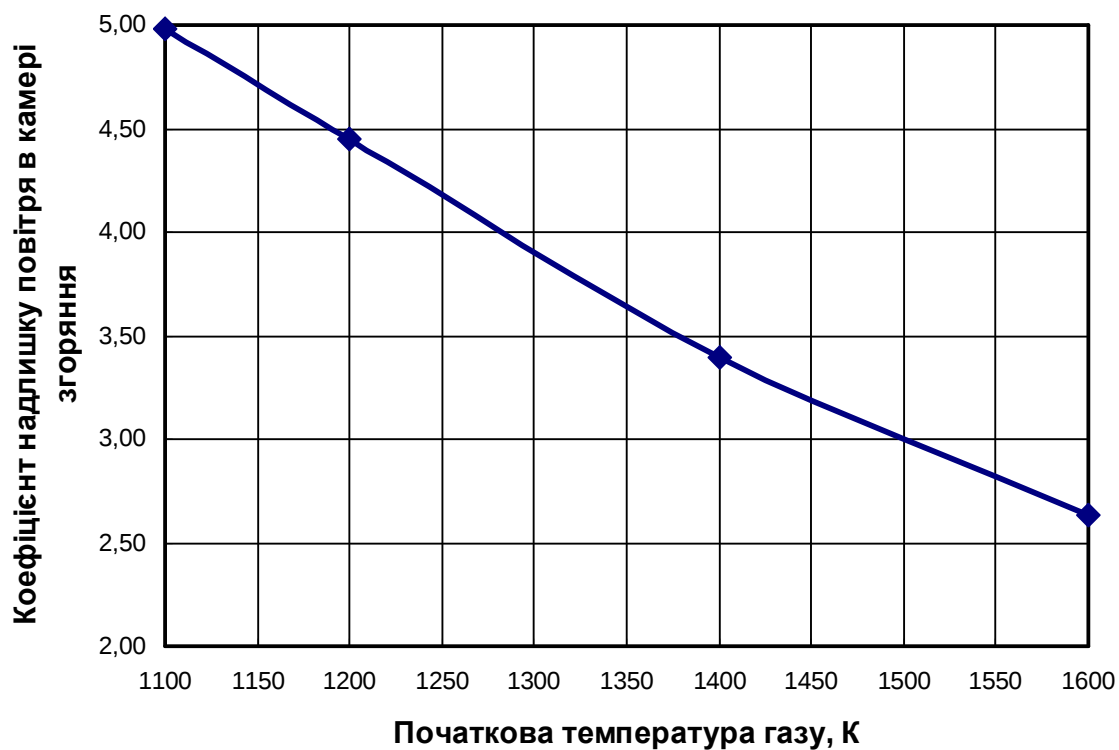


Рис.1.19. Залежність коефіцієнта надлишка повітря в камері згоряння від початкової температури газу

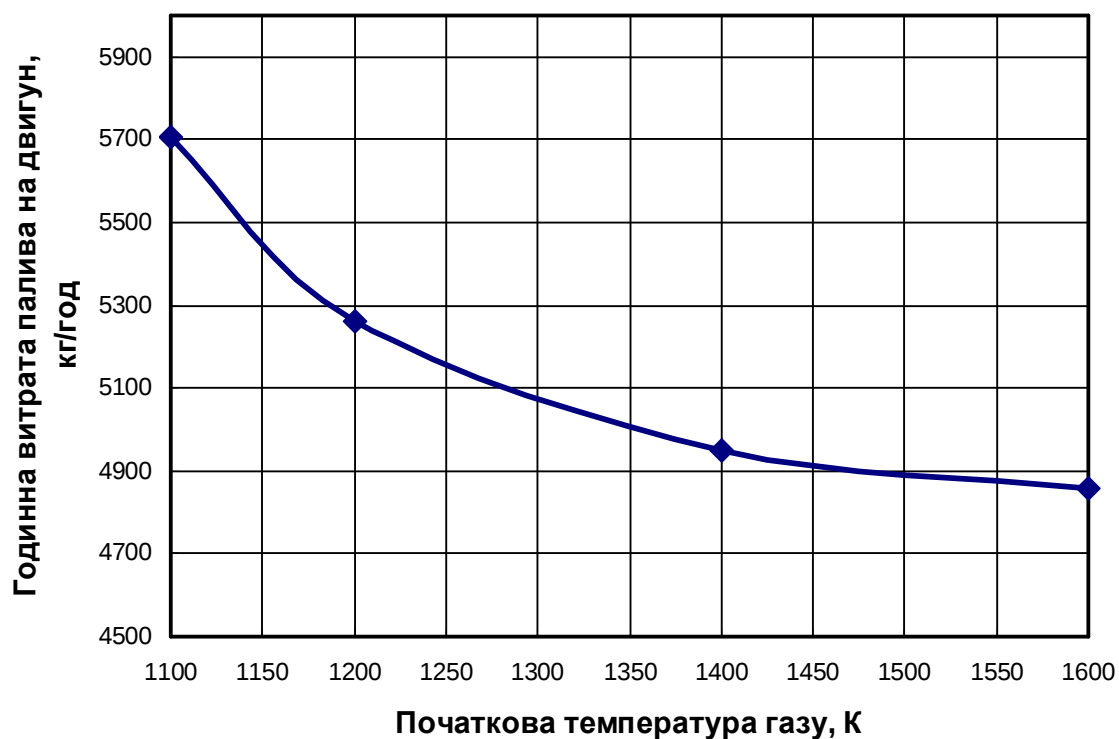


Рис.1.20. Залежність годинної витрати палива на двигун від початкової температури газу

Таблиця 1.27

Початкова температура газу, К	Питома потужність ГТД, кВт/(кг/с)
1100	177,5
1200	212,0
1400	276,1
1600	332,8

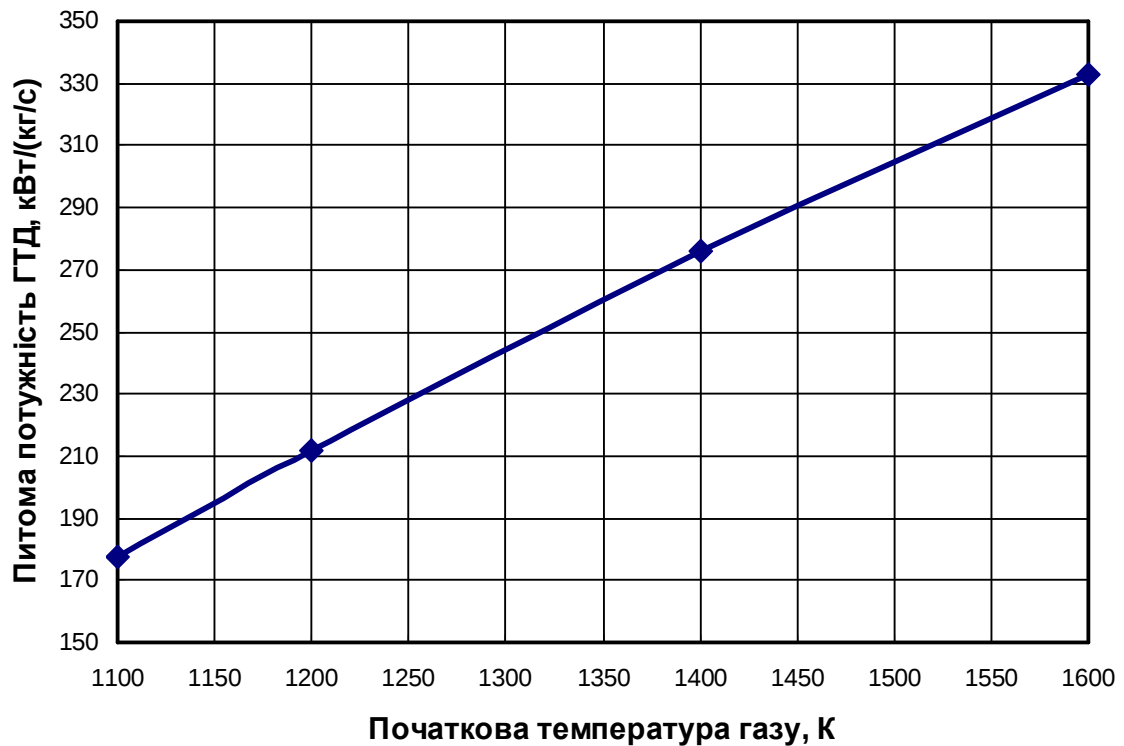


Рис.1.21. Залежність питомої потужності ГТД від початкової температури газу

Таблиця 1.28

Початкова температура газу, К	Питома витрата палива ГТД, кг/(кВт·год)
1100	0,2283
1200	0,2105
1400	0,1980
1600	0,1944

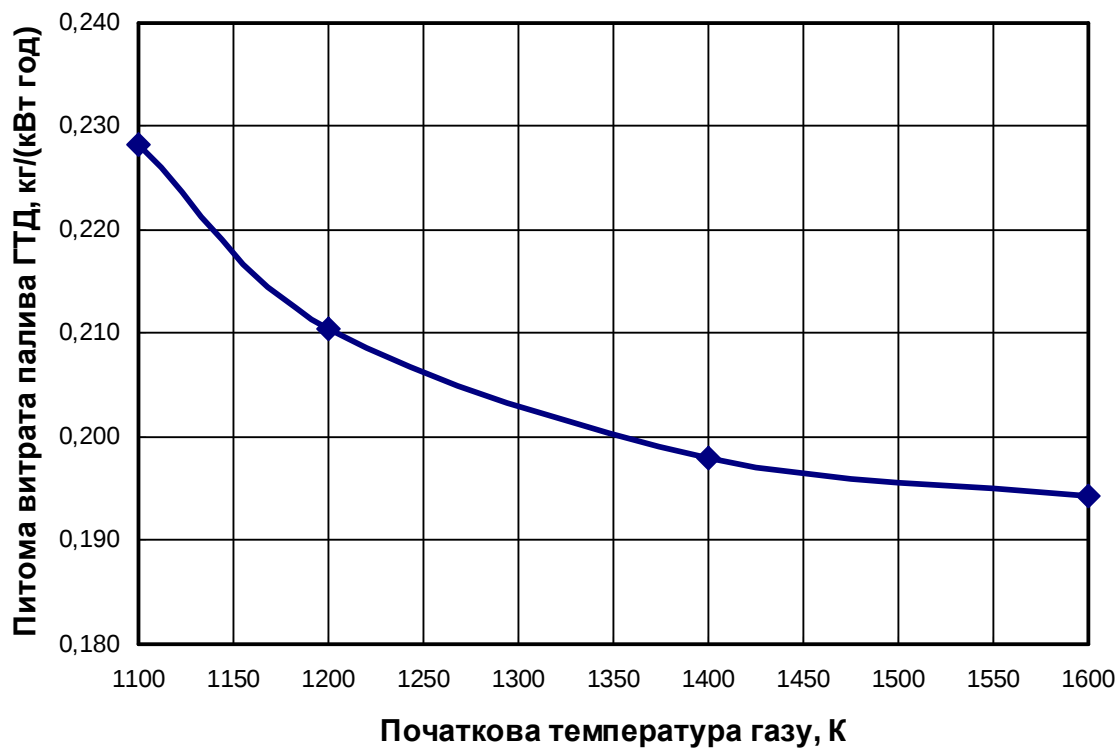


Рис.1.22. Залежність питомої витрати палива ГТД від початкової температури газу

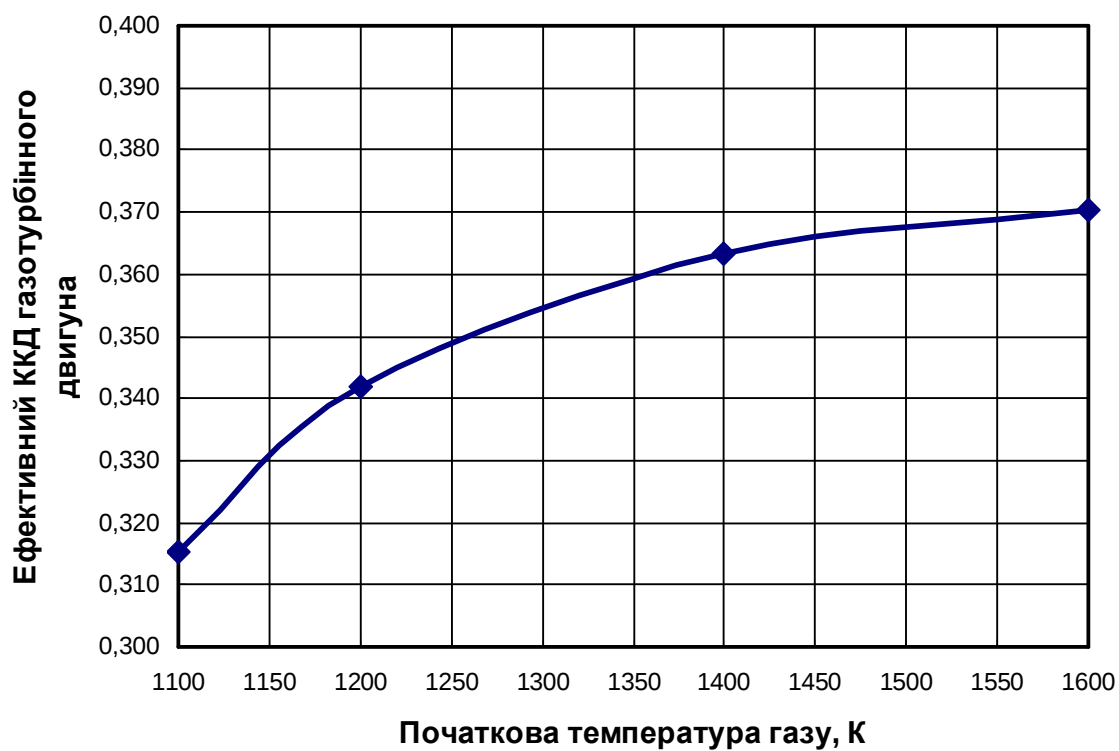


Рис.1.23. Залежність ефективного ККД газотурбінного двигуна від початкової температури газу

Таблиця 1.29

Початкова температура газу, К	Ефективний ККД газотурбінного двигуна
1100	0,3152
1200	0,3418
1400	0,3634
1600	0,3702

На основі результатів габаритного розрахунку газотурбінного двигуна будуюмо ескізи його поздовжнього перерізу (рис.1.24-1.27). Графічні залежності його довжини від початкової температури газу перед турбіною наведені на рис.1.28, вихідні дані для побудови графіків – в табл.1.30.

