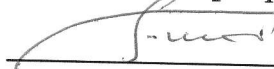


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



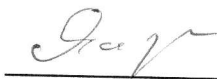
"09" 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів парової турбіни комбінованої установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт*

Виконав:

студент групи 6231м



(підпис)

Ясків С.В.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

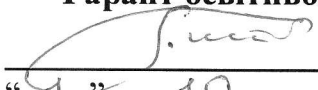
Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2025 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми


" 4 " 10 _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Ясківу Сергію Вікторовичу _____

1. Тема роботи:

"Дослідження параметрів парової турбіни комбінованої установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт"

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Патлайчук В.М. _____

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.12.2025 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата

4.1.1. Розробка теплової схеми комбінованої установки

4.1.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу

4.1.3. Детальний тепловий розрахунок ГТА

4.1.4. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна

4.1.5. Термогазодинамічний розрахунок турбін ГТД

4.2. Дослідження параметрів теплоутилізаційного контуру

4.2.1. Розробка конструкції котла-утилізатора

4.2.2. Розрахунок проточної частини парової турбіни

4.2.3. Аналіз одержаних результатів

4.3. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА

4.4. Охорона праці

4.5. 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	Розробка теплової схеми парогазової установки	07.09.2025	
2	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14.09.2025	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТА	21.09.2025	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2025	
6	Термогазодинамічний розрахунок турбін ГТД	05.10.2025	
7	Розробка конструкції котла-утилізатора	12.10.2025	
8	Розрахунок проточної частини парової турбіни	19.10.2025	
9	Аналіз одержаних результатів	26.10.2025	
10	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА	03.11.2025	
11	Охорона праці	10.11.2025	
12	Охорона навколишнього середовища	10.12.2025	

Студент


 (підпис)

Ясків С.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження впливу числа ступенів утилізаційної парової турбіни на її показники ефективності, а також на показники ефективності комбінованої парогазової установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: розробка теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу установки; детальний тепловий та габаритний розрахунки газотурбінного двигуна; розрахунок кількох варіантів котла-утилізатора; розробка конструкції утилізаційної парової турбіни; розрахунок кількох варіантів проточної частини парової турбіни; перевірочний розрахунок робочих лопаток та диска турбіни низького тиску ГТД на міцність; аналіз одержаних результатів.

Ключові слова: комбінована установка; утилізаційна парова турбіна; котел-утилізатор; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work studies the influence of the number of stages of a waste steam turbine on its efficiency indicators, as well as on the efficiency indicators of a combined cycle plant based on a 25 MW gas turbine engine. The following issues are consistently covered: development of a thermal scheme and optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of the plant; detailed thermal and dimensional calculations of the gas turbine engine; calculation of several variants of the waste heat boiler; development of the design of a waste steam turbine; calculation of several variants of the flow part of the steam turbine; verification calculation of the blades and the low-pressure turbine disk of the gas turbine engine for strength; analysis of the results obtained.

Keywords: combined plant; waste steam turbine; waste boiler; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					142.6231м.09.КР	Ар
Т	Л	№ докум.	Підпис	Д		
м	ст		с	та		

ЗМІСТ

Анотація	6
Вступ	7
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінної установки	9
1.1. Інформаційний пошук	10
1.2. Розробка теплової схеми парогазової установки	24
1.3. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	27
1.4. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного двигуна . .	34
1.5. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД	42
2. Дослідження параметрів теплоутилізаційного контуру	54
2.1. Розрахунок котла-утилізатора	55
2.2. Розробка конструкції утилізаційної парової турбіни	64
2.3. Розрахунок проточної частини парової турбіни	68
2.4. Аналіз одержаних результатів	81
3. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД	91
3.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	92
3.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску . . .	94
3.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	97
3.4. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами	107
4. Охорона праці	115
4.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	116
4.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння в будівлі електростанції (система піногасіння)	121

4.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів	124
5. Охорона навколишнього середовища	128
5.1. Аналіз шкідливої дії випускних газів ГТД на навколишнє середовище	129
5.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів вихлопних газів	133
5.3. Заходи, прийняті в проектованому ГТУ, для зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище	138
Висновки	140
Список використаних джерел	142

.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Однією з головних проблем, що виникає при розробці конструкції утилізаційної парової турбіни, є вибір числа її ступенів. Задача з вибору числа ступенів турбіни та розподілення в них теплоперепаду не має однозначного вирішення. З одного боку, збільшення числа ступенів призводить до зростання ККД проточної частини турбіни. Це пояснюється, головним чином, факторами повернутої теплоти та використанням вихідної кінетичної енергії попередніх ступенів у наступних.

З іншого боку, зростання числа ступенів турбіни призводить до збільшення складності її конструкції, а також до зростання її вартості, розмірів та маси. Відстань між опорами ротора турбіни збільшується, що веде до зменшення його жорсткості та може привести до появи в конструкції додаткових вібраційних навантажень.

Метою роботи є дослідження впливу числа ступенів утилізаційної парової турбіни на її показники ефективності, а також на показники ефективності комбінованої парогазової установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Відповідно до поставленої мети були вирішені такі завдання:

- розробка теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу комбінованої установки;
- детальний тепловий та габаритний розрахунок газотурбінного двигуна;
- розрахунок кількох варіантів котла-утилізатора;
- розробка конструкції утилізаційної парової турбіни;
- розрахунок кількох варіантів проточної частини парової турбіни;
- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску ГТД на міцність;

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску ГТД за руйнівними обертами;
- розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища;
- аналіз одержаних результатів.

Об'єкт дослідження – утилізаційна парова турбіна комбінованої парогазової установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Предмет дослідження – процеси, що відбуваються в проточній частині парової турбіни.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності утилізаційної парової турбіни та парогазової установки в цілому.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231м.09.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Ясків С.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОЇ
УСТАНОВКИ

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення енергетичних газотурбінних двигунів потужністю 25 МВт, які можуть бути використані у складі парогазових установок, в теперішній час ведуть українська компанія АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект", а також міжнародні корпорації "General Electric Co.", "Pratt & Whitney Corp.", "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.", "Rolls-Royce plc", "Siemens AG", "Dresser-Rand Co.", "Hitachi, Ltd." та "Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd."

Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 25 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1 [15], [16].

Таблиця 1.1

**Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів
потужністю від 22 до 35 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДГ80)	АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	26,2	36,3	1520	22,0
FT8 PowerPac	"Pratt & Whitney Corp."	25,0	37,3	–	19,3
FT8-3 PowerPac		27,4	37,5	–	20,2
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	25,7	37,2	–	21,0
MF-221		30,0	32,0	1523	15,0
PGT25	"General Electric Co."	22,4	36,3	–	17,9

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

PGT25+		30,2	39,6	—	21,5
PG5371PA		26,1	28,3	—	10,5
MS5002E		29,7	35,7	—	17,0
LM2500PE		22,4	35,4	—	19,1
LM2500PE		22,7	36,6	—	18,0
LM2500PJ		21,7	35,4	—	17,6
LM2500PJ		22,6	36,5	—	17,8
LM2500PH (STIG)		26,5	39,3	—	19,4
LM2500PH (STIG)		27,8	40,7	—	19,4
LM2500PK		29,2	35,4	—	22,6
LM2500PK		30,7	38,6	—	22,5
LM2500PV		30,3	39,8	—	21,5
DR61	"Dresser-Rand Co."	22,3	36,2	—	18,1
DR61P		30,3	39,1	—	22,1
RB211 6556	"Rolls-Royce plc"	24,1	34,1	—	21,0
RB211 6562		27,5	36,2	—	20,8
RB211 6762		29,4	37,8	—	21,5
RB211 6761		30,9	39,1	—	21,5
SGT-600 (GT10B)	"Siemens AG"	24,8	34,2	—	14,0
SGT-700 (GT10C)		29,1	36,0	—	17,6
H-25	"Hitachi, Ltd."	27,5	33,8	1533	14,7
SB120	"Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd."	22,1	29,3	—	11,7

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 25000 (ДГ80)**, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.1.1) є першим двигуном 4-го покоління АТ НВКГ "Зоря"-Машпроект" і найбільш потужним та економічним

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

із уніфікованого ряду газотурбінних двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000, призначених для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

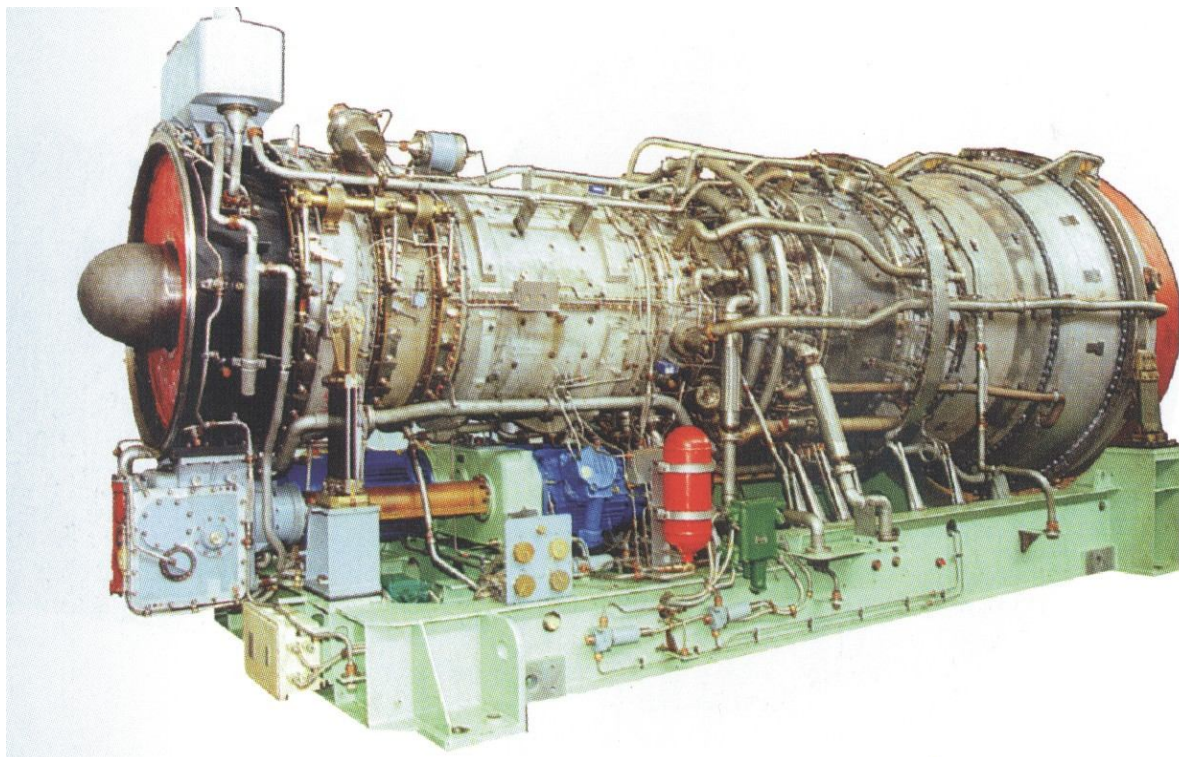


Рис.1.1. Двигун UGT 25000

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

Основні переваги двигуна:

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

UGT 25000 пристосований для роботи в установках з утилізацією тепла

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

газів, а також для спільної роботи з дизелями, газовими і паровими турбінами.

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

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

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

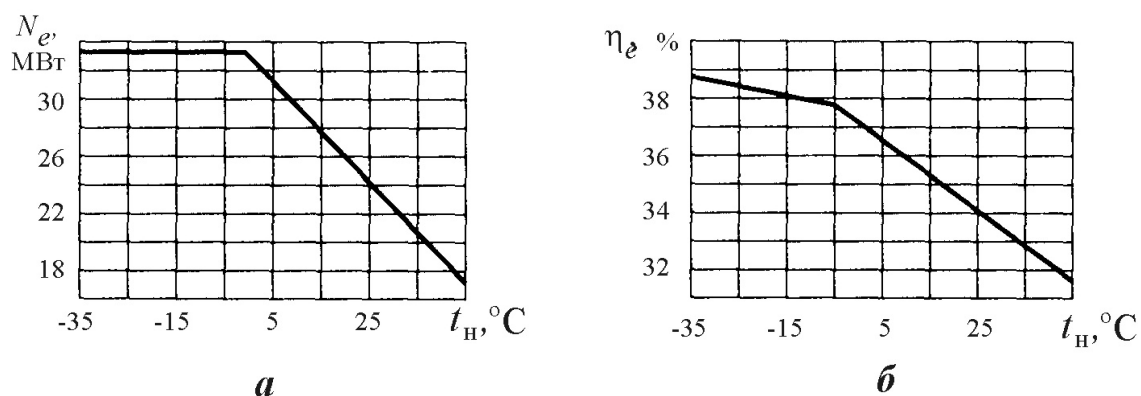


Рис.1.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. 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'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпусу 2, корпусу поворотних апаратів 8, корпусу КНТ 12, ротора КНТ 10.

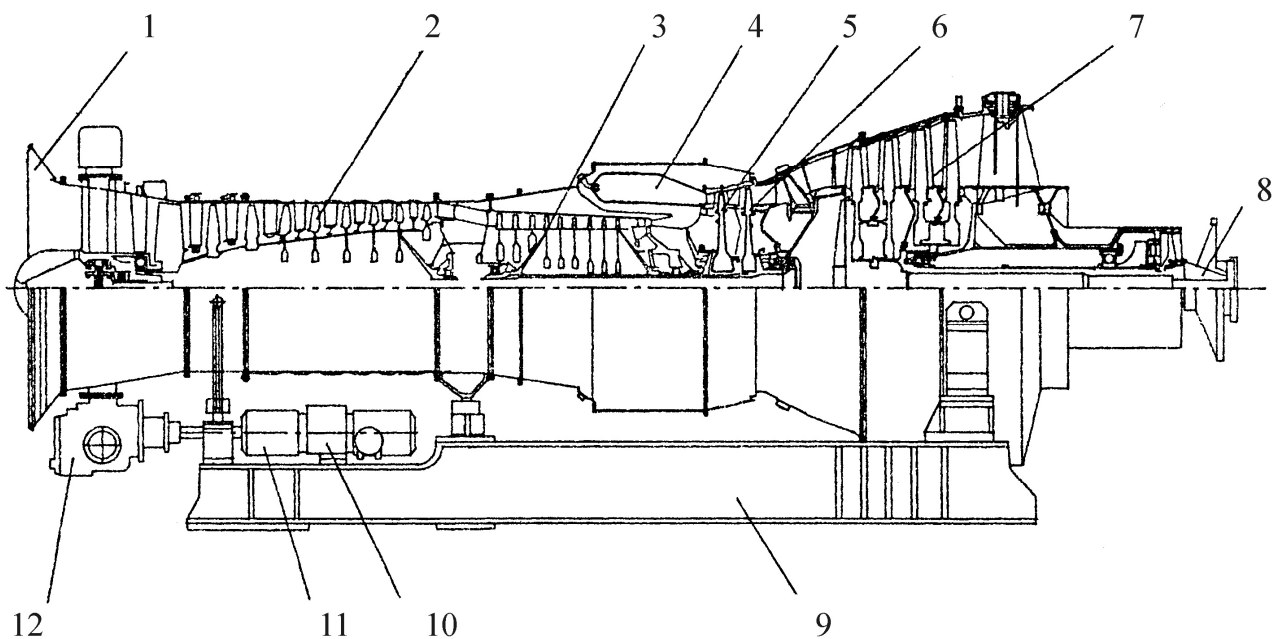


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Таблиця 1.2

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

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 ДИ80П 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".

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 корпуса розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половини).

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

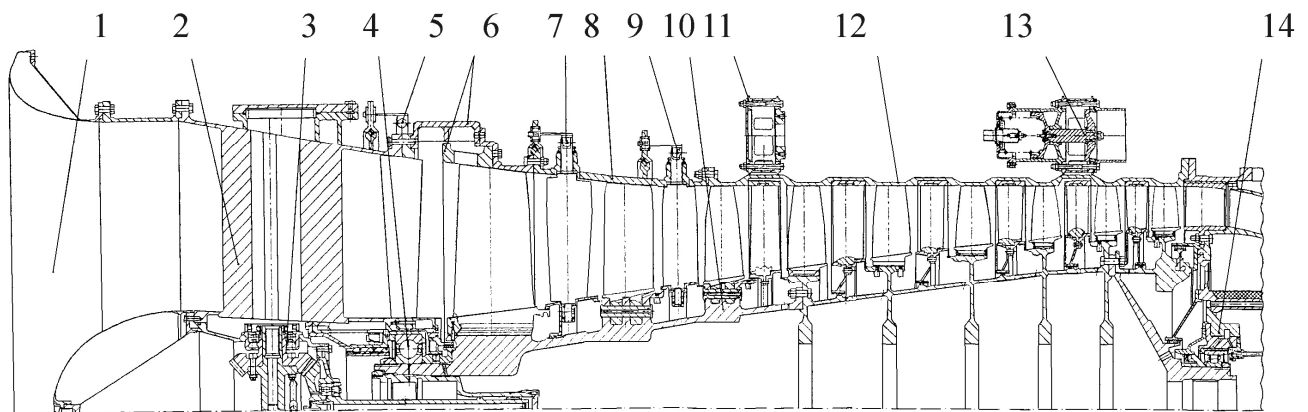


Рис.1.4. Компресор низького тиску:

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на 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'яностиступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

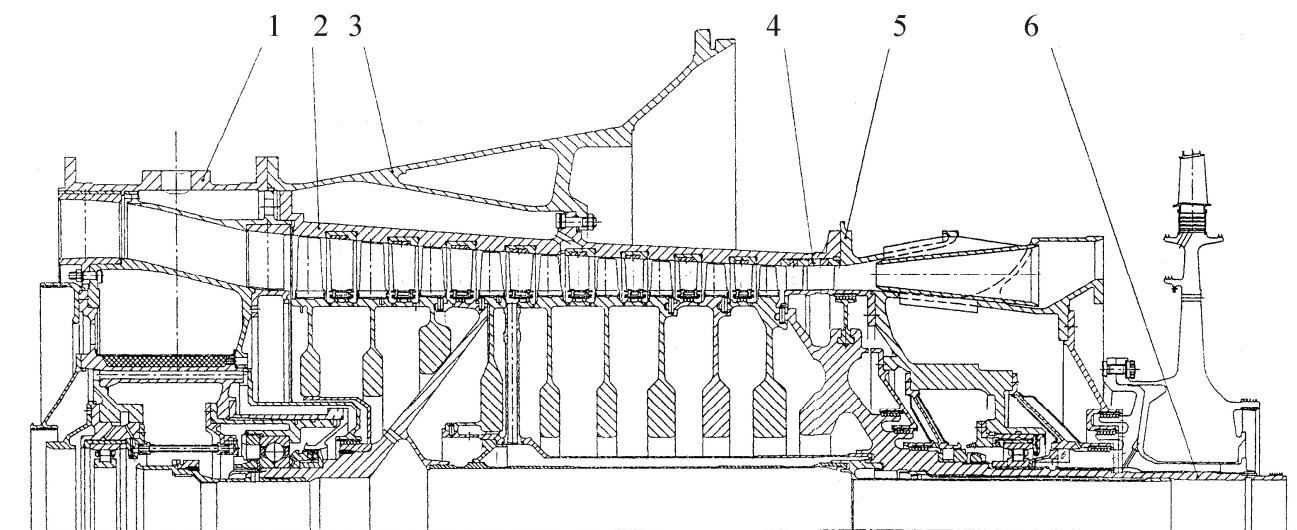


Рис.1.5. Компресор високого тиску:

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осьового виходу в дифузор.

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

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 осьового 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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

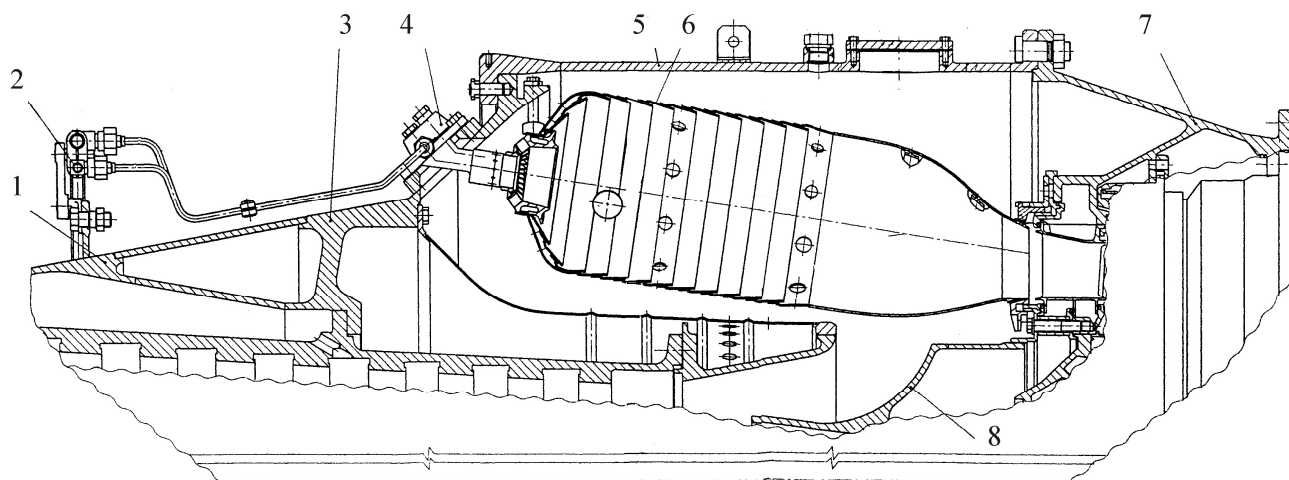


Рис.1.6. Камера згоряння:

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

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

двоканальними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок 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.

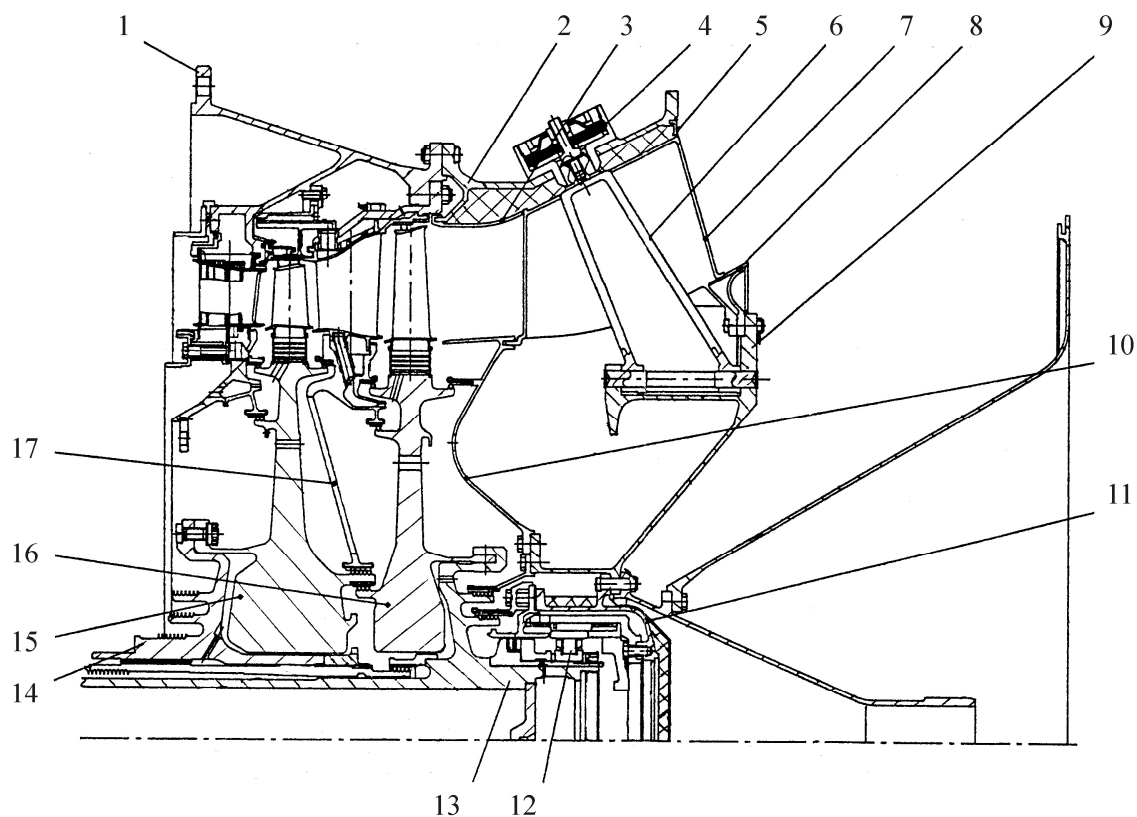


Рис.1.7. Турбіни високого і низького тисків:

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 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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

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.

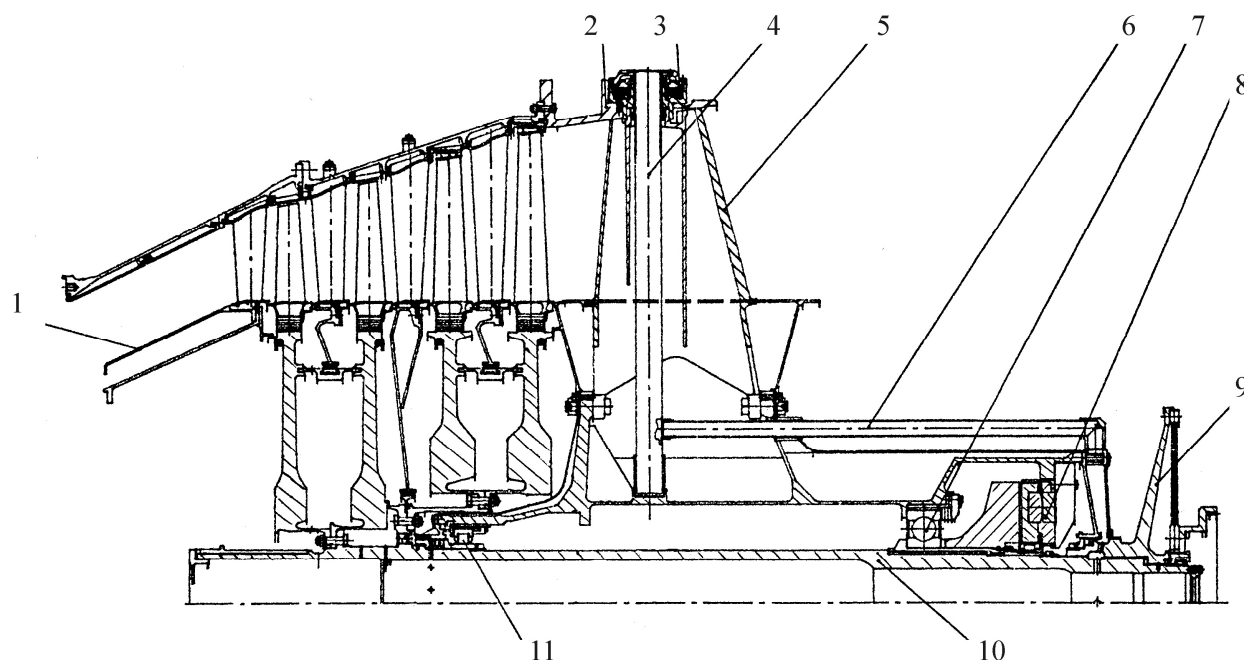


Рис.1.8. Силова турбіна:

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 корпусу 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпусу підшипників, у якому

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

розташовані опори ротора.

