МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____

"12" 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів ТЕЦ на основі газотурбінного двигуна потужністю 45 МВт*

Виконав:
студент групи 6231м

_____ Бастиль С.П.
(підпис)

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Патлайчук В.М.
(підпис)

Миколаїв – 2023 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми
"5" 09 2023 р.

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

Студенту *Бастилю Сергію Петровичу*

1. Тема роботи:
"Дослідження параметрів ТЕЦ на основі газотурбінного двигуна потужністю 45 МВт"

Керівник роботи: канд. техн. наук, доцент Патлайчук В.М.
Затверджені наказом ректора №____ від «___»_____2023 року
2. Термін подання роботи: 8.12.2023 року
3. Вихідні дані до проекту (роботи)
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)
   4.1. Розробка конструкції газотурбінної ТЕЦ
      4.1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості
      4.1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ
      4.1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції
   4.2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата
      4.2.1. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата
      4.2.2. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД
      4.2.3. Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД
   4.3. Проектування теплоутилізаційного контуру
      4.3.1. Розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари
      4.3.2. Розрахунок утилізаційного контура для генерування перегрітої пари
   4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА
   4.5. Охорона праці
   4.6. 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	Примітка
1	Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ	07.09.2023	
2	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14.09.2023	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТА	21.09.2023	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2023	
6	Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД	05.10.2023	
7	Розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари	12.10.2023	
8	Розрахунок утилізаційного контура для генерування перегрітої пари	19.10.2023	
9	Аналіз одержаних результатів	26.10.2023	
10	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА	03.11.2023	
11	Охорона праці	10.11.2023	
12	Охорона навколишнього середовища	08.12.2023	

Студент _____ (підпис) **Бастиль С.П.**

Керівник роботи _____ (підпис) **Патлайчук В.М.**

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження параметрів теплоелектроцентралі на основі газотурбінного двигуна потужністю 45 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: розгляд особливостей використання газотурбінних теплоелектроцентралей для опалення та в промисловості; аналіз ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкта реконструкції; оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий та габаритний розрахунки газотурбінного двигуна; термогазодинамічний розрахунок турбіни двигуна; розробка конструкції та розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари; розробка конструкції та розрахунок утилізаційного контура для генерування перегрітої пари; перевірочний розрахунок робочих лопаток та диска першого ступеня турбіни двигуна на міцність; розробка паливної системи двигуна; розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

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

ABSTRACT

The work has studied the parameters of a thermal power plant based on a gas turbine engine with a capacity of 45 MW. The following issues are consistently covered: consideration of the features of using gas turbine thermal power plants for heating and in industry; analysis of PrJSC "Mykolaiv CHP" as an object of reconstruction; optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of a gas turbine unit; detailed thermal and dimensional calculations of a gas turbine engine; thermo-gas-dynamic calculation of an engine turbine; design development and calculation of a utilization circuit for generating saturated steam; design development and calculation of a utilization circuit for generating superheated steam; verification calculation of the working blades and the first stage disk of the engine turbine for strength; development of an engine fuel system; development of measures for labor protection and the environment.

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

ЗМІСТ

Вступ 5

1. Розробка конструкції газотурбінної ТЕЦ 7

1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості 8

1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ 14

1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції 16

2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата . 24

2.1. Інформаційний пошук 25

2.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу 30

2.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата 38

2.4. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД 44

2.5. Термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД та побудова ескізу її проточної частини 61

3. Проектування теплоутилізаційного контуру 74

3.1. Розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари 76

3.2. Розрахунок утилізаційного контура для генерування перегрітої пари 89

4. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА 111

4.1. Розробка конструкції газотурбінного двигуна 112

4.2. Розрахунок закручення лопаток першого ступеня турбіни 115

4.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток першого ступеня турбіни на міцність 118

4.4. Визначення запасу міцності диска першого ступеня турбіни за руйнівними обертами 128

5. Охорона праці 137

5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції 139
5.2. Розрахунок виробничого освітлення 141
6. Охорона навколишнього середовища 151
6.1. Система заходів із захисту довкілля 152
6.2. Заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища на електростанції 154
Висновки 157
Список використаних джерел 159

ВСТУП

Актуальність теми. В даний час електроенергетичний комплекс України характеризується переважанням моновиробництва (окремого виробництва електроенергії на великих електростанціях, а тепла на котельнях) і низьким рівнем когенераційного (спільного) вироблення енергії. Частка когенерації в загальному обсязі вироблення тепла і електроенергії зараз становить близько 30 % (для порівняння – в США і Великобританії цей показник дорівнює 80 %).

Одним з головних напрямків розвитку когенераційних технологій у теперішній час є створення газотурбінних теплоелектроцентралей – енергооб'єктів, в яких електроенергія виробляється роботою газотурбінного двигуна на привід генератора струму, а теплова енергія (у вигляді пари або гарячої води) генерується за рахунок корисного використання тепла випускних газів газотурбінного двигуна в котлі-утилізаторі.

Водяна пара, генерована такою ТЕЦ, може використовуватися для опалення житлових та громадських будівель, а також для постачання їх гарячою водою, також вона широко використовується в різних галузях промисловості (нафтогазовій, деревообробній, паперовій, харчовій промисловості, в будівництві та виробництві будівельних матеріалів).

Метою роботи є розробка конструкції та розрахунок параметрів газотурбінної ТЕЦ, виконаної на основі двигуна потужністю 45 МВт, а також розгляд можливості її використання для модернізації ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ”.

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

– розгляд особливостей використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості;

– аналіз ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ” як об’єкта реконструкції;

– оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата;

– детальний тепловий та габаритний розрахунки газотурбінного двигуна;

– термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД;

– розробка конструкції та розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари;

– розробка конструкції та розрахунок утилізаційного контура для генерування перегрітої пари;

– перевірочний розрахунок робочих лопаток та диска першого ступеня турбіни ГТД на міцність;

– розробка паливної системи двигуна;

– розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

Об'єкт дослідження – газотурбінна ТЕЦ на основі агрегата потужністю 45 МВт.

Предмет дослідження – технічні параметри газотурбінного агрегата та теплоутилізаційного контура газотурбінної ТЕЦ.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності утилізаційного контура та газотурбінної ТЕЦ в цілому.

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Розробка конструкції газотурбінної ТЕЦ	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
						НУК		
Зав.каф.		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 1
РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕЦ

1.1. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ТЕЦ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА В ПРОМИСЛОВОСТІ

Газотурбінна теплоелектроцентраль (**ГТУ-ТЕЦ**) – теплосилова установка, яка служить для спільного виробництва електричної енергії в газотурбінному агрегаті та теплової енергії (у вигляді пари та гарячої води) в котлі-утилізаторі.

Водяна пара є ефективним і легкокерованими теплоносієм, вона широко використовується для опалення та в різних галузях промисловості. Великі обсяги споживання і вельми висока вартість пари обумовлюють необхідність підвищення ефективності її застосування на всіх етапах, включаючи генерацію. З огляду на постійне зростання цін на паливо, зниження витрат на виробництво пари помітно підвищує конкурентоспроможність продукції, що випускається.

Забезпечити необхідною кількістю пари виробничі ділянки можна двома шляхами: або за допомогою автономного парового генератора, або з централізованої теплової мережі. Останнє і забезпечується роботою теплоелектроцентралі.

Можна визначити такі галузі корисного використання генеруємої на ТЕЦ водяної пари.

Застосування пари для опалення:

• використання в системах парового та водяного опалення, а також в системах гарячого водопостачання.

Застосування пари в харчовій промисловості:

• пастеризація молока та утворення з нього сиру;

• термообробка ємностей, консервів, м'ясних тушок домашньої птиці для зняття пера і пуху;

• дефростація харчових продуктів, використання спільно з дефрастраційними камерами;

• використання в обладнанні для рафінації та дезодорації олії;

• використання в пляшкомийних машинах.

Застосування пари в будівництві та виробництві будівельних матеріалів:

• виробництво пінобетону, газобетону;

• пропарювання залізобетонних виробів в пропарювальних камерах;

• пропарювання тротуарної плитки, блоків;

• розморожування інертних речовин в бункерах (пісок, глина та ін.);

• утворення піни з різних пластмасоутворюючих гранул.

У деревообробній та паперовій промисловості:

• парова сушка деревини;

• зняття термічних напруг з фанери і будівельних плит;

• просочення дерева спеціальними розчинами в автоклавах (з використанням парогенераторів);

• пропитка дерева специальными растворами в автоклавах (с использованием пари);

• виробництво гофри і паперу.

Нафтогазова промисловість:

• розморожування зливних жолобів;

• розігрів розчинів;

• опалення боксів;

• пропарювання та очищення трубопроводів і цистерн від нафтопродуктів.

Загальнопромислове застосування:

• обігрів камер і приміщень;

• розігрів ванн для гальваніки;

• розігрів води і в'язких рідин.

Відповідно до призначення розрізняють **ТЕЦ промислового типу** – для постачання теплом промислових підприємств, і **ТЕЦ опалювального типу** (рис. 1.1) – для опалення житлових та громадських будівель, а також для постачання їх гарячою водою.

Рис.1.1. Схема газотурбінної ТЕЦ опалювального типу

В ТЕЦ опалювального типу з метою використання в опалювальній системі міста генерована пара, як правило, спрямовується до мережевих підігрівників, де конденсуючись віддає свою енергію мережевій воді. В свою чергу, ця вода надалі використовується в системі водяного опалення будівель.

В ТЕЦ промислового типу генерована в котлах-утилізаторах пара спрямовується до об'єктів промислових підприємств.

Переваги газотурбінної ТЕЦ

1) У порівнянні з паротурбінними тепловими електростанціями газотурбінні ТЕЦ потребують менших сумарних капітальних витрат при зведенні, є більш простими в обслуговуванні. Вони не мають котлів високого тиску, не вимагають спеціальних охолоджувальних пристроїв для скидання надлишкової теплової енергії, потужність на одиницю маси у них значно вище. У той же час потужність одиничного агрегату газотурбінної ТЕЦ обмежена

важчими умовами роботи газотурбінного двигуна. Газотурбінна ТЕЦ не може використовувати важке і тверде паливо, можливості оптимізації процесу згоряння на паровій ТЕЦ ширше.

2) У порівнянні з великими газопоршневими станціями газотурбінна ТЕЦ відрізняється набагато більшим ресурсом, але при цьому дорожче і вимагає більш кваліфікованого обслуговування. Газова турбіна менш вимоглива до горючих якостей газу, ніж поршнева машина, і більш екологічно чиста.

Недоліки газотурбінної ТЕЦ

1) За співвідношенням вироблюваної електричної енергії до теплової газотурбінна ТЕЦ, як правило, програє іншим типам станцій.

2) До недоліків газотурбінних-ТЕЦ можна віднести високу гучність. Шум поблизу станції може досягати 110 дБ, що порівнюється з шумом від літака. За відсутності шумоізоляції, шум від станції поширюється на відстань 3 км, з шумоізоляцією близько від 1,5 до 2 км.

Рекомендації щодо застосування

Будівництво газотурбінної ТЕЦ виправдано в разі необхідності швидкого введення локальних генеруючих та опалювальних потужностей при мінімізації початкових витрат: збільшення потужності або реконструкція мереж масштабу мікрорайону, селища, невеликого міста, заснування нових населених пунктів, особливо в складних для будівництва умовах. Все, що необхідно для роботи станції – лише наявність стабільного газопостачання; є вкрай бажаним достатній попит на теплову енергію.

Удосконалення технології газотурбінних агрегатів здешевлює їх виробництво та експлуатацію і значно подовжує ресурс. Застосування безконтактних підшипників (магнітних, газодинамічних), вдосконалення матеріалів, які працюють в полум'ї, зниження теплової напруженості великих турбін дозволяє домогтися напрацювання 60...150 тис. годин до заміни основних деталей, які зношуються, та міжсервісного інтервалу порядку року. В даний час розроблені та серійно випускаються як потужні тихохідні (3000 об/хв)

енергетичні турбіни для капітальних стаціонарних газотурбінних ТЕЦ, так і компактні турбоагрегати з високою частотою обертання і високочастотними генераторами в закінченому «контейнерному» виконанні, які також в тій чи іншій мірі придатні до використання в якості основного джерела енергопостачання населеного пункту.

Технологічна досконаліть сучасних газотурбінних агрегатів певною мірою знімає бар'єр, який змусив на зорі електроенергетики ввести в турбогенератор «зайвий» паровий ступінь. Все це разом зі збільшенням попиту на локальні потужності сприяє поширенню газотурбінних ТЕЦ з газоносних районів з суворим кліматом і складними умовами будівництва у все більш великі помірні області, де при дешевому газопостачанні відчувається зростаючий дефіцит електроенергії, а нарощування потужності централізованих мереж недоцільним з економічних або організаційних міркувань.