Таблиця 1.30

Елемент ГТД	Довжина елемента, м			
	1100 К	1200 К	1400 К	1600 К
Вхідний патрубок	0,263	0,241	0,211	0,192
Передній корпус компресора	0,538	0,492	0,431	0,393
Компресор низького тиску	1,468	1,495	1,442	1,308
Перехідник	0,406	0,372	0,326	0,297
Компресор високого тиску	1,129	1,080	0,900	0,810
Радіальний дифузор камери згоряння	0,322	0,280	0,234	0,211
Турбіна високого тиску	0,156	0,144	0,142	0,146
Турбіна низького тиску	0,154	0,137	0,124	0,122
Опорний вінець турбіни низького тиску	0,530	0,450	0,370	0,341
Силовa турбіна	0,919	0,780	0,642	0,591
Опорний вінець силової турбіни	1,873	1,590	1,308	1,204
Разом	7,758	7,061	6,130	5,615

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

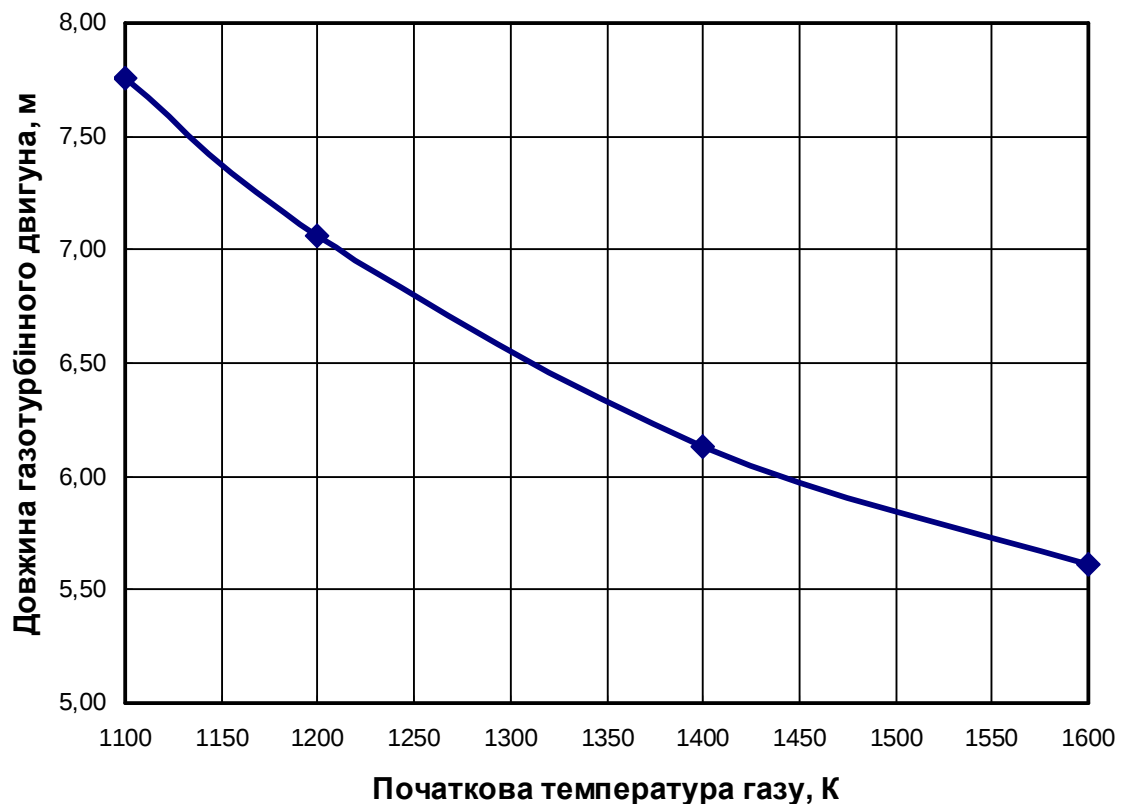


Рис.1.28. Залежність довжини газотурбінного двигуна від початкової температури газу

В результаті аналізу наведених графічних залежностей можна зробити такі висновки:

1. Підігрів повітря при стисканні у компресорі ГТД, а отже і температура за компресором T_2 пропорційно залежать від міри підвищення тиску.
2. Зростання температури газу за камерою згоряння T_3 веде до збільшення температури газовипуску з силової турбіни T_4 (у розглянутому діапазоні майже на 150 К), що є особливістю перетворення енергії в газотурбінному двигуні.
3. В загальному випадку температура газовипуску з ГТД T_4 на 10...60 К перевищує температуру повітря після компресора T_2 .
4. Підвищення початкової температури газу T_3 веде до зменшення кількості вторинного повітря в камері згоряння, яке використовується для пониження температури газу до прийнятного значення, що у свою чергу призводить до:

– зменшення коефіцієнта надлишку повітря α (в розглянутому діапазоні з 4,98 до 2,63);

– зменшення загальної кількості повітря, яке проходить через газотурбінний двигун (в розглянутому діапазоні з 139 до 74 кг/с).

5. Внаслідок зменшення витрати повітря через газотурбінний двигун:

– прямопропорційно зростає питома потужність ГТД (в розглянутому діапазоні із 178 до 333 кВт/(кг/с));

– зменшуються прохідні перетини компресорів, камери згоряння і турбін газотурбінного двигуна, через що зменшуються габаритні розміри цих частин та їх маса.

6. Підвищення температури газу за камерою згоряння T_3 призводить до зростання ефективності перетворення енергії в газотурбінному двигуні і до збільшення його ККД (з 0,315 до 0,370).

7. Внаслідок збільшення ККД газотурбінного двигуна пропорційно зменшуються годинна (абсолютна) та питома (відносна) витрати палива на двигун (відповідно з 5707 до 4859 кг/год та з 0,228 до 0,194 кг/(кВт·год)).

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

РОЗДІЛ 2
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Конструювання та конструктивні розрахунки проводяться для газотурбінного двигуна, який спроектований на початкову температуру газу 1600 К.

2.1. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІН ГТД ТА
ПОБУДОВА ЕСКІЗІВ ЇХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН

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

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

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

ступенів.

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

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступенів осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є **плоскорівнобіжним**. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрішностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{cp}/l_p \geq 10...12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

При розрахунку вважаємо, що теплоперепад у турбіні між ступенями розподілений рівномірно. Параметри на виході з попереднього ступеня є вхідними для наступного ступеня.

Вихідні дані до розрахунку силової турбіни наведені у табл. 2.1. Результати розрахунку турбін зведені відповідно до табл. 2.2 та 2.3.

Таблиця 2.1

Вихідні дані до розрахунку 4-ступінчастої силової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Ізоентропійний теплоперепад всієї турбіни ΔH_a , кДж/кг	Див. п.3 табл. 1.21	371,5			
2. Ізоентропійний теплоперепад одного ступеня Δh_a , кДж/кг	$\frac{\Delta H_a}{4}$	92,9			
3. Температура газу перед ступенем T_0 , К	Див. розділ 1.3.4	1087	1015	944	872

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
4. Тиск газу перед ступенем p_0 , МПа	Див. п.90 табл.1.9	0,420	0,341	0,262	0,183
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні c_{pg} , кДж/(кг·К)	Див. п.95 табл.1.9	1,174			
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні k	Див. п.96 табл.1.9	1,325			
7. Тиск газу за ступенем p_2 , МПа	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_a}{c_{pg} T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,341	0,262	0,183	0,1039
8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни η_t	Див. п.16 табл.1.9	0,91			
9. Температура газу за ступенем T_2 , К	$T_0 - \frac{\Delta h_a \eta_t}{c_{pg}}$	1015	944	872	800

Таблиця 2.2

Розрахунок турбін високого та низького тисків

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		ТВТ	ТНТ
1. Витрата газу G , кг/с	Див. табл. 1.9	62,4	69,1
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:			
тиск p_0 , МПа	Див. табл. 1.9	2,002	0,808
температура T_0 , К	Див. табл. 1.9	1600	1279
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:			
тиск p_2 , МПа	Див. табл. 1.9	0,808	0,422
температура T_2 , К	Див. табл. 1.9	1279	1087
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0 , м/с	Див. табл. 1.9	100	100
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. табл. 1.9	7234	6127

Найменування параметра					Числове значення	
					ТВТ	ТНТ
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ					0,97	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг					$344 \cdot 10^3$	$175 \cdot 10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1 , м/с					805	573
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}					0,540	0,622
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м					Див. розділ 1.4.3	1,085
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с					$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	411
24. Дійсна характеристика ступеня v_1					u_1/c_1	0,511
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної					v_1^{opt}/v_1	1,058
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг					$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	$20 \cdot 10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою:						
тиск p_1 , МПа					$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,895
температура T_1 , К					$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1347
густина ρ_1 , кг/м ³					$\frac{p_1}{RT_1}$	2,28
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$					$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546
29. Відношення тисків в соплах ε_1					p_1/p_0^*	0,442

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		ТВТ	ТНТ
30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1 $\arcsin \left(\sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right)$	14	14
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	713	661
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	1,129	0,867
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,041	0,098
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...16	10	10
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,010	0,010
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,43	1,83
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,029	0,054
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,00	2,30
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_n - \operatorname{tg} \gamma_k}$	0,023	0,049
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,046	0,112
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	1,085	1,085

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		ТВТ	ТНТ
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	411	348
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	23,6	9,70
45. Мінімально допустима при знайденій величині λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,103	0,226
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	1,4	2,5
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90^0)	37	38
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,048	0,087
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85	0,85
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,041	0,074
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	84	46
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	418	254
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	27,8	33,4
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	$39 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

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

Найменування параметра					Числове значення	
					ТВТ	ТНТ
55. Найявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг					$126 \cdot 10^3$	$82 \cdot 10^3$
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с					482	389
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг					$10 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³					2,17	1,33
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с					695	643
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}					0,695	0,604
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2 , град					22,4	20,5
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град					69	70
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м					0,025	0,052
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$					0,641	0,688
65. Крок робочої решітки t_p , м					0,016	0,036
66. Кількість робочих лопаток z_p					216	96
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2 , м/с					187	137
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг					$17 \cdot 10^3$	$9 \cdot 10^3$
69. Кут виходу газу із ступеня α_2 , град					79,1	83,1

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		ТВТ	ТНТ
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для оббандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зав}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0288	0,0096
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,23	1,41
80. Коефіцієнт $K_{\text{т}}$	Береться $(0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажу о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}} \right)^3$	0,0033	0,0023
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{зав}} - \xi_{\text{тр}}$	0,843	0,869
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	$323 \cdot 10^3$	$197 \cdot 10^3$
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	20 151	13 624

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

Таблиця 2.3

Розрахунок ступенів силової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Витрата газу G , кг/с	Див. табл. 1.9	74,54	74,54	74,54	74,54
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0 , МПа	Див. табл. 1.9	0,420	0,341	0,262	0,183
температура T_0 , К	Див. табл. 1.9	1087	1015	944	872
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:					
тиск p_2 , МПа	Див. табл. 1.9	0,341	0,262	0,183	0,1039
температура T_2 , К	Див. табл. 1.9	1015	944	872	800
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0 , м/с	Для 2-4-го ступенів: $c_2 \sin \alpha_2$	100	77	77	82
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. табл. 1.9	3700			
6. Теплоємність газу у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2}$, Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	1270	1240	1220	1185
7. Газова стала газу R , Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	291	291	291	291
8. Показник ізоентропи газу k	$f(T, \alpha)$	1,297	1,307	1,313	1,326
9. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	641	621	601	580
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,156	0,123	0,128	0,142
11. Повні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0^* , МПа	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,427	0,344	0,265	0,185
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	1091	1017	946	875