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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Створювані сучасними газотурбобудівними підприємствами парогазові установки виконуються за схемою моноблока чи дубль-блока.

Моноблокові схеми (один ГТД з паровим котлом-утилізатором та одна парова турбіна), наприклад, мають агрегати UGT 10000CC1, UGT 15000CC1, UGT 25000CC1 та UGT 110000CC1 АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект".

За схемою дубль-блока (два ГТД та одна парова турбіна, що використовує пару від двох котлів-утилізаторів; кожен працює на свій генератор), наприклад, виконані UGT 10000CC2, UGT 15000CC2, UGT 25000CC2 та UGT 110000CC2 АТ НВКГ Зоря"- "Машпроект".

На основі двигунів UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект" розробив і пропонує потенційному замовнику ряд парогазових установок бінарного циклу потужністю 13,5...325,0 МВт і з ККД, рівним 45...52 %. Розроблений також ряд контактних установок потужністю 4...40 МВт, ККД яких складає 35...43 %.

Для проектуємої парогазової установки обираємо теплову схему з котлом-утилізатором одного тиску (рис.1.8). Утилізаційний котел дозволяє генерувати додаткову потужність за рахунок тепла газів, що відходять з газотурбінного двигуна. Утилізаційний котел генерує перегріту водяну пару порівняно невисоких параметрів. Пара подається на парову турбіну, яка працює на спільний з ГТД генератор. Пара, відпрацьована в паровій турбіні, скидається у вакуумний паровий конденсатор, де відбувається її конденсація й у такий спосіб замикається паровий цикл. Отриманий конденсат живильним насосом подається в котел-утилізатор.

Термодинамічний цикл парогазової установки зображений на рис.1.9 у координатах "температура – ентропія". Для наочності два різні (за робочими тілами) термодинамічні цикли умовно поєднані в одному координатному просторі.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

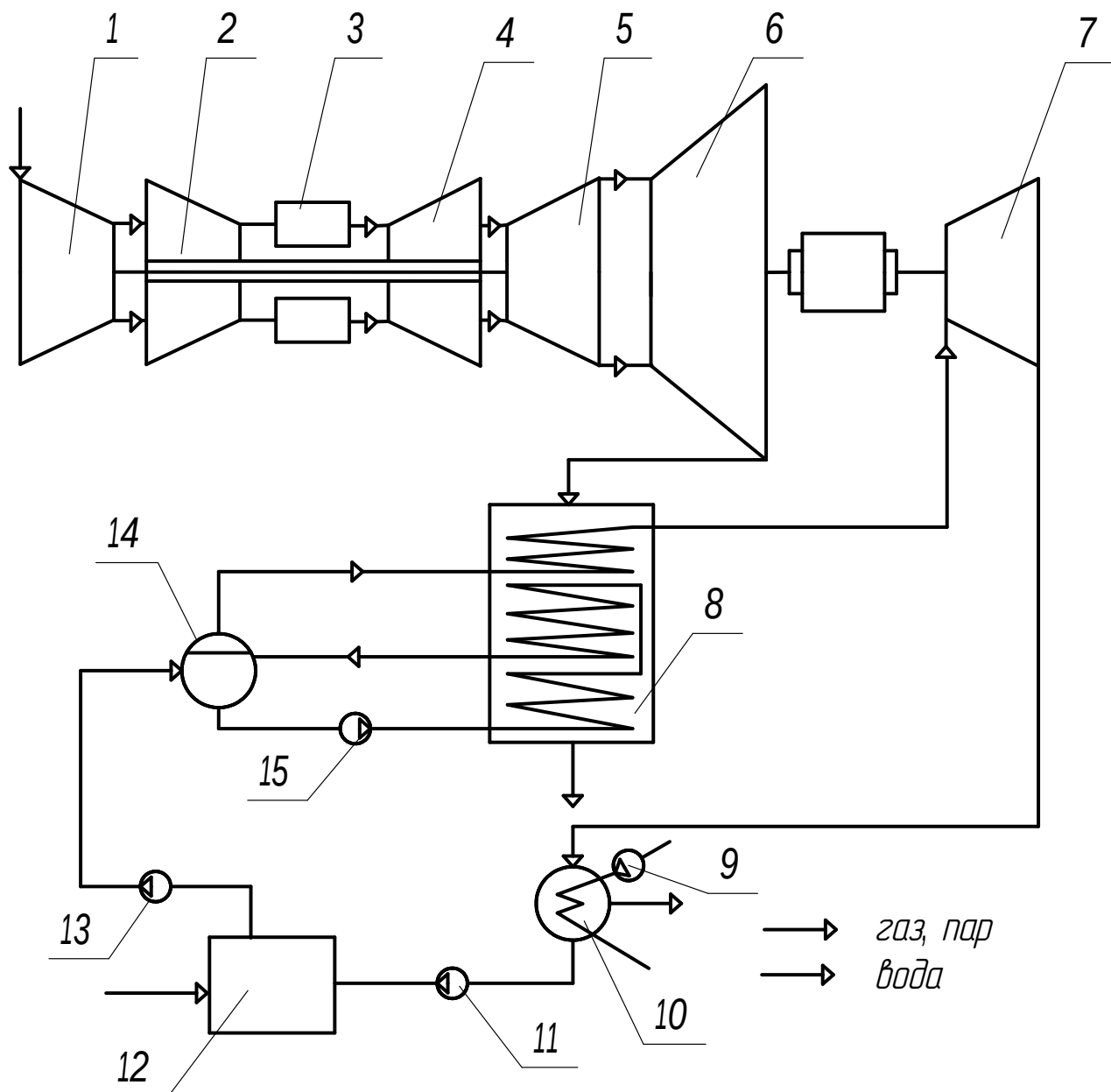


Рис.1.8. Схема ГТУ з паротурбінним ТУК одновального типу:

1 – КНТ; 2 – КВТ; 3 – камера згоряння; 4 – ТВТ; 5 – ТНТ; 6 – турбіна генератора; 7- парова турбіна; 8 – котел-утилізатор; 9 – циркуляційний насос; 10 – конденсатор; 11 – конденсатний насос; 12 – теплий ящик; 13, 15 – живільні насоси; 14 – сепаратор

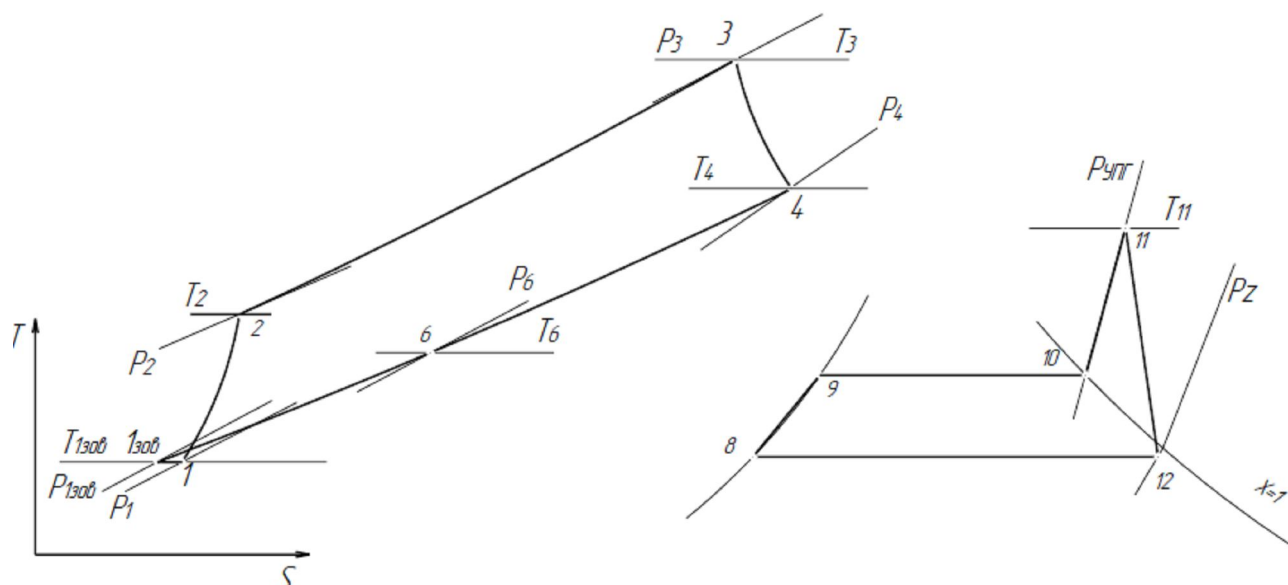


Рис.1.9. Термодинамічний цикл парогазової установки

Процеси, які складають газотурбінний цикл:

- 1_{зов}– 1 – підведення повітря на вході в компресор ГТД;
- 1–2 – підвищення тиску повітря в КНТ і КВТ;
- 2–3 – підведення тепла до повітря у КЗ в процесі горіння палива;
- 3–4 – політропічне розширення газу в ТВТ, ТНТ, а потім в ТГ;
- 4–6 – охолодження відхідних газів в котлі-утилізаторі до температури T_6 ;
- 6–1_{зов} – умовне замикання газотурбінного циклу в атмосфері;

Процеси, які складають паротурбінний цикл:

- 8–9 – підігрів води в котлі-утилізаторі до стану кипіння;
- 9–10 – пароутворення в котлі-утилізаторі при постійному тиску;
- 10–11 – пароперегрівання;
- 11–12 – політропічне розширення пари в паровій турбіні;
- 12–8 – конденсація пари в паровому конденсаторі;

1.3. 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.1.10 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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

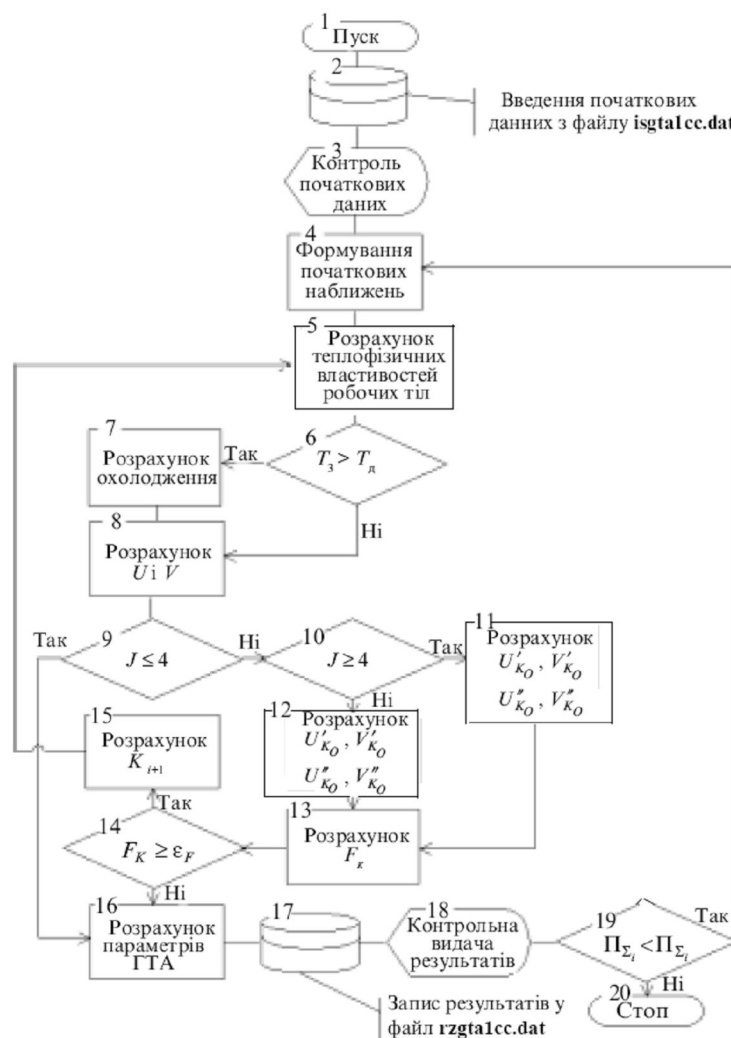


Рис.1.10. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

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.

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	$U_{z\bar{b}}$	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_K	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{K3}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{K3np}	—
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	$\Delta\pi_K$	—

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

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.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\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	1600
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1123
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,980
КВПТ для переходника між компресорами	0,995
КВПТ для камери згоряння	0,950
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995
КВПТ для газовихлопного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.1.11) – залежність

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективного ККД цикла ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА ГТА1СС

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

ЦИКЛА ГТУ С ТУК

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

student gr.6231m Yaskiv S.V.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВДГТД, К	1600.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1123.0
05.КПДЭЛЕМЕНТАЛЬНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПДЭЛЕМЕНТАЛЬНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПДГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	0.9600
21.ВНУТРЕННИЙ КПДУТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.7500
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.49749	566.2	0.000	0.000	590.8	1021.9	0.356	4.4	0.0821	2.33
11.0	0.50008	559.2	0.000	0.000	607.9	1000.9	0.341	4.4	0.0840	2.37
12.0	0.50228	552.2	0.000	0.000	623.9	981.9	0.327	4.4	0.0860	2.40
13.0	0.50411	545.2	0.000	0.000	638.8	964.7	0.316	4.4	0.0879	2.44
14.0	0.50563	538.3	0.000	0.000	653.0	949.1	0.305	4.4	0.0899	2.47
15.0	0.50688	531.4	0.000	0.000	666.3	934.6	0.296	4.4	0.0918	2.50
16.0	0.50787	524.6	0.000	0.000	679.1	921.3	0.288	4.4	0.0938	2.53
17.0	0.50865	517.9	0.000	0.000	691.2	908.9	0.280	4.4	0.0958	2.56
18.0	0.50922	511.2	0.000	0.000	702.8	897.3	0.273	4.4	0.0978	2.60
19.0	0.50961	504.5	0.000	0.000	713.9	886.5	0.267	4.4	0.0998	2.63
20.0	0.50983	498.0	0.000	0.000	724.6	876.3	0.262	4.4	0.1019	2.66
21.0	0.50989	491.4	0.000	0.000	734.8	866.7	0.257	4.4	0.1040	2.68
22.0	0.50981	485.0	0.000	0.000	744.7	857.6	0.252	4.4	0.1061	2.71
23.0	0.50958	478.6	0.000	0.000	754.3	849.0	0.248	4.4	0.1083	2.74
24.0	0.50922	472.2	0.000	0.000	763.5	840.8	0.244	4.4	0.1104	2.77
25.0	0.50873	465.9	0.000	0.000	772.5	833.0	0.240	4.4	0.1126	2.80
26.0	0.50812	459.6	0.000	0.000	781.2	825.6	0.237	4.4	0.1149	2.83
27.0	0.50740	453.3	0.000	0.000	789.6	818.5	0.233	4.4	0.1172	2.85
28.0	0.50655	447.1	0.000	0.000	797.8	811.7	0.231	4.4	0.1195	2.88
29.0	0.50560	440.9	0.000	0.000	805.7	805.2	0.228	4.4	0.1219	2.91
30.0	0.50453	434.8	0.000	0.000	813.5	798.9	0.226	4.4	0.1243	2.94
31.0	0.50335	428.6	0.000	0.000	821.0	792.9	0.223	4.4	0.1267	2.96
32.0	0.50206	422.5	0.000	0.000	828.4	787.1	0.221	4.4	0.1292	2.99
33.0	0.50067	416.4	0.000	0.000	835.6	781.5	0.219	4.4	0.1318	3.01
34.0	0.49916	410.4	0.000	0.000	842.6	776.1	0.218	4.4	0.1344	3.04

					142.6231м.09.КР					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

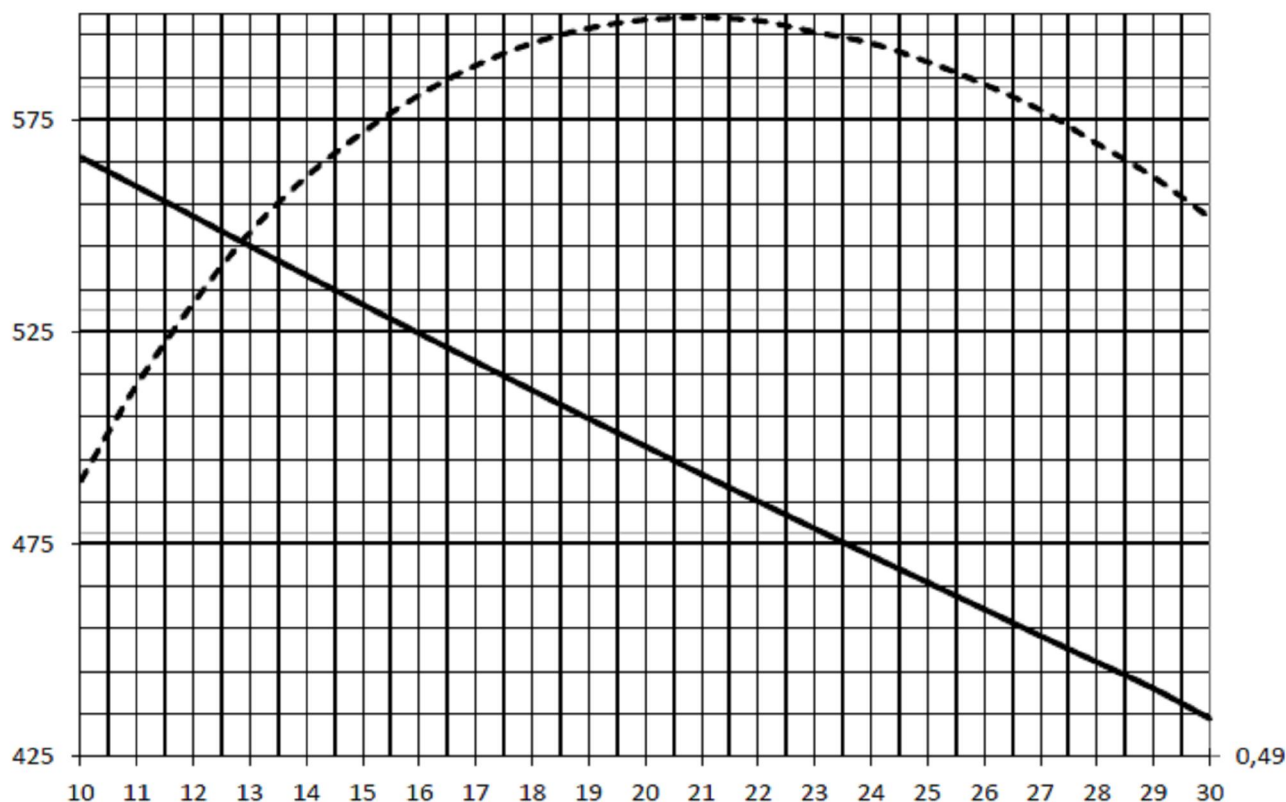


Рис.1.11. Залежність ефективного ККД та питомої потужності парогазової установки від міри підвищення тиску у циклі

Аналіз вибору π_k

В результаті оптимізаційного розрахунку схеми циклу ГТА з ТУК було отримано таблицю даних, за допомогою якої було побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{пит} = f(\pi_k)$, які зображені на рис.1.11. З графіку видно, що ефективний ККД газотурбінного агрегата із збільшенням міри підвищення тиску π_k спочатку зростає, а потім плавно зменшується. Маємо максимальне значення коефіцієнта корисної дії при $\pi_k = 21$, $\eta_{e \max} = 0,5099$, при цьому питома потужність $N_{пит} = 491,4$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів було обрано розрахункове значення величини загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 19$ для якої $\eta_e = 0,5096$, а $N_{пит} = 504,5$ кВт/(кг/с). Менше значення π_k дає можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

1.4. 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 агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного двигуна, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих елементів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного двигуна, його питома потужність.

Структурна схема газотурбінного двигуна наведена на рис.1.12, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.1.13. Результати розрахунків зведено до табл.1.5.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТД – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1600 К, базовий двигун – UGT 25000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 19.

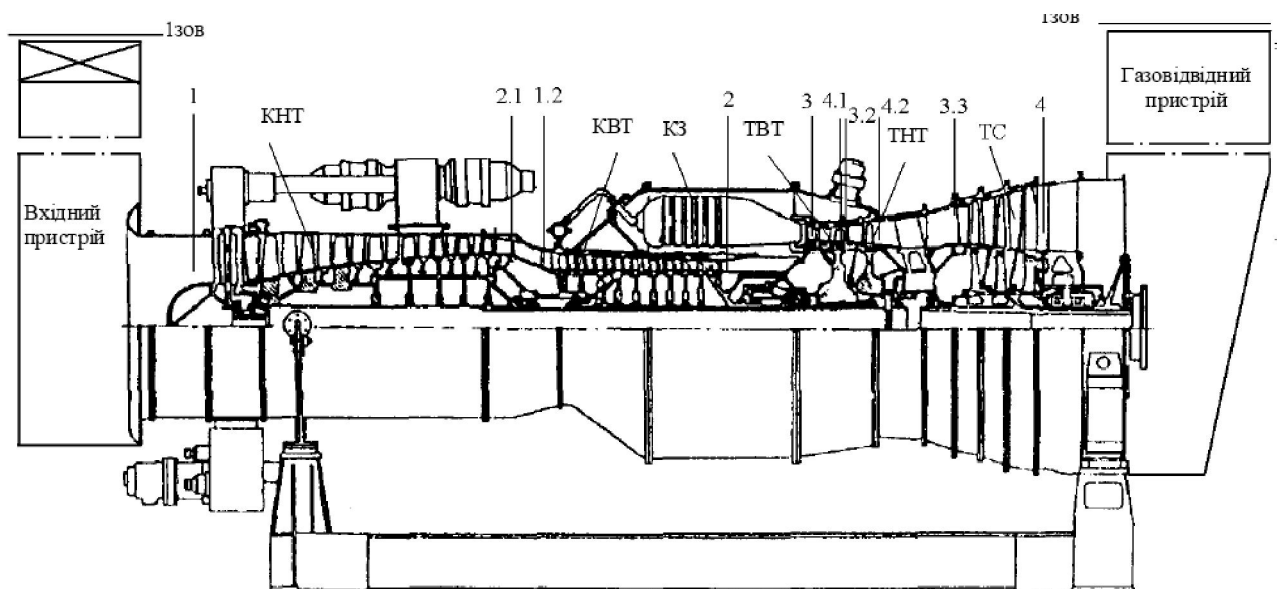


Рис.1.12. Схема і розрахункові перерізи ГТД з вільною силовою турбіною

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

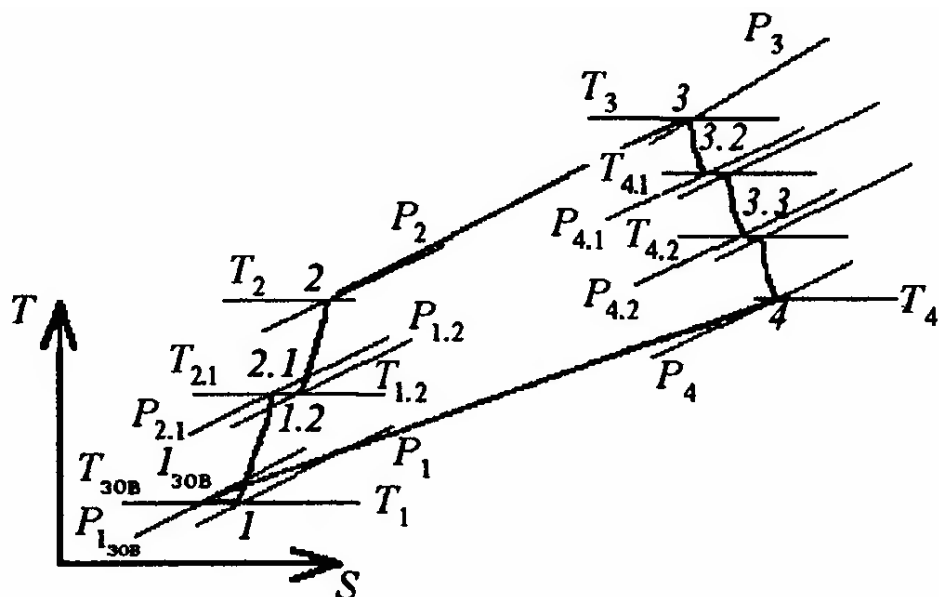


Рис.1.13. Термодинамічний цикл газотурбінного двигуна

Таблиця 1.5

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [11]	19	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1600	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [11]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1123	-
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]	0,9800	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_{κ}	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [11]	0,9500	
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	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [11]	0,9950	
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]	0,0220	
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]	4,359	
25. Міра підвищення тиску в КНТ π_{k1}	$\pi_{k\Sigma} / \pi_{k2}$	4,359	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$	1,4000	1,3959
27. Адіабатичний ККД КНТ η_{k1}	$\frac{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{k1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,8748	0,8750
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ ΔT_{k1} , К	$\frac{T_1(\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{k1}}$	198,9	197,1
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{k1}$	486,9	485,1
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{3ов} + \frac{\Delta T_{k1} \cdot \eta_{k1}}{2}$	375,0	374,2
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пп1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,012	1,012
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$	1,3959	1,3959
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{3ов} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{k1}$	0,522	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ η_{k2}	$\frac{\pi_{k2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{k2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,8784	0,8760