Сучасні дослідники відзначають, що система утилізації тепла газотурбінної ТЕЦ може передбачати виробництво гарячої води, пари для опалення (когенерація), а також холоду (охолодженої води +6 °С) для систем кондиціонування ат вентиляції (тригенерація). При використанні системи утилізації тепла сумарний коефіцієнт використання палива (КВП) може досягати 95%. Газотурбінні ТЕЦ мають високий коефіцієнт віддачі теплової енергії – з 6 МВт можна отримувати 5 Гкал на годину.

За рівнем впливу на екологію газотурбінні ТЕЦ відповідають найжорсткішим світовим стандартам, включаючи українські нормативи, каліфорнійські CARB, німецькі норми TA-Luft, ? TA-Luft.

Головні переваги газотурбінних ТЕЦ:

– коефіцієнт використання палива – до 94%;

– гарантоване безперебійне енергопостачання об'єктів;

– незалежність від монопольних джерел енергії;

– тривалий термін експлуатації (ресурс);

– малі терміни планування, проектування та будівництва;

– можливість роботи на самому доступному, дешевому і екологічно чистому паливі – природному газі;

– можливість роботи на двох видах палива;

– газотурбінні ТЕЦ можуть поставлятися в модульних будівлях або контейнерах;

– низька вартість будівництва газотурбінної теплоелектростанції «під ключ».

Потужність газотурбінних ТЕЦ легко збільшувати, так як поєднання додаткових модулів з уже встановленими модулями, і подальший монтаж енергоблоків здійснюються у встановлені терміни.

Важливо відзначити, що в разі встановлення газотурбінної ТЕЦ не виникає додаткових проблем з подачею палива, оскільки необхідні тиск і якість газу є нормою для українських газопроводів. Крім того, електростанціям, що мають високий ступінь автоматизації, потрібна мінімальна кількість персоналу. Газотурбінні ТЕЦ здатні працювати без шкоди для свого заявленого терміну служби, при зниженому навантаженні, зберігаючи достатній електричний ККД, що вигідно відрізняє їх від газопоршневих установок.

Надійна ТЕЦ з використанням газотурбінних двигунів працює близько 8500 годин на рік. Двигуни такої електростанції мають значні інтервали техобслуговування, яке може проводитися силами персоналу.

Розміщуючись поряд зі споживачем, газотурбінні ТЕЦ мають локальні електромережі. Локальні електричні мережі дешеві і менш схильні до різних зовнішніх впливів, що також підвищує надійність енергопостачання.

Двигуни газотурбінних ТЕЦ призначені для постійної роботи протягом 30-40 років за умови дотримання всіх регламентних робіт і правильного технічного обслуговування. Для отримання максимальної гнучкості газотурбінна ТЕЦ може встановлюватися з піковим тепловим модулем, який запускається для задоволення раптових екстремальних навантажень.

1.2. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕЦ

Одиничний агрегат газотурбінної ТЕЦ складається з газотурбінного двигуна, електрогенератора та котла-утилізатора. При роботі газової турбіни створювана механічна енергія йде на обертання генератора і вироблення електроенергії, а невикористана теплова – для підігріву теплоносія в котлі. Комплексне використання енергії палива для електрогенерації і опалення дозволяє, як і для будь-якої ТЕЦ в порівнянні з чисто електричною станцією, збільшити сумарний ККД установки приблизно з 30 до 90%.

Оптимальна частота обертання газової турбіни може перевищувати частоту обертання, необхідну для безпосередньої генерації струму промислової частоти, тому в складі електрогенеруючої частини агрегату може бути присутнім або понижуючий редуктор, або статичний електронний перетворювач частоти.

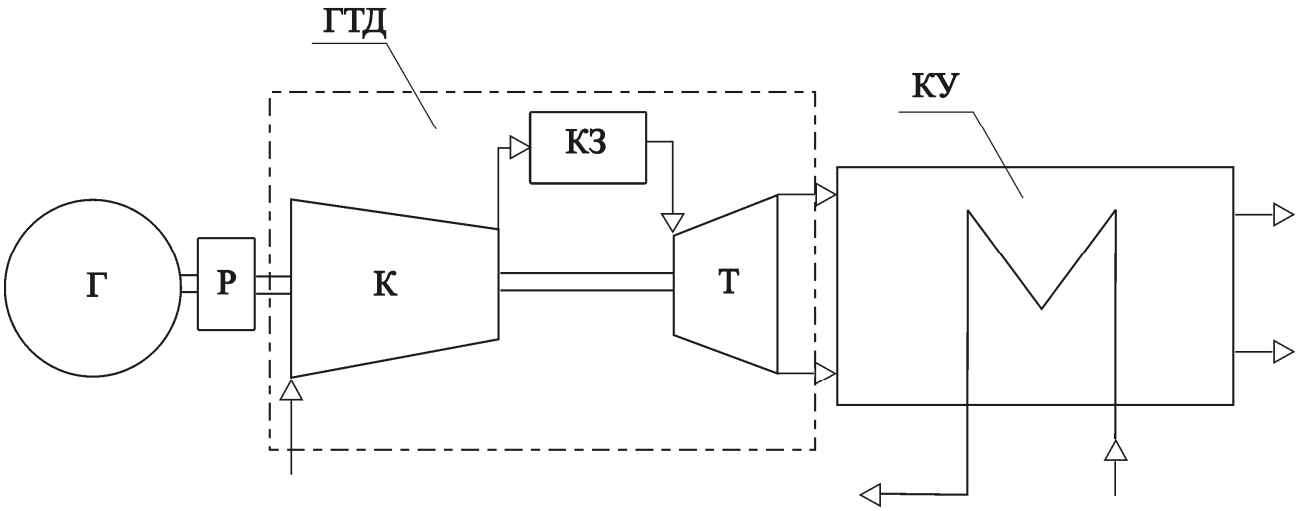

Рис.1.2. Структурна схема проектуємої газотурбінної установки:

Г – електрогенератор; Р – редуктор; ГТД – газотурбінний двигун; К – компресор ГТД; КЗ – камера згоряння ГТД; Т – турбіна ГТД; КУ – котел-утилізатор

В обладнання газотурбінної ТЕЦ також входять система газопідготовки (осушення, механічне очищення, буферне зберігання), електричний розподільний вузол, пристрої охолодження генераторів, система автоматичного управління та ін.

Для виконуємого проекту обираємо схему газотурбінної ТЕЦ (рис.1.2), до складу якої входять:

– один газотурбінний двигун простого термодинамічного циклу потужністю 45 МВт;

– один електрогенератор потужністю 45 МВт;

– котел-утилізатор горизонтального планування з природньою циркуляцією теплоносія;

– допоміжне обслуговуюче устаткування.

1.3. ПрАТ "МИКОЛАЇВСЬКА ТЕЦ" ЯК ОБ'ЄКТ РЕКОНСТРУКЦІЇ

Історія електростанції м. Миколаєва йде корінням до 1895 року, коли вперше Миколаївська міська дума розглянула питання про влаштування у місті електричного освітлення.

У 1899 році Миколаївська міська управа надала право на будівництво першої міської електростанції російській філії німецької компанії "Siemens & Halske AG" (з 1966 р. – "Siemens AG"). У 1901 році був підписаний контракт про будівництво електростанції поблизу Каботажної гавані через розташовані поруч комерційний порт, суднобудівний завод "Наваль" та елеватор – основні передбачувані споживачі електроенергії. Вартість робіт склала 305 тис. рублів.

2 липня 1902 року (за новим стилем) Миколаївська міська електростанція з машинним та котельним приміщеннями, трьома водотрубними котлами "з усією належною арматурою і гарнітурою для опалення вугіллям", трьома вертикальними паровими машинами у 175 к.с. кожна (в сумі приблизно 390 кВт) була прийнята в експлуатацію. Її штат становив 29 чоловік.

У 1914 році в зв'язку з пуском першого трамвая на електростанції були встановлені буферна акумуляторна батарея та вольтододаткова машина системи "Пірані".

До 1926 року Миколаївська міська електростанція опинилася на межі закриття. Як зазначав голова Миколаївського окружного виконкому П.Ф. Сиволап в листі до голови ВРНГ СРСР Ф.Е. Дзержинського[1]: "Важко задовольняються потреби таких найбільш важливих установ, як залізниця, телефон, пошта, газета. Велика частина міста, в тому числі і промислові підприємства, позбавлені подачі електроенергії" [7].

[1] Вища рада народного господарства (ВРНГ) – найменування центрального державного органу управління народним господарством в СРСР у 1917-1932 роках.

28 серпня 1927 року силами місцевої влади, Держбанку, окружного виконкому, морського порту та елеватора поруч зі старою почалося будівництво нової паротурбінної електростанції, що отримала назву **"Миколаївська електроцентраль"**. У лютому 1930 року ця електростанція була введена в дію.

Потреба основних заводів міста у великій кількості тепла зумовила необхідність переобладнання електростанції, яка на той час вже була перейменована в **Миколаївську ГРЕС**, у теплоелектроцентраль. Роботи почалися в 1932 році. В кінці 1940 року два котла середнього тиску ТКП-2 паропродуктивністю по 160 т/год та турбоагрегат англійського виробництва електричною потужністю 25 МВт ТЕЦ м. Миколаєва (офіційна назва підприємства – **"Миколаївський енергокомбінат"**) були пущені в роботу.

У 1944 році при відступі німецькі війська підірвали енергокомбінат. Роботи по відновленню проводились до 1949 року.

У 1951 році на станції встановлюється другий турбогенератор на основі парової турбіни АП-25-2 потужністю 25 МВт виробництва "ЛМЗ". У 1955-1957 роках потужність ТЕЦ підвищується за рахунок установки двох котлів високого тиску ТП-230-2 Таганрозького котельного заводу та турбогенератора електричною потужністю 25 МВт Харківського турбінного заводу. У 1959 році був встановлений четвертий турбогенератор на основі парової турбіни АТ-25-2 потужністю 25 МВт Уральського турбомоторного заводу, в результаті чого встановлена електрична потужність електростанції досягла 100 МВт.

10 червня 1960 року після реорганізації "Миколаївський енергокомбінат" отримує нову назву – **"Миколаївська ТЕЦ"**.

У період з 1972 по 1987 рік була побудована пікова водогрійна котельня, в якій встановлені три водогрійні котли: два мазутних котла ПТВМ-100 (в даний час знаходяться в консервації) і один газомазутний котел КВГМ-100.

До 1965 року в якості палива "Миколаївська ТЕЦ" використовувала виключно вугілля. Вугілля залишалося основним паливом і до кінця 80-х рр. Паралельно з цим в 70-80-і роки йшло перепрофілювання обладнання станції на

природний газ. У 1987 році устаткування углеподачі було демонтоване. **В даний час основним видом палива на станції є природний газ**, в якості резервного може використовуватися мазут.

У 1990 році у зв'язку з фізичним зносом списується турбогенератор № 1. У 2001 році турбогенератори №№ 2, 3 та 4 перераховуються на нижчу потужність. **Встановлена електрична потужність електростанції зменшується до 40 МВт, теплова потужність становить 410 Гкал/год**.

Рис.1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (м. Миколаїв, Каботажний спуск, 18)

У 2001 році підприємство стає відкритим акціонерним товариством. В березні 2012 року ВАТ "Миколаївська ТЕЦ" перейменовується у **Публичне акціонерне товариство "Миколаївська ТЕЦ"**. У квітні 2017 року воно одержує назву **Приватне акціонерне товариство "Миколаївська ТЕЦ"**.

В даний час **ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ"** забезпечує теплом 40% багатоповерхових житлових будинків м. Миколаєва і залишається найбільш потужним електротеплогенерующим підприємством міста (рис. 1.3-1.8). Трудовий колектив підприємства складає 575 чол.

Рис.1.4. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (внутрі двора)

Рис.1.5. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (внутрі двора)

Рис.1.6. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (паротурбогенератор)

Рис.1.7. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ"

Рис.1.8. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (щит керування)

На станції функціонує таке основне обладнання:

а) чотири парових енергетичних котла;

Назва	**Станційний номер**	**Паропродуктивність, т/год**	**Тиск пари, МПа**	**Температура пара, °С**	**Рік виробництва / початок експлуатації**	**Наработка в годинах на 1.09.17 р.**
Паровий котел ТКП-2	1	160	3,5	425	1938 / 1939	245 163
Паровий котел ТКП-2	2	160	3,5	425	1938 / 1939	206 176
Паровий котел ТП-230-2	3	230	10,0	510	1955 / 1957	246 072
Паровий котел ТП-230-2	4	230	10,0	510	1957 / 1958	246 882

б) три водогрійних котла;

Назва	Станційний номер	Теплова потужність, Гкал/год	Температура воды, °С	Рік виробництва / початок експлуатації	Наработка в годинах на 1.09.17 р.
Водогрійний котел ПТВМ-100	1	75	150	1972 / 1973	21 628
Водогрійний котел ПТВМ-100	2	75	150	1973 / 1974	19 193
Водогрійний котел КВГМ-100	3	100	150	1986 / 1987	11 488

в) три парові турбіни;

Назва	Станційний номер	Потужність, МВт	Тиск пари, МПа	Температура пара, °С	Рік виробництва / початок експлуатації	Наработка в годинах на 1.09.17 р.
Турбина П-15-29/10	2	15	2,9	400	1951 / 1951	354 296
Турбина Р-15-90/30	3	15	9,0	500	1956 / 1957	297 247
Турбина ТР-10-29/0,8	4	10	2,9	400	1958 / 1959	270 687

г) три електрогенератора.