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$69 \cdot 10^3$	$78 \cdot 10^3$	$97 \cdot 10^3$	$138 \cdot 10^3$
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепад ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	372	396	441	525
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5,4	4,9	4,3	3,5
15. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03	0,03	0,03	0,03
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,366	0,397	0,441	0,520
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 12...20	20	18	16	14
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,950...0,975	0,97	0,97	0,97	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	$44 \cdot 10^3$	$47 \cdot 10^3$	$54 \cdot 10^3$	$66 \cdot 10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	288	299	320	353
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,741	0,788	0,860	1,010
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.4.3	1,150	1,208	1,265	1,320
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	223	234	245	256

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1/c_1	0,774	0,783	0,765	0,725
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt}/v_1	0,957	1,006	1,124	1,394
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1-\varphi^2)\Delta h_{ac}^*$	$3\cdot 10^3$	$3\cdot 10^3$	$3\cdot 10^3$	$4\cdot 10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою: тиск p_1 , МПа температура T_1 , К густина ρ_1 , кг/м ³	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$ $\frac{p_1}{RT_1}$				
		0,371	0,293	0,216	0,142
		1058	981	904	822
		1,20	1,02	0,82	0,59
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546	0,544	0,543	0,541
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,869	0,850	0,817	0,765
30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α_1' $\arcsin \sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}$				
		20	18	16	14
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	632	611	588	563

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,455	0,489	0,544	0,626
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,174	0,208	0,259	0,356
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n$, град	Береться 4...16	20	20	20	20
35. Осьовий зазор в ступені s, м	Береться 0,005...0,040	0,031	0,033	0,033	0,031
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,42	1,95	2,43	2,90
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,123	0,107	0,107	0,123
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,08	2,47	3,15	3,83
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001	0,001	0,001	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_n - \operatorname{tg} \gamma_k}$	0,108	0,104	0,097	0,106
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,224	0,257	0,305	0,404
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	1,199	1,256	1,311	1,368
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	223	234	245	256
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	5,35	4,89	4,30	3,38
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,369	0,397	0,441	0,534

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
45. Перевірка умови ²	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,7	0,2	0,1	2,6
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37	38	39	40
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,204	0,173	0,169	0,191
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85	0,85	0,85	0,85
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,174	0,147	0,144	0,162
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	21	26	28	26
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	109	105	108	122
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	64,2	61,5	54,6	44,6
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96	0,96	0,96	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	$25 \cdot 10^3$	$31 \cdot 10^3$	$43 \cdot 10^3$	$72 \cdot 10^3$
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	$31 \cdot 10^3$	$37 \cdot 10^3$	$49 \cdot 10^3$	$79 \cdot 10^3$

² Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	240	260	300	381
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,15	0,95	0,72	0,45
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	619	599	577	556
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}	w_2 / a_2	0,388	0,434	0,520	0,686
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	18,6	17,3	15,9	14,6
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	69	70	71	72
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,115	0,111	0,102	0,111
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,746	0,759	0,776	0,808
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,086	0,084	0,080	0,090
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	44	47	52	48
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	77	78	93	149
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	$3 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$
69. Кут виходу газу із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	86,2	79,6	62,2	40,3

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
70. Колові складові абсолютних швидкостей:					
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	270	284	308	342
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	5	14	43	113
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	$61 \cdot 10^3$	$70 \cdot 10^3$	$86 \cdot 10^3$	$116 \cdot 10^3$
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,885	0,889	0,883	0,846
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:					
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	—	6	6	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	—	0,75	0,75	0,75
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—	0,0004	0,0004	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—	0,628	0,655	0,684
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	—	$7,9 \cdot 10^{-4}$	$8,2 \cdot 10^{-4}$	$8,6 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{уд.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—	0,078	0,071	0,060
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{уд}$	$\frac{G_{уд.}}{G} \eta_u$	—	0,0009	0,0008	0,0007
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:					
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення (0,001...0,010)	—	—	0,007	0,007

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

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
коефіцієнт витрати осевого зазора μ_a	Береться рівним 0,5	—	—	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	—	—	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	—	—	3	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0110	0,0109	0,0061	0,0055
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,18	0,99	0,77	0,52
80. Коефіцієнт K_T	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \frac{D_{\text{cpl}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0021	0,0019	0,0014	0,0007
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{y.d}} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,872	0,875	0,875	0,839
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	$60 \cdot 10^3$	$69 \cdot 10^3$	$85 \cdot 10^3$	$116 \cdot 10^3$
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	4504	5118	6352	8611
ДП.142.6231м.03.ПЗ Арк.					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

За результатами розрахунку будуємо ескізи проточних частин окремих турбін газотурбінного двигуна та трикутники швидкостей ступенів цих турбін на середньому діаметрі (рис. 2.1, 2.2 та 2.3).

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

ДП 14.2.6231М.03.ПЗ

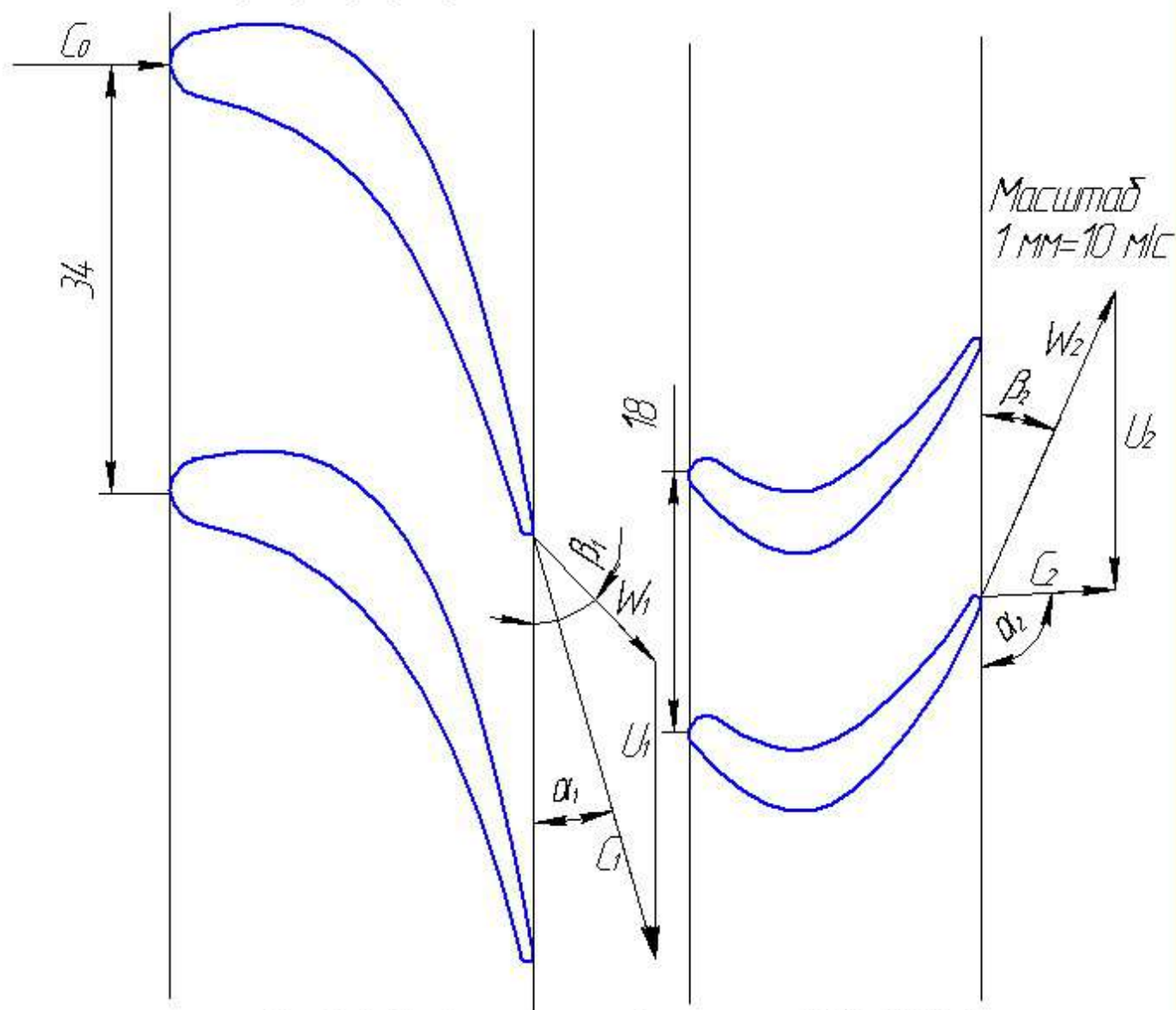
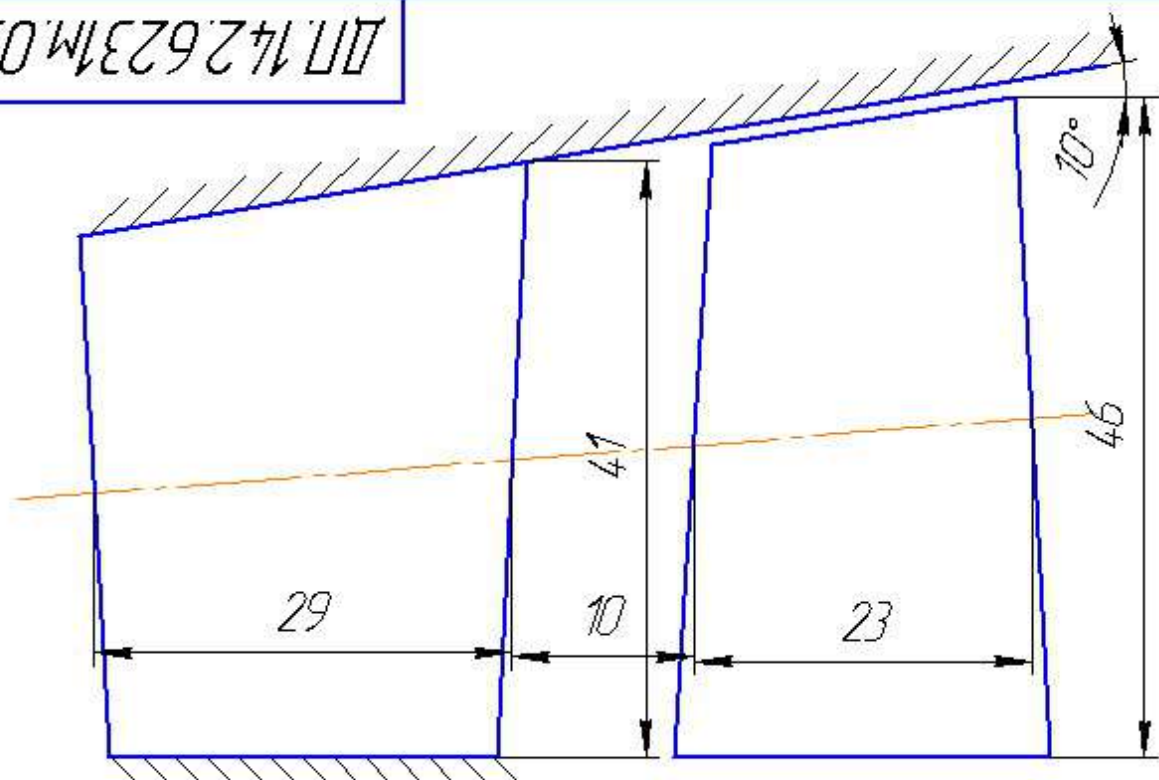


Рис.2.1. Ескіз проточної частини ТВТ (М 2:1)

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. і дата
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ДП.14.2.6231М.03.ПЗ

Лист

Копіював

Формат А4

*Елементи трикутників швидкостей
та геометричні характеристики решіток*

<i>Назва величини</i>	<i>Значення</i>
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	17,00
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	747,3
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	39,19
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	345,7
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	446,6
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	91,88
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	227,5
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	27,38
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,034
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	98
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,018
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	190
13. Висота соплової лопатки L_c , м	0,040
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,012
15. Висота робочої лопатки L_r , м	0,046