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	279,3	274,8
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	764,3	759,9
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	607,7	605,5
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	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,5192	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,285	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{pг\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{pп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{pп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{к3} - \left[c_{пг\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0199	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,919	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{к3}$	1,890	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [11]	2 (5,5)	
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	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,079	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1414,9	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [11]	2 (4,2)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	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}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0409	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,859	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$	0,885	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ox1} + 0,006$	0,961	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,006	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,010	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сеп.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1397,9	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сеп.т1}, \alpha)$	1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{t1}	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_T}$	1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,9492	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	260,9	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1271,9	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,234	

142.6231м.09.КР

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} ^{T_{4.1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.1}^*)$	1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pn} ^{T_{4.1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4.1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1233,8	
74. Міра розширення газу у ТВТ π_{t1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$	2,553	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{k3}$	2,193	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{t1}}$	0,859	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1233,8	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1145,1	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_{\Gamma}}$	1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8673	
82. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{t2} ,	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	170,9	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{t2}$	1062,9	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,196	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3.2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pn} ^{T_{4.2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4.2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1049,2	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2}-1}}$	2,030	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{t1}$	0,8593	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{t2}}$	0,4233	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3,3}$, МПа	$P_{4,2} \cdot v_{t2}$	0,4211	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К	$T_{3,3} = T_{4,2}$	1049,2	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{гв}}$	0,1034	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$	$\frac{P_{3,3}}{P_4}$	4,075	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	931,2	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_t}$	1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	278,1	278,3
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3,3} - \Delta T_{т3}$	786,1	786,7
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	910,1	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	322,2	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	79,15	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	78,94	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	78,94	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	63,80	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	4715,0	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	65,28	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	6,158	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	77,61	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	3,155	

Продовження табл. 1.5

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ГЗ}$, кг/с	$\beta_{ГЗ} \cdot G_{к1}$	78,54	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	78,54	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал. год} / N_e$	0,1886	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3816	

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

1.5.1. Визначення габаритів осьового компресора

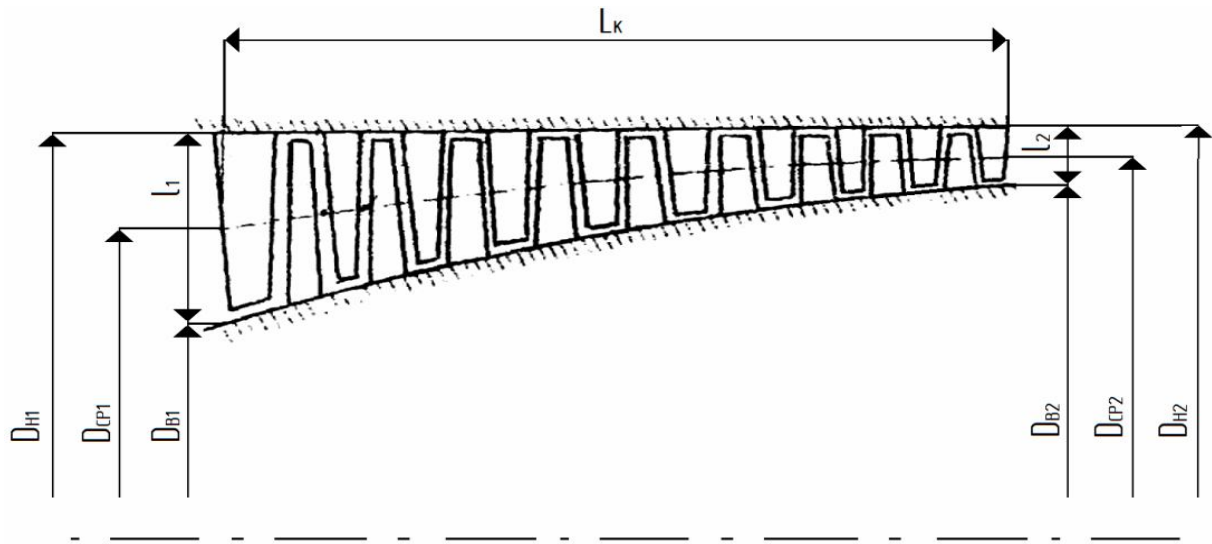


Рис. 1.14 Схема поздовжнього перерізу компресора ГТД

Таблиця 1.6

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Повний тиск повітря на вході в компресор P_1 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,0993	0,4327
2. Повний тиск повітря на виході з компресора P_2 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,4327	1,8862
3. Повна температура повітря на вході в компресор T_1 , К	З розрахунку схеми ГТД	288	456,29
4. Повна температура повітря на виході з компресора T_2 , К	З розрахунку схеми ГТД	456,29	709,51
5. Витрата повітря на вході у компресор G_K , кг/с	З розрахунку схеми ГТД	78,938	78,938
6. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора k_{n1}	де $R_n=0,2869$ кДж/(кг·К)	1,3985	1,3906
7. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора k_{n2}	де $R_n=0,2869$ кДж/(кг·К)	1,3906	1,363

8. Матеріал лопаток	[11]	BT3-1	X17H2
9. Границя міцності матеріалу лопаток σ_k , Па	[11]	$965 \cdot 10^6$	$940 \cdot 10^6$
10. Щільність матеріалу лопаток ρ_{mk} , кг/м ³	[11]	4540	7850
11. Форма проточної частини	[11]	$D_3 = const$	$D_6 = const$
12. Втулкове відношення на воді в компресор $\bar{a}$	[11]	0,45	0,76
13. Відносна швидкість на вході $\bar{C}_{a1}$	[11]	-	-
14. Осьова швидкість на вході, C_{a1} , м/с	[11]	132	122
15. Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі на вході U_{31} , м/с	[11]	330	330
16. Осьова швидкість на вході C_{a1} , м/с		132	122
17. Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину λ_{Ca1}	$\lambda_{Ca1} = \frac{C_{a1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п1}}{k_{п1} + 1} \cdot R_{п1} \cdot T_1}}$	0,4252	0,3126
18. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca1})$	$\lambda_{Ca1} \cdot \left[\frac{k_{п1} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{п1} - 1}{k_{п1} + 1} \cdot \lambda_{Ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п1} - 1}}$	0,6214	0,4736
19. Кільцева площа вхідного перетину компресора F_1 , м ²	$\frac{G_k \cdot \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{п1}}{R_{п1}} \cdot \left(\frac{2}{k_{п1} + 1} \right)^{\frac{k_{п1} + 1}{k_{п1} - 1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{Ca1})}}$	0,5371	0,2041
20. Зовнішній діаметр вхідного перетину компресора D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (1 - \bar{a}^2)}}, \text{ де: } \pi = 3,1416$	0,926	0,7843
21. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{61} , м	$D_{31} \cdot \bar{a}$	0,4167	0,5961
22. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{D_{31} + D_{61}}{2}$	0,6713	0,6902
23. Висота робочої лопатки першої ступені $l_{к1}$, м	$\frac{D_{31} - D_{61}}{2}$	0,2546	0,0941

24. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot U_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$, де: $\pi = 3,1416$	6806,3	8036,1
25. Напруження розтягу в кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня σ_{kl} , Па	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{mk}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F$	$141 \cdot 10^6$	$129 \cdot 10^6$
26. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міцл}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k1}}$	6,8	7,3
27. Осьова швидкість на виході C_{a2} , м/с	$(0,9 \dots 1,0) \cdot C_{a1}$	122,1	112,85
28. Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину λ_{Ca2}	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{п2}}{k_{п2} + 1} \cdot R_{п} \cdot T_2}}$	0,3128	0,2328
29. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca2})$	$\lambda_{Ca2} \left[\frac{k_{п2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{п2} - 1}{k_{п2} + 1} \lambda_{Ca2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п2} - 1}}$	0,4739	0,3602
30. Кільцева площа вихідного перетину компресора F_2 , м ²	$\frac{G_k \cdot \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п2}}{R_{п}} \cdot \left(\frac{2}{k_{п2} + 1} \right)^{\frac{k_{п2} + 1}{k_{п2} - 1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{Ca2})}}$	0,2034	0,0773
31. Середній діаметр на виході з компресора D_{c2} , м	$D_{c2} = D_{c1}$, для $D_c = const$; $\frac{D_{32} + D_{e2}}{2}$, для $D_3 = const$ та $D_B = const$	0,8498	0,6348
32. Зовнішній діаметр вихідного перетину компресора D_{32} , м	$D_{c2} + \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$, для $D_c = const$; $D_{32} = D_{31}$, для $D_3 = const$; $\sqrt{D_{e2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для $D_B = const$	0,9259	0,5961
33. Внутрішній діаметр на виході з компресора D_{e2} , м	$D_{c2} - \frac{F_2}{\pi \cdot D_{c2}}$, для $D_c = const$; $\sqrt{D_{32}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}$, для $D_3 = const$; $D_{e2} = D_{e1}$, для $D_B = const$	0,7736	0,6735
34. Висота робочої лопатки останньої ступені l_{k2} , м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0762	0,0387
35. Число ступенів компресора Z_k	ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{стк}}$, де: КНТ - $\pi_{стк} = (1,22 \dots 1,24)$; КВТ - $\pi_{стк} = (1,15 \dots 1,17)$.	8	9

36. Кільцева площа середньої розрахункової ступені F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,37003	0,1407
37. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{c.c}$, м	$D_{c_c} = D_{c_1}$, для $D_C = const$; $\frac{D_{3_c} + D_{\theta_c}}{2}$, для $D_3 = const$ та $D_B = const$	0,8748	0,6635
38. Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{3.c}$, м	$D_{c_c} + F_{ck} / (\pi \cdot D_{c_c})$, для $D_C = const$; $D_{3_c} = D_{3_1}$, для $D_3 = const$; $\sqrt{D_{\theta_c}^2 + 4 \cdot F_{ck} / \pi}$, для $D_B = const$	0,9259	0,731
39. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{\theta.c}$, м	$D_{c_c} - F_{ck} / (\pi \cdot D_{c_c})$, для $D_C = const$; $\sqrt{D_{\theta_c}^2 - 4 \cdot F_{ck} / \pi}$, для $D_3 = const$; $D_{\theta_c} = D_{\theta_1}$, для $D_B = const$	0,8236	0,5961
40. Висота робочої лопатки середньої розрахункової ступені $l_{к.с}$, м	$\frac{D_{3_c} - D_{B_c}}{2}$	0,0512	0,0675
41. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $g_{л.с}$	D_{c_c} / l_{pc}	17,09	9,83
42. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{L}_{стк}$	$0,87353 + 0,02604 \cdot g_{л_c} + 0,00092 \cdot g_{л_c}^2 + 0,00004 \cdot g_{л_c}^3$	1,7871	1,2566
43. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{стк}$, м	$l_{к_c} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,0915	0,0848
44. Осьовий габарит проточної частини компресора L_k , м	$L_{стк} \cdot Z_k$	0,7317	0,8479

1.5.2. Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння

Для визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння використовуємо методичні вказівки [14], а також вихідні данні детального теплового розрахунку схеми ГТА та габаритно-компонувального розрахунку компресора. За допомогою двигуна – прототипу обираємо протитоккову трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

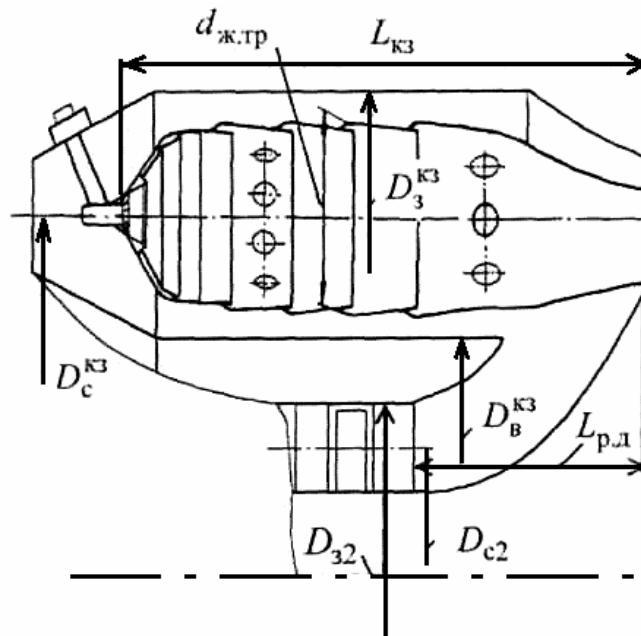


Рис. 1.15. Схема протитоккової камери згоряння ГТД

Таблиця 1.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Повний тиск повітря на вході в КЗ $P_{1кз}$, Па	З розрахунку схеми ГТД	18862
2. Повна температура повітря на вході в КЗ $T_{1кз}$, К	З розрахунку схеми ГТД	709,5
3. Годинна витрата палива на КЗ $G_{пал.год}$, кг/год	З розрахунку схеми ГТД	5281,7
4. Витрата повітря через КЗ $G_{п.кз}$, кг/год	З розрахунку схеми ГТД	6,812
5. Витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф}$, кг/с	З розрахунку схеми ГТД	54,90
6. Коефіцієнт повноти згоряння $\eta_{кз}$	З розрахунку схеми ГТД	0,99
7. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	З розрахунку схеми ГТД	50032
8. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	З розрахунку схеми ГТД	17,18
9. Об'ємна теплонапруженість для жарових труб Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	[11]	700

10. Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ $V_{жт}, \text{м}^3$	$H_{жт} \cdot G_{пал.год} \cdot \eta_{кз}$	0,1642
11. Кількість жарових труб $n_{жт}$	[11]	18
12. Об'єм жарової труби $v_{жт}, \text{м}^3$		0,00912
13. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	[11]	3,5
14. Діаметр жарової труби $d_{жт}, \text{м}$	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{жт}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$, де: $a = 0,7; \pi = 3,1416$	0,16797
15. Довжина жарової труби $l_{жт}, \text{м}$	$d_{жт} \cdot \bar{l}$	0,58791
16. Зазор між сусідніми жаровими трубами $e, \text{м}$	$(0,07...0,25) \cdot d_{жт}$	0,0252
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{с.кз}, \text{м}$	$(d_{жт} + e) / \sin(180^\circ / n_{жт})$	1,11242
18. Витрата первинного повітря $G_{п1}, \text{кг/с}$	$\frac{\alpha_1 \cdot G_{пал.год} \cdot L_0}{3600}$, де: $\alpha_1 = 1,10...1,25$	29,235
19. Витрата повітря поза жаровими трубами $G_{пп}, \text{кг/с}$	$G_{п.диф} - G_{п1}$	25,665
20. Площа перерізу, що займають жарові труби $F_{кз.жт}, \text{м}^2$	$\frac{\pi \cdot d_{жт}^2}{4} \cdot n_{жт}$	0,399
21. Сумарна площа кільцевого каналу КЗ $F_{кз}, \text{м}^2$	$(2,2...2,5) \cdot F_{кз.жт}$	0,93738
22. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_{з.кз}, \text{м}$	$D_{с.кз} + F_{кз} / (\pi \cdot D_{с.кз})$	1,38064
23. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_{в.кз}, \text{м}$	$D_{с.кз} - F_{кз} / (\pi \cdot D_{с.кз})$	0,8442
24. Довжина осьорадіального дифузора КЗ $L_{ор.д}, \text{м}$	$(0,28...0,56) \cdot D_{с2квт}$	0,2222
25. Осьових габарит КЗ $L_{кз}, \text{м}$	$(1,10...1,16) \cdot L_{жт}$	0,6761

1.5.3. Визначення габаритів осьової турбіни

Для визначення габаритів турбін використовуємо методичні вказівки [11], а також вихідні данні детального теплового розрахунку схеми ГТА та габаритного розрахунку протитокової трубчасто-кільцевої камери згоряння.

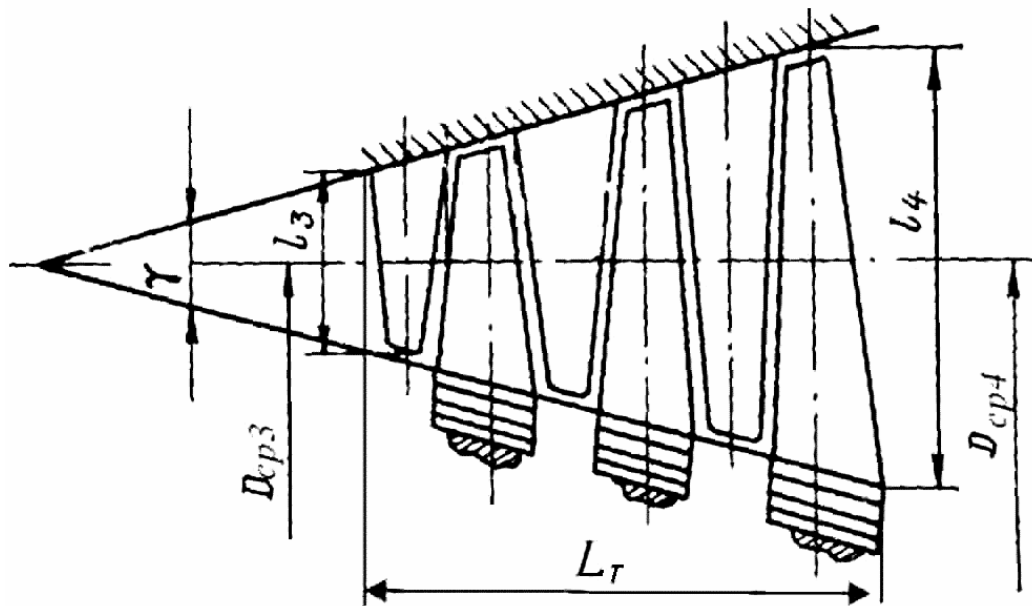


Рис. 1.16. Схема ступенів турбіни ГТД

Таблиця 1.8

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Повний тиск газу на вході в турбіну P_3 , МПа	З розрахунку схеми ГТД	1,7919	0,7563	0,4227
2. Повний тиск газу на виході з турбіни P_4 , Па	З розрахунку схеми ГТД	0,7602	0,4248	0,1077
3. Повна температура газу на вході в турбіну T_3 , К	З розрахунку схеми ГТД	1600	1224,0	1075,2
4. Повна температура газу на виході з турбіни T_4 , К	З розрахунку схеми ГТД	1228,2	1075,2	786,7
5. Витрата газу на вході в турбіну G_m , кг/с	З розрахунку схеми ГТД	65,28	77,61	78,54
6. Відносна витрата охолодного повітря на турбіну $g_{ox,j}$	З розрахунку схеми ГТД	0,1474	0,0118	0
7. Витрата охолодного повітря на турбіну G_{ox} , кг/с	$g_{ox,j} \cdot G_{kl}$	11,63	0,9314	0
8. Температурний перепад на турбіну ΔT_m , град	З розрахунку схеми ГТД	259,52	143,24	288,46

9. Внутрішній ККД турбіни η_m	З розрахунку схеми ГТД	0,89	0,9	0,92
10. Теплоємність газу для процесу турбіни $c_{p,с3}$, Дж/(кг·К)	З розрахунку схеми ГТД	1,2851	1,2265	1,2005
11. Показник адіабати газу у вхідному перетині турбіни $k_{с3}$	$\frac{c_{p\Gamma} ^{T_3}}{c_{p\Gamma} ^{T_3} - R_\Gamma}$, де: $R_\Gamma = 288$ Дж/(кг·К); $c_{p\Gamma} ^{T_3} = f(T_3; \alpha) - (c_p - T)$	1,2888	1,3069	1,3156
12. Показник адіабати газу у вихідному перетині турбіни $k_{с4}$	$\frac{c_{p\Gamma} ^{T_4}}{c_{p\Gamma} ^{T_4} - R_\Gamma}$, де: $R_\Gamma = 288$ Дж/(кг·К); $c_{p\Gamma} ^{T_4} = f(T_4; \alpha) - (c_p - T)$	1,3069	1,3156	1,3443
13. Частота обертання ротора турбіни n_m , об/хв	З габаритного розрахунку компресорів та [11]	8036,1	6806,3	3000
14. Матеріал робочих лопаток турбіни	[11]	ЭП539	ЭП539	ЭП539
15. Щільність матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	[11]	8300	8300	8300
16. Форма проточної частини турбіни	[11]	D _c =const	D _c =const	D _b =const
17. Середній діаметр на вході в турбіну $D_{с3}$, м	З компоновочного ескізу ГТД	1,0569	1,0569	1,3806
19. Число ступенів турбіни Z_m	З розрахунку схеми ГТД, чи: ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]}$, де $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} =$	1	1	4
20. Ізоентропійний наявний тепло перепад на турбіну $H_{ад}^*$, Дж/(кг·К)	$(1 + \xi_{вих}) \cdot c_{p\Gamma} \cdot \frac{\Delta T_\Gamma}{\eta_\Gamma}$, де: $\xi_{вих} = 0,03 \dots 0,05$.	389,72	203,01	391,47
21. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня турбіни ϑ_{m1}	$\frac{D_{с3}}{l_{p\Gamma}}$	21,7	9,6	11,1
22. Міра реактивності першого ступеня турбіни ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot \vartheta_{т1} - 1}{\vartheta_{т1}^2}$, де: $\rho_K = 0,0 \dots 0,15$	0,2799	0,247	0,172
23. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня C_1 , м/с	$\varphi_{с1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ад}^*}{Z_\Gamma} \cdot (1 - \rho_1)}$; де: $\varphi_{с1} = 0,97 \dots 0,98$	726,71	536,35	390,31
24. Газодинамічна функція $\lambda_{с1}$	$\frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_{г3}}{k_{г3} + 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_3}}$	0,9768	0,8486	0,658
25. Газодинамічна функція $q(\lambda_{с1})$	$\lambda_{с1} \left[\frac{k_{г3} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{г3} - 1}{k_{г3} + 1} \lambda_{с1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{г3} - 1}}$	0,99991	0,9732 4	0,86329
26. Кут виходу газу з сопел першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	[11]	16	17	23

27. Кільцева площа на виході із соплового апарата першого ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_{r3}}{R_r} \left(\frac{2}{k_{r3} + 1} \right)^{\frac{k_{r3} + 1}{k_{r3} - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$	0,1349	0,3203	0,4881
28. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,04062	0,07481	0,11253
29. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1,0 \dots 1,05) \cdot l_{c1}$	0,04164	0,08960	0,12425
30. Оптимальна величина характеристики U/C_1 для першого ступеня турбіни v_{onm}	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,6674	0,635	0,556
31. Окружна швидкість на середньому діаметрі ступеня U_s , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T}{60}$	444,74	376,67	216,87
32. Дійсне значення характеристики U/C_1 першого ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,612	0,7023	0,5556
33. Перевірка виконання умови	$0,90 \leq \frac{v_{опт}}{v_d} \leq 1,10$	1,09	0,9	1,0
34. Зовнішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{c3} , м	$D_{c3} + l_{c1}$	1,0976	1,1534	1,4932
35. Внутрішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{c3} , м	$D_{c3} - l_{c1}$	1,0163	0,9605	1,2681
36. Температура робочих лопаток першого ступеня турбіни T_{M3} , К	$T_{M3} - T_d$	1123	1123	961,8
37. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни, Па	[11]	$272 \cdot 10^6$	$272 \cdot 10^6$	$570 \cdot 10^6$
38. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3T}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,09	1,82	12,54
39. Осьова швидкість на виході з турбіни C_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	240,37	181,9	167,76
40. Газодинамічна функція λ_{Ca4}	$C_{a4} / \sqrt{2 \cdot \frac{k_{r4}}{k_{r4} + 1} \cdot R_r \cdot T_4}$	0,3797	0,3067	0,3291
41. Газодинамічна функція $q(\lambda_{Ca4})$	$\lambda_{Ca4} \left[\frac{k_{r4} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{r4} - 1}{k_{r4} + 1} \lambda_{Ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{r4} - 1}}$	0,5676	0,4683	0,4983
42. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_r + G_{по}) \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{r4}}{R_r} \left(\frac{2}{k_{r4} + 1} \right)^{\frac{k_{r4} + 1}{k_{r4} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{Ca4})}}$	0,1586	0,3279	1,0319
43. Температура робочих лопаток останнього ступеня турбіни T_{M4} , К	$T_{M4} - T_d$	1123	1123	841,8

142.6231м.09.КР

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

44. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни $\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}$, Па	[11]	$272 \cdot 10^6$	$272 \cdot 10^6$	$136 \cdot 10^6$
45. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_{\tau}^2 \cdot F_4}$	1,82665	1,182	$\frac{1,0871}{9}$
46. Середній діаметр на виході з турбіни D_{c4} , м	$D_{c4} = D_{c3}$, для $D_c = const$;	1,057	1,057	1,4887
47. Зовнішній діаметр на виході з турбіни D_{34} , м	$D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_c = const$;	1,1047	1,1557	1,7094
48. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{64} , м	$D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_c = const$;	1,0092	0,9582	1,2681
49. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_{m4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,0478	0,0897	0,2206
50. Відносна висота лопатки останнього ступеня ϑ_{m4}	$\frac{D_{c4}}{l_{\tau4}}$	22,13	10,7	6,75
51. Кільцева площа «середнього ступеня» турбіни $F_{c.m}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,147	0,324	0,76
52. Середній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{c.c}$, м	$D_{c.c} = D_{c3}$, для $D_c = const$;	1,057	1,057	1,2681
53. Зовнішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{3.c}$, м	$D_{c.c} + \frac{F_{c\tau}}{\pi \cdot D_{c.c}}$, для $D_c = const$;	1,1011	1,1546	1,6049
54. Внутрішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{6.c}$, м	$D_{c.c} - \frac{F_{c\tau}}{\pi \cdot D_{c.c}}$, для $D_c = const$;	0,0128	0,9594	1,4365
55. Висота робочої лопатки «середнього ступеня» $l_{m.c}$, м	$\frac{D_{3.c} - D_{B.c}}{2}$	0,0442	0,0976	0,1684
56. Відносна висота лопатки «середнього ступеня» $\vartheta_{m.c}$	$\frac{D_{c.c}}{l_{\tau.c}}$	23,92	10,83	8,53
57. Відносна ширина ступеня турбіни $\bar{L}_{cm.m}$	$0,23065 + 0,05899 \cdot \vartheta_{\tau.c} + 0,00331 \cdot \vartheta_{\tau.c}^2 - 0,00003 \cdot \vartheta_{\tau.c}^3$	3,1247	1,2195	0,9561
58. Ширина ступеня турбіни $L_{cm.m}$, м	$l_{\tau.c} \cdot \bar{L}_{cm.m}$	0,13808	0,11903	0,161
59. Осьовий габарит проточної частини турбіни L_m , м	$L_{cm.m} \cdot Z_{\tau}$	0,1381	0,119	0,644

За результатами цього габаритного розрахунку виконуємо компоновку газотурбінного двигуна з кресленням ескіза його поздовжнього перерізу, наведеного на рис.1.17.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.6231м.09.КР

M 125

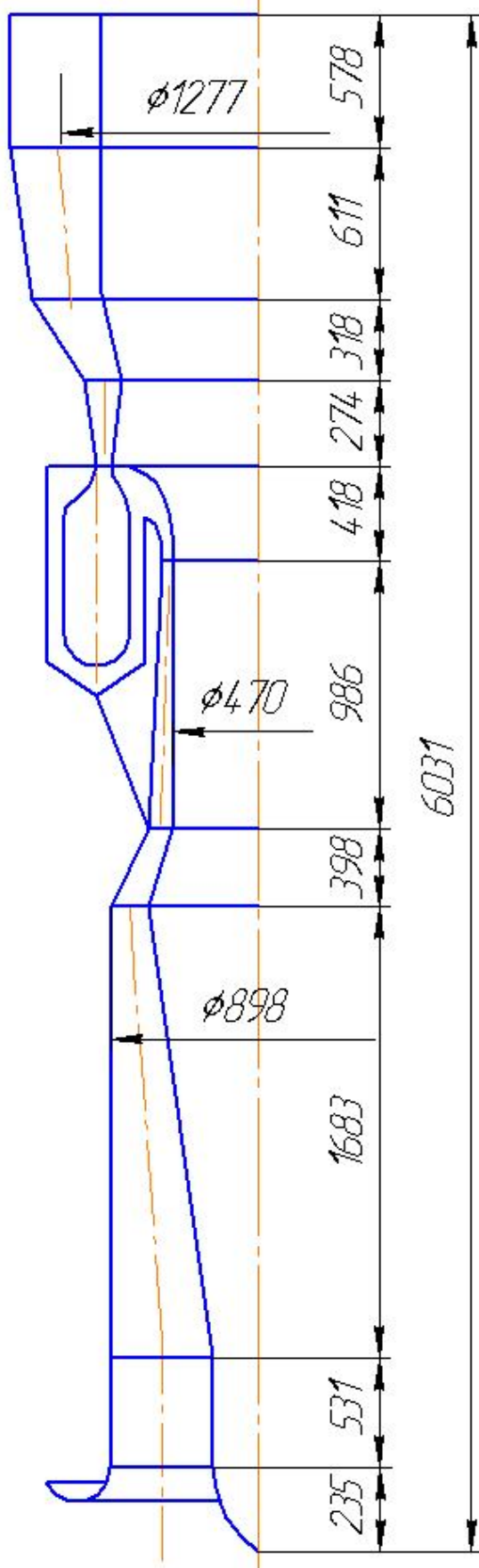


Рис.117. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД

14.2.6231м.09.КР

Копіював

Формат А4

Лист

					142.6231м.09.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження параметрів теплоутилізаційного контуру	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Ясків С.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНОГО КОНТУРУ

2.1. РОЗРАХУНОК КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА

Для проектуємої парогазової установки, враховуючи рекомендації [11] (потужність до 40...60 МВт, паропродуктивність до 100 т/год), обираємо вертикальне компонування котла-утилізатора з примусовою циркуляцією робочого тіла, оскільки такі котли є більш компактними, ніж котли з горизонтальним компонуванням та природньою циркуляцією, займають невелику площу та зручно монтуються над укриттям ГТД.