Назва	Станційний номер	Потужність, МВт	Тиск пари, МПа	Температура пара, °С	Рік початка експлуатації	Наработка в годинах на 1.09.17 р.
Генератор Т2-25	2	15	-	-	1951	354 296
Генератор ТВС-30	3	15	-	-	1957	297 247
Генератор ТВС-30	4	10	-	-	1959	270 687

По інформації, розміщеній на сайті ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ", у 2007 р. компанією було генеровано 90,441 млн кВт·год електричної енергії та 384 963 Гкал теплової енергії. Відповідно до встановленої потужності електростанції (40 МВт та 410 Гкал/год), це відповідає 2261 та 939 годинам роботи пароенергетичного обладнання.

У 2011 р. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" генерувала 94,725 млн кВт·год електричної (2368 год роботи) та 338 538 Гкал теплової (826 годин роботи) енергії.

У 2012 р. ті ж самі показники становили – 89,661 млн кВт·год (2241 година роботи) та 291 659 Гкал (711 годин роботи).

Оскільки опалювальний сезон у місті офіційно триває протягом шости місяців (з 15 жовтня по 15 квітня), то реальна теплова потужність ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" в останні роки становила 70...90 Гкал/год та мала тенденцію до постійного зниження. З урахуванням того, що термін опалювального сезону завжди на кілька тижнів є меншим, ніж офіційний, теплова потужність ТЕЦ була трохи більшою – близько 80...105 Гкал/год.

Зазначені результати функціонування електростанції дають можливість характеризувати її як **напівпикову**, яка працює, головним чином, протягом опалювального сезону.

Значний досягнутий термін роботи структурних елементів електростанції дозволяє зробити висновок про необхідність її реконструкції.

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
						НУК		
Зав.каф.		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

2.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та виробництво енергетичних газотурбінних агрегатів потужністю 40...60 МВт, які можуть бути використані у складі проектуємої газотурбінної ТЕЦ, в теперішній час ведуть українська компанія ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект", а також міжнародні корпорації "General Electric Co.", "Siemens AG", "Ansaldo Energia S.p.A.", "Pratt & Whitney Corp." та "Alstom S.A.".

Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів, які мають електричну потужність, близьку до проектної – 45 МВт, і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.2.1 [24], [25].

Таблиця 2.1

Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів потужністю від 40 до 60 МВт

Назва	Виробник	Потужність на клемах генератора, МВт	ККД на клемах генератора, %	Початкова температура газа, К	Міра підвищення тиску	Частота струму, Гц
ГТЭ-45	ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект"	47,7	36,1	–	18	50
LM6000PC	"General Electric Co."	42,9	41,7	–	29,2	50
LM6000PC		43,4	42,1	–	29,1	60
LM6000PC SPRINT		46,8	41,9	–	30,5	50

Продовження табл.2.1

LM6000PC SPRINT		46,8	42,1	–	30,3	60
LM6000PD		41,7	40,7	–	29,3	50
LM6000PD		42,3	41,1	–	29,3	60
LM6000PD SPRINT		46,9	41,2	–	30,9	50
LM6000PD SPRINT		46,8	41,4	–	30,7	60
PG6581B		41,7	31,9	1413	12,2	50/60
PG6591C		42,3	36,3	1600	19,0	50/60
SGT-800 (GTX100)	"Siemens AG"	45,0	37,0	–	19,5	50/60
"Trent 60 DLE"		50,8	41,6	–	35,0	50/60
"Trent 60 WLE"		56,8	39,9	–	35,0	50/60
AE64.3A	"Ansaldo Energia S.p.A."	66,3	34,4	1463	15,8	50/60
FT8 TwinPac	"Pratt & Whitney Corp."	50,3	37,6	–	19,3	50/60
FT8-3 TwinPac		55,2	37,8	–	20,2	50/60
GT8C2	"Alstom S.A."	56,3	32,1	1373	17,6	50/60

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата **ГТЭ-45** (рис.2.1), виконаного на основі двигуна **UGT 45000**, який в даний час розробляється державним підприємством НВКГ "Зоря"-"Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

У кінці 90-х років XX ст., використовуючи досвід створення двигуна ГТД 110 ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" приступило до проектування геометрично подібних двигунів потужністю 45 та 60 МВт для енергетики, які отримали згодом найменування UGT 45000 та UGT 60000 (рис.2.2).

Двигуни призначені для використання у складі парогазових установок з метою вироблення електричної та теплової енергії в базовому, напівпіковому і піковому режимах застосування. На основі UGT 45000 та UGT 60000 на вимогу

замовника можуть бути створені однодвигуневі енергетичні агрегати ГТЭ-45 та ГТЭ-60.

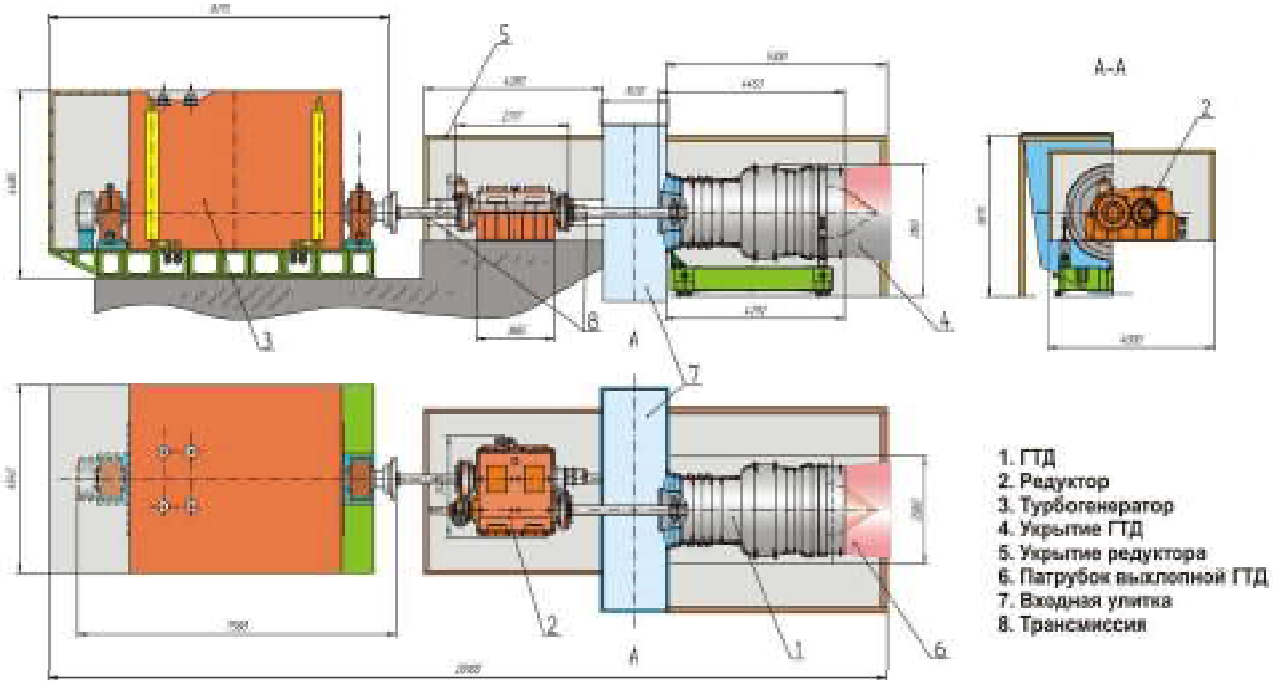

Рис.2.1. Газотурбінний агрегат ГТЭ-45:

1 – газотурбінний двигун; 2 – редуктор; 3 – електрогенератор; 4 – укриття ГТД; 5 – укріття редуктора; 6 – випускний патрубок ГТД; 7 – впускний патрубок; 8 – трансмісія

Двигуни UGT 45000 та UGT 60000 розроблені одновальними з двоопорними роторами і відбором потужності з боку компресора (рис.2.3). Компресора обох ГТД – осьові, 15-ступінчасті. Камери згоряння – протитокові, трубчасто-кільцевого типу; мають в своєму складі 20 жарових труб. В обох двигунах застосовані 4-ступінчасті осьові турбіни. Зниження частоти обертання вихідного вала ГТД до 3000 об/хв здійснюється за допомогою редуктора.

Двигуни можуть працювати на природному газі, а також на дизельному паливі. Запуск ГТД проводиться від пускового пристрою електрогенератора.

Основні технічні характеристики UGT 45000 та UGT 60000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.2.2, експлуатаційні характеристики – на рис.2.4.