Підп. і дата

Взам. инв. №

Инв. № докл

Підп. і дата

Инв. № подл

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

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

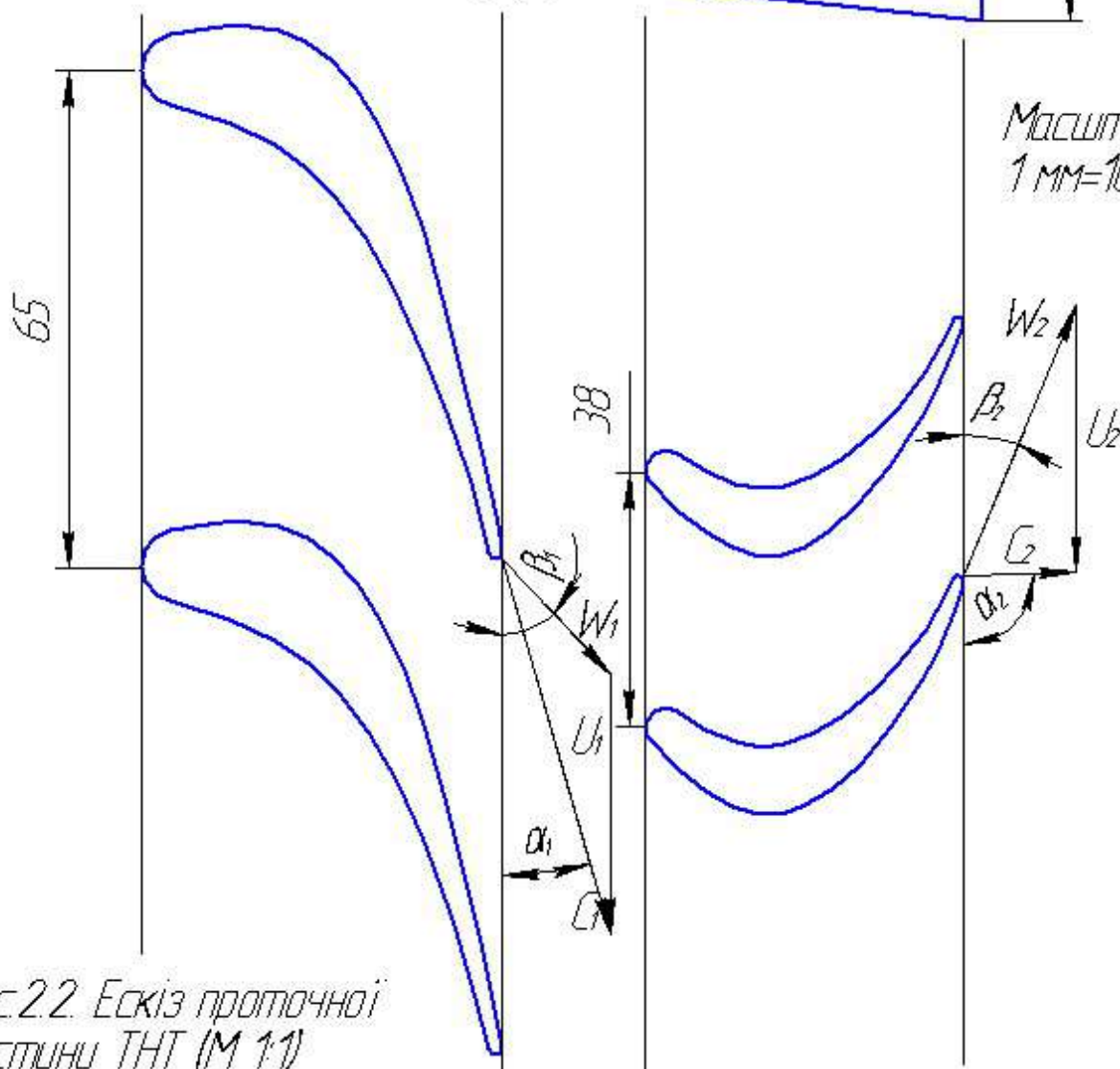
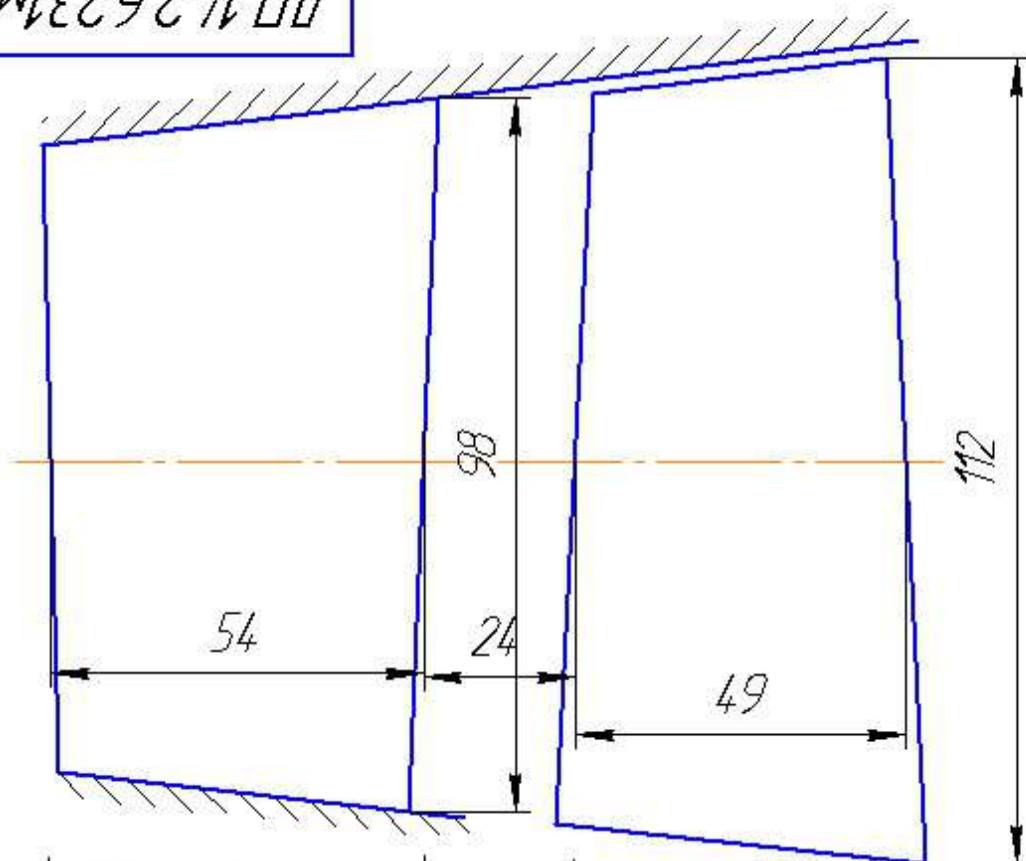


Рис.2.2. Ескіз проточної частини ТНТ (М 1:1)

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

Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

<i>Назва величини</i>	<i>Значення</i>
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	17,00
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел C_1 , м/с	530,7
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	43,19
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	226,7
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	342,2
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	89,85
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки C_2 , м/с	168,1
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	26,13
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,065
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	51
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,038
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	88
13. Висота соплової лопатки L_c , м	0,099
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,024
15. Висота робочої лопатки L_r , м	0,106

Підп. і дата

Взам. інв. №

Інв. № докл.

Підп. і дата

Інв. № подл.

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	------	----------	-------	------

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

И-в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Елементи приквітників швидкостей та геометричні характеристики
решіток

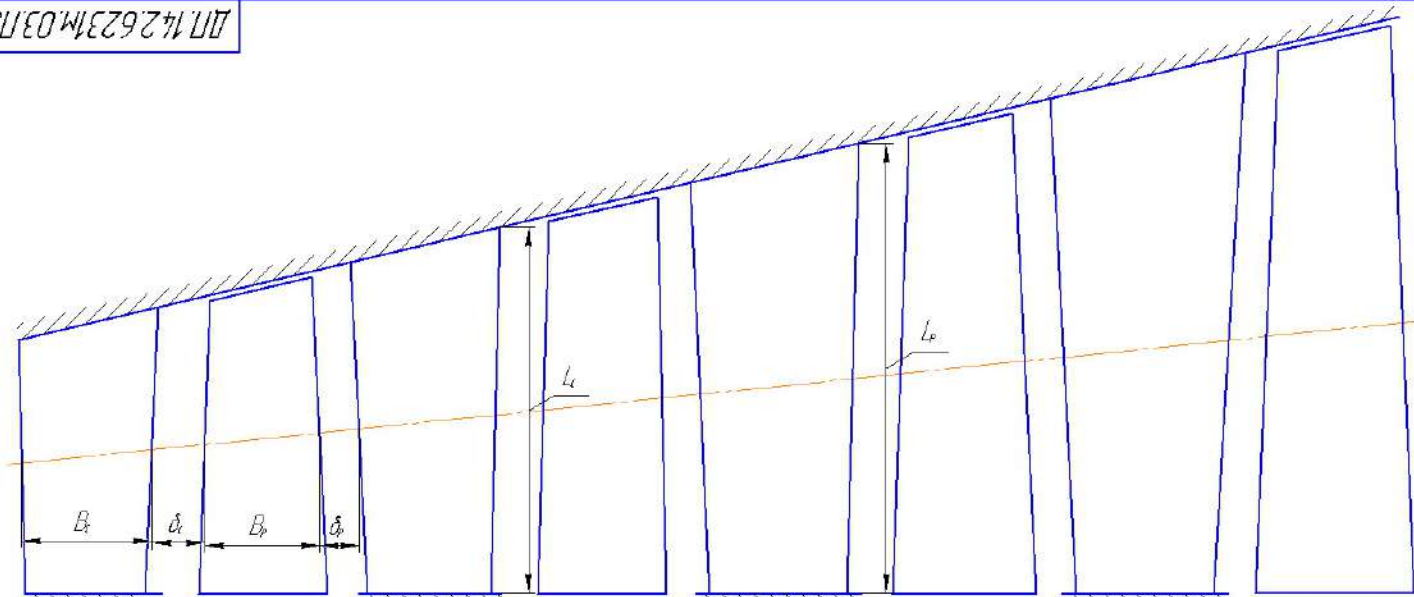
Назва величини	Ступінь			
	1	2	3	4
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	25,00	2151	18,06	17,57
2. Діюсна швидкість виходу потоку з сопел ζ_1 , м/с	358,9	352,4	342,3	318,8
3. Кут виходу потоку на робочій лопатки у віднос. русі β_1 , град	54,32	50,97	49,48	59,71
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	186,7	166,3	139,6	111,5
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	216,4	223,1	234,7	247,7
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	77,93	81,05	84,46	66,06
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки ζ_2 , м/с	122,5	113,5	99,8	105,3
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	25,88	24,47	21,63	17,95
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,079	0,079	0,100	0,121
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	55	57	47	41
11. Шаг робочої решітки t_r , м	0,054	0,061	0,071	0,091
12. Число лопаток робочої решітки Z_r	83	75	68	56
13. Висота соплової лопатки l_c , м	0,104	0,148	0,224	0,310
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,031	0,033	0,033	0,031
15. Висота робочої лопатки l_r , м	0,137	0,185	0,265	0,352

ДП.142.6231м.03.ПЗ

Лист

ДП.142.6231м.03.ПЗ

ДП.142.6231М.03.ПЗ



Масштаб 1 мм=10 м/с

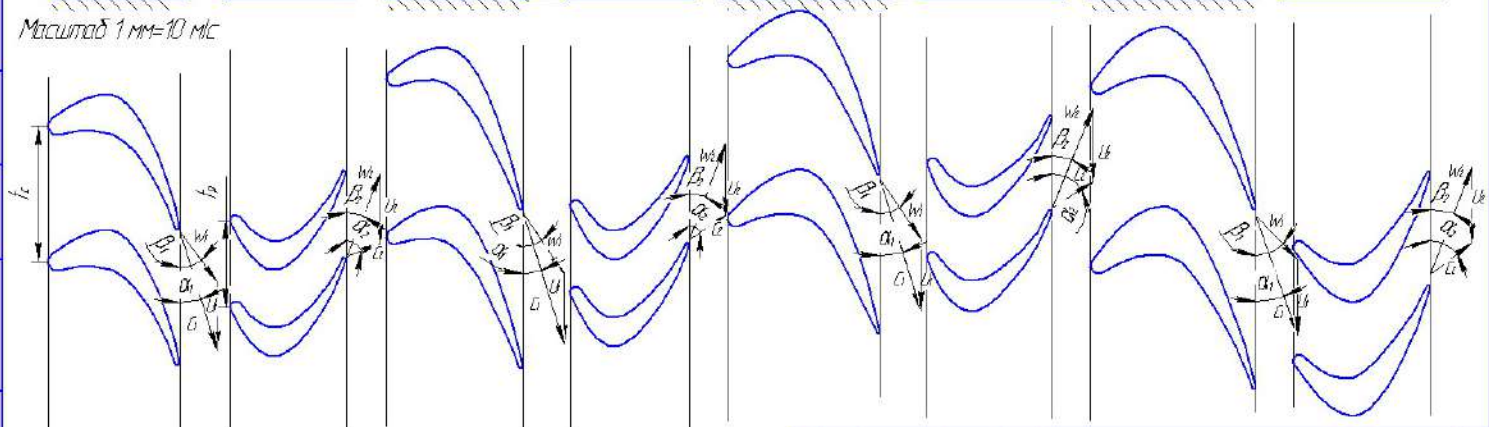


Рис.23. Ескіз проточної частини силової турбіни (М 14)

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Копіювати	Формат	А3
2						

ДП.142.6231М.03.ПЗ

Лист
№ докум.
Підп.
Дата
Копіювати
Формат
А3

2.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ СИЛОВОЇ ТУРБИНИ

З термогазодинамічного розрахунку четвертого ступеня силової турбіни на середньому діаметрі (розділ 2.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,368$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,404$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 256$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 353$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 256/353 = 0,725$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 40,3^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 149$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 14,6^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 381$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,96$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.2.4.