З метою збільшення кількості теплоти, що відбирається від відпрацьованих газів ГТД, та підвищення енергетичної ефективності установки котли-утилізатори можуть виконуватися з декількома рівнями тиску пари: одним, двома, трьома. Тоді пара високого тиску може використовуватися у парових турбінах високого тиску, а пара низького тиску подаватися на теплові споживачі або до парових турбін низького тиску. Оскільки при збільшенні рівнів тиску розміри та маса котла значно збільшуються, економічно доцільним вважається використовувати котли з двома і більше рівнями тиску для ГТД потужністю більше 40...60 МВт. Враховуючи потужність проектуємої парогазової установки, обираємо для неї котел-утилізатор одного тиску.

Спрощена теплова схема утилізаційної котельної установки для проектуємої ПГУ наведена на рис.2.1, де 1 – котел-утилізатор; 2 – пароперегрівник (ПП); 3 – випарник; 4 – економайзер (ЕК); 5 – сепаратор пари; 6 – циркуляційний насос; 7 – блок водопідготовки і термообробки води (БВП і ТО); 8 – клапан живлення котла; 9 – регулятор; 10 – клапан заповнення сепаратора; 11 – головна парова заслінка; 12 – ручний клапан на лінії скидання пари; 13 – клапан скидання пари до атмосфери; 14 – регулятор тиску пари; 15 –

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

клапан подачі пари споживачам; 16 – ручний клапан на лінії подачі пари споживачам; 17 – запобіжний клапан; 18 – клапан подачі води до циркуляційного насоса; 19, 21 – клапани безперервного та періодичного продувань відповідно; 20 – регулятор витрати води безперервної продувки; 22, 23 – ручні клапани на лініях відповідно безперервного та періодичного продувань; 24 – поплавковий показчик мінімального та максимального рівнів води у сепараторі; 25 – водомірні стекла (візуальні показчики рівня); 26 – клапан дренажування та продування водомірних стекол; 27, 28 – клапани підведення води та пари відповідно до конденсаційної посудини; 29 – клапан підведення пари на реле максимального тиску; 30 – клапани підключення манометра; 31 – клапан випуску повітря із сепаратора та котла-утилізатора; 32 – конденсаційна посудина (зрівнювач); 33 – клапан випуску повітря із сепаратора; 34 – клапан дренажування конденсаційної посудини; 35 – дистанційний вимірювач рівня; 36, 38 – клапани підведення води до порожнини відповідно високого та низького тисків дистанційного вимірювача; 37 – клапани байпасування лінії дистанційного вимірювача; 39 – сміттєзбірники; 40 – клапани спорожнення та продування дистанційних вимірювачів; 41 – клапан підведення води в економайзер; 42 – клапан дренажування випарника; 43 – клапани дренажування поверхонь нагріву котла.

Особливості роботи установки за наведеною схемою наступні. Перед початком пуску ГТД живильна вода подається до сепаратора пари через клапан заповнення сепаратора 10 повз економайзер котла. Потім вмикається до роботи циркуляційний насос 6, який заповнює випарник котла 3. Під час цієї операції повітря видаляється із сепаратора та утилізаційного котла крізь повітряні клапани 31, які закривають перед пуском котла. Після початку пароутворення у котлі та у процесі зупинки пара скидається до атмосфери через клапани 12 і 13.

Утилізаційний котел та сепаратор пари обладнуються запобіжними клапанами 17, які повинні скинути до атмосфери надлишкову пару при надмірному підвищенні тиску в котлі.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час роботи установки система керування має підтримувати потрібний рівень води у сепараторі, який контролюється датчиками рівня 35, що підключені до внутрішнього об'єму сепаратора через клапани 38 і конденсаційну посудину 32, та візуальним показником рівня (водовказівним склом) 25. Рівень води у сепараторі підтримується регулятором живлення 8 котла, який регулює витрату живильної води на котел. Про підвищення рівня води вище від максимального або зниження нижче від мінімального рівня додатково сигналізує поплавковий показник 24.

Для підтримання необхідної якості котлової води й видалення шламів сепаратор обладнаний лініями безперервного та періодичного продувань, по яких солена вода видаляється із сепаратора і потрапляє до каналізації. Потрібна витрата води на лінії безперервного продування підтримується регулятором 20.

Живильна вода з БВП і ТО через регулятор 8 та клапан живлення 9 подається до утилізаційного котла, де вона підігрівається в економайзері 4, після чого потрапляє до сепаратора 5. Із сепаратора вода циркуляційним насосом 6 подається до випарника котла 3, в якому вона підігрівається до кипіння та випаровується. Отримана пароводяна суміш повертається до сепаратора, де пара відділяється від води та через сепараційні пристрої проходить до пароперегрівника 2. Далі перегріта пара через головну парову заслінку 11 та регулятор тиску 14 подається до споживачів.

До складу БВП і ТО входять:

- установки для приготування додаткової води: водопом'якшення або знесолення, очищення води від механічних домішок;
- установки корекційної обробки живильної та котлової води: очищення, фосфатування, додавання аміаку;
- установки для видалення з води розчинених газів: кисню, вуглецю.

Звичайно це виконується у термічних деаераторах.

На рис.2.1 наведена найбільш поширена схема ввімкнення теплообмінних поверхонь котла-утилізатора: пароперегрівник та економайзер за протитечією,

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

випарник за прямотечією.

Увімкнення теплообмінних поверхонь за протитечією приводить до підвищення ефективності цих поверхонь та дає змогу знизити їх масу і габарити. Проте у випадках, коли температура відпрацьованих газів на вході до пароперегрівника дуже велика (особливо у котлах з допалюванням палива), існує ймовірність, що температура поверхні теплообміну досягне максимально припустимої для її матеріалу величини, що призведе до перепалу його труб та виходу його з ладу. Особливо це небезпечно у випадку, коли пароперегрівник виконано з оребрених труб. Для запобігання цьому його підключають за прямотечією. Також пароперегрівник можуть підключити за змішаною прямо-протитечійною схемою, коли частина теплообмінної поверхні в області невисоких температур газу та пари підключена за протитечією, а друга частина, яка розміщена у зоні великих температур, – за прямотечією.

Згідно з рекомендаціями [11], тиск водяної пари в котлі-утилізаторі даної конструкції та призначення доцільно обмежувати значеннями 1,0...3,0 МПа, а температуру перегрівання пари – 250...400 °С. Тому розрахунок параметрів котла-утилізатора виконуємо для двох варіантів його виконання: **1-й варіант** – найменші значення тиску та температури генерованої пари із вказаного діапазона (такому варіанту відповідає найбільша продуктивність генерації пари); **2-й варіант** – найбільші значення тиску та температури генерованої пари із вказаного діапазона (такому варіанту відповідає найменша продуктивність генерації пари).

Розрахунок паропроductивності котла-утилізатора та теплової потужності його поверхонь нагріву для обох варіантів виконання наведений у табл.2.1.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення	
		Варіант 1	Варіант 2
1. Витрата газів через котел-утилізатор G_r , кг/с	З розрахунку ГТД	78,54	78,54
2. Температура газів за ГТД Θ_r , °C	З розрахунку ГТД	514 (787 K)	514 (787 K)
3. Тиск перегрітої пари $p_{п.п}$, МПа	Задано	1,0	3,0
4. Температура перегрітої пари $t_{п.п}$, °C	Задано	250	400
5. Коефіцієнт збереження теплоти ϕ	Приймаємо	0,98	0,98
6. Тиск насиченої пари у сепараторі (абсолютний) p_s , МПа	1,1 $p_{п.п}$	1,1	3,3
7. Температура насичення води (при p_s) t_s , °C	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s)$	184	239
8. Ентальпія перегрітої пари $h_{п.п}$, кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_{п.п}, t_{п.п})$	2943	3231
9. Ентальпія води у сепараторі (у стані насичення) h'_s , кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s)$	781	1034
10. Кратність циркуляції K	Приймаємо 2...5	2,5	2,5
11. Мінімальний температурний перепад $\Delta t_{\min}$, °C	Приймаємо 10...25	15	15
12. Температура газів у точці мінімального перепаду $t_r^{вп}$, °C	$t_s + \Delta t_{\min}$	199	254
13. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{t_r^{вп}}^{\Theta_r}$, кДж/(кг·K)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(t_r^{вп} + \Theta_r) + 273; \alpha)$	1,095	1,100
14. Ентальпія насиченої пари при тиску в сепараторі h_s'' , кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s)$	2782	2804

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Температура живильної води $t_{ж.в}$, °C	Приймаємо при роботі на газовому паливі – не менше 50 °C, при роботі на рідкому паливі – не менше 105 °C	50	50
16. Ентальпія живильної води $h_{ж.в}$, кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s, t_{ж.в})$	210	212
17. Температура води за економайзером $t_{ек}$, °C	$t_s - (10...20)$	169	224
18. Ентальпія води за економайзером $h_{ек}$, кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s, t_{ек})$	715	962
19. Коефіцієнт, що враховує збільшення витрати живильної води внаслідок продування котла $k_{ж.в}$	Приймаємо 1,01...1,05	1,02	1,02
20. Ентальпія циркуляційної води $h_{ц.в}$, кДж/кг	Дорівнює h'_s	781	1034
21. Температура циркуляційної води на вході до економайзера $t_{ц.в}$, °C	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_s, h_{ц.в})$	184	239
22. Паропроодуктивність котла D , кг/с	$\frac{G_{\Gamma} \varphi c_{p\Gamma} \left _{t_{\Gamma}^{вп}}^{\Theta_{\Gamma}} (\Theta_{\Gamma} - t_{\Gamma}^{вп})\right.}{(h_{п.п} - h'_s) + k_{ж.в} (h'_s - h_{ек})}$	11,91	9,70
23. Витрата живильної води $G_{ж.в}$, кг/с	$k_{ж.в} D$	12,15	9,89
24. Теплова потужність пароперегрівача $Q_{п.п}$, кВт	$D(h_{п.п} - h''_s)$	1917	4140
25. Теплова потужність економайзера $Q_{ек}$, кВт	$G_{ж.в} (h_{ек} - h_{ж.в})$	6134	7417
26. Теплова потужність випарника $Q_{вп}$, кВт	$D(h''_s - h'_s) + G_{ж.в} (h'_s - h_{ек})$	24631	17873
27. Температура газів за пароперегрівачем (у 1-му наближенні) t'_{Γ} , °C	$\Theta_{\Gamma} - \frac{Q_{п.п}}{\varphi G_{\Gamma} c_{p\Gamma} \left _{t_{\Gamma}^{вп}}^{\Theta_{\Gamma}}}$	491	465

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

28. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{t_r^{\prime \text{пп}}}^{\Theta_r}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(t_r^{\prime \text{пп}} + \Theta_r) + 273; \alpha)$	1,130	1,130
29. Температура газів за пароперегрівачем $t_r^{\text{пп}}$, °С	$\Theta_r - \frac{Q_{\text{п.п}}}{\varphi G_r c_{pg} \Big _{t_r^{\prime \text{пп}}}^{\Theta_r}}$	492	466
30. Температура газів за випарником $\Theta_r^{\text{вп}}$, °С	$\Theta_r - \frac{Q_{\text{п.п}} + Q_{\text{вп}}}{\varphi G_r c_{pg} \Big _{t_r^{\text{вп}}}^{\Theta_r}}$	199	254
31. Температура газів за економайзером (у 1-му наближенні) $\Theta_{yx}^{\prime}$, °С	$\Theta_r - \frac{Q_{\text{п.п}} + Q_{\text{вп}} + Q_{\text{ек}}}{\varphi G_r c_{pg} \Big _{t_r^{\text{вп}}}^{\Theta_r}}$	126	166
32. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{\Theta_{yx}^{\prime}}^{\Theta_r}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_{yx}^{\prime} + \Theta_r) + 273; \alpha)$	1,085	1,090
33. Температура газів за економайзером Θ_{yx} , °С	$\Theta_r - \frac{Q_{\text{п.п}} + Q_{\text{вп}} + Q_{\text{ек}}}{\varphi G_r c_{pg} \Big _{\Theta_{yx}^{\prime}}^{\Theta_r}}$	123	163
34. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі, кВт	$G_r \varphi c_{pg} \Big _{\Theta_{yx}^{\prime}}^{\Theta_r} (\Theta_r - \Theta_{yx})$	32683	29430
35. Тепло, отримане водою в котлі-утилізаторі, кВт	$D(h_{\text{п.п}} - h_{\text{ж.с}}) + (k_{\text{ж.с}} - 1)(h_{\text{ек}} - h_{\text{ж.с}})$	32557	29286
36. Температура навколишнього середовища Θ_n , °С	З розрахунку ГТД	15	15
37. Середня теплоємність газів $c_{pg} \Big _{\Theta_r}^{\Theta_n}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_r + \Theta_n) + 273; \alpha)$	1,070	1,070
38. ККД котла-утилізатора $\eta_{\text{ку}}$	$\frac{c_{pg} \Big _{\Theta_{yx}^{\prime}}^{\Theta_r} (\Theta_r - \Theta_{yx})}{c_{pg} \Big _{\Theta_r}^{\Theta_n} (\Theta_r - \Theta_n)}$	0,795	0,716

					142.6231м.09.КР	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

За результатами розрахунку можна зробити висновок, що збільшення параметрів генерованої пари призводить:

- 1) до зменшення продуктивності котла-утилізатора;
- 2) до збільшення температури випускних газів за котлом-утилізатором і, отже, до зменшення його ККД.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

Ефективність парогазової установки в великій мірі залежить від економічності парової турбіни. Як правило, для цих цілей використовують одноциліндрові (однокорпусні) парові турбіни активного типу з розвиненою проточною частиною, що працюють на вакуумні конденсатори. Проточна частина такої турбіни складається з двовінцевого ступеня швидкості і ряду (3...12) ступенів тиску. Невеликі швидкості пари в турбіні та помірні міри реактивності окремих ступенів дозволяють отримати порівняно високий їх ККД.

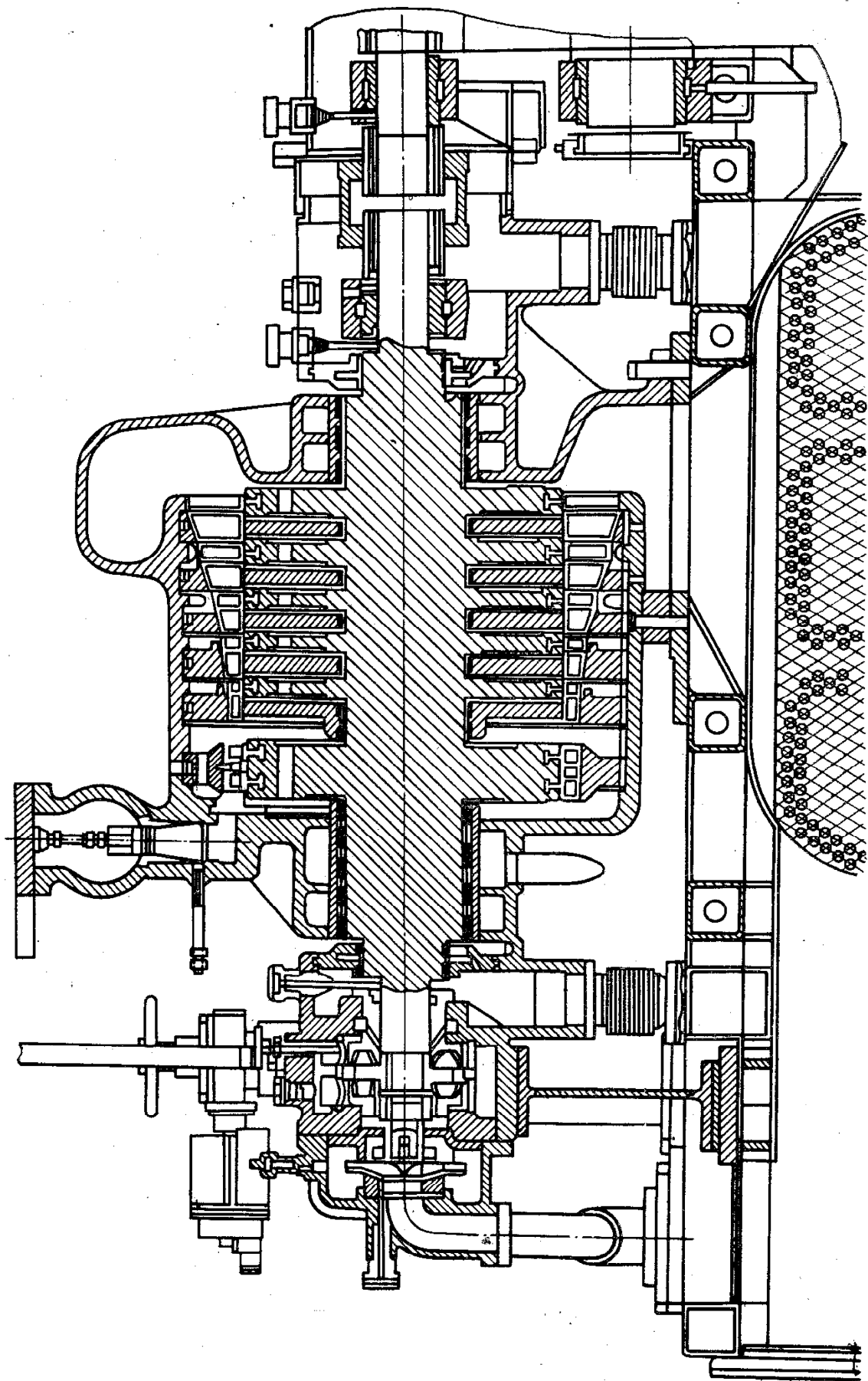
Загальний вигляд проектуємої парової турбіни наведено на рис.2.2.

При розробки конструкції турбіни слід враховувати наступне. Двовінцевий ступінь конструктивно відокремлений камерою від наступних нерегульованих ступенів. Ця камера необхідна для розтікання пари в коловому напрямку, щоб забезпечити підведення її до першого нерегульованого ступеня по всій окружності без істотних аеродинамічних втрат тиску.

За умови економічної роботи турбіни при змінній витраті пари в двовінцевому ступені необхідно спрацьовувати підвищений теплоперепад $\Delta h_a^{p.ct}$ – до 100...250 кДж/кг.

Застосування двовінцевого ступеня і, отже, значного теплоперепад $\Delta h_a^{p.ct}$ призводить до скорочення числа нерегульованих ступенів і зниження вартості виготовлення турбіни. Проте в цьому випадку знижується ККД турбіни при потужності, близькій до номінальної, оскільки економічність двовінцевого ступеня істотно нижче, ніж економічність нерегульованих ступенів. Слід, однак, зауважити, що втрати енергії такого ступеня за рахунок повернення теплоти частково використовуються в наступних нерегульованих ступенях. Тому при оцінці зниження економічності за рахунок двовінцевого ступеня необхідно враховувати явище повернення теплоти.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

142.6231м.09.КР

Арк.

При значному теплоперепаді двовінцевого ступеня знижуються витоки пари крізь переднє кінцеве ущільнення, оскільки зменшується тиск у камері такого ступеня і, отже, перед переднім кінцевим ущільненням. Цей ефект особливо помітний для турбін малої потужності, де відносні витоки є значними.

Підвищений теплоперепад двовінцевого ступеня забезпечує значне зниження температури пари в камері такого ступеня і, отже, можливість застосування більш дешевих сталей для виготовлення ротора і корпусу турбіни.

Основною характеристикою турбінних ступенів з точки зору організації енергетичного перетворення є міра реактивності. Оскільки вона зростає від кореня до вершини лопаток, то на середньому діаметрі повинна прийматися такою, щоб у кореневому перерізі виключалася можливість появи негативної реактивності. Зв'язок міри реактивності на середньому діаметрі ρ і в кореневому перерізі ρ_k з достатнім на даній стадії проектування наближенням може бути описаний виразом

$$\rho = \rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2},$$

де $\lambda = D_{cp}/l_p$ – віяльність ступеня, яка залежить від його середнього діаметру D_{cp} і довжини робочих лопаток l_p .

При активному виконанні ступенів міра реактивності у кореневому перерізі приймається 0,03...0,05. Оскільки від першого ступеня турбіни до останнього λ зменшується, то міра реактивності на середньому діаметрі відповідно зростає: від 0,10...0,12 у перших ступенях до 0,4...0,5 – в останньому (тобто фактично це вже реактивний ступінь).

При реактивному виконанні міра реактивності на середньому діаметрі приймається приблизно однаковою для всіх ступенів – близькою до 0,5.

Сумарна міра реактивності двовінцевого ступеня, у разі його застосування, зазвичай 0,10...0,15, причому із загальної реактивності приблизно 50...60 % призначається на проміжний направляючий апарат.

Порівнюючи активне і реактивне облопачування стосовно

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

одноциліндрових турбін, для яких характерні відносно невеликі об'ємні витрати пари, слід вважати активне облопачування кращим. Остаточний вибір типу облопачування багато в чому визначається конструкторським і технологічним досвідом заводу-виробника.

Геометричні фактори, що характеризують проточну частину турбіни, включають до себе:

- зміну середніх діаметрів ступенів;
- зміну кутів виходу пари з соплових і робочих решіток.

Середній діаметр двовінцевого ступеня приблизно відповідає діаметру першого нерегульованого ступеня або може дещо відрізнятись в ту або іншу сторону.

Кути виходу потоку з соплових і робочих решіток α_1 і β_2 відповідно до зростання питомого об'єму пара збільшуються від першого ступеня до останнього спочатку повільно, а потім швидше. Малі кути виходу в перших ступенях забезпечують більшу довжину лопаток і, отже, більш високі ККД цих ступенів. Збільшення ж кутів в останніх ступенях стримує зростання лопаток, де вони і так досить довгі, і обмежує кут розкриття проточної частини в поздовжньому перерізі, забезпечуючи плавні її обриси.