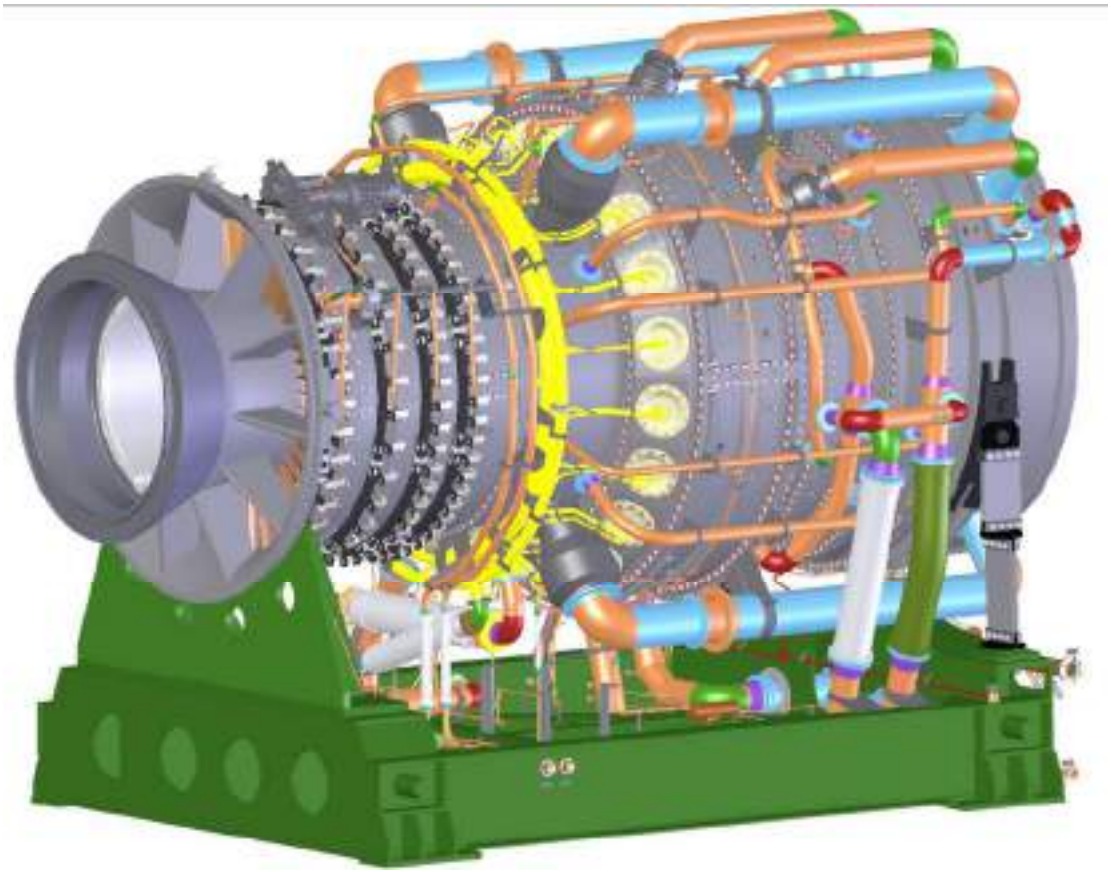

Рис.2.2. Комп'ютерна модель двигуна UGT 45000

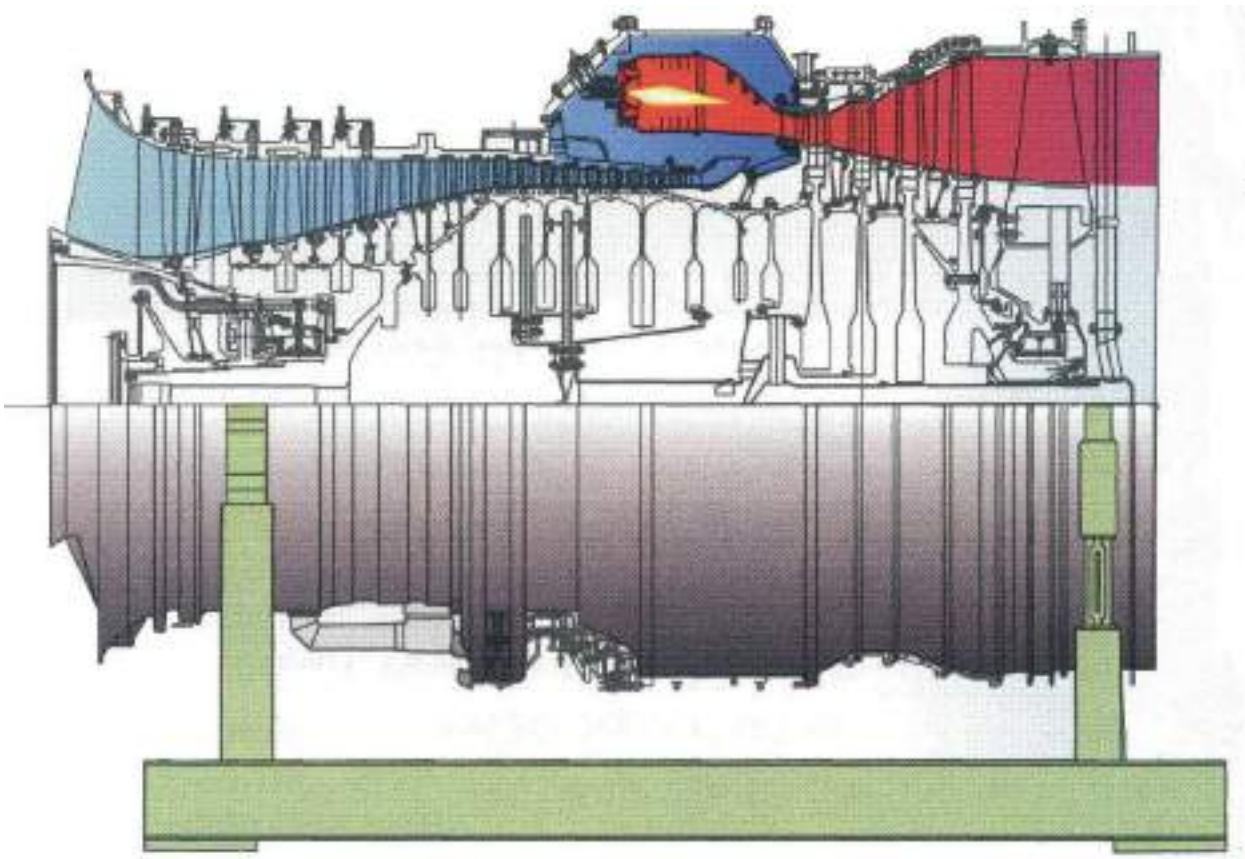

Рис.2.3. Двигун UGT 45000

Таблиця 2.2

Характеристики енергетичних агрегатів ГТЭ-45 та ГТЭ-60

Параметр	ГТЭ-45	ГТЭ-60
Потужність на клемах генератора, МВт	47,7	63,5
ККД на клемах генератора, %	36,1	38,8
Витрата повітря, кг/с	138	174
Міра підвищення тиску	18	18
Температура газа за ГТД, К	818	783
Питома витрата паливного газу, $м^3$/(кВт·год)	0,278	0,259
Питома витрата рідкого палива, кг/(кВт·год)	0,234	0,217
Частота обертання ротора ГТД, об/хв	3960	4320
Частота обертання вихідного валу редуктора, об/хв	3000	3000

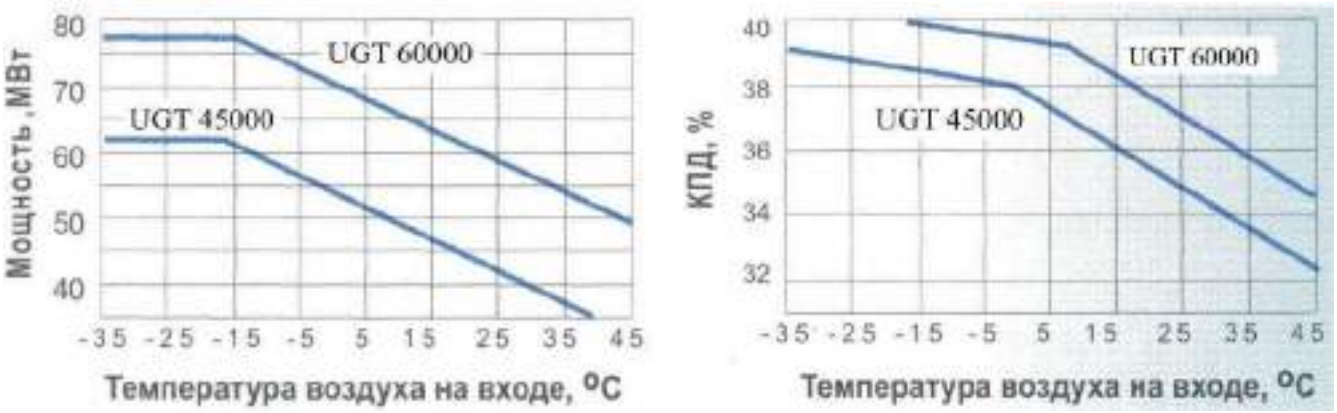

Рис.2.4. Залежність потужності та ККД двигунів UGT 45000 та UGT 60000 від температури зовнішнього повітря

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

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

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

На рис.2.5 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 $\pi_к, K_о, K_Д$, а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_г}, c_{p_в}, k_г, k_в$. 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 $\eta_е$. Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язуваних методом Ньютона. Якщо задана

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення K_{Oi+1} або $K_{Дi+1}$ 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 $\pi_к$. 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 $\pi_к$ і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

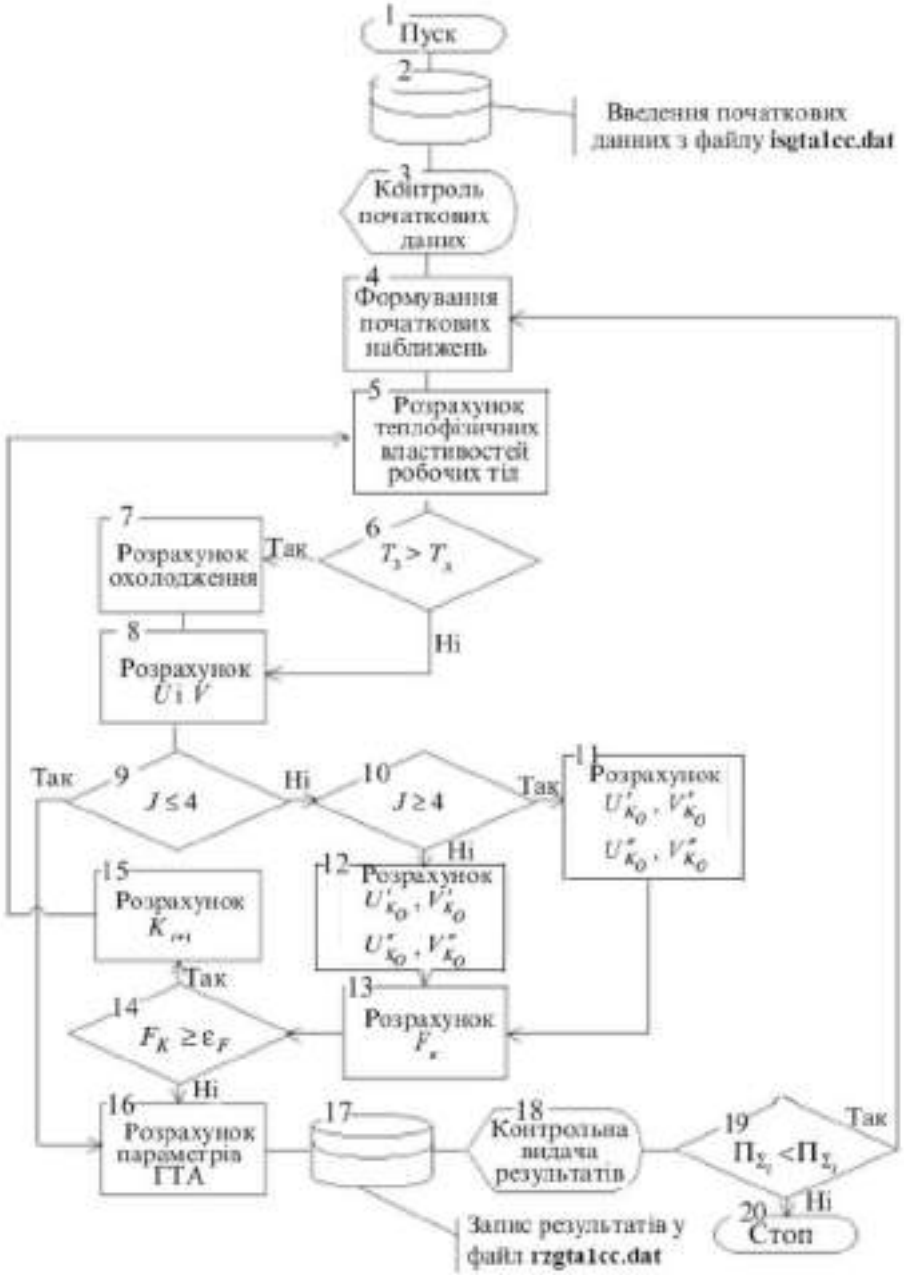

Рис.2.5. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.3

Ідентифі-катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	–
BD	Недогрів газу в КЗПП	$\Delta_Д$	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	$\upsilon_{во}$	–
HBX	КВПТ вхідного пристрою	$\upsilon_{вх}$	–
HHO	КВПТ газовідвідного пристрою	$\upsilon_{гв}$	–
HK	КВПТ перехідників компресорів	$\upsilon_к$	–
HKS	КВПТ основний КЗ	$\upsilon_{кз}$	–
HKSD	КВПТ КЗПП	$\upsilon_{кзпп}$	–
HKУ	КВПТ утилізаційного парогенератора	$\upsilon_{упг}$	–
HR	КВПТ регенератора	$\upsilon_р$	–
HT	КВПТ опорних вінців турбін	$\upsilon_т$	–
HU	Питома потужність ГТА	$N_{пит}$	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	–
KO	Параметр розподілу роботи компресора	$K_о$	–
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	$K_д$	–
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	–
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	–
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	$\pi_к$	–
QKH	Початкове значення ЗСПТ	$\pi_{к_п}$	–
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	$\pi_{к\,к}$	–
R	Ступінь регенерації	r	–
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_к$	–
TD	Допустима температура металу лопаток	$T_д$	К
TH	Температура зовнішнього повітря	$T_а$	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

Продовження таблиці 2.3

Ідентифі-катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	$\eta_{м}$	–
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	$\eta_{п_к}$	–
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	$\eta_{п_т}$	–
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	$\eta_{е}$	–
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	$\eta_{пт}$	–

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.2.3.

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

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщеній 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 построково для кожного значення πк у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.3. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgta1cc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.4.

Таблиця 2.4

Параметр	**Числове значення**
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,980
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	1,000
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	1,000
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgta1cc.dat, будуємо графіки (рис.2.6 та рис.2.7) –

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

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{пит} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 28$: $\eta_{e\,max} = 0{,}38767$; при цьому питома потужність $N_{пит} = 300$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{к\sum}^{роз} = 19$, якій відповідає $\eta_{e.роз} = 0{,}37736$ та $N_{пит} = 335$ кВт/(кг/с).

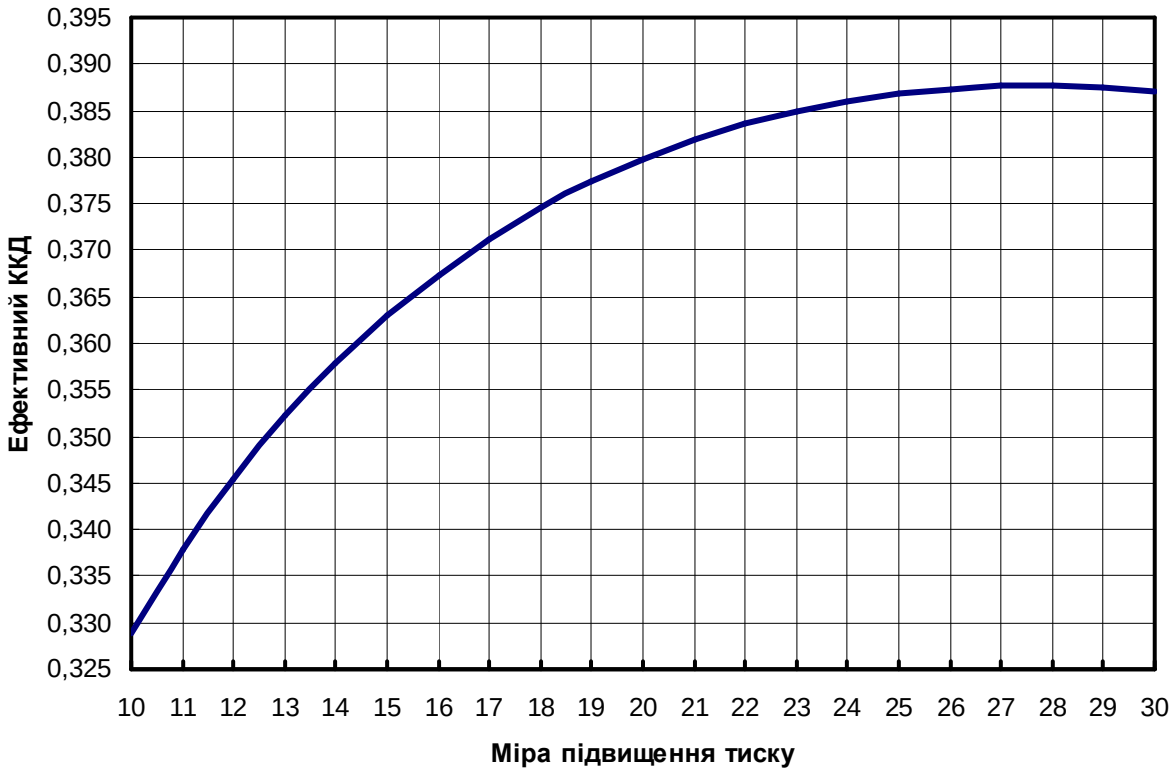

Рис.2.6. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.роз}}{\eta_{e\max}} = \frac{0{,}38767 - 0{,}37736}{0{,}38767}.100\% = 2{,}54\%,$$