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

Таблиця 2.4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,482	0,684	0,886
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,704	1	1,296
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	180,1	255,6	331,2
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	493,2	352,7	277,6
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	10,0	14	17,9
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,365	0,725	1,193
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	15,6	44,6	78,1
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	317,4	121,5	108,3

Продовження табл. 2.4

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	15,7	14,6	12,9
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	354,5	381,4	429,7
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	30,8	40,3	47,7
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	187,6	148,7	130,0
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,121	0,520	0,697

2.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ СИЛОВОЇ ТУРБИНИ НА МІЦНІСТЬ

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток четвертого ступеня силової турбіни. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 74,54$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 3700$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,368$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,404$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 48$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 822$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 141\,862$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 103\,900$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 2.1): швидкості $c_1 = 353$ м/с та $c_2 = 149$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 40,3^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	15,6	44,6	78,1
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	15,7	14,6	12,9

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

$$T_{розр} = T_1 = 822 \text{ К.}$$

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

Оскільки отримане значення не є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2).

2) У ролі матеріала для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі **ЧС70-ВИ** (ХН58КВТЮМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,7 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,5...2,5 %, вольфрам – 4,5...6,0 %, алюміній – 2,4...3,2 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,02%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

Густина матеріалу ρ при температурі 20 °С складає 8120 кг/м³.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [5]:

T, K	σ_{100}, MPa
1173	245
1196	200
1255	125
1273	98

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [8].

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС70-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_L = T (\lg \tau + C),$$

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

Розраховані значення зведемо до табл.2.5.

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

Таблиця 2.5

Температура випробувань, К	Час до руйнування, год	Параметр Ларсона-Міллера	Границя тривалої міцності, МПа
1173	100	25806	245
1196	100	26312	200
1255	100	27610	125
1273	100	28006	98

Встановлена за допомогою спеціального програмного забезпечення аналітична залежність між границею тривалої міцності і параметром Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС70-ВИ:

$$\sigma_{\text{дл}} = 5553,39 - 0,33591 \cdot P_{\text{л}} + 5,04078 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{\text{л}})^2.$$

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 822 (\lg 30000 + 20) = 20120.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 835,5 \text{ МПа}.$$

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину $B_{\text{р}}$, м;

кут установки $\beta_{\text{у}}$, град;

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис. 2.4).

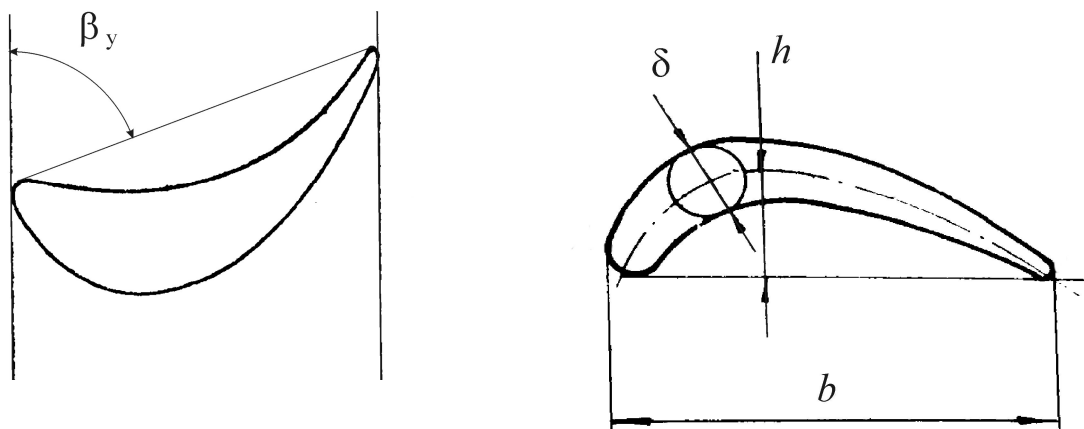


Рис.2.4. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів, або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [12, с.236], кут установки профілю

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

Розмір хорди профілю

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

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

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,110	64,6	0,122	0,030	0,047	$2,86 \cdot 10^{-3}$
Середній	0,106	52,3	0,134	0,020	0,043	$2,07 \cdot 10^{-3}$
Периферійний	0,102	37,8	0,167	0,008	0,042	$1,07 \cdot 10^{-3}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [12, с.236]:

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

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

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

де $F_o = 2,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл. 2.6); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\pi}}{F_o - F_{\text{cp}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(2,86 - 1,07) \cdot 10^{-3}}{(2,86 - 2,07) \cdot 10^{-3}}}{\lg 2} = 1,192,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\pi}}{l^m} = \frac{(2,86 - 1,07) \cdot 10^{-3}}{0,404^{1,192}} = 5,26 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{cp}} = 2,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ та $F_{\pi} = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 2.6).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\pi} = \frac{F_{\pi}}{F_o} = \frac{1,07 \cdot 10^{-3}}{2,86 \cdot 10^{-3}} = 0,374.$$

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

7) Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

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

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м²;

$$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6 - \text{відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.}$$

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3700}{30} = 387 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{48} \cdot 8120 \cdot (387)^2 \cdot (0,887)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,104 = 26\,074 \text{ Н,}$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,887$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,104$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{1,192 + 0,374}{1,192 + 1} \cdot \left[\frac{8120 \cdot 387^2}{2} 1,368 \cdot 0,404 + \frac{26074}{2,86 \cdot 10^{-3}} \right] = 247,0 \text{ МПа.}$$

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

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

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис. 2.6). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

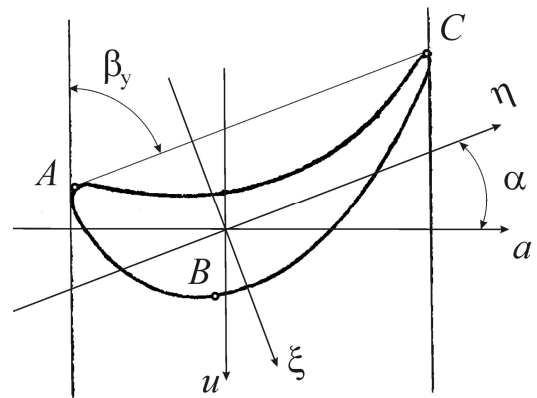


Рис. 2.6. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 64,6 = 25,4^\circ,$$

де $\beta_y = 64,6^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл. 2.6).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 2.6)¹. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

$$\begin{aligned} W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\ &= -0,053 \frac{0,049 \cdot 0,012^3}{0,017} \left[1 + \left(\frac{0,017}{0,012} \right)^2 \right] = -1,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; \end{aligned}$$

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

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

$$= 0,084 \cdot 0,049 \cdot 0,012^2 \frac{1 + \left(\frac{0,017}{0,012}\right)^2}{1 + 0,46\frac{0,017}{0,012}} = 1,71 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,049^2 \cdot 0,012 = -3,97 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,049^2 \cdot 0,012 = 2,98 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,122$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,030$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,043$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 2.6).

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

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{79,33}{108}(607,3 \cos 14 + 154,8 \cos 80,5) = 708,4 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{79,33}{108}(607,3 \sin 14 - 154,8 \sin 80,5) + \frac{3,14 \cdot 0,958}{108} 0,108 \cdot (489983 - 406001) = 1356 \text{ Н}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 248,5 \sin 22,5 + 451,6 \cos 22,5 = 1221 \text{ Н},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 248,5 \cos 22,5 - 451,6 \sin 22,5 = 922 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки А:

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

$$\sigma_{\text{иоА}}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{-8,10 \cdot 10^{-7}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{-2,54 \cdot 10^{-6}} = 14,8 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки В:

$$\sigma_{\text{иоВ}}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{1,09 \cdot 10^{-6}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{-\infty} = -14,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки С:

$$\sigma_{\text{иоС}}^{\Gamma} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{-8,10 \cdot 10^{-7}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{1,91 \cdot 10^{-6}} = 25,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 25,7 \text{ МПа}.$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{\text{ро}} + 0,2 |\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 247,0 + 0,2 \cdot 25,7 = 252,2 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{\text{ро}} = 247,0 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{835,5}{252,2} = 3,31,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 835,5 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [8, 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.

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

2.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ СИЛОВОЇ ТУРБИНИ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис.2.6).

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

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

- товщину поясу кріплення $h_{кр} = 0,093$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,482$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,414$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,105$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис. 2.6). 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. 2.6 це перетини 1 та 2, 5 та 6 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

Якщо диск має внутрішній центральний отвір, то на радіусі r_i позначаємо додатковий розрахунковий перетин з товщиною диска, яка дорівнює нулю. (Тим самим у методику розрахунку вводиться перевірка диска також для першої форми руйнування [8, с.52].)

3) Густина поясу 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.

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

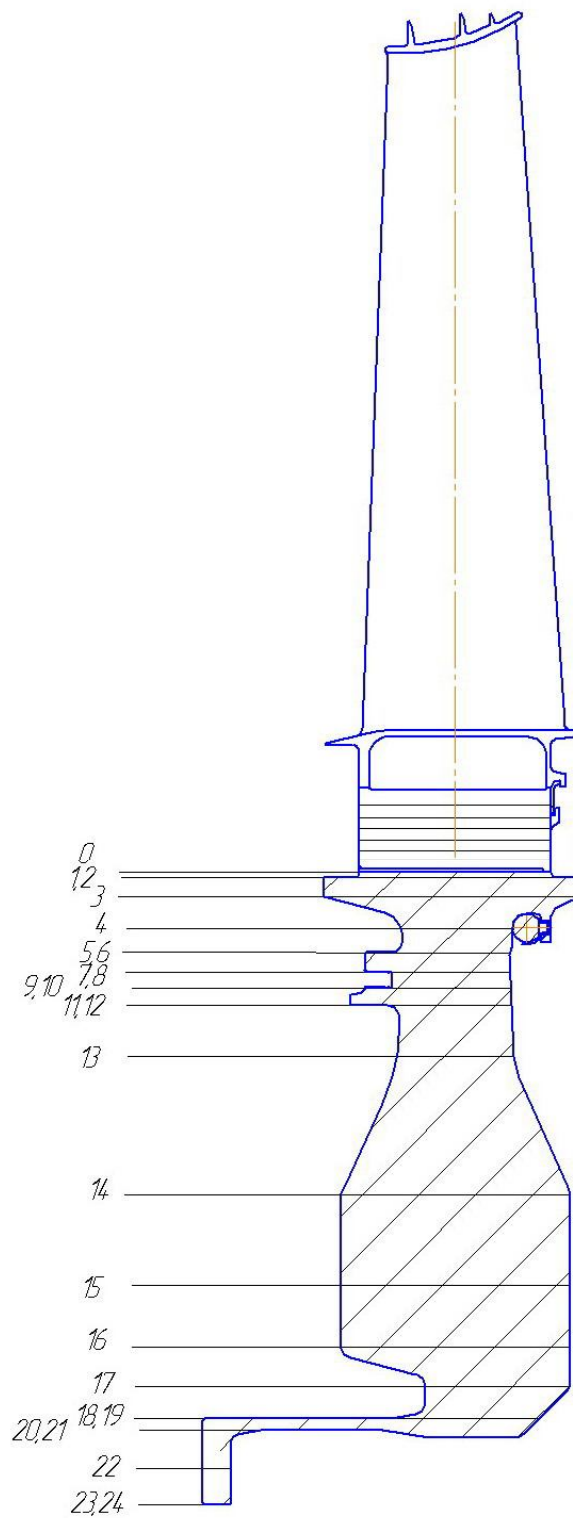


Рис. 2.6. Диск четвертого ступеня силової турбіни з позначенням розрахункових

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

перетинів

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,482^3 - 0,414^3}{3} \right) \cdot 0,093 = 1,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3700}{30} = 387 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 3700$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2\pi\rho_{кр}\omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 387^2 \cdot 1,27 \cdot 10^{-3} = 9\,836\,815 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = zC_o + C_{кр} = 43\,744\,975 \text{ Н},$$

де $z = 48$ – число робочих лопаток на вінці; C_o – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2\pi} = \frac{43744975}{2 \cdot 3,14} = 6\,962\,229.$$

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

$$T_a = T_{расч} - (50 \dots 100) = 822 - 100 = 722 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 822 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток.

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

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

11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [8], за допомогою формули

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

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

Розрахунок зведений у табл. 2.4.

Значення радіусів розрахункових перетинів r і толщин диска h на цих радіусах (рядки № 1 і 2 табл. 2.4) визначаються безпосередньо з рис. 2.6.

При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункові перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Приклади визначення цих товщин наведені на рис. 2.7.