Значення кутів виходу з соплового апарату: в перших ступенях турбіни $\alpha_1 = 11...12^\circ$, в останньому – до $20...30^\circ$. У двовінцевому ступені при частковому впуску цей кут становить $12...14^\circ$.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

У ролі базової для розрахунку обираємо конструкцію одноциліндрової парової турбіни, яка складається з двовінцевого ступеня швидкості та групи ступенів тиску. В турбіні не передбачені відбори пари на регенерацію та теплофікацію. Основні вихідні параметри для розрахунку наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Основні вихідні параметри для розрахунку парової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення	
		Варіант 1	Варіант 2
1. Витрата пари G_1 , кг/с	З розрахунку котла-утилізатора	11,91	9,70
2. Параметри пари перед стопорним клапаном:			
тиск p_1 , МПа	З розрахунку котла-утилізатора	1,0	3,0
температура t_1 , °С		250	400
ентальпія h_1 , кДж/кг		2943	3231
3. Тиск у конденсаторі p_k , МПа	Вихідні дані	0,005	0,005
4. Температура конденсації пари при тиску в конденсаторі:			
t_k , °С	За таблицями води та водяної пари, як $f(p_k)$	32,9	32,9
T_k , К		306	306
5. Втрати тиску в клапанах на вході в турбіну Δp_0 , МПа	$(0,02...0,03)p_1$	0,02	0,06
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Приймаємо	3000	3000
7. Параметри пари за турбіною в ізоентропійному процесі:			
тиск p_A , МПа	Дорівнює p_k	0,005	0,005
ентальпія h_A , кДж/кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(s_A, p_A)$	2111	2110
8. Ізоентропійний теплоперепад турбіни ΔH_a , кДж/кг	$h_1 - h_A$	832	1121

2.3.1. Розрахунок двовінцевого ступеня

При проектуванні орієнтуємося на конструкцію двовінцевого ступеня, яку застосовує у своїх турбінах компанія ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ") (рис. 2.3).

Розрахункова схема ступеня представлена на рис. 2.4. Розрахунок зведений в табл. 2.3.

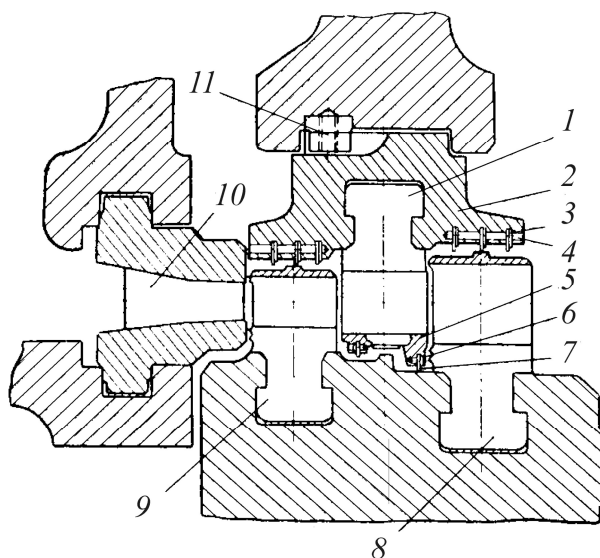


Рис. 2.3. Двовінцевий ступінь ОАО "Силловые машины" ("ЛМЗ"):

1 – напрямні лопатки; 2 – верхня обойма напрямних лопаток; 3, 7 – ущільнювальні пластинки; 4, 6 – прокладочні пластинки; 5 – бандажна стрічка напрямних лопаток; 8, 9 – робочі лопатки першого і другого вінців швидкості; 10 – сопла; 11 – центрувальна шпонка

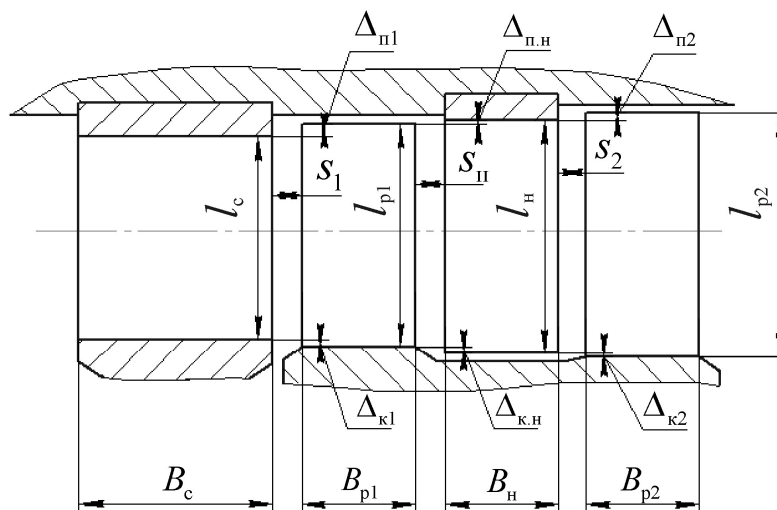


Рис. 2.4. Розрахункова схема двовінцевого ступеня

Таблиця 2.3

Розрахунок двовінцевого ступеня

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення	
		Варіант 1	Варіант 2
1. Параметри пари перед соплами ступеня:			
ентальпія h_0 , кДж/кг	Дорівнює h_1	2943	3231
тиск p_0 , МПа	$p_1 - \Delta p_0$	0,98	2,94
ентропія s_0 , кДж/(кг·К)	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_0, p_0)$	6,934	6,930
2. Ізоентропійний теплоперепад у ступені $\Delta h_a^{p.ct}$, кДж/кг	Береться 100...250	200	200
3. Параметри пари в кінці ізоентропійної течії в ступені:			
ентальпія h_A , кДж/кг	$h_0 - \Delta h_a^{p.ct}$	2743	3031
ентропія s_A , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_0	6,934	6,930
тиск p_A , МПа	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_A, s_A)$	0,3753	1,421
4. Швидкість потоку на вході в ступінь c_0 , м/с	Береться рівною 0	0	0
5. Кінетична енергія пари на вході в ступінь Δh_{bx} , кДж/кг	$\frac{c_0^2}{2} \cdot 10^{-3}$	0	0
6. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , кДж/кг	$\Delta h_a^{p.ct} + \Delta h_{bx}$	200	200
7. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається з наявного теплоперепадку c_{ad} , м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^* \cdot 10^3}$	632,4	632,5
8. Віяловість ступеня $\lambda = D_{cp22}/l_{p2}$	Береться 3,5...50 і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	42,0	45,5
11. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03	0,03

12. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,077	0,074
13. Кут виходу потоку з соплової решітки α_{11} , град	Береться 12...14°	12	12
14. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,95...0,975	0,965	0,965
15. Оптимальне значення характеристики ступеня $v_{ад}^{опт}$	$\frac{\phi \cos \alpha_{11}}{4\sqrt{1 - \rho}}$	0,246	0,245
16. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	3000	3000
17. Оптимальна колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами $u_{11}^{опт}$, м/с	$c_{ад} v_{ад}^{опт}$	155,4	155,1
18. Оптимальний середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{ср11}^{опт}$, м	$\frac{60 u_{11}^{опт}}{\pi n}$	0,990	0,988
19. Розрахунковий середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{ср11}$, м	Приблизно дорівнює $D_{ср11}^{опт}$. Береться з урахуванням конструктивних міркувань	1,000	1,000
20. Розрахункова колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_{11} , м/с	$\frac{\pi D_{ср11} n}{60}$	157,0	157,0
21. Дійсне значення характеристики ступеня $v_{ад}$	$u_{11}/c_{ад}$	0,248	0,248
22. Відхилення характеристики ступеня від оптимуму $v_{ад}/v_{ад}^{опт}$	$v_{ад}/v_{ад}^{опт}$	1,0106	1,0126
23. Наявний теплоперепад в соплових каналах $\Delta h_{ас}^*$, кДж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	184,6	185,3
24. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_{11} , м/с	$\phi \sqrt{2 \Delta h_{ас}^* \cdot 10^3}$	586,3	587,5
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , кДж/кг	$(1 - \phi^2) \Delta h_{ас}^*$	12,70	12,74
26. Параметри пари за сопловими каналами в ізоентропійному процесі:			

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ентальпія h_{11t} , кДж/кг	$h_0 + \Delta h_{\text{вх}} - \Delta h_{\text{ас}}^*$	2758	3046
ентропія s_{11t} , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_0	6,934	6,930
тиск p_{11t} , МПа	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{11t}, s_{11t})$	0,4081	1,510
27. Параметри пари за сопловими каналами в дійсному процесі:			
ентальпія h_{11} , кДж/кг	$h_{11t} + q_c$	2771	3058
тиск p_{11} , МПа	Дорівнює p_{11t}	0,4081	1,510
ентропія s_{11} , кДж/(кг·К)	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{11}, p_{11})$	6,963	6,950
питомий об'єм v_{11} , м ³ /кг		0,4719	0,1717
28. Показник ізоентропи пари k	Для перегрітої пари береться рівним 1,3	1,3	1,3
29. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_{11} , м/с	$\sqrt{k p_{11} v_{11}} \cdot 10^6$	500,4	580,6
30. Число Маха на виході з соплових каналів M_{11}	c_1/a_1	1,17	1,01
31. Міра впуску ε	Приймаємо	0,95	0,3
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G v_{11}}{\varepsilon \pi D_{\text{сп11}} c_{11} \sin \alpha_{11}}$	0,016	0,015
33. Осьовий зазор між сопловими лопатками і робочими лопатками 1-го вінця s_1 , м	Рис. 2.5	0,004	0,004
34. Ширина робочих лопаток 1-го вінця $B_{\text{р1}}$, м	Рис. 2.6	0,022	0,022
35. Ширина соплових лопаток B_c , м	Береться $(1,2 \dots 1,3) B_{\text{р1}}$	0,029	0,029
36. Перекривання робочих лопаток 1-го вінця:			
у кореня $\Delta_{\text{к1}}$, м	Табл. 2.4	0,001	0,001
на периферії $\Delta_{\text{п1}}$, м	Табл. 2.4	0,0015	0,0015
повне перекривання Δ_1 , м	$\Delta_{\text{к1}} + \Delta_{\text{п1}}$	0,0025	0,0025

37. Довжина вихідної кромки робочих лопаток 1-го вінця l_{p1} , м	$l_c + \Delta_1$	0,018	0,017
38. Радіальний зазор для 1-го робочого вінця δ_{r1} , м	Береться $(0,010...0,015)l_{p1}$	0,0003	0,0003
39. Середній діаметр на виході з 1-го робочого вінця D_{cp1} , м	Береться рівним D_{cp1}	1,000	1,000
40. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з 1-го робочого вінця u_{21} , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	157,0	157,0
41. Швидкість входу потоку в робочі канали 1-го вінця w_{11} , м/с	$\sqrt{c_{11}^2 + u_{11}^2 - 2u_{11}c_{11} \cos \alpha_{11}}$	434,0	435,1
42. Кут входу потоку в робочі канали 1-го вінця β_{11} , град	$\arcsin \frac{c_{11} \sin \alpha_{11}}{w_{11}}$	16,3	16,3
43. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки 1-го вінця ψ_{p1}	Береться 0,93...0,95 або визначається за характеристиками стандартних профілів	0,95	0,95
44. Швидкісний коефіцієнт напрямної решітки ψ_n		0,95	0,95
45. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки 2-го вінця ψ_{p2}		0,95	0,95
46. Міра реактивності на середньому діаметрі напрямного апарату ρ_n	$(0,5...0,6) \rho$	0,039	0,037
47. Міра реактивності на середньому діаметрі 1-го робочого вінця ρ_{p1}	$(0,4...0,6)(\rho - \rho_n)$	0,019	0,018
48. Міра реактивності на середньому діаметрі 2-го робочого вінця ρ_{p2}	$\rho - \rho_{p1} - \rho_n$	0,019	0,018
49. Ізоентропійний теплоперепад в робочих каналах 1-го вінця Δh_{ap1} , кДж/кг	$\rho_{p1} \Delta h_a^*$	3,85	3,67
50. Наявний теплоперепад в робочих каналах 1-го вінця Δh_{ap1}^* , кДж/кг	$\Delta h_{ap1} + \frac{w_{11}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	98,03	98,34
51. Швидкість виходу потоку з робочих каналів 1-го вінця w_{21} , м/с	$\psi_{p1} \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ap1}^* - \frac{u_{11}^2 - u_{21}^2}{2} \right)}$	420,6	421,3

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

52. Втрати енергії в робочих каналах 1-го вінця q_{p1} , кДж/кг	$(1 - \psi_{p1}^2) \frac{w_{21}^2}{2\psi_{p1}^2} \cdot 10^{-3}$	9,56	9,56
53. Параметри пари за 1-м вінцем в ізоентропійному процесі:			
ентальпія h_{21t} , кДж/кг	$h_{11} - \Delta h_{ap1}$	2767	3055
ентропія s_{21t} , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_{11}	6,963	6,950
тиск p_{21t} , МПа	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{21t}, s_{21t})$	0,3994	1,495
54. Параметри пари за 1-м вінцем в дійсному процесі:			
ентальпія h_{21} , кДж/кг	$h_{21t} + q_{p1}$	2777	3064
тиск p_{21} , МПа	Дорівнює p_{21t}	0,3994	1,495
питомий об'єм v_{21} , м ³ /кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{21}, p_{21})$	0,4858	0,1744
ентропія s_{21} , кДж/(кг·К)		6,987	6,966
55. Кут виходу потоку з робочих каналів 1-го вінця β_{21} , град	$\arcsin \frac{G_I v_{21}}{\varepsilon \pi D_{cp21} w_{21} l_{p1}}$	14,9	14,5
56. Швидкість потоку за 1-м вінцем c_{21} , м/с	$\sqrt{w_{21}^2 + u_{21}^2 - 2u_{21}w_{21} \cos \beta_{21}}$	271,9	272,2
57. Кут виходу потоку з 1-го вінця α_{21} , град	$\arccos \frac{w_{21} \cos \beta_{21} - u_{21}}{c_{21}}$	23,4	22,9
58. Середній діаметр на виході з напрямного апарату D_{cp12} , м	Береться рівним D_{cp21}	1,000	1,000
59. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з напрямного апарату u_{12} , м/с	$\frac{\pi D_{cp12} n}{60}$	157,0	157,0
60. Ізоентропійний теплоперепад в напрямному апараті $\Delta h_{ан}$, кДж/кг	$\rho_n \Delta h_a^*$	7,71	7,35
61. Наявний теплоперепад в напрямному апараті $\Delta h_{ан}^*$, кДж/кг	$\Delta h_{ан} + \frac{c_{21}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	44,67	44,40

					142.6231м.09.КР	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

62. Швидкість виходу потоку з напрямного апарату c_{12} , м/с	$\psi_n \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ан}^* - \frac{u_{21}^2 - u_{12}^2}{2} \right)}$	284,0	283,1
63. Втрати енергії в напрямному апараті q_n , кДж/кг	$(1 - \psi_n^2) \frac{c_{12}^2}{2\psi_n^2} \cdot 10^{-3}$	4,36	4,33
64. Параметри пари за напрямним апаратом в ізоентропійному процесі:			
ентальпія h_{12t} , кДж/кг	$h_{21} - \Delta h_{ан}$	2769	3057
ентропія s_{12t} , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_{21}	6,987	6,966
тиск p_{12t} , МПа	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{12t}, s_{12t})$	0,3824	1,451
65. Параметри пари за напрямним апаратом в дійсному процесі:			
ентальпія h_{12} , кДж/кг	$h_{12t} + q_n$	2774	3061
тиск p_{12} , МПа	Дорівнює p_{12t}	0,3824	1,451
питомий об'єм v_{12} , м ³ /кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{12}, p_{12})$	0,5055	0,1792
ентропія s_{12} , кДж/(кг·К)		6,998	6,974
66. Перекривання напрямних лопаток:			
у кореня $\Delta_{к.н}$, м	Табл. 2.4	0,001	0,001
на периферії $\Delta_{п.н}$, м	Табл. 2.4	0,0015	0,0015
повне перекривання Δ_n , м	$\Delta_{к.н} + \Delta_{п.н}$	0,0025	0,0025
67. Довжина вихідної кромки напрямних лопаток l_n , м	$l_{p1} + \Delta_n$	0,021	0,020
68. Осьовий зазор між робочими лопатками 1-го вінця і напрямними лопатками s_n , м	Рис. 2.5	0,004	0,004
69. Ширина напрямних лопаток B_n , м	Рис. 2.6	0,022	0,022
70. Кут виходу потоку з напрямних лопаток α_{12} , град	$\arcsin \frac{G_1 v_{12}}{\varepsilon \pi D_{cp12} c_{12} l_n}$	20,3	19,6
71. Швидкість потоку за напрямним апаратом w_{12} , м/с	$\sqrt{c_{12}^2 + u_{12}^2 - 2u_{12} c_{12} \cos \alpha_{12}}$	147,2	145,0

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

72. Кут виходу потоку з напрямного апарату β_{12} , град	$\arccos \frac{c_{12} \cos \alpha_{12} - u_{12}}{w_{12}}$	42,1	40,8
73. Середній діаметр на виході з 2-го вінця D_{cp22} , м	Береться рівним D_{cp12}	1,000	1,000
74. Колова швидкість на середньому діаметрі на виході з 2-го вінця u_{22} , м/с	$\frac{\pi D_{cp22} n}{60}$	157,0	157,0
75. Ізоентропійний теплоперепад в робочих каналах 2-го вінця Δh_{ap2} , кДж/кг	$\rho_{p2} \Delta h_a^*$	3,85	3,67
76. Наявний теплоперепад в робочих каналах 2-го вінця Δh_{ap2}^* , кДж/кг	$\Delta h_{ap2} + \frac{w_{12}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	14,69	14,18
77. Швидкість виходу пари з робочих каналів 2-го вінця w_{22} , м/с	$\psi_{p2} \sqrt{2 \left(10^3 \cdot \Delta h_{ap2}^* - \frac{u_{12}^2 - u_2^2}{2} \right)}$	162,8	160
78. Втрати енергії в робочих каналах 2-го вінця q_{p2} , кДж/кг	$(1 - \psi_{p2}^2) \frac{w_{22}^2}{2 \psi_{p2}^2} \cdot 10^{-3}$	1,43	1,38
79. Параметри пари за ступенем в ізоентропійному процесі (без урахування камерних втрат):			
ентальпія h'_{22t} , кДж/кг	$h_{12} - \Delta h_{ap2}$	2770	3058
ентропія s'_{22t} , кДж/(кг·К)	Дорівнює s_{12}	6,998	6,974
тиск p'_{22t} , МПа	За таблицями води та водяної пари, як $f(h'_{22t}, s'_{22t})$	0,3758	1,434
80. Параметри пари за ступенем в дійсному процесі (без урахування камерних втрат):			
ентальпія h'_{22} , кДж/кг	$h'_{22t} + q_{p2}$	2771	3059
тиск p'_{22} , МПа	Дорівнює p'_{22t}	0,3758	1,434
ентропія s'_{22} , кДж/(кг·К)	За таблицями води та водяної пари, як $f(h'_{22}, p'_{22})$	7,000	6,975
питомий об'єм v'_{22} , м ³ /кг		0,5125	0,1810

81. Перекривання робочих лопаток 2-го вінця:			
у кореня $\Delta_{к2}$, м	Табл. 2.4	0,001	0,001
на периферії $\Delta_{п2}$, м	Табл. 2.4	0,0015	0,0015
повне перекривання Δ_2 , м	$\Delta_{к2} + \Delta_{п2}$	0,0025	0,0025
82. Довжина вихідної кромки робочих лопаток 2-го вінця l_{p2} , м	$l_n + \Delta_2$	0,023	0,022
83. Радіальний зазор для 2-го робочого вінця δ_{r2} , м	Береться $(0,010...0,015)l_{p2}$	0,0003	0,0003
84. Віяловість ступеня λ	D_{cp22}/l_{p2}	43,55	45,49
85. Мінімально допустима за знайденою величиною λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,075	0,074
86. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100\% \leq 5\%$	2,19	0,01
87. Осьовий зазор між напрямними лопатками і робочими лопатками 2-го вінця S_2 , м	Рис. 2.5	0,004	0,004
88. Ширина робочих лопаток 2-го вінця B_{p2} , м	Рис. 2.6	0,023	0,023
89. Кут виходу потоку з робочих каналів 2-го вінця β_{22} , град	$\arcsin \frac{G v_{22}}{\varepsilon \pi D_{cp22} w_{22} l_{p2}}$	33,2	32,0
90. Швидкість пари за ступенем c_{22} , м/с	$\sqrt{w_{22}^2 + u_{22}^2 - 2u_{22}w_{22}\cos\beta_{22}}$	91,5	87,4
91. Кут виходу пари зі ступеня α_{22} , град	$\arccos \frac{w_{22} \cos\beta_{22} - u_{22}}{c_{22}}$	103,2	104,2
92. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, кДж/кг	$\frac{c_{22}^2}{2} \cdot 10^{-3}$	4,19	3,82

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі, яка визначається у п. 12 даної таблиці.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

93. Колова робота 1-го вінця l_{u1} , кДж/кг	$(u_{11}c_{11} \cos \alpha_{11} + u_{21}c_{21} \cos \alpha_{21}) \cdot 10^{-3}$	129,22	129,60
94. Колова робота 2-го вінця l_{u2} , кДж/кг	$(u_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} + u_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}) \cdot 10^{-3}$	38,55	38,54
95. Колова робота усього ступеня l_u , кДж/кг	$l_{u1} + l_{u2}$	167,78	168,14
96. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,839	0,841
97. Характеристики зазорів облопачування:			
осьовий зазор в ущільненні бандажу δ_a , м	Визначається з конструкції ущільнення	0,0015	0,0015
коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	Береться рівним 0,5	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	Береться рівним 0,75...0,80	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору 1-го вінця z	Вибирається з конструкції ущільнення	3	3
98. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_{r1})^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_{r1}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{-4}$
99. Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор ¹ $\zeta_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_{11}} \sqrt{\rho_{p1} + \frac{1,8}{\lambda} \eta_u}$	0,0077	0,0075
100. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа $\zeta_{\text{тр}}$	Береться рівним 0,001	0,001	0,001

¹ Коефіцієнт втрат від витоків крізь радіальний зазор для двовінцевого ступеня розраховується за першим робочим вінцем при його мірі реактивності.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

101. Число дуг впуску парціального підведення i	Визначається з конструкції ступеня	1	1
102. Втрати від парціального підведення:			
крайові втрати $\zeta_{кр}$	$0,25 \frac{(B_{p1} l_{p1} + 0,6 B_{p2} l_{p2})}{\varepsilon \pi D_{cp11} l_c \sin \alpha_{11}} \cdot \frac{u_{11}}{c_{ад}} i \eta_u$	0,0039	0,0125
вентиляційні втрати ζ_v	$\frac{k_v}{\sin \alpha_{11}} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \frac{l_{p1} + l_{p2}}{l_c} \left(\frac{u_{11}}{c_{ад}} \right)^3$ де $k_v = 0,024 \dots 0,062$	0,0004	0,0185
103. Сума камерних втрат енергії $q_{кам}$, кДж/кг	$(\zeta_{заз} + \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_v) \Delta h_a^*$	2,59	7,89
104. Параметри пари за ступенем (з урахуванням камерних втрат):			
ентальпія h_{22} , кДж/кг	$h'_{22} + q_{кам}$	2774	3067
тиск p_{22} , МПа	Дорівнюється p'_{22}	0,3758	1,434
питомий об'єм v_{22} , м ³ /кг	За таблицями води та водяної пари, як $f(h_{22}, p_{22})$	0,5143	0,1823
температура t_{22} , °C		159	313
105. Відносний внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \zeta_{заз} - \zeta_{тр} - \zeta_{кр} - \zeta_v$	0,826	0,801
106. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , кДж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	165,18	160,25
107. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i$	1967	1554

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

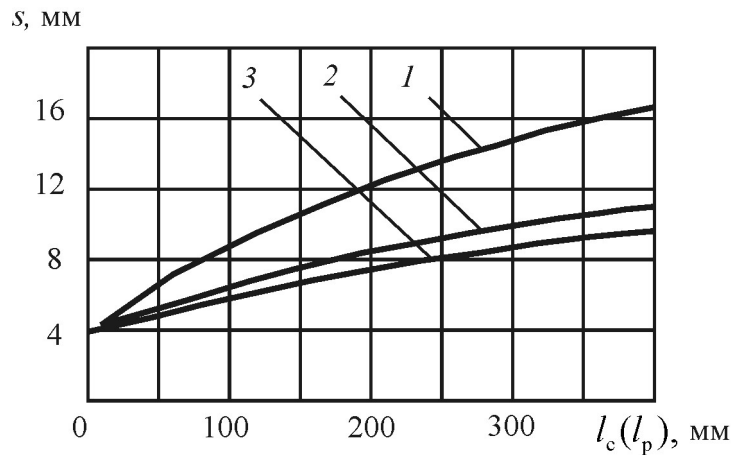


Рис. 2.5. Осьові зазори в ступені:

1 – активний ступінь при $l/B > 10$; 2 – активний ступінь при $l/B < 10$; 3 – реактивний ступінь

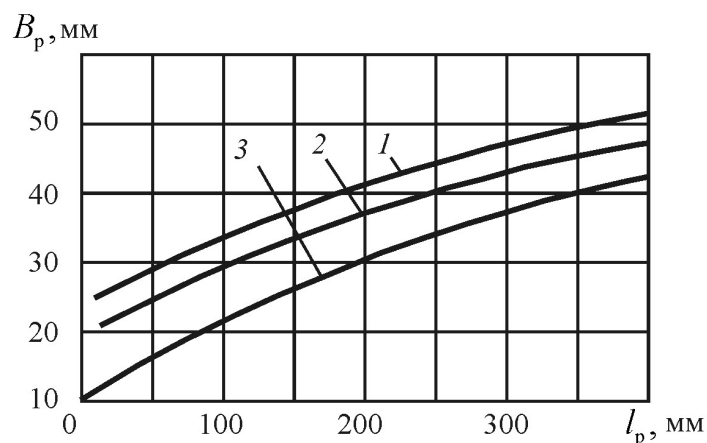


Рис. 2.6. Ширина робочих лопаток активних ступенів турбіни:

1 – при $u = 220$ м/с; 2 – при $u = 180$ м/с; 3 – при $u = 150$ м/с

Таблиця 2.4

Рекомендовані значення перекривань лопаток

Довжина робочих лопаток l_p , м	Перекривання біля кореня робочих лопаток Δ_k , м	Перекривання на периферії робочих лопаток Δ_n , м
менше 0,035	0,0010	0,0015...0,0020
0,035...0,055	0,0010	0,0020...0,0025
0,055...0,075	0,0015...0,0020	0,0025...0,0030
0,075...0,150	0,0020...0,0025	0,0030...0,0035
0,150...0,300	0,0025...0,0030	0,0035...0,0040
0,300...0,400	0,0030...0,0060	0,0060...0,0075

2.4. АНАЛІЗ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

За результатами розрахунків різних варіантів проточної частини утилізаційної парової турбіни будуюмо графічні залежності найбільш важливих її параметрів від прийнятого числа ступенів тиску (рис.2.8-2.14).