що не перевищує норму 0,5...3,0 %, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{335 - 300}{300} \times 100\% = 11{,}7\%.$$

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

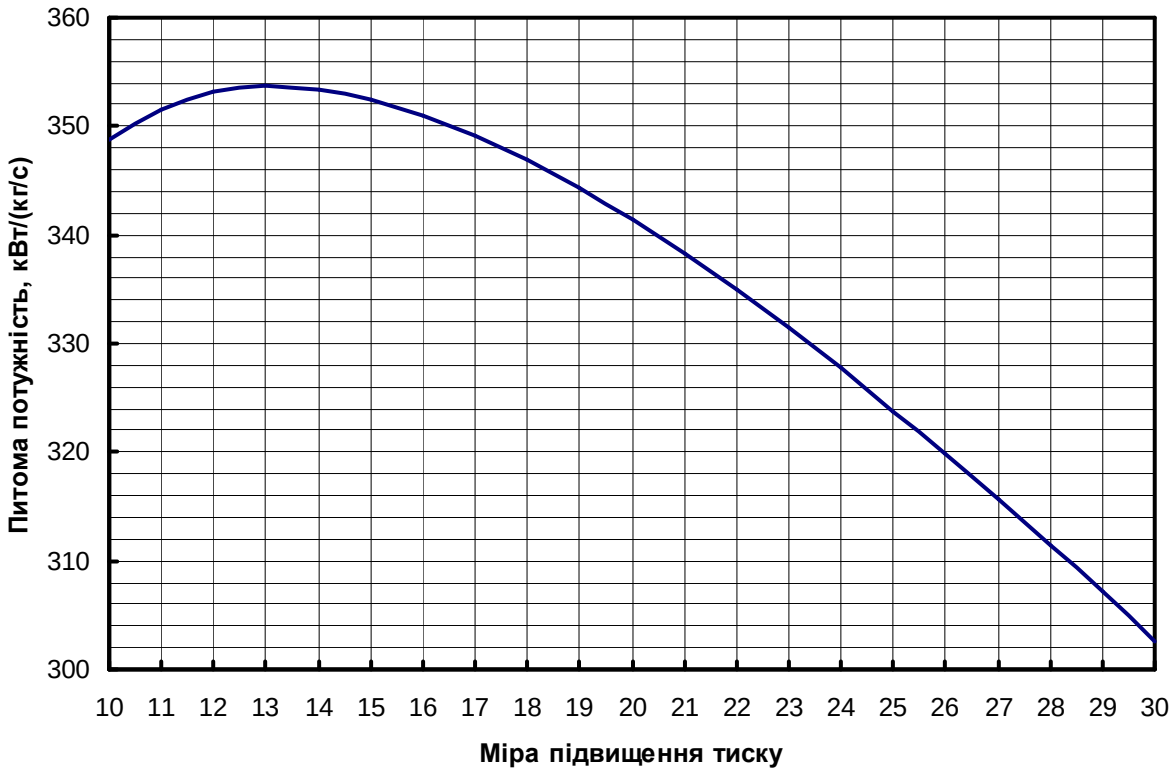

Рис.2.7. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

student .6231m Bastil S.P.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1550.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9800
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.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	1.0000
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	1.0000
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32883	348.8	0.000	0.000	590.8	974.3	0.000	4.4	0.0877	2.47
11.0	0.33778	351.6	0.000	0.000	607.9	954.0	0.000	4.4	0.0899	2.51
12.0	0.34549	353.1	0.000	0.000	623.9	935.8	0.000	4.4	0.0922	2.55
13.0	0.35217	353.7	0.000	0.000	638.8	919.2	0.000	4.4	0.0945	2.58
14.0	0.35796	353.4	0.000	0.000	653.0	904.1	0.000	4.4	0.0968	2.62
15.0	0.36300	352.5	0.000	0.000	666.3	890.2	0.000	4.4	0.0992	2.66
16.0	0.36739	351.0	0.000	0.000	679.1	877.4	0.000	4.4	0.1016	2.70
17.0	0.37120	349.2	0.000	0.000	691.2	865.5	0.000	4.4	0.1040	2.73
18.0	0.37451	346.9	0.000	0.000	702.8	854.3	0.000	4.4	0.1065	2.77
19.0	0.37736	344.3	0.000	0.000	713.9	843.9	0.000	4.4	0.1090	2.80
20.0	0.37979	341.4	0.000	0.000	724.6	834.1	0.000	4.4	0.1115	2.83
21.0	0.38185	338.3	0.000	0.000	734.8	824.9	0.000	4.4	0.1141	2.87
22.0	0.38356	334.9	0.000	0.000	744.7	816.2	0.000	4.4	0.1167	2.90
23.0	0.38495	331.4	0.000	0.000	754.3	807.9	0.000	4.4	0.1194	2.93
24.0	0.38604	327.7	0.000	0.000	763.5	800.0	0.000	4.4	0.1221	2.96
25.0	0.38684	323.8	0.000	0.000	772.5	792.5	0.000	4.4	0.1249	3.00
26.0	0.38737	319.8	0.000	0.000	781.2	785.4	0.000	4.4	0.1277	3.03
27.0	0.38765	315.7	0.000	0.000	789.6	778.6	0.000	4.4	0.1306	3.06
28.0	0.38767	311.4	0.000	0.000	797.8	772.0	0.000	4.4	0.1336	3.09
29.0	0.38746	307.1	0.000	0.000	805.7	765.8	0.000	4.4	0.1367	3.12
30.0	0.38701	302.6	0.000	0.000	813.5	759.8	0.000	4.4	0.1398	3.15
31.0	0.38633	298.0	0.000	0.000	821.0	754.0	0.000	4.4	0.1430	3.18
32.0	0.38542	293.4	0.000	0.000	828.4	748.4	0.000	4.4	0.1463	3.21
33.0	0.38429	288.6	0.000	0.000	835.6	743.1	0.000	4.4	0.1496	3.25
34.0	0.38293	283.7	0.000	0.000	842.6	737.9	0.000	4.4	0.1531	3.28

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТА 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 агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 45 000 кВт, початкова температура газу – 1550 К, базовий двигун – UGT 45000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 19.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1.Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{к\Sigma}$	Приймається [1]	19	-
2.Максимальна температура газу в циклі $T_З$, К	Задаєтьсязавданням	1550	-
3. Температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	Приймається [1]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	Приймається [1]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток $T_д$, К	Приймається [1]	1080	-
6.Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [1]	0,900	-
7.Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [1]	0,990	-

		Наближення	
8. КВПТ у вхідному пристрої $\nu_{вх}$	Приймається [1]	0,985	-
9. КВПТ у перехіднику компресора $\nu_{к}$	Приймається [1]	1,0	-
10. КВПТ у камері згоряння $\nu_{кз}$	Приймається [1]	0,96	
13. КВПТ газовідводу $\nu_{гв}$	Приймається [1]	0,980	
14. Внутрішній ККД турбіни $\eta_{т}$	Приймається [1]	0,900	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,995	
18. Внутрішній ККД редуктора η_{p}	Приймається [1]	0,98	
19. Коефіцієнт витрати компресора $\alpha_{к2}$	Приймається [1]	0,985	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [1]	0,022	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u, кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [1]	50032	
22.Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [1]	17,18	
23.Потужність ГТА на клемах генератора N_e, кВт	Задаєтьсязавданням	**45 000**	
24. Міра підвищення тиску в 2-й частині компресора $\pi_{к2}$	Приймається [1]	4,20	
25. Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора $\pi_{к1}$	$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$	4,524	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{p п1}}{c_{p п1} - R_{п}}$	1,400	
27. Адіабатичний ККД 1-й частини компресора $\eta_{к1}$	$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}\eta_{ак}}} - 1}$	0,8771	0,8773
28. Дійсний підігрів повітря в 1-й частині компресора $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	177,0	175,6
29. Температура повітря за 1-ою частиною компресора $T_{2.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	465,0	463,6

		Наближення	
30.Середня температура процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $T_{\text{сер.к1}}$, К	$T_{зов}+\frac{\Delta T_{к1}*\eta к1}{2}$	365,6	365,0
31.Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{p\text{п}1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.к1}})$	1,0112	1,011
32.Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 1-й частині компресора $k_{\text{п}1}$	$\frac{c_{p\text{п}1}}{c_{p\text{п}1}-R_{\text{п}}}$	1,3963	1,3964
33. Тиск повітря на вході в 1-й частині компресора P_1, МПа	$P_{\text{зов}}\cdot\nu_{\text{вх}}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з 1-й частині компресора $P_{2.1}$, МПа	$P_1\cdot\pi_{\text{к}1}$	0,451	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п}2}$	$\frac{c_{p\text{п}1}}{c_{p\text{п}1}-R_{\text{п}}}$	1,3800	1,3748
35. Адіабатичний ККД 2-й частини компресора $\eta_{\text{к}2}$	$\frac{\pi_{\text{к}2}^{\frac{k_{\text{п}2}-1}{k_{\text{п}2}}}-1}{\pi_{\text{к}2}^{\frac{k_{\text{п}2}-1}{k_{\text{п}2}\eta_{\text{ак}}}}-1}$	0,8791	0,8782
36. Дійсний підігрів повітря в 2-й частині компресора $\Delta T_{\text{к}2}$, К	$\frac{T_{1.2}\left(\pi_{\text{к}2}^{\frac{k_{\text{п}2}-1}{k_{\text{п}2}}}-1\right)}{\eta_{\text{к}2}}$	256,4	252,7
37. Температура повітря за 2-й частиною компресора T_2, К	$T_{1.2}+\Delta T_{\text{к}2}$	719,9	716,3
38. Середня температура процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $T_{\text{сер.к2}}$, К	$T_{2.1}+\frac{\Delta T_{к2}*\eta к2}{2}$	576,3	574,5
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{p\text{п}2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.к2}})$	1,0528	1,052
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в 2-й частині компресора $k_{\text{п}2}$	$\frac{c_{p\text{п}2}}{c_{p\text{п}2}-R_{\text{п}}}$	1,3748	1,3752
41. Тиск повітря на вході в 2-й частині компресора $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1}\cdot\nu_{\text{к}}$	0,4514	

		Наближення	
42. Тиск повітря на виході з 2-ої частини компресора P_2, МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$	1,896	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{pг_{\alpha=1}}\Big\|_{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f\left(T_{сер.кз}, \alpha = 1\right)$	1,238	
44.Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pп}\Big\|_{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f\left(T_{сер.кз}\right)$	1,1185	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pп}\Big\|_{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f\left(T_{сер.кз}^{вх}\right)$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{pп}\Big\|_{293}^{T_3}(T_3-293)-c_{pп}\Big\|_{293}^{T_2}(T_2-293)}{Q_р^н \cdot \eta_{кз} - \left[c_{pг\alpha=1}\Big\|_{293}^{T_3}\cdot(L_0+1)-c_{pп}\Big\|_{293}^{T_3}\cdot L_0\right](T_3-293)}$	0,0213	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал}L_0}$	2,731	
48.Тиск на виході з КЗ P_3, МПа	$P_2 \cdot \upsilon_{кз}$	1,820	
49. Число рядів охолоджуваних вінців турбін $n_{ох1}$	Приймається [1]	5	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_З - T_Д \le 100$ К	1,40	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_т$	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної турбін β_t	Приймається	0,9	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток турбін $g_{ох}$	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_е \frac{(n_{ох1}+1)}{2}\frac{(T_З - T_д)}{(T_д - T_{ох})}\left(\frac{T_З}{T_{ох}}\right)^{0,25}\cdot\beta'_{t1}$	0,137	
54. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$	$\alpha_{к2} - g_{ох} - 0{,}011$	0,837	