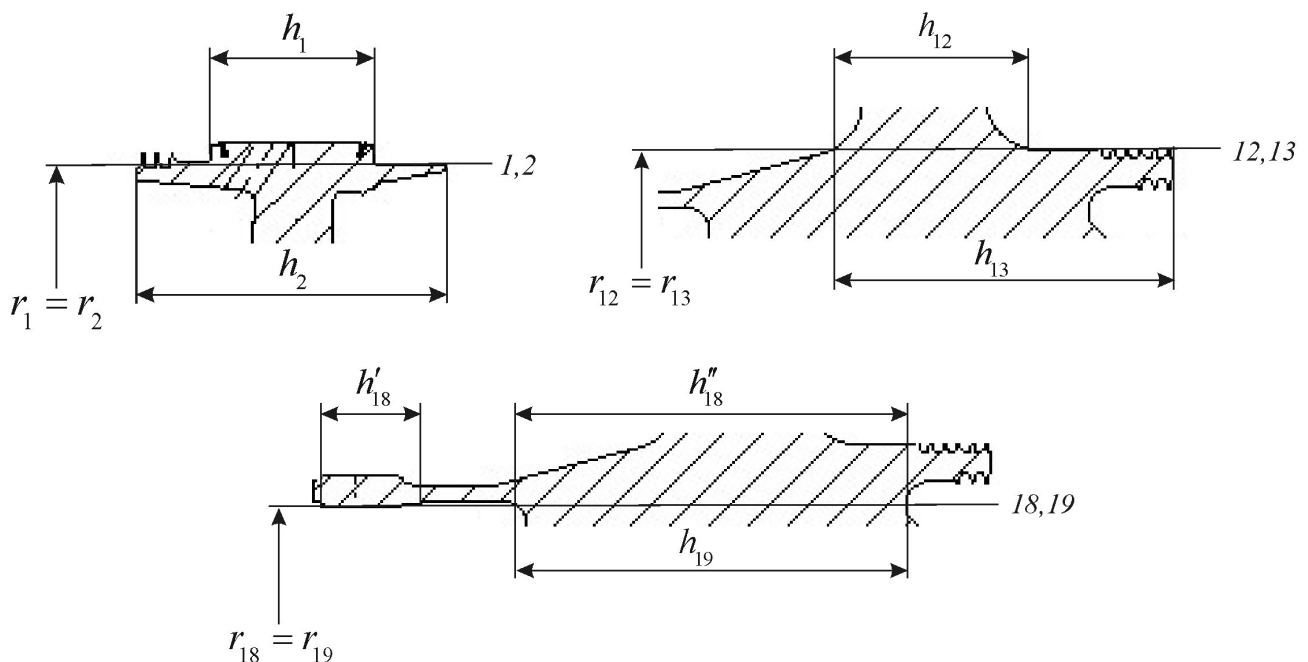


Рис. 2.7. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл. 2.4) може бути визначена по формулі¹

¹ Вважаємо, що температура за радіусом диска змінюється по квадратичній параболі.

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

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД (рядок № 4 табл. 2.4) залежно від температури T використовуємо формулу:

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

12) З табл.3.4 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 24:

$$K_{\epsilon}^{\min} = 1,71.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Оскільки перетин № 24 знаходиться на внутрішньому радіусі диска (r_i), то руйнування буде проходити по 1-й формі (через злам по меридіанному перетину).

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [8, 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:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_d}} = \frac{1}{387 \cdot 1,71} \sqrt{\frac{1123 \cdot 10^6}{8320}} = 0,556 \text{ м.}$$

де $\sigma_{\epsilon} = 1123 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

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

Таблиця 2.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1. r , м	0,412	0,41	0,41	0,401	0,385	0,373	0,373
2. h , м	0,093	0,093	0,124	0,124	0,053	0,055	0,069
3. t , $^{\circ}\text{C}$	719	716	716	701	677	660	660
4. σ_{θ} , Па	1042	1043	1043	1050	1061	1068	1068
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	96,87	97,01	129,35	130,17	56,21	58,73	73,68
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	96,87	193,87	226,35	259,51	186,38	114,93	132,40
7. $(\Delta r/r)_{\theta}$, м	0	0,0010	0,0000	0,0045	0,0080	0,0060	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0	0,194	0,000	1,168	1,491	0,690	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0	0,194	0,194	1,362	2,853	3,542	3,542
10. r^2 , м^2	0,1697	0,1681	0,1681	0,1608	0,1482	0,1391	0,1391
11. $r^2 h$, м^3	1,58E-02	1,56E-02	2,08E-02	1,99E-02	7,86E-03	7,65E-03	9,60E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	1,58E-02	3,14E-02	3,65E-02	4,08E-02	2,78E-02	1,55E-02	1,73E-02
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	0	3,14E-05	0,00E+00	1,84E-04	2,22E-04	9,30E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0	3,14E-05	3,14E-05	2,15E-04	4,37E-04	5,30E-04	5,30E-04
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,039	0,039	0,268	0,545	0,661	0,661
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	6,962	7,001	7,001	7,230	7,507	7,623	7,623
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	39,909	39,774	53,031	52,198	21,640	21,905	27,481
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	39,909	39,967	53,225	53,559	24,492	25,447	31,023
19. K_{θ}	2,39	2,39	2,76	2,72	1,81	1,83	2,02

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

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1. r , м	0,364	0,364	0,356	0,356	0,348	0,348	0,323
2. h , м	0,069	0,057	0,057	0,071	0,078	0,059	0,056
3. t , °C	648	648	637	637	627	627	597
4. σ_θ , Па	1073	1073	1077	1077	1081	1081	1091
5. $\sigma_\theta h$, Па м	74,02	61,15	61,38	76,46	84,30	63,77	61,12
6. $2(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н/м	147,70	135,17	122,53	137,84	160,76	148,07	124,89
7. $(\Delta r/r)_p$, м	0,0045	0,0000	0,0040	0,0000	0,0040	0,0000	0,0125
8. $(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н	0,665	0,000	0,490	0,000	0,643	0,000	1,561
9. $\int_r^{r_a} \sigma_\theta h dr$, Н	4,207	4,207	4,697	4,697	5,340	5,340	6,901
10. r^2 , м ²	0,1325	0,1325	0,1267	0,1267	0,1211	0,1211	0,1043
11. $r^2 h$, м ³	9,14E-03	7,55E-03	7,22E-03	9,00E-03	9,45E-03	7,15E-03	5,84E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	1,87E-02	1,67E-02	1,48E-02	1,62E-02	1,84E-02	1,66E-02	1,30E-02
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	8,43E-05	0,00E+00	5,91E-05	0,00E+00	7,38E-05	0,00E+00	1,62E-04
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	6,15E-04	6,15E-04	6,74E-04	6,74E-04	7,48E-04	7,48E-04	9,10E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,766	0,766	0,840	0,840	0,932	0,932	1,134
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	7,728	7,728	7,802	7,802	7,894	7,894	8,096
17. $\sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	26,943	22,258	21,853	27,220	29,337	22,191	19,741
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_\theta h dr + \sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	31,150	26,465	26,550	31,917	34,677	27,531	26,642
19. κ_θ	2,01	1,85	1,84	2,02	2,10	1,87	1,81

Позначення	Розрахунковий переріз						
	14	15	16	17	18	19	20
1. r , м	0,256	0,212	0,182	0,163	0,147	0,147	0,142
2. h , м	0,111	0,111	0,111	0,07	0,069	0,164	0,164
3. t , °C	532	503	488	482	478	478	477
4. σ_θ , Па	1110	1117	1120	1122	1123	1123	1123
5. $\sigma_\theta h$, Па м	123,26	124,03	124,37	78,52	77,46	184,10	184,13
6. $2(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н/м	184,37	247,29	248,41	202,89	155,98	261,56	368,23
7. $(\Delta r/r)_p$, м	0,0335	0,0220	0,0150	0,0095	0,0080	0,0000	0,0025
8. $(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н	6,177	5,440	3,726	1,927	1,248	0,000	0,921
9. $\int_r^{r_a} \sigma_\theta h dr$, Н	13,078	18,518	22,244	24,172	25,420	25,420	26,340
10. r^2 , м ²	0,0655	0,0449	0,0331	0,0266	0,0216	0,0216	0,0202
11. $r^2 h$, м ³	7,27E-03	4,99E-03	3,68E-03	1,86E-03	1,49E-03	3,54E-03	3,31E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	1,31E-02	1,23E-02	8,67E-03	5,54E-03	3,35E-03	5,03E-03	6,85E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	4,39E-04	2,70E-04	1,30E-04	5,26E-05	2,68E-05	0,00E+00	1,71E-05
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	1,35E-03	1,62E-03	1,75E-03	1,80E-03	1,83E-03	1,83E-03	1,85E-03
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	1,681	2,018	2,180	2,245	2,278	2,278	2,300
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	8,644	8,980	9,142	9,207	9,241	9,241	9,262
17. $\sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	31,553	26,295	22,635	12,799	11,386	27,063	26,147
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	44,631	44,813	44,880	36,971	36,806	52,482	52,487
19. κ_θ	2,27	2,23	2,22	2,00	2,00	2,38	2,38

Позначення	Розрахунковий переріз			
	21	22	23	24
1. r , м	0,142	0,123	0,105	0,105
2. h , м	0,028	0,014	0,014	0
3. t , °C	477	474	473	473
4. σ_{θ} , Па	1123	1123	1123	1123
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	31,44	15,73	15,73	0,00
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	215,57	47,16	31,45	15,73
7. $(\Delta r / r)_{\rho}$, м	0,0000	0,0095	0,0090	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	0,448	0,283	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	26,340	26,788	27,071	27,071
10. r^2 , м ²	0,0202	0,0151	0,0110	0,0110
11. $r^2 h$, м ³	5,65E-04	2,12E-04	1,54E-04	0,00E+00
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,87E-03	7,76E-04	3,66E-04	1,54E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	7,38E-06	3,30E-06	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	1,85E-03	1,85E-03	1,86E-03	1,86E-03
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	2,300	2,309	2,313	2,313
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	9,262	9,271	9,275	9,275
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	4,464	1,934	1,651	0,000
18. $\int_r^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	30,804	28,722	28,723	27,071
19. K_{θ}	1,82	1,76	1,76	1,71

2.5. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ДВИГУНА

2.5.1. Опис системи змащення

Система змащення – циркуляційна, під тиском, з примусовим відкачуванням відпрацьованого масла. Система змащення забезпечує змазку і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться, на всіх режимах роботи двигуна.

У масляній системі застосовується масло для суднових газових турбін ГОСТ 10289-79 або масло МС-8П ОСТУ 38. 01163-78.

2.5.2. Склад системи змащення

У систему змащення двигуна входять: цистерна циркуляційна Б1, маслоагрегат LM03, маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, маслоагрегат з електроприводом нагнітаючий LM01, масловіддільник статичний СМО1, фільтри Ф1, Ф2, фільтри захисні, датчики-реле різниці тиску ДРРД1, ДРРД2, сигналізатори тиску LP050, LP060, LP070, датчики тиску LP010, LP020, сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6, термоперетворювачі опору LT010...LT070; регулятор перепаду тиску РПД, бак масловідділяючий БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL011, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран КД, клапани запорні К1...К5, клапани зворотні КО1, КО2, КО3, шайба дросельна ДР1, трубопроводи.

2.5.3. Принцип роботи системи змащення

При натисненні кнопки ПУСК вступають в роботу маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, і нагнітаючий LM01. Масло з циркуляційної цистерни Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01 і через фільтр тонкого очищення масла Ф1 подається на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться. Досягши певного тиску масла на вході в двигун

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

датчик тиску LP010 видає сигнал в автоматичну систему управління на розкручування стартерів. З початком розкручування стартерів вступає в роботу навісний маслоагрегат LM03. Працюючи спільно з нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01, нагнітаюча секція маслоагрегата LM03 забирає масло з циркуляційної цистерни Б1 і подає його в систему змащення, збільшуючи тиск. Досягши певної частоти обертання компресора низького тиску відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий LM01 відключаються. При подальшому збільшенні частоти обертання і на всіх режимах роботи двигуна, змащення і охолодження масляних порожнин двигуна здійснюється навісним маслоагрегатом LM03.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу через нижню коробку приводів зливається в піддон маслоагрегата LM03, із заднього корпусу компресора високого тиску, опорного вінця турбіни низького тиску, масло зливається в масловіддільний бак БМ1. З переходника, опорного вінця турбіни нагнітача на робочих режимах масло забирається маслоагрегатом LM03, при пусках, зупинках – маслоагрегатом LM02.

З піддону маслоагрегата LM03 і масловіддільного бака БМ1 відповідними секціями відкачуючого маслоагрегату з електроприводом LM02, або секціями навісного маслоагрегату LM03 масло через фільтр Ф2 і маслоохолоджувач ALT010 відкачується в циркуляційну цистерну Б1. Суфлірування масловіддільного бака БМ1, крізь регулятор перепаду тиску РПТ, переднього корпусу компресора низького тиску здійснюється через масловіддільник статичний СМВ1, де відбувається відділення масла від маслоповітряної суміші.

Масло з масловіддільника статичного СМВ1 зливається в нижню коробку приводів, а повітря потрапляє в газовідвід для подальшої утилізації. При зниженні частоти обертання двигуна до певного значення САУ включаються відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01.

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

При зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення сигналізатор PLT010 видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу і включення відкачуючого маслоагрегата з електроприводом LM02, і нагнітаючого LM01. При подальшому падінні тиску датчик PT2 видає сигнал на зупинку двигуна. При підвищенні перепаду тиску масла на фільтрах Ф1 і Ф2 вище певної величини по датчиках тиску ДРРД1 і ДРРД2 САУ формує сигнал про забруднення фільтрів відповідно. Тиск масла на лінії відкачування вимірюється датчиком LP020.