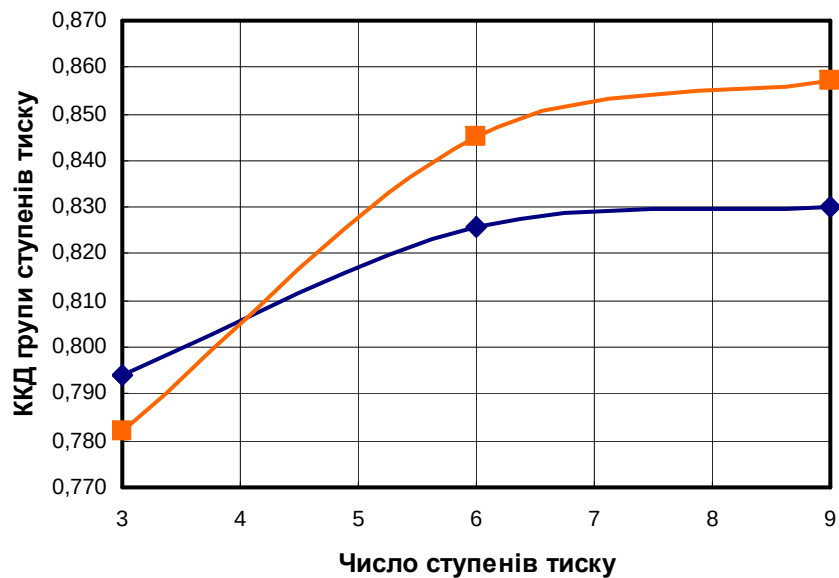


Рис.2.8. Залежність ККД групи ступенів тиску парової турбіни від числа цих ступенів:
1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

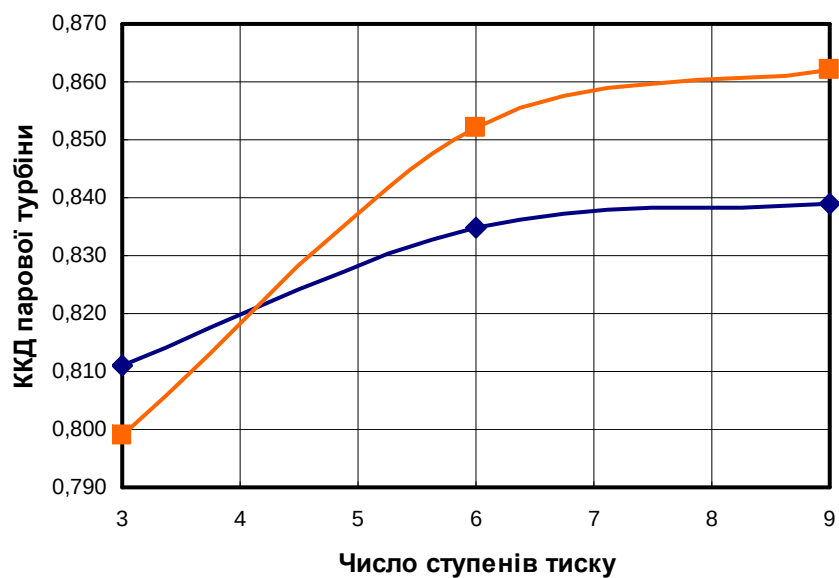


Рис.2.9. Залежність ККД парової турбіни від числа ступенів тиску:
1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

Варіант 1 на графіках відповідає теплоутилізаційному контуру проектуємої парогазової установки з найменшими параметрами пари перед турбіною ($p_1 = 1,0$ МПа, $t_1 = 250$ °С), **Варіант 2** – теплоутилізаційному контуру з найбільшими параметрами пари ($p_1 = 3,0$ МПа, $t_1 = 400$ °С).

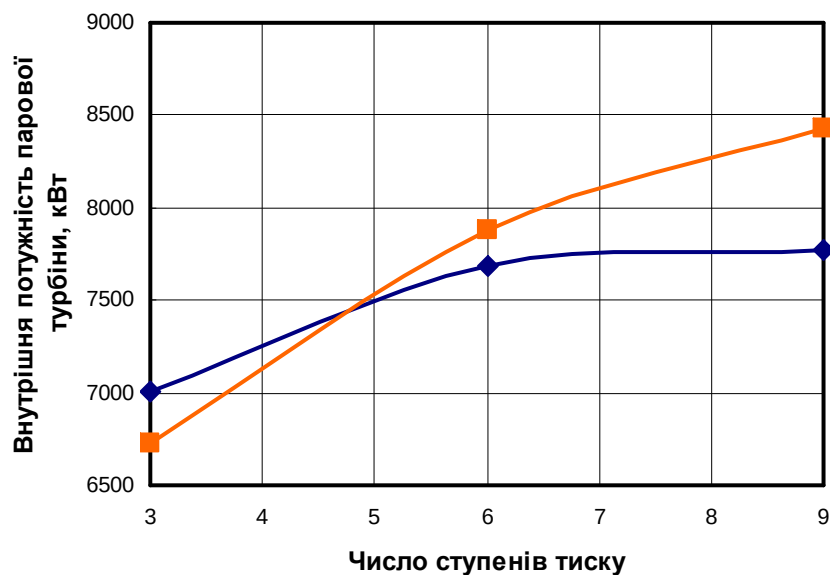


Рис.2.10. Залежність потужності парової турбіни від числа ступенів тиску:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

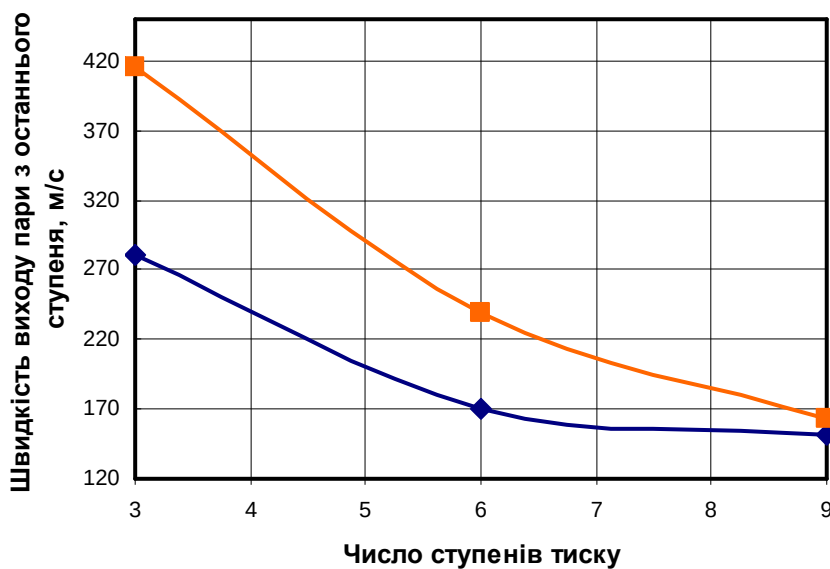


Рис.2.11. Залежність швидкості виходу пари з останнього ступеня турбіни від числа ступенів тиску:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

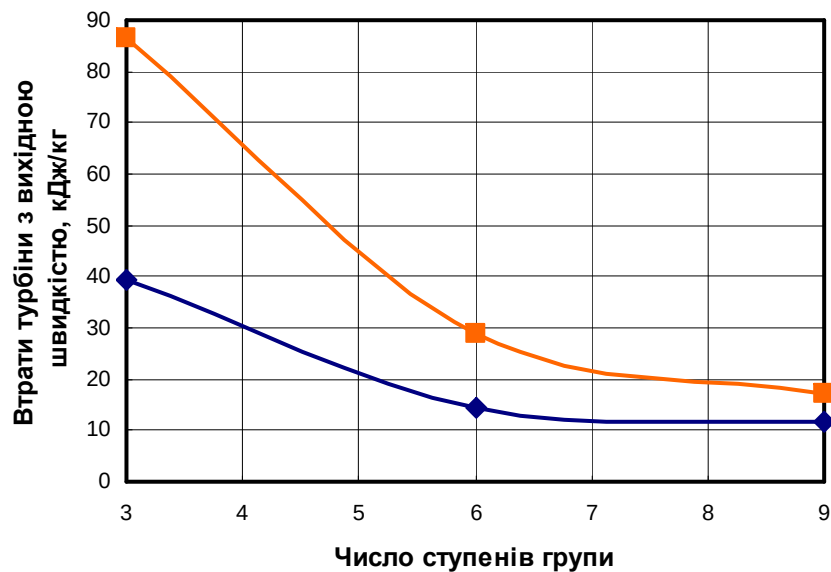


Рис.2.12. Залежність втрат енергії в турбіні з вихідною швидкістю від числа ступенів тиску:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

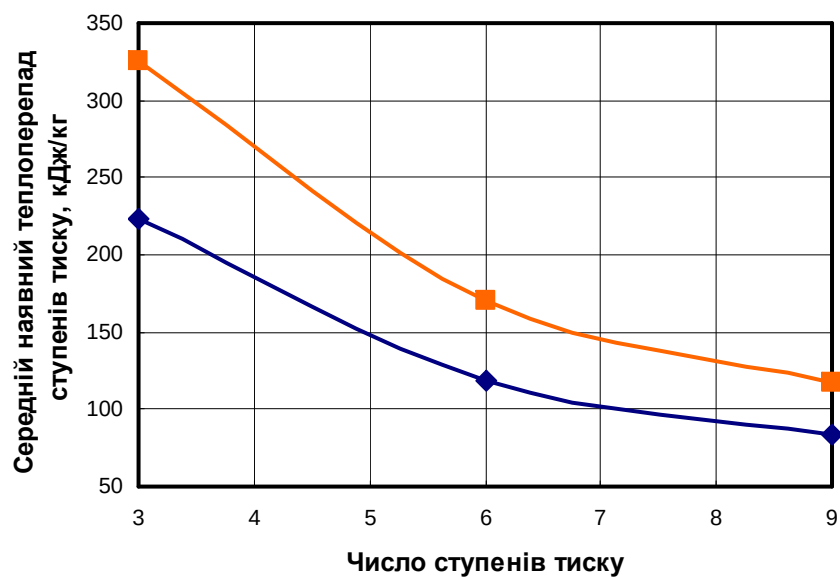


Рис.2.13. Залежність середнього наявного теплоперепад ступенів тиску від їх числа:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

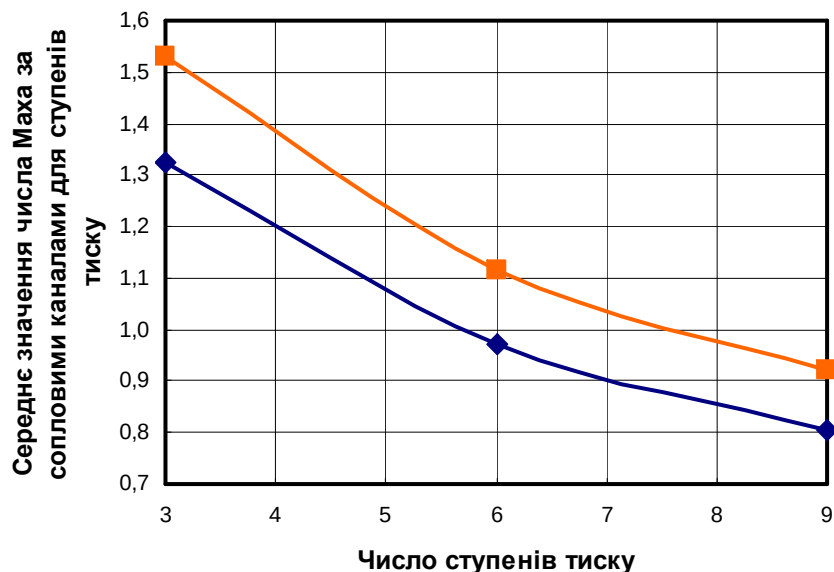


Рис.2.14. Залежність середнього значення числа Маха за сопловими каналами для ступенів тиску від їх числа:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

Розрахунок економічних показників парогазової установки в цілому наведений в табл.2.18 та 2.19. Розрахунок потужностей, споживаємих насосами теплоутилізаційного контура, виконаний за методикою [11, с.119-121].

Таблиця 2.18

Розрахунок показників парогазової установки (Варіант 1)

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення		
		3 ст	6 ст	9 ст
1. Паропродуктивність котла-утилізатора D , кг/с	Див. п.22 табл.2.1	11,91		
2. Тиск насиченої пари у сепараторі котла-утилізатора p_s , МПа	Див. п.6 табл.2.1	1,1		
3. Кратність циркуляції для котла-утилізатора K	Див. п.10 табл.2.1	2,5		
4. ККД циркуляційного насоса $\eta_{\text{ци}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
5. Коефіцієнт гідравлічних втрат по водяній стороні котла-утилізатора $\nu_{\text{вп}}$	Береться 0,86...0,92	0,92		

6. Потужність, яка споживається циркуляційним насосом котла-утилізатора, $N_{\text{цн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{DK p_s \left(\frac{1}{v_{\text{вп}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{жн}}}$	4,75		
7. Атмосферний тиск $p_{\text{зов}}$, МПа	Див. розділ 1	0,101		
8. ККД живильного насоса $\eta_{\text{жн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
9. Потужність, яка споживається живильним насосом ТУК, $N_{\text{жн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D (p_s - p_{\text{зов}})}{\eta_{\text{жн}}}$	19,8		
10. Тиск у конденсаторі p_k , МПа	Див. п.3 табл.2.2	0,005		
11. ККД конденсатного насоса $\eta_{\text{кн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
12. Потужність, яка споживається конденсатним насосом ТУК, $N_{\text{кн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D (p_{\text{зов}} - p_k)}{\eta_{\text{кн}}}$	1,91		
13. Кратність охолодження конденсатора ТУК Π_k	Береться 70...100	70		
14. Величина напору в ГЦН $\Delta p_{\text{гцн}}$, МПа	Береться 0,09...0,10	0,09		
15. ККД головного циркуляційного насоса $\eta_{\text{гцн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
16. Потужність, яка споживається головним циркуляційним насосом ТУК, $N_{\text{гцн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D \Pi_k \Delta p_{\text{гцн}}}{\eta_{\text{гцн}}}$	125,2		
17. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	Див. розділи 2.3.2-2.3.4	7006	7688	7774
18. Механічний ККД парової турбіни η_m	Приймаємо	0,98		
19. Ефективна потужність газотурбінного агрегата $N_e^{\text{гта}}$, кВт	З розрахунку ГТА	25 000		
20. ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	Приймаємо	0,982		
21. Електрична потужність парогазової установки $N_e^{\text{пгу}}$, кВт	$(N_e^{\text{гта}} + N_i \eta_m) \eta_{\text{ег}} - N_{\text{цн}} - N_{\text{жн}} - N_{\text{кн}} - N_{\text{гцн}}$	31141	31797	31880

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

22. ККД газотурбінного агрегата $\eta_e^{\text{гта}}$	З розрахунку ГТА	0,3816		
23. Тепло, підведене в камеру згоряння ГТА $Q_{\text{кс}}$, кВт	$\frac{N_e^{\text{гта}}}{\eta_e^{\text{гта}}}$	65514		
24. Електричний ККД парогазової установки $\eta_e^{\text{пгу}}$	$\frac{N_e^{\text{пгу}}}{Q_{\text{кс}}}$	0,475	0,485	0,487
25. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{ку}}$, кВт	См. п. 28 табл. 2.1	32683		
26. Внутрішній ККД паротурбінної установки $\eta_i^{\text{пту}}$	$\frac{N_i}{Q_{\text{ку}}}$	0,214	0,235	0,238

Таблиця 2.19

Розрахунок показників парогазової установки (Варіант 2)

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення		
		3 ст	6 ст	9 ст
1. Паропродуктивність котла-утилізатора D , кг/с	Див. п.22 табл.2.1	9,70		
2. Тиск насиченої пари у сепараторі котла-утилізатора p_s , МПа	Див. п.6 табл.2.1	3,3		
3. Кратність циркуляції для котла-утилізатора K	Див. п.10 табл.2.1	2,5		
4. ККД циркуляційного насоса $\eta_{\text{цн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
5. Коефіцієнт гідравлічних втрат по водяній стороні котла-утилізатора $v_{\text{вп}}$	Береться 0,86...0,92	0,92		
6. Потужність, яка споживається циркуляційним насосом котла-утилізатора, $N_{\text{цн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{DK p_s \left(\frac{1}{v_{\text{вп}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{жн}}}$	11,6		
7. Атмосферний тиск $p_{\text{зов}}$, МПа	Див. розділ 1	0,101		
8. ККД живильного насоса $\eta_{\text{жн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
9. Потужність, яка споживається живильним насосом ТУК, $N_{\text{жн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D(p_s - p_{\text{зов}})}{\eta_{\text{жн}}}$	51,8		
10. Тиск у конденсаторі p_k , МПа	Див. п.3 табл.2.2	0,005		
11. ККД конденсатного насоса $\eta_{\text{кн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Потужність, яка споживається конденсатним насосом ТУК, $N_{\text{кн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D(p_{\text{зов}} - p_{\text{к}})}{\eta_{\text{кн}}}$	1,56		
13. Кратність охолодження конденсатора ТУК $\Pi_{\text{к}}$	Береться 70...100	70		
14. Величина напору в ГЦН $\Delta p_{\text{гцн}}$, МПа	Береться 0,09...0,10	0,09		
15. ККД головного циркуляційного насоса $\eta_{\text{гцн}}$	Береться 0,5...0,6	0,6		
16. Потужність, яка споживається головним циркуляційним насосом ТУК, $N_{\text{гцн}}$, кВт	$1,00125 \cdot \frac{D \Pi_{\text{к}} \Delta p_{\text{гцн}}}{\eta_{\text{гцн}}}$	102,0		
17. Внутрішня потужність парової турбіни N_i , кВт	Див. розділи 2.3.2-2.3.4	6725	7875	8427
18. Механічний ККД парової турбіни $\eta_{\text{м}}$	Приймаємо	0,98		
19. Ефективна потужність газотурбінного агрегата $N_e^{\text{гта}}$, кВт	З розрахунку ГТА	25 000		
20. ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	Приймаємо	0,982		
21. Електрична потужність парогазової установки $N_e^{\text{пгу}}$, кВт	$(N_e^{\text{гта}} + N_i \eta_{\text{м}}) \eta_{\text{ег}} - N_{\text{цн}} - N_{\text{жн}} - N_{\text{кн}} - N_{\text{гцн}}$	30855	31962	32493
22. ККД газотурбінного агрегата $\eta_e^{\text{гта}}$	З розрахунку ГТА	0,3816		
23. Тепло, підведене в камеру згоряння ГТА $Q_{\text{кс}}$, кВт	$\frac{N_e^{\text{гта}}}{\eta_e^{\text{гта}}}$	65514		
24. Електричний ККД парогазової установки $\eta_e^{\text{пгу}}$	$\frac{N_e^{\text{пгу}}}{Q_{\text{кс}}}$	0,471	0,488	0,496
25. Тепло, віддане газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{ку}}$, кВт	См. п. 28 табл. 2.1	29430		
26. Внутрішній ККД паротурбінної установки $\eta_i^{\text{пту}}$	$\frac{N_i}{Q_{\text{ку}}}$	0,229	0,268	0,286

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами розрахунків економічних показників парогазової установки будують графічні залежності найбільш важливих її параметрів від прийнятого числа ступенів тиску (рис.2.15-2.17).

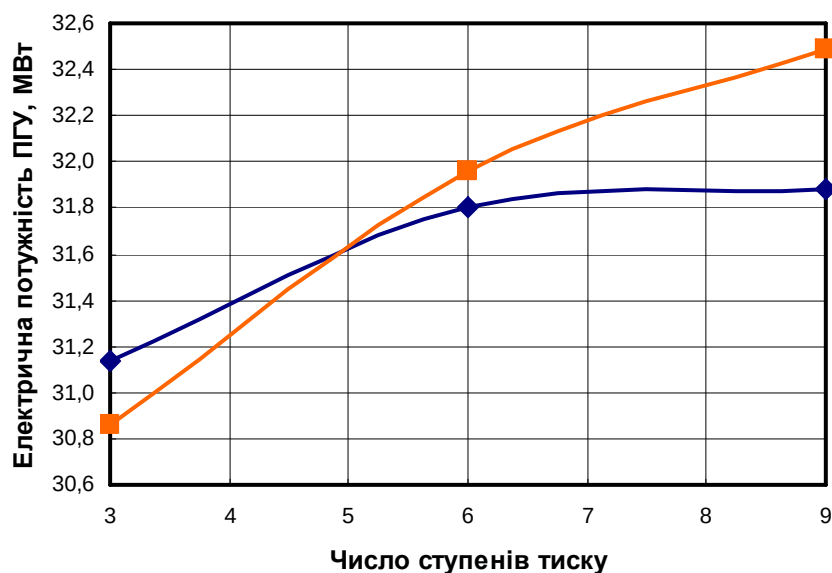


Рис.2.15. Залежність електричної потужності парогазової установки від числа ступенів тиску парової турбіни:
1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

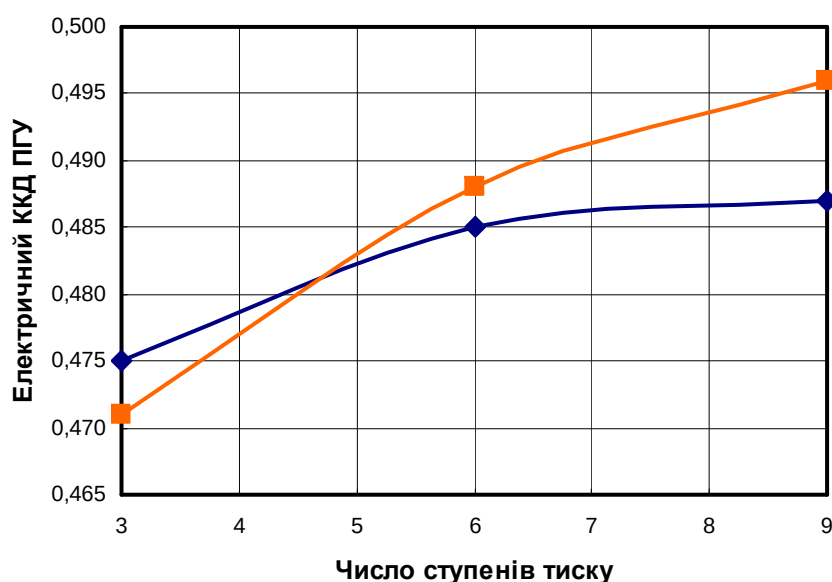


Рис.2.16. Залежність електричного ККД парогазової установки від числа ступенів тиску парової турбіни:
1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

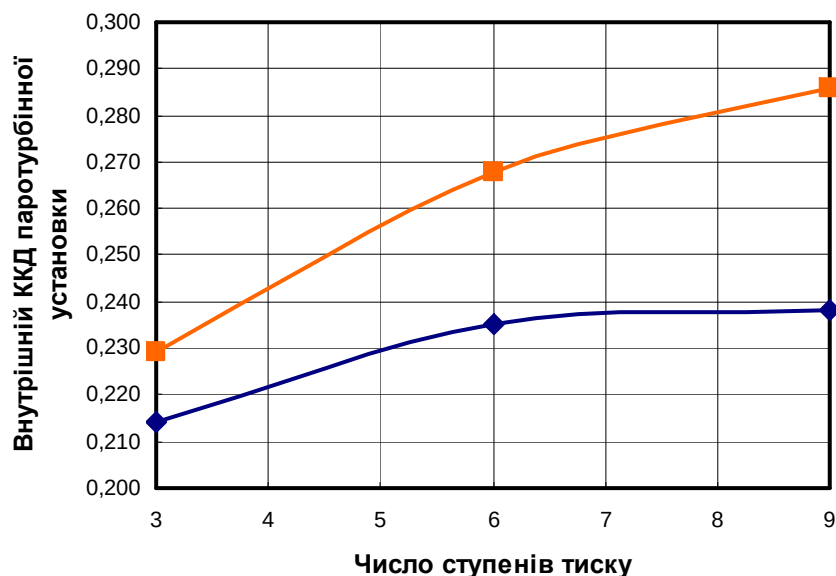


Рис.2.17. Залежність внутрішнього ККД паротурбінної установки від числа ступенів тиску парової турбіни:

1 – Варіант 1; 2 – Варіант 2

На основі аналізу графічних залежностей наведених результатів можна прийти до таких висновків.

1) Зростання числа ступенів тиску утилізаційної турбіни призводить до збільшення її ККД та потужності, що пояснюється впливом повернутої теплоти та використанням вихідної кінетичної енергії попередніх ступенів турбіни в наступних.

2) Значне поліпшення ККД утилізаційної турбіни із збільшенням числа ступенів на початковому етапі пояснюється також суттєвим зменшенням перероблюваного в окремих ступенях теплоперепаду, а відповідно і можливістю наближення до оптимального співвідношення між окремими швидкостями. Крім цього це дає можливість не використовувати в конструкції турбіни понадзвукові режими течії пари, що також поліпшує ККД турбіни.

3) Зростання числа ступенів турбіни призводить до збільшення складності її конструкції, а також до збільшення її вартості, розмірів та маси.

4) Із збільшенням числа ступенів набувається тенденція поступового зменшення приросту ККД, що дозволяє для проектуємої турбіни обмежитися деяким раціональним значенням цього параметра. Графіки на рис.2.8 та 2.9 свідчать, що для **Варіанту 1** ($p_1 = 1,0$ МПа, $t_1 = 250$ °С) доцільно прийняти не більше 7...8 ступенів тиску турбіни, для **Варіанту 2** ($p_1 = 3,0$ МПа, $t_1 = 400$ °С) в рамках досліджуваного діапазона (3...9 ступенів) раціональне число ступенів тиску турбіни виявлене не було.

5) Вплив числа ступенів тиску парової турбіни на показники проектуємої парогазової установки в цілому є пропорційним їх впливу на ККД та потужність парової турбіни.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231м.09.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Ясків С.В.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 3
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

3.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 1).