		Наближення	
55. Коефіцієнт витрати газу для турбіни β_t	$(\frac{(1+g_{пал})\cdot\alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}.\ \alpha_{кз})+g_{ох}+0{,}014$	1,0018	
56. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{гв}$	$\beta_t+0{,}006$	1,0058	
57. Середня температура процесу розширення у турбіні $T_{сер.т1}$, К	$T_3-\frac{0{,}9(\Delta T_{к1}+\Delta T_{к2})}{2\cdot\eta_{т1}}$	1147,1	
58. Середня теплоємність газу для процесу розширення у турбіні $c_{рг1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1},\alpha)$	1,236	
59. Показник ізоентропи для процесу розширення у турбіні $k_{т1}$	$\frac{c_{рг1}}{c_{рг1}-R_г}$	1,3025	
60.Температурний перепад у турбіні $\Delta T_т$, К	$T_3(1-\frac{1}{\pi_\tau^{\frac{Kг-1}{Kг}}})\eta_T$	688,0	
61. Міра розширення газу у турбіні $\pi_т$	$\left(\frac{T_3\cdot\eta_т}{T_3\cdot\eta_т-\Delta T_т}\right)^{\frac{k_{т1}}{k_{т1}-1}}$	17,61	
62. Тиск газу перед турбіною P_3, МПа	$P_2\cdot\nu_{кз}$	1,820	
63. Тиск газу за турбіною P_4, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,1034	
64. Температура газу за турбіною T_4, К	$T_3-\Delta T_т$	862,0	
65. Питома потужність ГТД $N_{пит_{ГТД}.}$, кВт/(кг/с)	$c_{рг}\cdot\Delta T_т\cdot\beta_t\cdot\nu_{вх}\cdot\eta_m$	335,1	
66. ККД електрогенератора $\eta_г$	Береться	0,985	
67. Приведена витрата повітря через 1-й частина компресора $G_{к_{1пп}}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{пит_{ГТД}}\cdot\eta_р\cdot\eta_г}$	139,1	
68. Витрата повітря через 1-у частину компресора $G_{к1}$,кг/с	$G_{к_{1пр}}\cdot\nu_{вх}$	137,0	
69. Витрата повітря через 2-й частина компресора $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1}\cdot\alpha_{к2}$	134,9	

		Наближення	
70. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{п}_{\text{кз}}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{кз}}$	131,5	
71. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{год}}$, кг/год	$g_{\text{пал}} \cdot G_{\text{п}_{\text{кз}}} \cdot 3600$	8796	
72. Витрата газу через турбіну $G_{\text{Т}}$, кг/с	$\beta_{\text{t}} \cdot G_{\text{к2}}$	135,1	
73. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата турбін $G_{\text{ох}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \cdot g_{\text{ох}}$	18,77	
74. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\text{гв}}$, кг/с	$\beta_{\text{гв}} \cdot G_{\text{к1}}$	137,8	
75. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e}, кг/(кВт·год)	$G_{пал_{год}} / N_e$	0,195	
76. ККД ГТА на клемах генератора η_e	$\dfrac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,369	

2.4. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

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

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

2.4.1. Визначення габаритних розмірів осьового компресора ГТД

Вихідними даними, необхідними для оцінки габаритів компресора, є дані, отримані на етапі детального теплового розрахунку на режимі повної потужності. Вони наведені в табл. 2.6.

Для збільшення висоти лопаток останнього ступеня компресора приймемо компресор ламаної форми, де перші сім ступенів будуть з постійним зовнішнім діаметром ($D_н$=const), а останні вісім – з постійним внутрішнім діаметром ($D_в$=const) (рис.2.8).

Розрахунок першої та другої частин компресора будемо проводити послідовно. Результати розрахунку наведені в табл. 2.7 та 2.8.

Таблиця 2.6

Вихідні дані для габаритного розрахунку компресора

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1. Міра підвищення тиску	$\pi_к$	–	19
2. Витрата повітря через компресор	$G_к$	кг/с	120,0
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288.0
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	716,3
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0993
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	1,896
7. Показник адіабати процесу	$k_в$	–	1,396
8. Середня теплоємність повітря	$c_{рв}$	кДж/(кг·К)	1,0331
9. Газова стала повітря	$R_в$	кДж/(кг·К)	0,287

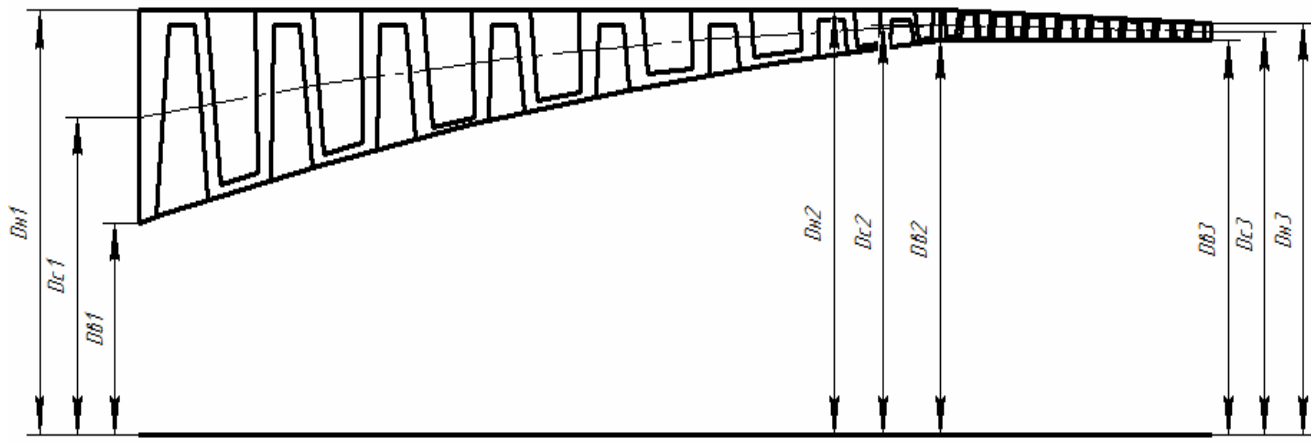

Рис. 2.8. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

При розрахунку враховуємо, що габаритні та термодинамічні параметри на вході до другої частини компресора відповідають аналогічним параметрам на виході з першої частини.

Таблиця 2.7

Розрахунок першої частини компресора

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Числове значення**
1. Міра підвищення тиску в першій частині компресора $\pi_{к1}$	Прийнято	4,524
2. Тиск повітря на вході в першу частину компресора P_1, МПа	Табл.2.3.1	0,0993
3. Тиск повітря на виході з першої частини компресора P_2, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0.451
4. Витрата повітря на вході у першу частину компресора $G_к$, кг/с	Табл.2.3.1	124,4
5. Температура повітря на вході в першу частину компресора T_1, К	Табл.2.3.1	288.0
6. ККД елементарного ступеня осьового компресора $\eta_{ак}$	Табл.2.2.2	0,900
7. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	У першому наближенні приймається 1,40	1,40
8. ККД першої частини компресора $\eta_{к1}$	$\dfrac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}}-1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}\eta_{ак}}}-1}$	0,8773
9. Дійсний підігрів повітря в першій частині компресора $\Delta T_{к1}$, К	$T_1\left(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}}-1\right)\dfrac{1}{\eta_{к1}}$	175,6
10. Температура повітря за першою частиною компресора $T_{2.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	463,6
11. Середня температура процесу в першій частині компресора $T_{сер.к1}$, К	$0{,}5(T_1 + T_{2.1})$	365,0
12. Теплоємність повітря для процесу в першій частині компресора $c_{рп1} = f(T_{сер.к1})$,	За таблицею 5Д [5]	1,011

кДж/(кг·К)		
13. Газова стала повітря $R_{\text{п}}$, кДж/(кг·К)	Береться рівною 0,28704	0,28704
14. Показник ізоентропи для процесу в першій частині компресора $k'_{\text{п1}}$	$\frac{c_{p\text{п1}}}{c_{p\text{п1}} - R_{\text{п}}}$	1.3971
15. Перевірка умови	$\left\|\frac{k_{\text{п1}} - k'_{\text{п1}}}{k_{\text{п1}}}\right\| \cdot 100 \le 0{,}5$ При невиконанні умови уточнюється значення $k_{\text{п1}}$ в п.7	0,207
16. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора $k_{\text{п}_1}$	$\frac{c_{p_{\text{п}}}\|T_1}{c_{p_{\text{п}}}\|T_1 - R_{\text{п}}}$, де $R_{\text{п}} = 0{,}28704$ кДж/(кг · К)	1,397
17. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора $k_{\text{п}_2}$	$\frac{c_{p_{\text{п}}}\|T_2}{c_{p_{\text{п}}}\|T_2 - R_{\text{п}}}$, де $R_{\text{п}} = 0{,}28704$ кДж/(кг · К) $c_{p_{\text{п}}}\|T_2 = f(T_1), (c_{p_{\text{п}}} - T)$ діаграма	1,397
18. Матеріал лопаток	[1] стор. 161	Х17Н2
19. Границя міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\text{к}}$, МПа	[1] стор. 161	975
20. Щільність матеріалу лопаток ρ_{m_k}, кг/м^3	[1] стор. 161	7850
21. Форма проточної частини 1-ї частини компресора	Прийнято	$D_{\text{н}}$=const
22. Втулкове відношення на вході в компресор $\overline{d}$	[1] стор. 162	0,40
23. Відносна осьова швидкість для вхідного перерізу компресора $\overline{C}_{a_1}$, м/с	[1] стор. 162	0,50
24. Колова швидкість для вхідного перерізу компресора $U_{з_1}$, м/с	[1] стор. 162	260
25. Осьова швидкість на вході в ГТД C_{a_1}, м/с	$\overline{C}_{a_1} \cdot U_{з_1}$	130

Підпис та дата | Інв. № дубл. | Взам. інв. № | Підпис та дата | Інв. № подл.

26. Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу компресора $\lambda_{C_{a_1}}$	$\frac{C_{a_1}}{\sqrt{2\frac{k_{п_1}}{k_{п_1}+1}R_п T_1}}$	0,416
27. Газодинамічна функція щільності току $q\left(\lambda_{C_{a_1}}\right)$	$\lambda_{C_{a_1}}\left[\frac{k_{п_1}+1}{2}\left(1-\frac{k_{п_1}-1}{k_{п_1}+1}\lambda^2_{C_{a_1}}\right)\right]^{\frac{1}{k_{п_1}-1}}$	0,610
28. Кільцева площа вхідного перерізу F_1, м^2	$\frac{G_K\sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{п_1}}{R_п}\left(\frac{2}{k_{п_1}+1}\right)^{\frac{k_{п_1}+1}{k_{п_1}-1}}P_1 q\left(\lambda_{C_{a_1}}\right)}}$	0,861
29. Зовнішній діаметр вхідного перерізу $D_{з_1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi\left(1-\overline{d}^2\right)}}$, де $\pi = 3{,}1416$	1,142
30. Внутрішній діаметр на вході в першу частину компресора $D_{в_1}$, м	$D_{з_1}\cdot\overline{d}$	0,457
31. Середній діаметр на вході в першу частину компресора $D_{с_1}$, м	$\frac{D_{з_1}+D_{в_1}}{2}$	0,800
32. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{к_1}$, м	$\frac{D_{з_1}-D_{в_1}}{2}$	0,343
33. Частота обертання ротора компресора $n_к$, об/хв	Приймаемо	4350
34. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{к_1}$, Па	$9{,}8\cdot\frac{\rho_{m_к}}{7850}{n_к}^2 F_1$	$92{,}2\cdot10^6$
35. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц_1}$	$\frac{\sigma_к}{\sigma_{к1}} \geq 1{,}6\ldots2{,}0$	10,5
36. Осьова швидкість на виході з першої частини компресора C_{a_2}, м/с	$(0{,}9\ldots1{,}0)C_{a_1}$	123,5
37. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу $\lambda_{C_{a_2}}$	$\frac{C_{a_2}}{\sqrt{2\frac{k_{п_2}}{k_{п_2}+1}R_п T_2}}$	0,312
38. Газодинамічна функція щільності току $q\left(\lambda_{C_{a_2}}\right)$	$\lambda_{C_{a_2}}\left[\frac{k_{п_2}+1}{2}\left(1-\frac{k_{п_2}-1}{k_{п_2}+1}\lambda^2_{C_{a_2}}\right)\right]^{\frac{1}{k_{п_2}-1}}$	0,473
39. Кільцева площа вихідного перерізу F_2, м^2	$\frac{G_K\sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п_2}}{R_п}\left(\frac{2}{k_{п_2}+1}\right)^{\frac{k_{п_2}+1}{k_{п_2}-1}}P_2 q\left(\lambda_{C_{a_2}}\right)}}$	0,311

40.Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з_2}$,м	$D_{н_2} = D_н$	1,142
41. Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в_2}$,м	$D_{в_2} = \sqrt{D_{н2}{}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,954
42. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{ср_2}$,м	$\frac{D_{з_2} + D_{в_2}}{2}$	1,048
43. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{к_2}$,м	$\frac{D_{з_2} - D_{в_2}}{2}$	0,094
44. Число ступенів першої частини компресора $Z_к$	$\text{ціле}\frac{lg\pi_к}{lg\pi_{ст_к}}$	7
45. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{с_к}$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,586
46. Зовнішній діаметр середньої розрахункового ступеня $D_{з_с}$	$D_{з_2} = D_{з_с}$	1,142
47. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{в_с}$	$D_{в_с} = \sqrt{D_{н_с} + \frac{4 \cdot F_{с_к}}{\pi}}$	0,748
48. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{с_с}$	$\frac{D_{з_с} + D_{в_с}}{2}$	0,945
49. Висота робочих лопаток середньої розрахункової ступені $l_{к_с}$,м	$\frac{D_{з_с} - D_{в_с}}{2}$	0,197
50. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{л_к}$	$\frac{D_с}{l_{р_к}}$	4,789
51. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\overline{L}_{ст_к}$	$0{,}87353 + 0{,}02604\vartheta_{л_к} + 0{,}00092\vartheta_{л_к}^2 + 0{,}00004\vartheta_{л_к}^3$	1,024
52. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{ст_к}$	$l_{к_с}\overline{L}_{ст_к}$	0,202
53. Осьовий габарит проточної частини першої частини компресора $L_к$	$L_{ст_к}Z_к$	1,818
54. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$,м	$0{,}45 \cdot D_{з1}$	0,514
55. Осьовий розмір вхідного пристрою компресора $L_{в.п}$,м	$0{,}16 \cdot D_{з1}$	0,183

Підпис та дата | Інв. № дубл. | Взам. інв. № | Підпис та дата | Інв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.ПЗ	Арк.