При збільшенні тиску масла (максимальний тиск МОБ ТНТ) сигналізатор тиску LP060 видає сигнал про переведення двигуна на режим холостого ходу. При зниженні тиску масла до певного значення на виході з маслоагрегата з електроприводом LM02, що відкачує, сигналізатор тиску LP050 видає сигнал на зупинку двигуна. З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливних трубопроводах з масляних порожнин двигуна встановлені сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6.

Температура масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні Б1) і на сливах з масляних порожнин заміряється термоперетворювачами опору LT010...LT070.

Клапани запірні K1...K5 служать для зливу масла з маслоохоложувача ALT010, заповнення цистерни циркуляційної Б1, слива масла і відбору проб. Цистерна циркуляційна Б1 оснащена сигналізаторами мінімального і максимального рівнів РУ1, РУ2. Дросельна шайба ДР1 служить для заповнення маслом всмоктуючого трубопроводу навісного маслоагрегата LM03 перед запуском двигуна з лінії нагнітання нагнітаючого маслоагрегата з електроприводом LM01.

Змащення коробки приводів виносної - картерна.

Система консервації паливної апаратури маслом забезпечує підведення чистого масла з цистерни циркуляційної Б1 з необхідною тонкістю фільтрації.

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

Стоп-кран КД служить для забезпечення роботи контактних ущільнень на низьких режимах роботи двигуна.

2.5.4. Агрегати системи змащення

У систему змащення двигуна (рис.5.6) входять: цистерна циркуляційна 21 (корабельна), маслоагрегат 20, відкачуючий маслоагрегат з електроприводом 14, нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом 23, масловіддільник статичний 1, фільтри 3, 28, фільтри захисні 8, датчики-реле різниці тиску 2, 27, сигналізатори тиску 5, 6, 15, 16, 24, датчики тиску 4, 25, сигналізатори стружки 9, термоперетворювачі опору 10, регулятор перепаду тиску 11, бак масловіддільний 12, сигналізатори рівня 19, маслоохолоджувач 29 (корабельний), стоп-кран 13, клапан замочний 30, клапан зворотний 22, шайба дросельна 26, трубопроводи.

Цистерна циркуляційна 21 призначена для розміщення необхідної кількості масла, циркулюючого в системі мастила ГТД.

Маслоагрегат 20 двигуна є багатосекційним шестерінчастим агрегатом, що складається з одного нагнітаючого і чотирьох відкачуючих насосів (секцій), виконаних в одному агрегаті. Нагнітаючий насос забирає масло з циркуляційної цистерни і подає його в магістраль нагнітання.

Насоси, що відкачують, забирають масло з нижньої коробки приводів, з переходника, з масловіддільного бака, з турбіни генератора, і повертають відпрацьоване масло через маслоохолоджувач в циркуляційну цистерну.

Відкачуючий маслоагрегат з електроприводом 14 є чотирьохсекційним шестерінчастим насосом з приводом від електродвигуна. Призначений для відкачування масла при пусках, зупинках, при зниженні частоти обертання двигуна до певного значення.

Нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом 23 – шестерінчастий, односекційний насос, призначений для подачі масла через фільтр тонкого

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

очищення 3 на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень при пусках, зупинках і т.д.

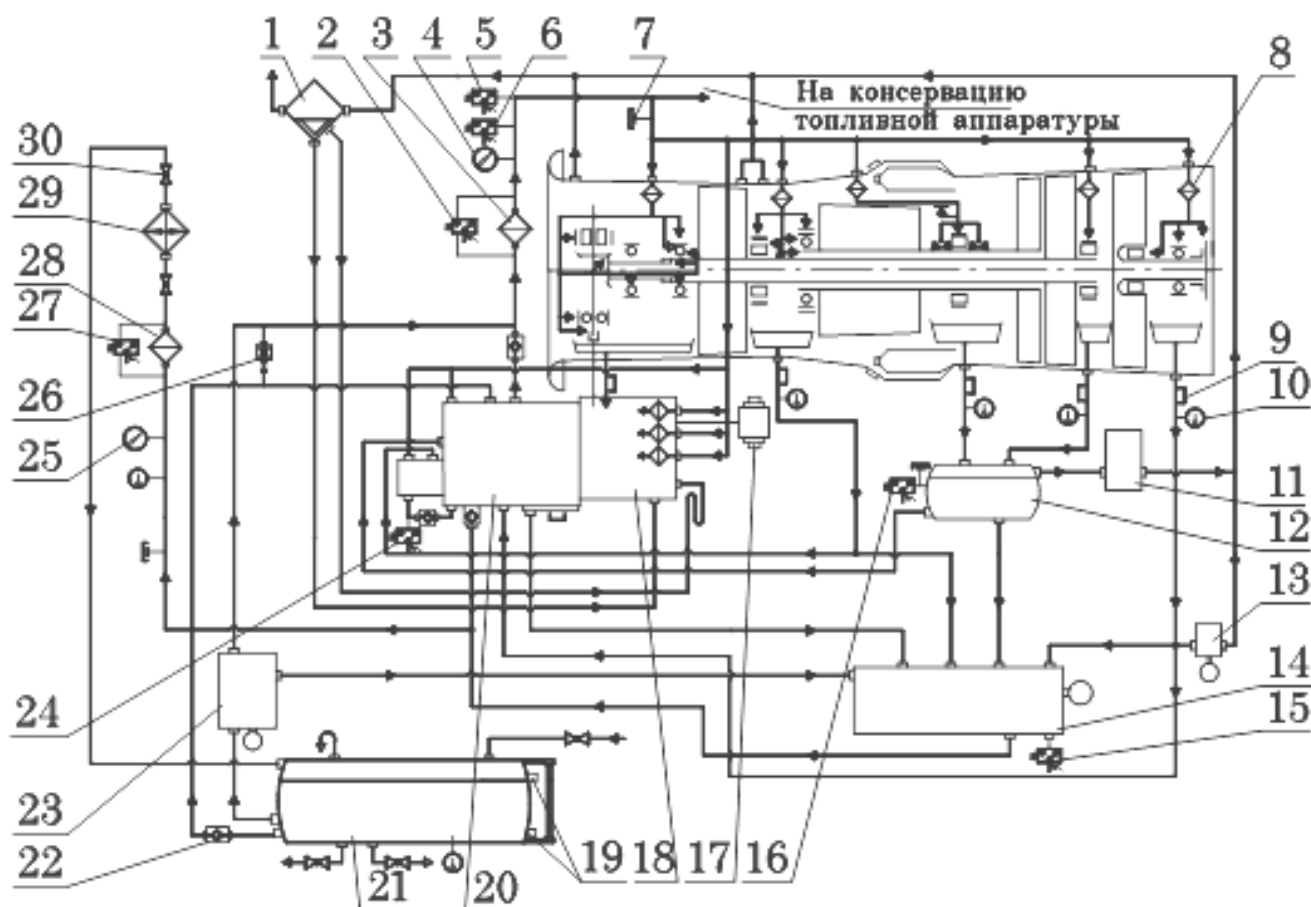


Рис. 2.6. Система змащення двигуна

1 – масловіддільник статичний; 2, 27 – датчики-реле різниці тиску; 3, 28 – фільтри; 4, 25 – датчики тиску; 5, 6, 15, 16, 24 – сигналізатори тиску; 7 – штуцер резервного заміру; 8 – фільтр захисний; 9 – сигналізатор стружки магнітний; 10 – термоперетворювач опору; 11 – регулятор перепаду тиску; 12 – бак масловіддільний; 13 – стоп-кран; 14 – відкачуючий маслоагрегат з електроприводом; 17 – коробка проводів виносна; 18 – коробка приводів нижня; 20 – маслоагрегат; 21 – цистерна циркуляція; 22 – клапан зворотній; 23 – нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом; 26 – шайба дросельна; 29 – маслоохолоджувач; 30 – клапан запорний

Масловіддільник статичний 1 призначений для відділення масла від суфлюємої масло повітряної суміші, що поступає до нього з масляних порожнин підшипникових вузлів двигуна.

Фільтр 28 призначений для очищення масла перед маслоохолоджувачем 29.

Фільтри захисні 8 служать для грубого очищення масла перед подачею його на змащення і охолодження елементів двигуна, що труться.

Датчик - реле різниці тиску 2, 27 видають сигнал в систему управління про забруднення фільтрів 3 і 28, відповідно.

Сигналізатор стружки 9 служить для уловлювання металевих частинок в масляній магістралі, що відкачує.

Термопереотворювачі опору 10 призначені для виміру температури масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні 21) і на сливах з масляних порожнин.

Регулятор перепаду тиску 11 служить для підтримки різниці між статичним тиском повітря за КНТ і тиском повітря в масловіддільному баку 12 в потрібному діапазоні, необхідному для нормальної роботи контактних ущільнень в задньому корпусі КВТ і ОВ ТНТ двигуна.

Бак масловіддільний 12 призначений для збору відпрацьованого масла із заднього корпусу КВТ і опорного вінця ТНТ.

Сигналізатори рівня 19 служать для видачі сигналу про перевищення або пониження рівня масла відповідно вище або нижче певного рівня в циркуляційній цистерні 21. Масло охолоджувач 29 служить для охолодження масла перед відкачуванням його в циркуляційну цистерну 21.

Стоп-кран 13 служить для забезпечення нормальної роботи контактних ущільнень на знижених режимах роботи двигуна.

Дросельна шайба 26 обмежує кількість масла, що подається у всмоктуючий трубопровід навісного маслоагрегата 20, перед запуском двигуна з лінії нагнітання маслоагрегата з електроприводом 23.

Сигналізатори тиску 5, 6, 15, 16, 24 виконують наступні функції:

5 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення;

6 – видає сигнал в автоматичну систему управління на зупинку двигуна при зниженні тиску масла на вході в ГТД до певного значення;

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

15 – видає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла за маслоагрегатом 14 до певного значення в системі змащення ГТД;

16 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при збільшенні тиску масла в масловіддільному баку;

24 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу у разі відмови в роботі насоса відкачую чого маслоагрегата 20.

Датчик тиску 4 здійснює вимір тиску масла на лінії нагнітання.

Датчик тиску 25 служить для виміру тиску масла на лінії відкачування.

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

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

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

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

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

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

3.1.АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ТА ШКІДЛИВИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ В МАШИННОМУ ЗАЛІ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метана CH_4 , етана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} і пентана C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні [4].

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

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає порушення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини [13].

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

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. 3.1) [4].

В виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, горячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії *тепла*, що

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

випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується температура шкіри та тканин, що розташовані глибше.

Таблиця 3.1

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю СО	Альде- гід СН ₂ О	Бензо- пірен С ₂₀ Н ₁₂	Оксид Азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично допустима концентрація, мг/м ³	—	4	20	0,7	0,00015	9	—	1

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

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

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

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

може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходу людей.

Таблиця 3.2

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

Згідно з нормами СНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл. 4.3) [4, 22].

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.

Таблиця 3.3

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

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

Шум. За своєю природою шум в ГТУ ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязбірним трактом ГТУ. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135-145 дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязбірні 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 невірноваженістю 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. 3.4) [4].

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

Таблиця 3.4

Робочі місця	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних полосах зі середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабіни спостережень і дистанційного управління:								
Без мовного зв'язку по телефону	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.

Машинний зал компресорної станції, як і більшість підприємств енергомашинобудівної галузі, характеризується підвищеною вибухо та пожежною небезпекою через значну кількість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

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

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

3.2. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОСВІТЛЕННЯ МАШИННОГО ЗАЛУ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

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

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

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

Кількість світильників:

$$N = E_{\min} S K_3 Z / n\Phi_{\text{л}} \eta = 100 \cdot 510 \cdot 2 \cdot 1,1/2 \cdot 2490 \cdot 0,362 = 62,07 \approx 62,$$

де $E_{\min}$ – рівень мінімальної освітленості робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк [22, 21]; $S = 30 \cdot 17 = 510 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення; K_3 – коефіцієнт запасу [22], який враховує експлуатаційне зниження освітленості внаслідок забруднення переборок, світильників, а також зменшення світлового потоку ламп у процесі їхньої експлуатації; Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для люмінесцентних ламп), який враховує нерівномірність освітленості і залежить від відношення відстаней між світильниками і від їх типів; $n\Phi_{\text{л}}$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $\Phi_{\text{л}}$ – світловий потік однієї лампи, лм) [22, табл.17]; η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених

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

у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі ρ_n , стін ρ_c , розрахункової поверхні або підлоги ρ_p та індексу приміщення i).

За табл. 22 та 26 [22]: $\rho_n = 50$;

$\rho_c = 30$;

$\rho_p = 10$.

$$I = A B / h (A + B) = 30 \cdot 17 / 16(30 + 17) = 0,179,$$

де A – довжина приміщення; B – ширина приміщення; h – висота приміщення; тоді, $\eta = 0,362$.

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

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

3.3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ ШКІДЛИВИХ ТА НЕБЕЗПЕЧНИХ ФАКТОРІВ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та механізмів треба усунути неврівноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорож, сигналізацій.

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

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

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

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

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

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

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВОГО ВПЛИВУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ГТД НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Процес горіння палива, що лежить в основі робочого процесу ГТД, супроводжується викидами в атмосферу випускних газів. Ці гази являють собою суміш продуктів згорання з надлишковим повітрям.