Газогенератор містить у собі два каскади осевого компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 25000 (ДН80), який серійно виготовляється підприємством АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну низького тиску (ТНТ) проектуємо осевою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора низького тиску. Турбіна складається із соплового апарата, ротора, опорного вінця (рис.3.1).

У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених у диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднаний болтами.

На передньому кінці вала турбіни низького тиску є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець турбіни низького тиску утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.

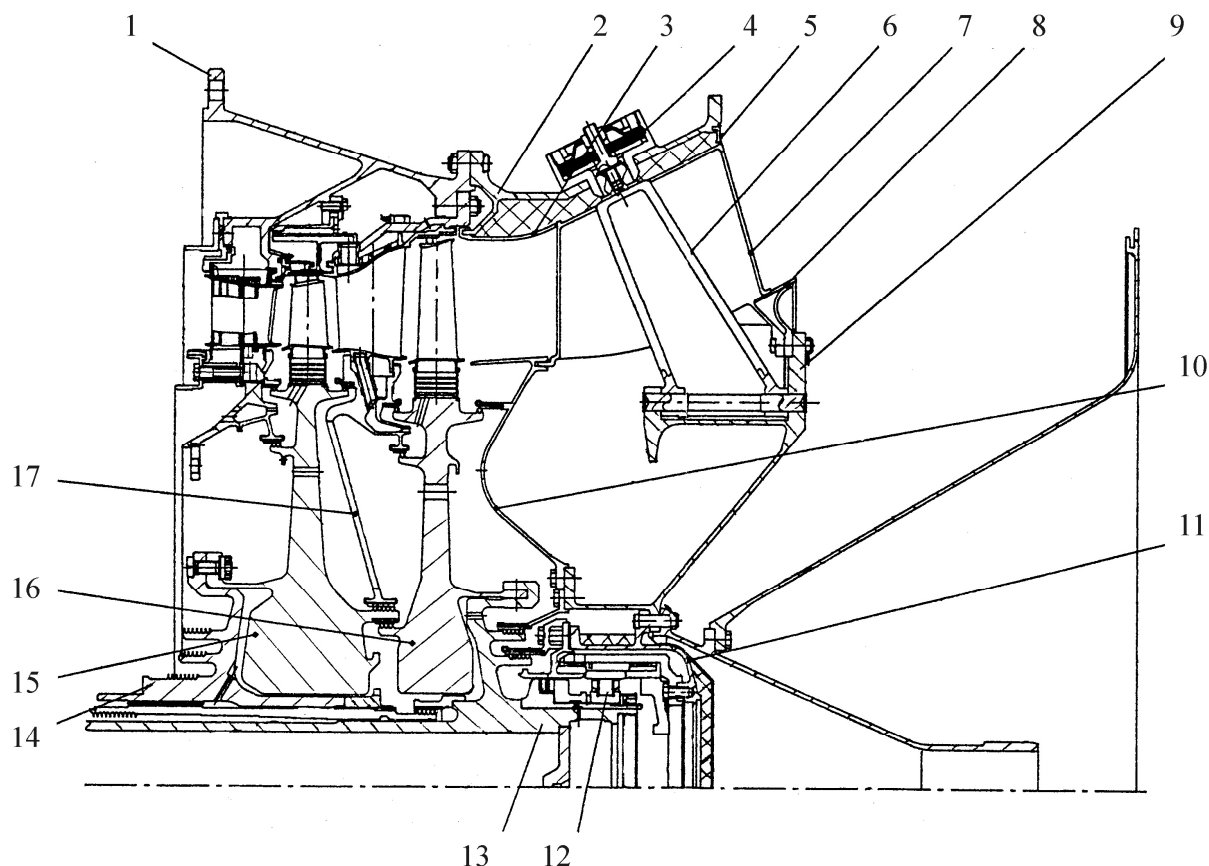


Рис.3.1. Турбіни високого і низького тисків проектуємого ГТА:

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

3.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі (розділ 2) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,958$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,108$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 361,3$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 607,3$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 361,3/607,3 = 0,595$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 80,5^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 154,8$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,5^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 416,1$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,97$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.3.1.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,418	0,479	0,540
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,872	1	1,128
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	326,0	361,3	396,7
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	669,4	607,3	556,5
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	12,7	14	15,3
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,487	0,595	0,713
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	24,2	32,8	46,4
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	358,5	271,1	202,9

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	23,3	21,5	20,0
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	386,0	416,1	447,0
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	79,4	80,5	81,3
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	155,3	154,8	154,5
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,059	0,220	0,342

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

витрата газу через турбіну $G = 79,33$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6277$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,958$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,108$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 108$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1051$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 489\,983$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 406\,001$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1123$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 607,3$ м/с та $c_2 = 154,8$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 80,5^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	24,2	32,8	46,4
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	23,3	21,5	20,0

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

$$T_{розр} = T_1 = 1051 \text{ К.}$$

					142.6231м.09.КР	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 **ЧС88-ВИ** (ХН57КВЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

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

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

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

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

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-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.3.2.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1051 (\lg 30000 + 20) = 25725.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 315,7 \text{ МПа}.$$

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_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис.3.3).

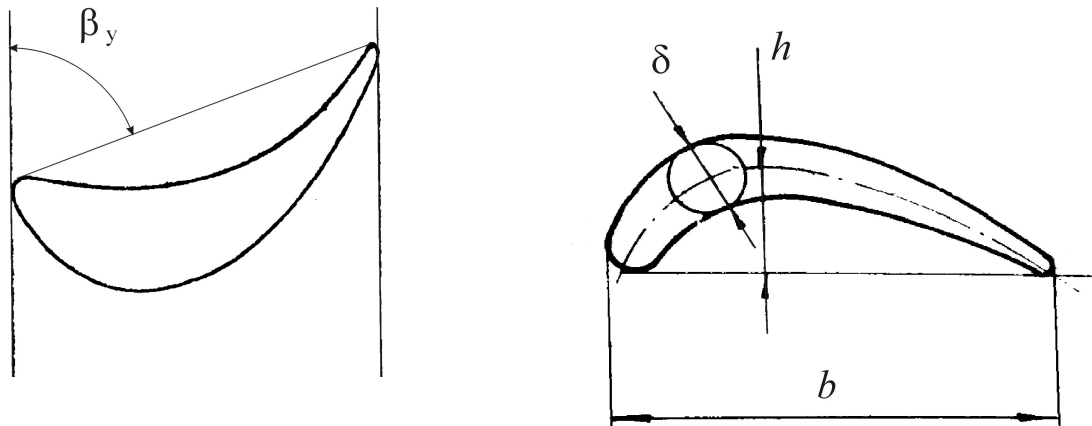


Рис.3.3. Геометричні характеристики профілю

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

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.3.3.

Таблиця 3.3

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	0,045	67,5	0,049	0,012	0,017	$4,57 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,043	62,6	0,048	0,007	0,017	$2,71 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,041	56,1	0,048	0,002	0,012	$0,94 \cdot 10^{-4}$

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

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

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

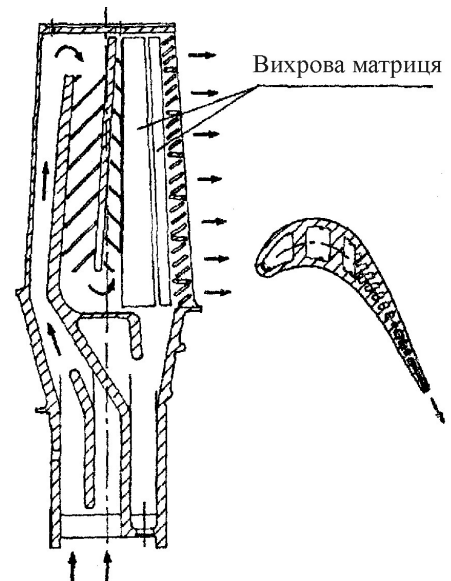


Рис.3.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис.3.4 [4].

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

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

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

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

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

де $F_o = 4,57 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.3.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(4,57 - 0,94) \cdot 10^{-4}}{(4,57 - 2,71) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,964,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(4,57 - 0,94) \cdot 10^{-4}}{0,108^{0,964}} = 3,10 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{сп}} = 2,71 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.3.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,94 \cdot 10^{-4}}{4,57 \cdot 10^{-4}} = 0,206.$$

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, м^2 ;

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

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6277}{30} = 657 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{108} \cdot 8100 \cdot (657)^2 \cdot (0,541)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,042 = 4998 \text{ Н},$$

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_{\text{б}} = 0,541$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_{\text{б}} = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_{\text{б}} = 0,042$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{\text{ро}} = \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{сп}^2} l + \frac{C_{\text{б}}}{F_o} \right] =$$

$$= \frac{0,964 + 0,206}{0,964 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 657^2}{2} 0,958 \cdot 0,108 + \frac{4998}{4,57 \cdot 10^{-4}} \right] = 114,3 \text{ МПа.}$$

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.

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис.3.5). 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.

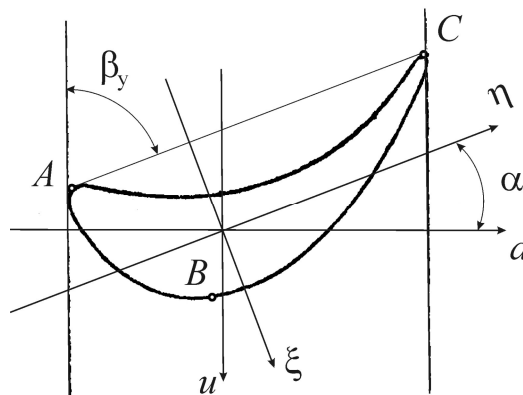


Рис.3.5. Розміщення координатних осей

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

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,5 = 22,5^\circ,$$

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\beta_y = 67,5^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.3.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.3.5)¹. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

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

$$= -0,053 \frac{0,049 \cdot 0,012^3}{0,017} \left[1 + \left(\frac{0,017}{0,012} \right)^2 \right] = -8,10 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

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

$$= 0,084 \cdot 0,049 \cdot 0,012^2 \frac{1 + \left(\frac{0,017}{0,012} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,017}{0,012}} = 1,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,049^2 \cdot 0,012 = -2,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,049^2 \cdot 0,012 = 1,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,049$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,012$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,017$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.3.3).

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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{79,33}{108}(607,3 \cos 14 + 154,8 \cos 80,5) = 451,6 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{ср}^2}}{z} l (p_1 - p_2) = \\ = \frac{79,33}{108}(607,3 \sin 14 - 154,8 \sin 80,5) + \frac{3,14 \cdot 0,958}{108} 0,108 \cdot (489983 - 406001) = 248,5 \text{ Н}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 248,5 \sin 22,5 + 451,6 \cos 22,5 = 512,3 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 248,5 \cos 22,5 - 451,6 \sin 22,5 = 56,7 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{-8,10 \cdot 10^{-7}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{-2,54 \cdot 10^{-6}} = 32,9 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{1,09 \cdot 10^{-6}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{-\infty} = -25,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{512,3 \frac{0,108}{2}}{-8,10 \cdot 10^{-7}} - \frac{56,7 \frac{0,108}{2}}{1,91 \cdot 10^{-6}} = 35,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 35,8 \text{ МПа}.$$

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{иo}^r \right| = 114,3 + 0,2 \cdot 35,8 = 121,4 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 114,3 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{315,7}{121,4} = 2,60,$$

де $\sigma_{дл} = 315,7 \text{ МПа}$ – 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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис.3.6).

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 $h_{кр} = 0,045$ м;

– радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,324$ м;

– зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,280$ м;

– внутрішній радіус диска $r_i = 0,070$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис.3.6). 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.3.6 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.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

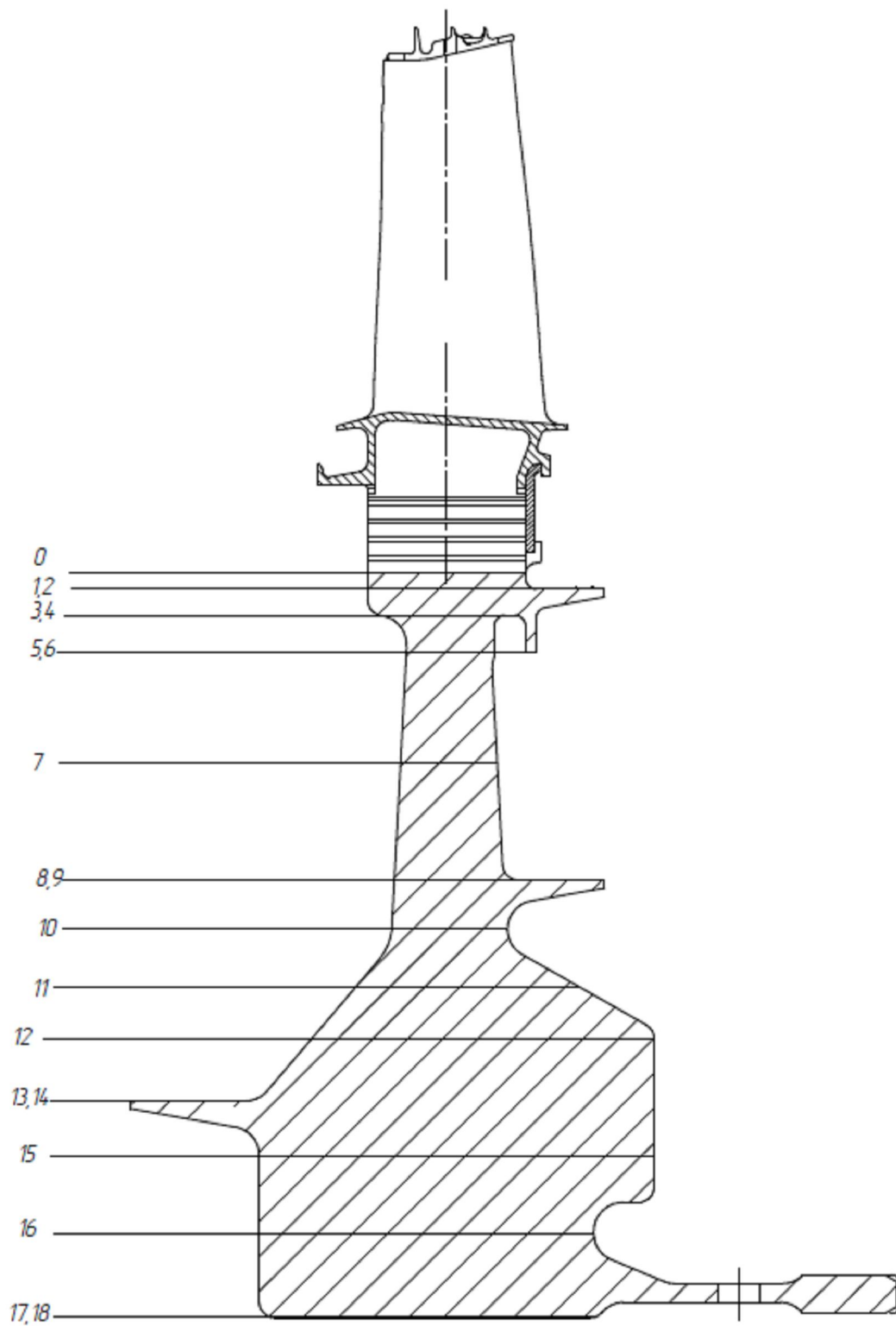


Рис.3.6. Диск турбіни низького тиску з позначенням розрахункових перетинів

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,273^3 - 0,215^3}{3} \right) \cdot 0,016 = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6189}{30} = 647,7 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 6189$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi r_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 647,7^2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-5} = 1\,203\,032 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 1669326 \text{ Н},$$

де $z = 88$ – число робочих лопаток на вінці; C_o – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \pi} = \frac{1669326}{2 \cdot 3,14} = 265\,681.$$

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

$$T_a = T_{расч} - (50 \dots 100) = 1051 - 100 = 951 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 1051 \text{ К}$ – 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

					142.6231м.09.КР	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.3.4.

Значення радіусів розрахункових перетинів r і толщин диска h на цих радіусах (рядки № 1 і 2 табл.3.4) визначаються безпосередньо з рис.3.6.

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.3.7.

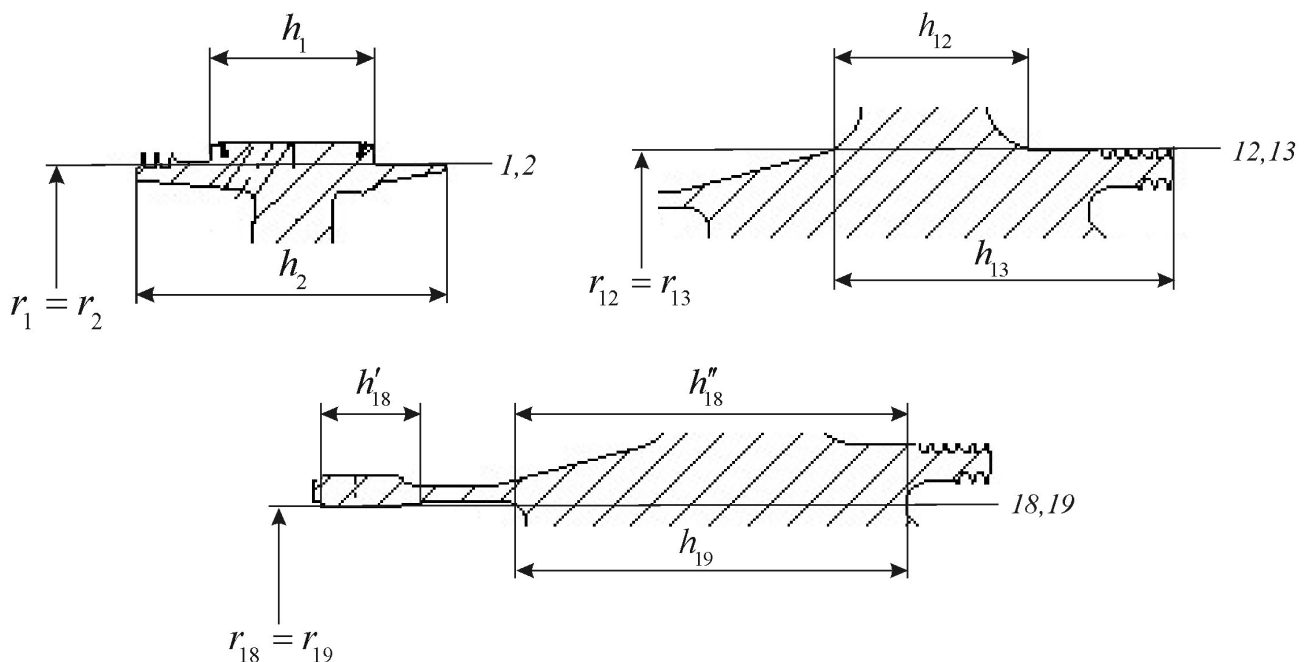


Рис.3.7. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл.3.4) 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.3.4) 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 № 7:

$$K_{\epsilon}^{\min} = 2,69.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Оскільки перетин № 7 знаходиться на радіусі, який є більшим, ніж r_i , то руйнування буде проходити по 2-й формі (через відрив частини диска)¹.

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:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_{\partial}}} = \frac{1}{647,7 \cdot 2,69} \sqrt{\frac{1033 \cdot 10^6}{8320}} = 0,202 \text{ м}.$$

де $\sigma_{\epsilon} = 1033 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

¹ Якщо найменше значення запасу міцності буде відповідати розрахунковому перетину з радіусом r_i , то руйнування диска при недотриманні умов міцності буде проходити по 1-й формі – з утворенням зламів уздовж меридіональних перетинів.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1. r , м	0,280	0,275	0,275	0,268	0,268	0,257	0,257
2. h , м	0,045	0,048	0,067	0,043	0,034	0,03	0,025
3. t , $^{\circ}\text{C}$	951	929	929	898	898	852	852
4. σ_{θ} , Па	896	913	913	935	935	966	966
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	40,33	43,83	61,18	40,22	31,80	28,99	24,16
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	40,33	84,16	105,02	101,40	72,01	60,79	53,14
7. $(\Delta r/r)_{\theta}$, м	0	0,0025	0,0000	0,0035	0,0000	0,0055	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0	0,210	0,000	0,355	0,000	0,334	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0	0,210	0,210	0,565	0,565	0,900	0,900
10. r^2 , м^2	0,0784	0,0756	0,0756	0,0718	0,0718	0,0660	0,0660
11. $r^2 h$, м^3	3,53E-03	3,63E-03	5,07E-03	3,09E-03	2,44E-03	1,98E-03	1,65E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	3,53E-03	7,16E-03	8,70E-03	8,16E-03	5,53E-03	4,42E-03	3,63E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	0	1,79E-05	0,00E+00	2,85E-05	0,00E+00	2,43E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0	1,79E-05	1,79E-05	4,64E-05	4,64E-05	7,08E-05	7,08E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,063	0,063	0,162	0,162	0,247	0,247
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,699	0,761	0,761	0,861	0,861	0,946	0,946
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	11,292	12,054	16,825	10,778	8,522	7,450	6,208
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	11,292	12,264	17,036	11,343	9,087	8,349	7,108
19. K_{θ}	4,02	4,01	4,73	3,63	3,25	2,97	2,74

					142.6231 м.09.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1. r , м	0,226	0,193	0,193	0,179	0,162	0,148	0,129
2. h , м	0,027	0,034	0,059	0,033	0,064	0,097	0,148
3. t , °C	737	637	637	602	565	539	511
4. σ_{θ} , Па	1033	1077	1077	1090	1102	1109	1116
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	27,88	36,62	63,54	35,96	70,50	107,55	165,12
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	52,04	64,50	100,16	99,51	106,46	178,04	272,67
7. $(\Delta r/r)_{\theta}$, м	0,0155	0,0165	0,0000	0,0070	0,0085	0,0070	0,0095
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,807	1,064	0,000	0,697	0,905	1,246	2,590
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	1,706	2,770	2,770	3,467	4,372	5,618	8,209
10. r^2 , м ²	0,0511	0,0372	0,0372	0,0320	0,0262	0,0219	0,0166
11. $r^2 h$, м ³	1,38E-03	1,27E-03	2,20E-03	1,06E-03	1,68E-03	2,12E-03	2,46E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,03E-03	2,65E-03	3,46E-03	3,26E-03	2,74E-03	3,80E-03	4,59E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	4,70E-05	4,37E-05	0,00E+00	2,28E-05	2,33E-05	2,66E-05	4,36E-05
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	1,18E-04	1,61E-04	1,61E-04	1,84E-04	2,07E-04	2,34E-04	2,78E-04
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0,411	0,564	0,564	0,643	0,725	0,818	0,970
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,110	1,262	1,262	1,342	1,423	1,516	1,669
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	6,301	7,067	12,264	6,437	11,421	15,917	21,300
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	8,008	9,838	15,035	9,904	15,793	21,535	29,509
19. K_{θ}	2,69	2,79	3,45	2,72	3,33	3,77	4,21

	14	15	16	17	18
1. r , м	0,129	0,114	0,1093	0,07	0,07
2. h , м	0,115	0,111	0,094	0,091	0
3. t , °C	511	494	490	473	473
4. σ_{θ} , Па	1116	1119	1120	1123	1123
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	128,30	124,24	105,30	102,23	0,00
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	293,42	252,55	229,54	207,53	102,23
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0000	0,0075	0,0024	0,0197	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	1,894	0,539	4,078	0,000
9. $\int_r^{r_{\theta}} \sigma_{\theta} h dr$, Н	8,209	10,103	10,642	14,720	14,720
10. r^2 , м ²	0,0166	0,0130	0,0119	0,0049	0,0049
11. $r^2 h$, м ³	1,91E-03	1,44E-03	1,12E-03	4,46E-04	0,00E+00
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	4,38E-03	3,36E-03	2,57E-03	1,57E-03	4,46E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	2,52E-05	6,03E-06	3,08E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	2,78E-04	3,03E-04	3,09E-04	3,40E-04	3,40E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,970	1,058	1,079	1,187	1,187
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,669	1,757	1,778	1,885	1,885
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	16,551	14,164	11,509	7,156	0,000
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	24,760	24,267	22,151	21,876	14,720
19. κ_{θ}	3,85	3,72	3,53	3,41	2,79

					142.6231м.09.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Ясків С.В.									
Керівник	Патлайчук В.М.									
								НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці – звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмопровідні частини обладнання, рухомі деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей із стисненими або шкідливими речовинами тощо. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і важкість праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої межі. Один і той же фактор може призвести до нещасного випадку.

Охорона праці – це комплексно-соціально-технічна дисципліна. Вона включає до себе питання виробничої санітарії, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство з охорони праці.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

При роботі ГТА мають місце ряд явищ, що роблять шкідливий вплив на організм людини. До них відносяться, шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД та генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це пов'язано з тим, що шкідливі фактори, діючи дратівливо на організм людини, послаблюють реакцію людини і погіршують її самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C [10] .

ГТД насичений трубопроводами. При витоку і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл.4.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 4.1

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	Пил	Сажа	Окис вуглецю	Окис вуглеводню	Окис азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	CH ₂ O	N ₂ O	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Велика гучність, особливо при тривалому впливі, не тільки вражає органи слуху, а й здійснює шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При цьому послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може стати причиною нещасного випадку.

У табл.4.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 4.2

Вид робочого місця	Рівень звукового, дБ, в октавних полосах з середньо геометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	76	74
Пульти в кабінах стеження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і пов'язані з ним вібрації здійснюють також руйнівний вплив на споруди і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: повітрязбірний пристрій двигуна; випускний пристрій двигуна; корпус двигуна та його агрегати. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, залежною від потужності ГТА.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрязбірним патрубком ГТА, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, складаючись з широкосмугового “білого” шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні за своєю інтенсивністю можуть на 15-20 дБ перевищувати рівень широкосмугового шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – вихідний струмінь продуктів згорання, який породжує шум в процесі його турбулентного змішування з

навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослуховуються на вихлопі, низькочастотні (30-200 Гц) належать зазвичай камері згорання і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000-8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується об'єднаними в нього агрегатами: компресором, турбіною, камерою згорання, редуктором, регулювальними клапанами, насосами і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збудженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згорання та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є різні нестационарні процеси в проточній частині газоповітряного тракту двигуна.