Таблиця 2.8

Розрахунок другої частини компресора

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Числове значення**
1. Внутрішній діаметр вхідного перерізу $D_{в2}$, м	З розрахунку першої частини	0,954
2. Зовнішній діаметр на вході $D_{з_2}$, м	З розрахунку першої частини	1,142
3. Середній діаметр на вході $D_{с_2}$, м	З розрахунку першої частини	1,048
4. Висота робочої лопатки першого ступеня $l_{к_1}$, м	З розрахунку першої частини	0,094
5. Частота обертання ротора компресора $n_к$, об/хв	З розрахунку першої частини	4350
6. Кільцева площа вхідного перерізу F_2, м^2	З розрахунку першої частини	0,311
7. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{к_1}$, Па	$9{,}8 \cdot \frac{\rho_{m_к}}{7850} n_к{}^2 F_2$	58,2·10^6
8. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{міц_1}$	$\frac{\sigma_к}{\sigma_{к1}} \geq 1{,}6 \ldots 2{,}0$	16,3
9. Осьова швидкість на вході C_{a2} , м/с	З розрахунку першої частини	123,5
10. Осьова швидкість на виході C_{a_3}, м/с	$(0{,}9 \ldots 1{,}0) C_{a_2}$	114
11. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу $\lambda_{C_{a_3}}$	$\frac{C_{a_3}}{\sqrt{2 \frac{k_{п_2}}{k_{п_2}+1} R_п T_2}}$	0,233
12. Газодинамічна функція щільності току $q\left(\lambda_{C_{a_3}}\right)$	$\lambda_{C_{a_3}} \left[\frac{k_{п_2}+1}{2}\left(1 - \frac{k_{п_2}-1}{k_{п_2}+1}\lambda^2_{C_{a_3}}\right)\right]^{\frac{1}{k_{п_2}-1}}$	0,461
13. Кільцева площа вихідного перерізу F_3, м^2	$\frac{G_К \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{п_2}}{R_п}\left(\frac{2}{k_{п_2}+1}\right)^{\frac{k_{п_2}+1}{k_{п_2}-1}} P_2 q\left(\lambda_{C_{a_3}}\right)}}$	0,120
14.Внутрішній діаметр вихідного перерізу $D_{в3}$, м	$D_{в_3} = D_{в_2}$	0,954

15. Зовнішній діаметр вихідного перерізу $D_{з3}$, м	$\sqrt{D_{в3}{}^2 + \frac{4F_3}{\pi}}$	1,031
16. Середній діаметр вихідного перерізу $D_{ср_3}$, м	$\frac{D_{з_3} + D_{в_3}}{2}$	0,993
17. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{к_2}$, м	$\frac{D_{з_3} - D_{в_3}}{2}$	0,0385
18. Число ступенів другої частини компресора $Z_к$	$\text{ціле}\frac{lg\pi_к}{lg\pi_{ст_к}}$	8
19. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{с_к}$	$\frac{F_3 + F_2}{2}$	0,217
20. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{в_с}$	$D_{в_з} = D_{в_с}$	0,954
21.Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{з_с}$	$D_{з_с} = \sqrt{D_{в_с} + \frac{4 \cdot F_{с_к}}{\pi}}$	1,087
22. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{с_с}$	$\frac{D_{з_с} + D_{в_с}}{2}$	1,020
23. Висота робочої лопаток середньої розрахункової ступені $l_{к_с}$, м	$\frac{D_{з_с} - D_{в_с}}{2}$	0,067
24. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{ст_к}$	$l_{к_с}\overline{L}_{ст_к}$	0,1807
25. Осьовий габарит проточної частини другої частини компресора $L_к$	$L_{ст_к}Z_к$	1,445

2.4.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

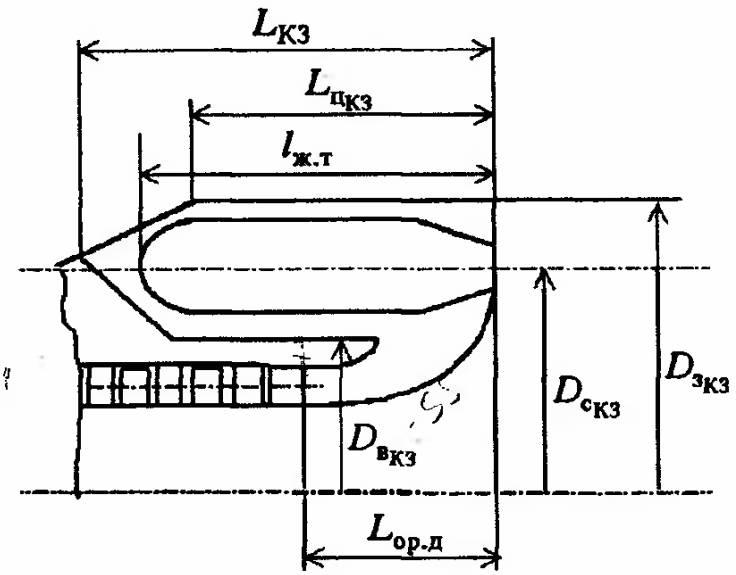

Рис.2.9. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

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

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною компресора. Тут потік повітря перед входом у фронтовий пристрій жаровой труби робить поворот на 360°: 180° в осерадіальному дифузорі і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтовий пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб тоді беруть середньогеометрічним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{П.КЗ}$ = 100,4 кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{год}}$ = 7702 кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{П_{диф}}$ = 118,2 кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$ = 0,99; нижча

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

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.2.9, результати розрахунку зведені до табл.2.9.

Таблиця 2.9

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1{,}896 \cdot 10^6$				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v, кДж/(м^3·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м^3	$(G_{пал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз})/(Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,2320				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	14	16	18	20	22
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м^3	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0170	0,0140	0,0130	0,0120	0,0110
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,216	0,206	0,198	0,192	0,186
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,647	0,619	0,595	0,575	0,557
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0{,}25 \cdot d_{ж.т.}$	0,032	0,031	0,030	0,029	0,028
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin\frac{180^o}{n_{ж.т.}}}$	1,115	1,217	1,314	1,408	1,500
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_г$	Приймається (1.10...1.25)	1,20				

13. Витрата первинного повітря через фронтові пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{пал_{год}} \cdot \alpha_г \cdot L_0)/3600$	45,759				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п}$, кг/с	$G_{пал_{диф}} - G_{п1}$	76,788				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м^2	$\frac{\pi \cdot d^2_{ж.т.}}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,512	0,535	0,557	0,577	0,595
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кзΣ}$, м^2	$2{,}5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	1,177	1,231	1,280	1,326	1,369
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кзΣ}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,451	1,539	1,624	1,708	1,790
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кзΣ}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,779	0,894	1,004	1,109	0,209
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0{,}35 \cdot D_{с2_{квт}}$	0,310				
20. Довжина камери згоряння $L_{кзΣ}$, м	$1{,}15 \cdot l_{ж.т.}$	0,744	0,712	0,685	0,661	0,640

Приймаємо число жарових труб $n_{ж.т.}$ = 22.

2.4.3. Визначення габаритних розмірів осьової турбіни ГТД

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

– витрата газу $G_{\text{Т}}$ =118,4 кг/с;

– витрата повітря на охолодження лопаткового апарата $G_{\text{ох}}$ =16,44 кг/с;

– температура газу перед турбіною T_3=1550 К;

– температура газу за турбіною T_4=862 К;

– тиск газу перед турбіною P_3 = 1,820 МПа;

– тиск газу за турбіною P_4 = 0,1034 МПа;

– внутрішній ККД турбіни η_T = 0,90.

Розрахункова схема турбіни газотурбінного двигуна наведена на рис.2.10.

Частота обертання ротора турбіни відповідає частоті обертання ротора компресора ГТД. Середній діаметр турбіни на вході визначають при компонуванні з попередньо розташованою камерою згорання. Для турбіни приймаємо форму проточної частини з постійним середнім діаметром.

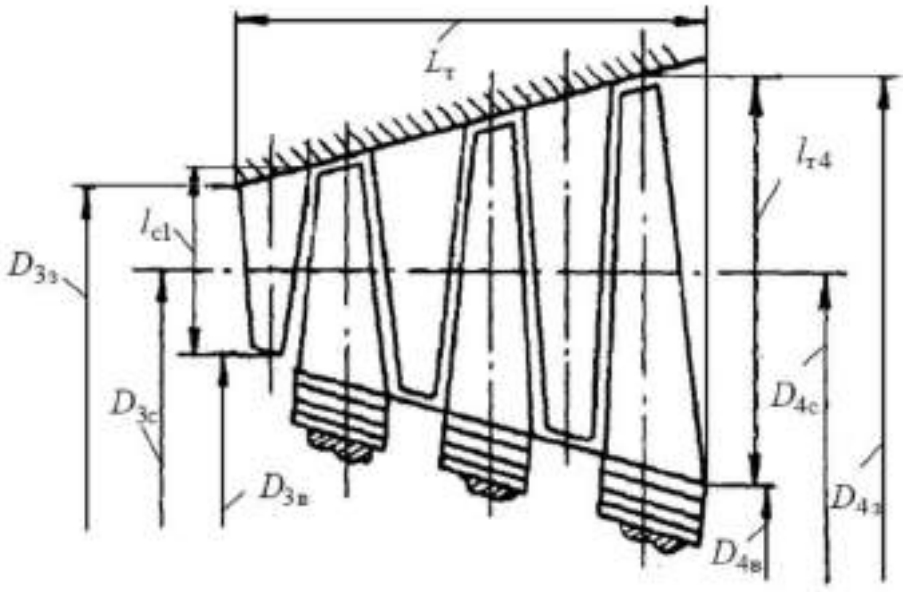

Рис.2.10. Розрахункова схема турбіни ГТД

Результати габаритного розрахунку турбіни зведені до табл.2.10.

За результатами розрахунків турбіни викреслюємо меридіанний переріз її проточної частини та погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та вхідних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

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

Таблиця 2.10

Величина	**Спосіб визначення**	**Числове значення**
1. Число ступенів турбіни $z_т$	$\text{Ціле}\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg\left[1-(\Delta T/T)_{ст}\right]}$	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03…0,05)	0,03
3.Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_а^*$, Дж/кг	$(1+\zeta_{вих})\cdot c_{p‹}\cdot(\Delta T_m)/\eta_т$	$9{,}165\cdot10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня $\nu_т$	Приймається [5]	26
5. Коренева міра реактивності ступеня $\rho_к$	Приймається [5]	0,03
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_к+\frac{2\cdot\nu_т-1}{\nu_т^2}$	0,125
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1, м/с	$\varphi_{c_1}\sqrt{2\frac{H_а^*}{z_т}(1-\rho_1)}$	614,1
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_г}}{c_{p_г}-R_Г}$	1,315
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2\frac{k}{k+1}R\cdot T_3}}$	0,843
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається [5]	16

12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1}\cdot\left[\frac{\kappa_{г3}+1}{2}\cdot\left[1-\frac{(\kappa_{г3}-1)}{(\kappa_{г3}+1)}\cdot(\lambda_{C1})^2\right]\right]^{\frac{1}{\kappa_{г3}-1}}$	0,971
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c}, м^2	$\frac{G_т\cdot\sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_г}{R_г}\left(\frac{2}{k_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot p_3\cdot 10^6\cdot q(\lambda_{c_{1t}})\cdot\sin\alpha_{1.1}}$,	0,248
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3}, м	Визначається конструктивно	**1,450**
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1}, м	$F_{3_c}/(\pi\cdot D_{C_3})$	0,054
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1}, м	$1{,}05\cdot l_{c1}$	0,057
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня $\nu_т$	D_{C_3}/l_{p1}	25,4
18. Оптимальна характеристика ступеня $\nu_{опт}$	$\frac{\cos\alpha_{1.1}}{2(1-\rho_1)}$	0,550
19. Частота обертання ротора турбіни $n_т$, об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	**4350**
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3, м/с	$(\pi\cdot D_{C_3}\cdot n_т)/60$	330,3
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня $\nu_д$	$\frac{U_3}{C_1}$	0,538
22. Різниця в значеннях $\nu_д$ і $\nu_{опт}$	$\nu_{опт}/\nu_д$	1,022
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3_3}, м	$D_{3c}+l_{c1}$	1,504
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3}, м	$D_{3c}-l_{c1}$	1,396
25.Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88
26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{м_3}$, кг/м^3	Визначається за довідковими даними [5]	8100
27.Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{м3}$, К	Приймається $T_{м3}=T_д$	1080
	$T_3-\frac{U_3^2}{2\cdot c_{pг}}\cdot(\frac{2\cos\alpha_{1.1}}{\nu_д}-1)-50$	

Підпис та дата | Інв. № дубл. | Взам. інв. № | Підпис та дата | Інв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.ПЗ	Арк.