Складові компоненти вихлопних газів звичайно класифікують за такими групами:

- Продукти повного згорання: вуглекислий газ CO_2 ;
 - водяні пари H_2O ;
 - оксиди сірки SO_2 і SO_3 ;
- Газоподібні продукти неповного згорання: оксид вуглецю CO ;
 - вуглеводні C_xH_y ;
- Оксиди азоту NO_x :
 - оксид NO ;
 - діоксид NO_2 ;
- Альдегіди RCHO ;
- Сажисті частинки (вільний вуглець C);
- Золові частинки;
- Азот та кисень.

Склад відпрацьованих газів залежить від типу ГТУ, режиму її роботи, технічного стану, якості і виду палива і т. д.

Діючими в Україні санітарно-гігієнічними нормами встановлено гранично допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок в атмосферному повітрі (табл. 4.1).

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

Таблиця 4.1

Токсичні компоненти	Пил	Сажа (C)	Оксид вуглецю (CO)	Вуглеводні (бензпiрен C ₂₀ H ₁₂)	Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки	
					CH ₂ O	H ₂ CO	NO	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
ГДК, мг/м ³ (в повітрі населених пунктів)	0,15	0,05	1	0,000001	003	0,012	—	0,085	0,05	0,1

ГТУ звичайно менш токсичні в порівнянні з поршневими двигунами, однак оскільки витрати робочого тіла дуже значні, то викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами можуть привести до істотних локальних забруднень повітря (у районах теплових і компресорних станцій, у зонах аеропортів, у портах, на автомагістралях тощо).

Так, димність (вихлопні гази будь-якого забарвлення) викликана вмістом у продуктах згоряння сажистих і зольних часинок, що надають вихлопним газам чорного кольору. Димність підсилює також газоподібний діоксид азоту, який має бурий колір. Димність приводить до зменшення сонячного випромінювання на поверхні, а також до погіршення видимості через поглинання і розсіювання світла завислими частинками.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його з'єднанні з гемоглобіном зменшується спроможність крові переносити кисень.

Оксиди азоту дуже токсичні. Попадаючи в організм людини і з'єднуючись із водою, вони утворюють азотну кислоту, що руйнує легеневу тканину, дратує слизові оболонки, викликає необоротні зміни в серцево-судинній системі.

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ.

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

Незгорілі вуглеводні при влученні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку.

Велику небезпеку для стратосфери становлять наступні викиди ГТД:

- водяна пара і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері ”парникового“ ефекту;
- з’єднання сірки, що викликають утворення в атмосфері твердих часток, які не пропускають сонячне випромінювання;
- оксиди азоту через небезпеку руйнації озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Особливістю продуктів згоряння є те, що вони являють собою суміш із декількох одночасно присутніх токсичних компонентів. Тому поряд із ГДК додатково вводять норми гранично допустимих викидів (ГДВ), що виражають в одиницях маси забруднювача на одиницю витрати палива.

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

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

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

4.2. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДІВ ТОКСИЧНИХ КОМПОНЕНТІВ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного [16, 17]:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Процес утворення сажі, яка є причиною *димності* вихлопних газів, має дві стадії: утворення зародків і зростання часток. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню, який гальмує збільшення часток.

Методами зменшення димності є:

- а) зменшення часу існування крапель палива;
- б) зниження часу затримки займання і горіння.

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон (ЗЗТ), якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронтних пристроїв камер згоряння;
- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- застосування водопаливних емульсій і вприску води.

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

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

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

4.3. ЗАХОДИ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Охорона навколишнього середовища на підприємстві характеризується комплексом вжитих заходів, які спрямовані на попередження негативного впливу людської діяльності підприємства на навколишню природу, що забезпечує сприятливі та безпечні умови людської життєдіяльності.

Через негативний вплив енерговиробництва, яке постійно зростає, у багатьох регіонах уже сьогодні створилася небезпечна екологічна обстановка.

- Повітряний басейн забруднено газовими й аерозольними викидами (CO_2 , поліциклічні ароматні вуглеводні, CO , NO_x , SO_x , зола, сажа та ін.). Усе це призводить до таких незворотних процесів, як руйнування озонового шару (існує на висоті 30 км і захищає поверхню Землі від згубного для життя космічного випромінювання); виникнення парникового ефекту (селективне поглинання триатомними газами інфрачервоного перевипромінювання від поверхні Землі в космічний простір); утворення «льодникового» ефекту (накопичення в стратосфері дрібних твердих частинок, які відбивають сонячне випромінювання і визначають «недогрів» земної кулі).

- Викиди теплової енергії в навколишнє середовище, що є причиною теплового забруднення, призводять до зміни клімату в локальних енергонасичених районах і великих містах.

- Забруднення ландшафту, знищення лісів, рослинності, диких

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

тварин, плодоносного шару та ін., що впливає на безпеку життєдіяльності людей у таких місцевостях.

- Акустичне (шум), електромагнітне й електростатичне забруднення навколишнього середовища;

- Основні забруднювачі, які впливають на прозорість атмосфери: викиди, що містять пил, дим, сажу та інші тверді частинки, які позначаються як загальна кількість аерозолі (ЗКА); – SO_2 та інші газоподібні сполуки сірки, які з високою швидкістю реагують в атмосфері, створюючи сполуки сульфату і сірчаної кислоти, що знаходяться у вигляді аерозолі; – NO і NO_2 , які реагують, утворюючи нітрат і HNO_3 у вигляді частинок, які входять до складу аерозолі (за певних умов червоно-бурий колір NO_2 може стати причиною зміни кольору димових викидів і появи бурої димки в міських районах); – фотохімічне забруднення повітря, пов'язане з утворенням у результаті фотохімічних реакцій шкідливих аерозолей з частинками субмікрометрових розмірів

Підвищити енерго-екологічну ефективність теплоенергетичних об'єктів можна за рахунок:

- використання природоохоронних заходів та застосування заходів щодо енергозбереження;

- застосування екологічного моніторингу;

- стимулювання розвитку наукових досліджень і практичного використання новітніх наукових досягнень і науково-технічних розробок.

- запровадження безвідходних технологій, що передбачає:

- 1) комплексне використання сировини;

- 2) створення замкнених газо- і водооборотних систем;

- 3) розробку принципово нових і вдосконалення діючих процесів виробництва;

- 4) переробку і використання енергетичних відходів (теплоти, золи, шлаків, продуктів очистки димових газів тощо).

Існують такі методи очищення газів:

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

1. Введення сорбенту.

З точки зору найменших витрат на сіркоочищення, можна визначити в якості сорбенту гашене вапно (використовуються відходи металургійного виробництва або виробництва будматеріалів)

2. Електрофільтри для очищення газів

Електричне очищення – один з найдосконаліших видів очищення газів від завислих частинок пилу і туману. Апарати для очищення газів під дією електричних сил називаються електричними фільтрами.

Широке використання електрофільтрів в різних галузях промисловості привело до створення різних типів і конструкцій апаратів.

Також безпосередньо у самому двигуні намагаються за рахунок ускладнення процесів горіння та протікання робочих процесів, наприклад :

3. Збіднення робочої суміші в зоні горіння.

4. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям.

5. Подача в зону горіння води або пари. У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

6. Застосування каталітичних камер згоряння. Застосування каталізаторів в процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істотно зниженому температурному рівні процесу.

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

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін виконане дослідження впливу початкових параметрів газу на ефективність та габарити газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

У першій частині роботи проведена оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного двигуна при чотирьох різних початкових температурах газу перед турбіною – 1100, 1200, 1400 та 1600 К, внаслідок чого було обране значення міри підвищення тиску в компресорі для кожного розглядаємого варіанта. Проведений детальний тепловий розрахунок та габаритно-компоновочний розрахунок газотурбінного двигуна для кожного варіанта. Одержані результати стали вихідними для аналізу впливу початкових параметрів газу на ефективність та габарити газотурбінного двигуна.

В результаті аналізу показників ГТД зроблені такі висновки:

1. Підігрів повітря при стисканні у компресорі ГТД, а отже і температура за компресором T_2 пропорційно залежать від міри підвищення тиску.

2. Зростання температури газу за камерою згоряння T_3 веде до збільшення температури газовипуску з силової турбіни T_4 (у розглянутому діапазоні майже на 150 К), що є особливістю перетворення енергії в газотурбінному двигуні.

3. В загальному випадку температура газовипуску з ГТД T_4 на 10...60 К перевищує температуру повітря після компресора T_2 .

4. Підвищення початкової температури газу T_3 веде до зменшення кількості вторинного повітря в камері згоряння, яке використовується для пониження температури газу до прийнятного значення, що у свою чергу призводить до:

– зменшення коефіцієнта надлишку повітря α (в розглянутому діапазоні з 4,98 до 2,63);

– зменшення загальної кількості повітря, яке проходить через газотурбінний двигун (в розглянутому діапазоні з 139 до 74 кг/с).

5. Внаслідок зменшення витрати повітря через газотурбінний двигун:

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.03.ПЗ				Аркуш

– прямопропорційно зростає питома потужність ГТД (в розглянутому діапазоні із 178 до 333 кВт/(кг/с));

– зменшуються прохідні перетини компресорів, камери згоряння і турбін газотурбінного двигуна, через що зменшуються габаритні розміри цих частин та їх маса.

6. Підвищення температури газу за камерою згоряння T_3 призводить до зростання ефективності перетворення енергії в газотурбінному двигуні і до збільшення його ККД (з 0,315 до 0,370).

7. Внаслідок збільшення ККД газотурбінного двигуна пропорційно зменшуються годинна (абсолютна) та питома (відносна) витрати палива на двигун (відповідно з 5707 до 4859 кг/год та з 0,228 до 0,194 кг/(кВт·год)).

Друга частина магістерської роботи була присвячена конструюванню та конструктивним розрахункам ГТД, який був спроектований на початкову температуру газу 1600 К. У цій частині виконаний термогазодинамічний розрахунок турбін ГТД та побудовані ескізи їх проточних частин. Проведений розрахунок закручення лопаток четвертого ступеня силової турбіни, на основі чого здійснений перевірочний розрахунок робочих лопаток цього ступеня на міцність. Визначений запас міцності диска четвертого ступеня силової турбіни за руйнівними обертами, а також розроблена схема системи змащення газотурбінного двигуна.

У третій частині проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі компресорної станції, розроблено заходи щодо їх зменшення.

В четвертій частині проведено аналіз шкідливого впливу випускних газів ГТД на навколишнє середовище та розглянуто методи відносно зменшення викидів шкідливих складових цих газів.

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.03.ПЗ				Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артемов Г.А., Горбов В.М., Романовский Г.Ф. Судовые энергетические установки с газотурбинными двигателями: учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1997.– 233 с.
2. Ващиленко Н.В. Тепловые расчёты газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
3. Ващиленко Н.В. Выбор оптимальных термодинамических параметров судовых ГТУ с использованием ЕС ЭВМ: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1985. – 42 с.
4. Горбов В.М., Ипатенко А.Я. Расчёт осевых ступеней судовых турбин: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1986. – 54 с.
5. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – М: Энергоиздат, 1984. – 824 с.
6. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
7. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока / В.И. Романов, В.А. Кривуца // Пром. теплотехника. – 1995. – № 6. – С. 89-96.
8. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашины: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.
9. Межгосударственный стандарт «Анализ видов, последствий и критичности отказов», основные положения. Принят Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 7-95 от 26 апреля 1995 г.)
10. Охрана труда в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – М: Машиностроение, 1983. – 432 с.

Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	6. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Машиностроение, 1968. – 520 с.
Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	7. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока / В.И. Романов, В.А. Кривуца // Пром. теплотехника. – 1995. – № 6. – С. 89-96.
Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	8. Мандель В.С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашин: учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.
Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	9. Межгосударственный стандарт «Анализ видов, последствий и критичности отказов», основные положения. Принят Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 7-95 от 26 апреля 1995 г.)
Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	10. Охрана труда в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова. – М: Машиностроение, 1983. – 432 с.
Инв. № подл.	Подпись и дата		Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	ДП.142.6231м.03.ПЗ
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Лист

11. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
12. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.
13. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 84 с.
14. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.
15. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с.
16. Сербін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 72 с.
17. Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 52 с.
18. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели: конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
19. Сорока Я.Х. Теория проектирования судовых газотурбинных двигателей: учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.
20. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.
21. Устьянцев А.М., Нодельман Г.И., Новиков В.А. Технология производства паровых и газовых турбин: учебное пособие. – М: Машиностроение, 1982. – 208 с.

Подпись и дата		УДМТУ, 2003. – 72 с.					
Инв. № дубл.		17.Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 52 с.					
Взам. инв. №		18.Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели: конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.					
Подпись и дата		19.Сорока Я.Х. Теория проектирования судовых газотурбинных двигателей: учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.					
Инв. № подл.		20.Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.					
		21.Устьянцев А.М., Нодельман Г.И., Новиков В.А. Технология производства паровых и газовых турбин: учебное пособие. – М: Машиностроение, 1982. – 208 с.					
						ДП.142.6231м.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			