Складову шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового азору між сопловими і робочими вінцями із збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маха в кожному ступені.

Шум камери згорання має складну природу, відображаючи складність протікання в ній процесів. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають в порожнину жарової труби; закручених потоків, що створюються завихрювачами; зворотних течій.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис.4.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

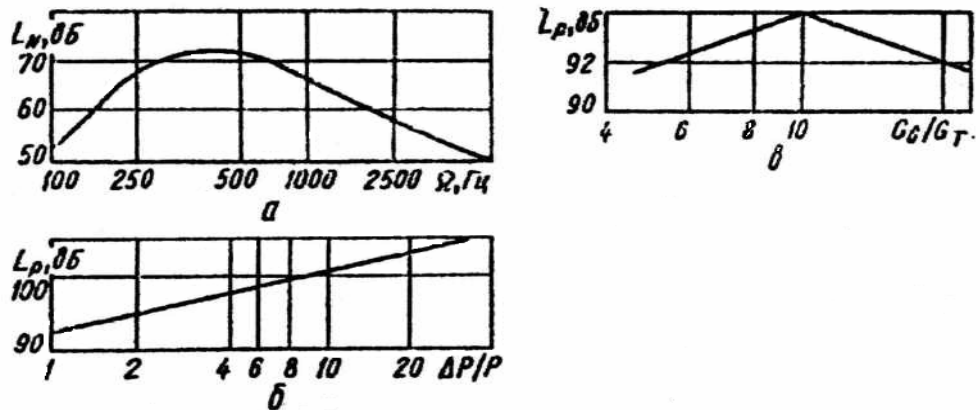


Рис.4.1. Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

а – спектр шуму полум'я; б – вплив перепаду тиску на пальник;

в – вплив складу горючої суміші.

Істотну частку шуму, породжуваного камерою згоряння, можуть складати компоненти, пов'язані з нестабільністю процесу горіння. У даному випадку мається на увазі нестабільність, що виявляється у вигляді сталих коливань, які відрізняються від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовині матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Оскільки горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі запалення.

4.2. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПОЖЕЖОГАСІННЯ В БУДІВЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ (СИСТЕМА ПІНОГАСІННЯ)

Система піногасіння призначена для гасіння пожеж у машинних і насосних відділеннях, сховищах палива і масла, ангарах та інших пожежонебезпечних приміщеннях.

Для даної будівлі доцільно використовувати стаціонарну систему піногасіння із застосуванням стаціонарновстановлених і переносних генераторів високократної піни. Система піногасіння складається з наступних елементів:

- резервуар для зберігання піноутворювача;
- змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;
- генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;
- повітряно-пінні стволи;
- арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщуються позаохоронюваних приміщень в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для отримання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр приміщення, що охороняється. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються згідно з вимогами [9].

Вихідні дані до розрахунку:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

Інтенсивність подачі води $g = 6 \frac{\text{л}}{\text{хв.} \cdot \text{м}^2}$;

Розрахунковий час роботи $t = 15 \text{ хв}$;

Продуктивність піногенераторів $G = 600 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

$$V = 0,06 \cdot g \cdot F \cdot t = 2160 \text{ л.}$$

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

$$g_1 = g \cdot F = 2400 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

3. Розрахункова кількість піногенераторів:

$$n = \frac{g_1}{G} = 4.$$

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 \text{ л.}$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot V_1 = 8640 \text{ л.}$$

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 \text{ л.}$$

7. Кількість води на першій стадії:

$$g_2 = 0,06 \cdot g_1 = 144 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

8. Кількість води на другій стадії:

$$g_3 = 0,5 \cdot g_2 = 72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

9. Приймаємо швидкість води в трубопроводі: $W = 2,4 \text{ м/с}$.

10. Діаметр трубопроводу:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot g_2}{W \cdot \pi \cdot 3600}} = 0,15 \text{ м.}$$

11. Розмір труби: $D \times S = 150 \times 4 \text{ мм}$.

12. Площа перерізу трубопроводу:

					142.6231 м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2.$$

13. Різниця тисків біля діафрагми: приймаємо $P_1 - P_2 = 5000 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2} = 500 \text{ Па}.$

14. Перемноження коефіцієнтів:

$$m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0,042,$$

де $\alpha_1 = 0,975$ – коефіцієнт витрати; $m = m_1 \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} = 0,043$ – відношення площі.

15. Площа нормальної діафрагми: $F_2 = m \cdot F_1 = 76 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi}} = 0,031 \text{ м}.$$

17. Розмір труби для піноутворювача: $D \times S = 30 \times 2 \text{ мм}.$

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 7,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

19. Питома вага піноутворювача: $\gamma = 1110 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}.$

20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 \text{ м}.$

21. Витрата піноутворювача:

$$g_n = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0,0024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

22. Відношення площі:

$$m_1 = \sqrt{\frac{g_n^2}{g_n^2 \cdot F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0,358.$$

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

$$F_4 = m_1 \cdot F_3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

					142.6231 м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0,0178 \text{ м.}$$

4.3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕБЕЗПЕЧНИХ І ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ

Управління ГТА повинно проводитися дистанційно з пульта дистанційного керування (ПДК). Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, всі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція в процесі експлуатації повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ “Електробезпека. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту”.

Для зменшення небезпеки виникнення пожежі на ГТД повинні бути передбачені системи пожежогасіння. Паливопроводи, масляні ємності та інші трубопроводи повинні бути герметичні, розташовуватися в приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

Для запобігання потрапляння людини на рухомі елементи ГТА необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, блокуючі, які сигналізують і спеціальні відповідно до ГОСТ 12.04.001-75.

Для захисту від шуму найбільш галасливі машини і механізми повинні бути закриті звукоізованими кожухами, локалізуючи джерело шуму. Кожухи зазвичай виготовляються з дерева, металу або пластмаси. Із засобів індивідуального захисту від шумів застосовувати вкладиші, навушники або шоломи.

В котлі-утилізаторі в певних умовах при обтіканні потоком їх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що призводять до сильної вібрації і шуму, як у машинному залі, так і на виході вихлопної труби. Такий шум може поширюватися в радіусі декількох кілометрів. Для придушення автоколивань в газоході встановлені перегородки, що

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

змінюють ефективне значення поперечного розміру газоходу. Досвід показує, що так можна повністю усунути можливість газодинамічних коливань в теплообмінниках (і зв'язаних з ними газоходах) практично на всіх режимах роботи.

До шумів механічного походження відносяться шуми, породжені вібраціями ротора, роботою підшипників і т.д. Для зниження цих шумів застосовані такі заходи: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел.

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис.4.3). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

За ГТД є котел-утилізатор, теплообмінні поверхні якого значною мірою сприяють зниженню вихлопного шуму.

У залі електростанції повинен бути виключений контакт з вібруючими об'єктами шляхом використання огорожень, сигналізації. У разі виникнення необхідності контакту з вібруючими поверхнями застосовувати засоби індивідуального захисту рук (ГОСТ 12.4.002-74), а при загальній вібрації застосовувати спецвзуття (ГОСТ 12.4.024-76).

Таблиця 4.3

**Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90)
по швидкості $PC(L_z)$, LS , відносно $V_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с**

$N = PC(L_z)$	Середньгеометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

					142.6231 м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

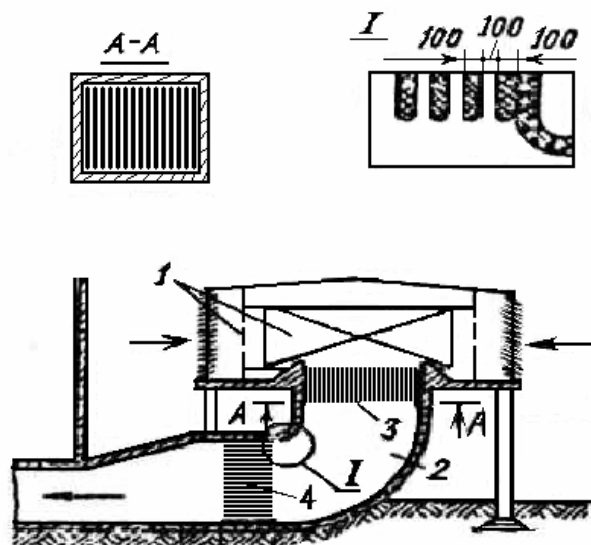


Рис.4.3. Схема глушіння шуму:

1 – повітряні фільтри; 2 – поворотне коліно; 3,4 – панельні ступені шумопоглинання.

Таблиця 4.4

**Граничні спектри рівнів вібрації по
прискоренню ПС (L_z), LS, відносно $a_0=3 \cdot 10^{-8}$ м/с**

$N = ПС(L_z)$	Середньогогеометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Приміщення для роботи має бути освітлене відповідно до норм СНіП.
Норми штучного освітлення наведені в табл.4.3-4.5.

Таблиця 4.5

Приміщення, робоче місце	Площина освітлення	Мінімум при люмінесцентних лампах Е, Лк	Мінімум при лампах накалювання Е, Лк
Машинний зал	Горизонтальна	100	50
Приміщення допоміжних установок	Вертикальна	500	300
Котельне відділення	Горизонтальна	100	500
Котельне відділення	Вертикальна	300	200

Висновок: проведений аналіз зниження впливу небезпечних виробничих факторів в машинному залі електростанції свідчить, що необхідний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням таких заходів:

- а) дотриманням правил техніки безпеки і поведіння на виробництві;
- б) захистом від джерел теплових випромінювань;
- в) влаштуванням вентиляції та опалення;
- г) засобами індивідуального захисту.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231м.09.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Ясків С.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона навколишнього середовища – самостійна наука, яка вивчає вплив різних промислових підприємств на навколишнє середовище.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами та транспортом, з кожним роком набувають всебільшого значення. Вирішення цих проблем носить важливий характер, так як це позначається на стані екології та на стані здоров'я людей.

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

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що в сучасних умовах негативні наслідки впливу антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливий прояв т.зв. “екологічної кризи”, необхідні зусилля наукових, громадських та інших організацій.

5.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ГТД НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що застосування газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Значними є також переваги газотурбінних двигунів в якості транспортних. Тому останні десятиліття характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

ГТД відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток супроводжується як зростанням споживання палива та атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери випускними (димовими) газами.

Загалом, з боку газових турбін найбільш значними факторами впливу на навколишнє середовище є: теплові викиди, викиди в атмосферу екологічно шкідливих речовин і шум.

Випускні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повітрям. У загальному випадку продукти згоряння застосовуваних у ГТД і ПГУ рідких і газоподібних (вуглеводневих) палив можуть містити:

- продукти повного згоряння горючих компонентів палива: вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O , оксиди сірки SO_2 і SO_3 (за наявності в паливі сірки);
- компоненти неповного згоряння палива: вільний вуглець (сажа C), оксид вуглецю CO , різні вуглеводні C_xH_y ;
- оксиди азоту (основними з яких є оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2);
- зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

Окремі складові продуктів згоряння палива дуже токсичні, негативно діють на людину і навколишнє середовище. Токсичні оксиди вуглецю CO , азоту NO_x , сірки SO_x , незгорілі вуглеводні C_xH_y , сірчисті, галоїдні з'єднання і багато інших компонентів. Дим, який являє собою вуглецеві частинки, як активний адсорбент може також містити канцерогенні речовини.

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 мг/м³.

Оксиди азоту (NO + NO₂) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК їх становить 0,085 мг/м³ (у перерахунку на NO₂).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК їх 0,05 мг/м³ (в перерахунку на SO₂).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК їх становить 2,5 мг/м³ (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів бензоперін C₂₀H₁₂, ГДК якого 0,000001 мг/м³.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

- водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;
- сполуки сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пропускають сонячні промені;
- оксиди азоту через небезпеку руйнування озонового шару із більшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Азотисті сполуки в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. У загальному випадку оксиди азоту можуть бути як продуктом окислення азоту повітря (“повітряні” окисли азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі (“паливні” окисли азоту). Абсолютні їх кількості і співвідношення між ними різні в залежності від вмісту паливного азоту і від факторів, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску 0,8-1,2 МПа з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

					142.6231 м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газові викиди ГТД та ПГУ відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислово-спалювального обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_0 = G_B / G_T \cdot L_0$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-5 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ПГУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується.

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

Розбавлення повітрям, природно, полегшує наступне розсіювання вихлопних газів ГТУ до необхідних санітарно-гігієнічних норм, не вимагаючи високих димових труб.

Однак розбавлення газів повітрям, що знижує концентрацію шкідливих викидів у вихлопному струмені, неозначає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, що працюють на газоподібному паливі, викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: C, CO, C_xH_y. У ГТД масові викиди CO і C_xH_y істотно нижче, ніж в поршневому ДВЗ, але по викиду NO_x може навіть перевершувати поршневий двигун (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливоспалювального обладнання.

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється зі зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів в своїй мірі визначається токсичністю CO і NO_x, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні оксиди азоту, причому намітилися тенденції подальшого розвитку ГТУ та ПГУ сприяють зростанню їх емісії.

5.2. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДУ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- підвищення ефективності процесів сумішоутворення;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

У реальних системах горіння це досягається:

- поліпшенням якості розпилювання палива використанням високонапірних і низьконапірних паливоповітряних форсунок;
- оптимальною організацією робочого процесу в камері згорання і підвищенням температури в зоні хімічного реагування;
- використанням принципів попереднього підігріву і випаровування палива, а також гомогенізації паливоповітряної суміші;
- збільшенням обсягу первинної зони і часу перебування в ній;
- зменшенням витрати повітря на плівкове охолодження стінок жарових труб.

Методи зменшення димності. При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

Ці методи реалізуються шляхом :

- зменшення обсягу перенасиченням паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багато форсуночних фронтів пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилування 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);
- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

Способи зменшення викиду NO_x . Оскільки боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_T важка, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід вважати обмеження вмісту азоту в паливі. Річ у тім, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають зазвичай оксиди азоту “повітряного” (тобто термічного) походження NO_b . У зв'язку з цим розглянемо заходи щодо зниження емісії саме цих оксидів.

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

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рис.5.1.

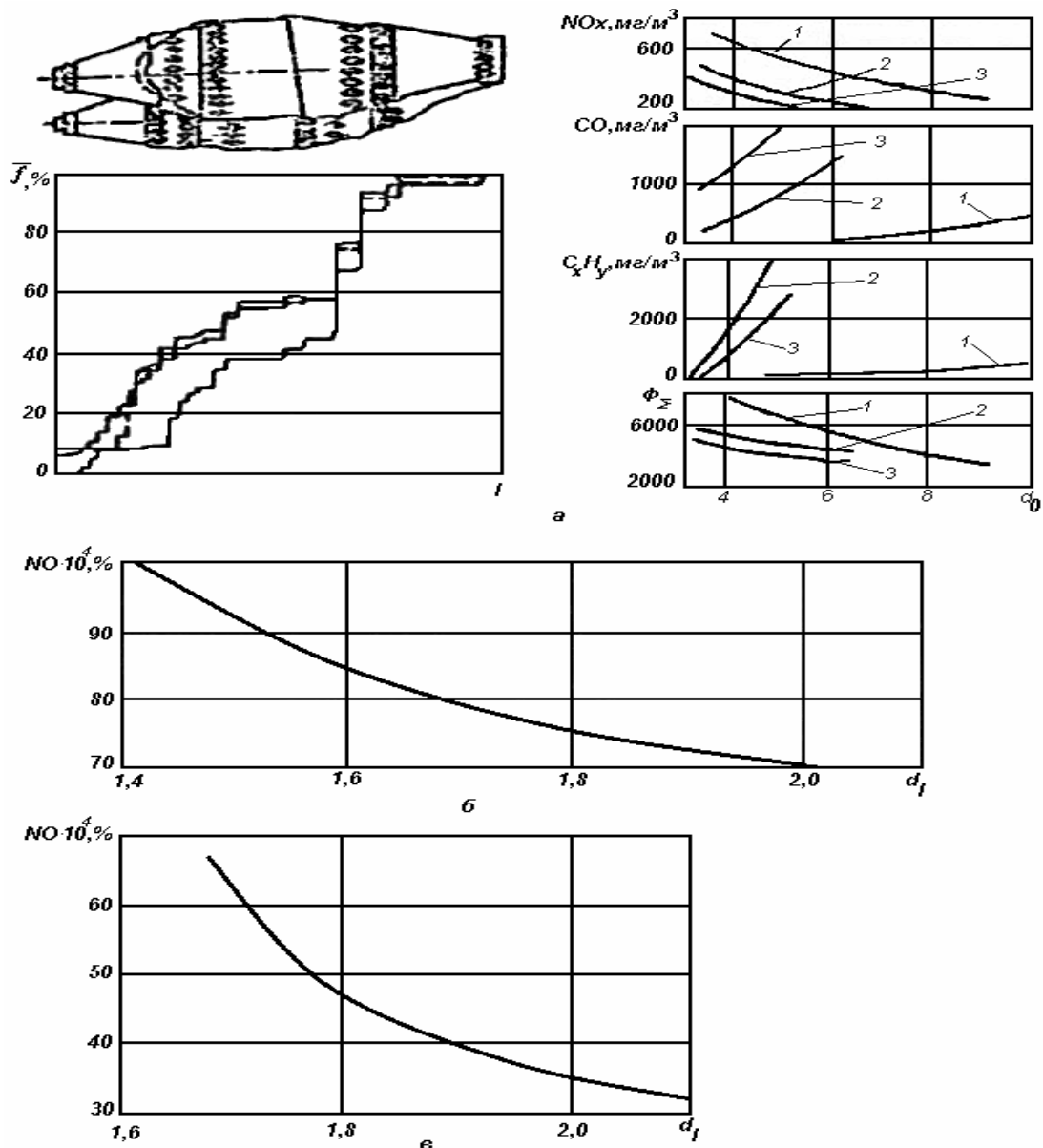


Рис.5.1. Графіки зміни показників токсичності камер згоряння
в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12...0,13$ МПа. $T_b = 343...353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам;
б – трубчатa камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

При різних конструкціях камер згоряння збільшення α_1 зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Однак слід зауважити, що при збільшенні α_1 збільшується емісія CO і C_xH_y , в результаті

чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все ж матиме місце. Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях. Крім того, в камерах класичного виконання при збільшенні α_1 , погіршуються пускові властивості характеристики стійкого горіння.

З усього викладеного можна зробити висновок, що збідніння (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x , і з цієї точки зору доцільно виконання камери взагалі без розділення повітря на первинну і вторинну зони. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливоповітряних форсунок зменшує вихід оксидів азоту на 25...35%. У цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x . Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

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

У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, тому що тоді зона

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

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

4. 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. Друге – для зменшення утворення окислів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

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

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

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

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3. ЗАХОДИ, ПРИЙНЯТІ В ПРОЕКТОВАНОМУ ГТУ, ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Розвиток нової техніки ставить на перше місце вимоги щодо захисту навколишнього середовища. Для цього створені і створюються, як у нас, так і за кордоном, різні природоохоронні організації, діяльність яких спрямована на контроль і захист навколишнього середовища. У зв'язку з швидким збільшенням числа діючих енергетичних установок, їх вплив на навколишнє середовище з кожним днем зростає.

Завдання охорона навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищувати допустимий рівень забруднення. Це завдання може бути вирішене за двома основними напрямками:

- очищення і зниження токсичності викидів, які неминуче потрапляють у атмосферу;
- створення систем, що працюють по замкнутому циклу і дозволяють утилізувати основну масу відходів.

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

- сорт використовуваного палива і масла;
- тип двигуна;
- умови експлуатації.

У проекті була використана ідея парогазової установки моноблокового типу, яка реалізує бінарний термодинамічний цикл. Пара, яка спрацьовує в утилізаційній паровій турбіні, генерується в утилізаційному парогенераторі за рахунок теплоти газів, які відходять. Відпрацьована пара охолоджується у водотрубному конденсаторі. Зниження вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах забезпечується плавним процесом згоряння палива в камері згоряння, зниженням температури в зоні горіння за рахунок підмішування пару. Таким чином видно, що навіть правильно обрана теплова

					142.6231м.09.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

схема установки сприяє захисту від шуму і шкідливих викидів.

До найбільш ефективних технічних заходів щодо захисту навколишнього середовища слід віднести комбіновані системи нейтралізації відпрацьованих газів і утилізації їх теплоти. До таких систем відносяться: каталітичні нейтралізатори, рідинні нейтралізатори, іскрогасники, різні фільтри, що уловлюють сажу і частки палива, масла і токсичних речовин. У даному двигуні для зниження токсичності вихлопних газів крім усього вищеперерахованого застосовується і плівковий абсорбер, так як він застосовується при великих швидкостях газів, а також має можливість додатково їх охолодити. Плівковий абсорбер встановлений після конденсатора.

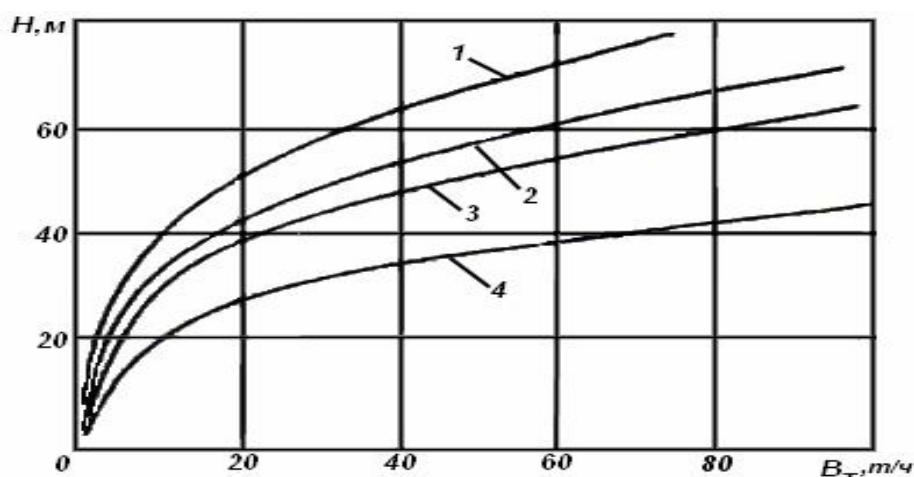


Рис.5.2. Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використовуваного палива:

- 1 – газотурбінне паливо ($S^F=2,5\%$); 2 – газотурбінне паливо ($S^F=1\%$);
3 – дизельне паливо($S^F=0,2\%$); 4 – природний газ.

Вихлопні газы повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектного двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис.5.3 обрана висота вихлопної труби 14 м.

З вищевикладеного випливає, що запропонована ГТУ істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж базова модель.

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін виконане дослідження параметрів парової турбіни комбінованої установки, виконаної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

У першій частині роботи розроблена теплова схема проектуємої парогазової установки, проведена оптимізація параметрів термодинамічного циклу ПГУ, детальний тепловий розрахунок та габаритно-компоновочний розрахунок газотурбінного двигуна.

Друга частина роботи присвячена дослідженню параметрів теплоутилізаційного контуру парогазової установки. У цій частині виконаний вибір конструкції та розрахунок параметрів котла-утилізатора. Оскільки тиск водяної пари в котлі-утилізаторі даної конструкції та призначення доцільно обмежувати значеннями 1,0...3,0 МПа, а температуру перегрівання пари – 250...400 °С, то розрахунок параметрів котла-утилізатора виконано для двох варіантів його виконання: **1-й варіант** – найменші значення тиску та температури генерованої пари із вказаного діапазона (такому варіанту відповідає найбільша продуктивність генерації пари); **2-й варіант** – найбільші значення тиску та температури генерованої пари із вказаного діапазона (такому варіанту відповідає найменша продуктивність генерації пари).

У другій частині роботи також розроблена конструкція утилізаційної парової турбіни, яка складається з двовінцевого ступеня швидкості та групи ступенів тиску; виконаний розрахунок проточної частини цієї турбіни для різної кількості ступенів тиску – 3, 6 та 9 – та для двох варіантів подачі пари.

На основі аналізу результатів дослідження зроблені такі висновки:

1) Зростання числа ступенів тиску утилізаційної турбіни призводить до збільшення її ККД та потужності, що пояснюється впливом повернутої теплоти та використанням вихідної кінетичної енергії попередніх ступенів турбіни в наступних.

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
142.6231м.09.КР				Аркуш

2) Значне поліпшення ККД утилізаційної турбіни із збільшенням числа ступенів на початковому етапі пояснюється також суттєвим зменшенням перероблюваного в окремих ступенях теплоперепаду, а відповідно і можливістю наближення до оптимального співвідношення між окремими швидкостями. Крім цього це дає можливість не використовувати в конструкції турбіни понадзвукові режими течії пари, що також поліпшує ККД турбіни.

3) Зростання числа ступенів турбіни призводить до збільшення складності її конструкції, а також до збільшення її вартості, розмірів та маси.

4) Із збільшенням числа ступенів набувається тенденція поступового зменшення приросту ККД, що дозволяє для проектуємої турбіни обмежитися деяким раціональним значенням цього параметра. Графіки на рис.2.8 та 2.9 свідчать, що для **Варіанту 1** ($p_1 = 1,0$ МПа, $t_1 = 250$ °С) доцільно прийняти не більше 7...8 ступенів тиску турбіни, для **Варіанту 2** ($p_1 = 3,0$ МПа, $t_1 = 400$ °С) в рамках досліджуваного діапазона (3...9 ступенів) раціональне число ступенів тиску турбіни виявлене не було.

5) Вплив числа ступенів тиску парової турбіни на показники проектуємої парогазової установки в цілому є пропорційним їх впливу на ККД та потужність парової турбіни.

У третій частині роботи здійснено конструктивний опис елементів двигуна, проведено перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток та диска турбіни низького тиску. За отриманими значеннями запасу міцності був зроблений висновок, що спроектовані елементи задовольняють умовам міцності.

У четвертій частині проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі електростанції, розроблено міри щодо їх зменшення.

В п'ятій частині проведено аналіз шкідливого впливу вихідних газів ГТД на навколишнє середовище та розглянуто методи відносно зменшення викидів шкідливих складових цих газів.

Инв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подпись и						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	142.6231м.09.КР					Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист	
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Подпись и дата					
Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с.						
6. Сербін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 72 с.						
7. Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. – 52 с.						
8. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.						
					142.6231м.09.КР	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		