28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\dfrac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9{,}8\cdot\left(\dfrac{\rho_{м_3}}{7850}\right)\cdot n_т^2\cdot F_{3c}}$	3,57
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4}, м/с	$(1{,}10\ldots1{,}35)\cdot C_1\cdot\sin\alpha_{1.1}$	186,2
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\dfrac{c_{p_г}}{c_{p_г}-R_Г}$	1,312
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\dfrac{c_{a4}}{\sqrt{\dfrac{2k_г}{k_г+1}R\cdot10^3T_4}}$	0,341
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}}\left[\dfrac{k_г+1}{2}\left(1-\dfrac{k_г-1}{k_г+1}\lambda_{c_{a4}}^2\right)\right]^{\frac{1}{k_г-1}}$	0,515
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4, м^2	$\dfrac{(G_т+G_{ох})\cdot\sqrt{T_4}}{\sqrt{\dfrac{k_г}{R_г}\left(\dfrac{2}{k_г+1}\right)^{\frac{k_г+1}{k_г-1}}}\cdot p_4\cdot q(\lambda_{c_{a4}})}$	1,725
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{м4}$, К	Приймається $T_{м4}=T_д$	1080
	$1{,}07\cdot T_4$	
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{м4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\dfrac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9{,}8\cdot\left(\dfrac{\rho_{м_4}}{7850}\right)\cdot n_т^2\cdot F_4}$	2,99
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається $D_{c4}=D_{c3}$	1,450
	$D_{в4}=D_{c4}-\dfrac{F_4}{\pi\cdot D_{c4}}$	1,071
	$D_{з4}=D_{c4}+\dfrac{F_4}{\pi\cdot D_{c4}}$	1,829

Підпис та дата | Інв. № дубл. | Взам. інв. № | Підпис та дата | Інв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.ПЗ	Арк.

39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$, м	$(D_{З_4} - D_{B_4})/2$	0,379
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня ν_{T4}	$D_{4с} / l_{т4}$	3,83
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня Fст, м2	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,987
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	$D_{сс} = D_{Зс}$ $D_{Вс} = D_{Сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{Сс}}$ $D_{Зс} = D_{Сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_{Сс}}$	1,450 1,233 1,667
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{т_с}$, м	$(D_{Зс} - D_{Вс})/2$	0,217
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $\nu_{Тс}$	$D_{сс} / l_{тс}$	6,68
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065+0,05899\nu_{тс}+0,00331\nu_{тс}^2+$ $+0,00003\ \nu_{тс}^3$	0,763
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$,м	$l_{тс} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,166
47. Осьовий габарит проточної частини $L_т$,м	$L_{ст_т} \cdot z_т$	0,664

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.2.11.

Передача крутильного моменту з турбіни газотурбінного двигуна на електрогенератор виконується за допомогою зубчастої передачі – редуктора. Передавальне відношення редуктора

$$i = \frac{n_т}{n_{ген}} = \frac{4350}{3000} = 1,45.$$

Для передавання потужності обираємо одноступінчастий редуктор переборного типу.

2.5. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІНИ ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЇЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

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

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

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

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступенів осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються

незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є **плоскорівнобіжним**. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрішностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}} / l_{\text{р}} \geq 10...12$. У противному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

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

Вихідні дані до розрахунку турбіни наведені у табл. 2.11, результати розрахунку зведені до табл.2.12.

Таблиця 2.11

Вихідні дані до розрахунку турбіни двигуна

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Ізоентропійний теплоперепад всієї турбіни $\Delta H_{\text{а}}$, кДж/кг	Див. п.3 табл.2.10	916,5			
2. Ізоентропійний теплоперепад одного ступеня $\Delta h_{\text{а}}$, кДж/кг	$\frac{\Delta H_{\text{а}}}{4}$	229,1			
3. Температура газу перед ступенем T_0, К	Див. розділ 2.4.3	1550	1373	1196	1019
4. Тиск газу перед ступенем p_0, МПа	Див. розділ 2.4.3	1,820	1,052	0,5630	0,2723
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні $c_{\text{рг}}$, кДж/(кг·К)	Див. п.58 табл.2.5	1,164			
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні k	Див. п.59 табл.2.5	1,329			
7. Тиск газу за ступенем p_2, МПа	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_{\text{а}}}{c_{\text{рг}} T_0}\right]^{\frac{k}{k-1}}$	1,052	0,5630	0,2723	0,1034

8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни $\eta_т$	Див. розділ 2.4.3	0,90			
9. Температура газу за ступенем T_2, К	$T_0 - \frac{\Delta h_а \eta_т}{c_{pг}}$	1373	1196	1019	862

Таблиця 2.12

Розрахунок ступенів турбіни

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Числове значення**			
		I	**II**	**III**	**IV**
1. Витрата газу *G*, кг/с	Див. розділ 2.3	118,4	119,4	120,4	120,7
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0, МПа	Див. табл.2.11	1,820	1,052	0,5630	0,2723
температура T_0, К	Див. табл.2.11	1550	1373	1196	1019
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:					
тиск p_2, МПа	Див. табл.2.11	1,052	0,5630	0,2723	0,1034
температура T_2, К	Див. табл.2.11	1373	1196	1019	862
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0, м/с	Для 2-4-го ступенів: $c_2 \sin\alpha_2$	100	116	140	172
5. Частота обертання ротора *n*, об/хв	Див. розділ 2.4	4350			
6. Теплоємність газу у ступені $c_p\Big\vert_{T_0}^{T_2}$, Дж/(кг·К)	$f(T,\alpha)$	1270	1240	1220	1185
7. Газова стала газу R, Дж/(кг·К)	$f(T,\alpha)$	291	291	291	291
8. Показник ізоентропи газу *k*	$f(T,\alpha)$	1,297	1,307	1,313	1,326
9. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0, м/с	$\sqrt{kRT_0}$	765	723	676	627
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,131	0,161	0,207	0,275

11. Повні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0^*, МПа	$p_0\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{M}_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	1,840	1,070	0,579	0,286
температура T_0^*, К	$T_0\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{M}_0^2\right)$	1554	1378	1204	1032
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^*, Дж/кг	$c_p T_0^*\left[1-\left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	$237\cdot10^3$	$239\cdot10^3$	$242\cdot10^3$	$271\cdot10^3$
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаду ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	689	692	695	736
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	17,1	12,5	8,7	5,9
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі $\rho_к$	Береться 0,03...0,05	0,05	0,04	0,03	0,03
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_к+\frac{2\lambda-1}{\lambda^2}$	0,164	0,194	0,247	0,340
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1', град	Береться 12...20	12	14	16	20
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97	0,97	0,97	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^*, Дж/кг	$\Delta h_a^*(1-\rho)$	$198\cdot10^3$	$193\cdot10^3$	$183\cdot10^3$	$179\cdot10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1, м/с	$\varphi\sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	611	603	586	580

21. Оптимальна характеристика ступеня ν_1^{opt}	$\frac{\cos\alpha_1'}{2(1-\rho)}$	0,585	0,602	0,636	0,712
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{ср1}$, м	Див. розділ 2.4.3	**1,450**	**1,450**	**1,450**	**1,450**
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1, м/с	$\frac{\pi D_{ср1} n}{60}$	330	330	330	330
24. Дійсна характеристика ступеня ν_1	u_1/c_1	0,540	0,548	0,563	0,569
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	ν_1^{opt}/ν_1	1,082	1,098	1,130	1,251
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c, Дж/кг	$(1-\varphi^2)\Delta h_{ac}^*$	$12\cdot10^3$	$12\cdot10^3$	$11\cdot10^3$	$11\cdot10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою:					
тиск p_1, МПа	$p_0^*\left[1-\frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*}\right]^{\frac{k}{k-1}}$	1,158	0,643	0,332	0,151
температура T_1, К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1407	1232	1063	890
густина ρ_1, кг/м^3	$\frac{p_1}{RT_1}$	2,83	1,79	1,07	0,58
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546	0,544	0,543	0,541
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,630	0,601	0,573	0,526

30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1, град:					
при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α_1'	12	14	16	20
при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin\left(\sin\alpha_1'\sqrt{\frac{k-1}{2}\cdot\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^{\frac{2}{k}}-\varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}\right)$				
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1, м/с	$\sqrt{kRT_1}$	729	685	637	586
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,839	0,880	0,920	0,989
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c, м	$\frac{G}{\rho_1\pi D_{ср1}c_1\sin\alpha_1}$	0,072	0,100	0,153	0,230
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma=\gamma_п+\gamma_к$, град	Береться 4...16	10	14	14	14
35. Осьовий зазор в ступені s, м	Береться 0,005...0,020	0,017	0,022	0,021	0,032
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c=f(D_{ср1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	0,90	1,77	2,42	2,91
37. Ширина соплових лопаток B_c, м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,080	0,057	0,063	0,079
38. Коефіцієнт $(l/B)_р$	$(l/B)_р=f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,41	2,59	4,06	6,25
39. Радіальний зазор δ_r, м	Береться $(0{,}005...0{,}01)\,l_c$	0,001	0,001	0,001	0,001
40. Ширина робочих лопаток $B_р$, м	$\frac{l_c+s(\mathrm{tg}\gamma_п+\mathrm{tg}\gamma_к)-\delta_r}{(l/B)_р-\mathrm{tg}\gamma_п-\mathrm{tg}\gamma_к}$	0,060	0,045	0,041	0,039

41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_р$, м	$B_р \cdot (l/B)_р$	0,085	0,116	0,167	0,247
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{ср2}$, м	$D_{ср1} + 2(s + B_р)\,\mathrm{tg}\dfrac{\gamma_п - \gamma_к}{2}$	1,450	1,450	1,450	1,450
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2, м/с	$\dfrac{\pi D_{ср2} n}{60}$	330	330	330	330
44. Віяловість ступеня λ	$D_{ср2}/l_р$	17,08	12,52	8,69	5,88
45. Мінімально допустима при знайденій величині λ міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_к + \dfrac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,164	0,193	0,247	0,341
45. Перевірка умови[1]	$\left\|\dfrac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}}\right\| \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,1	0,1	0,1	0,3
46. Кут установки соплових лопаток $\alpha_у$, град	$\alpha_у = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90^0)	37	38	39	40
47. Хорда профілю соплової лопатки $b_с$, м	$\dfrac{B_с}{\sin\alpha_у}$	0,134	0,092	0,099	0,123
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_с = t_с/b_с$	Береться 0,75...0,90	0,85	0,85	0,85	0,85
49. Крок соплової решітки $t_с$, м	$\bar{t}_с\, b_с$	0,114	0,078	0,084	0,105
50. Кількість соплових лопаток $z_с$	$\dfrac{\pi D_{ср1}}{t_с}$	40	58	54	44

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

51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1, м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos\alpha_1}$	296	293	284	292
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1, град	$\arcsin\frac{c_1 \sin\alpha_1}{w_1}$	25,4	29,8	34,7	42,7
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96	0,96	0,96	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}, Дж/кг	$\rho\Delta h_a^*$	$39\cdot10^3$	$46\cdot10^3$	$59\cdot10^3$	$92\cdot10^3$
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^*, Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	$83\cdot10^3$	$89\cdot10^3$	$99\cdot10^3$	$135\cdot10^3$
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2, м/с	$\psi\sqrt{2\left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}\right)}$	390	406	428	494
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p, Дж/кг	$(1-\psi^2)\frac{w_2^2}{2\psi^2}$	$6\cdot10^3$	$7\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	$11\cdot10^3$
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2, кг/м^3	$\frac{p_2}{RT_2}$	2,63	1,62	0,92	0,41
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2, м/с	$\sqrt{kRT_2}$	720	675	624	577
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}	w_2/a_2	0,542	0,602	0,686	0,864
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2, град	$\arcsin\frac{G}{\rho_2\pi D_{cp2} w_2 l_p}$	17,4	20,2	23,8	31,6
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y, град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	69	70	71	72
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p, м	$\frac{B_p}{\sin\beta_y}$	0,064	0,048	0,043	0,041
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	0,4 ρ + 0,6	0,665	0,667	0,698	0,736

65. Крок робочої решітки $t_р$, м	$\bar{t}_р\ b_р$	0,043	0,032	0,030	0,031
66. Кількість робочих лопаток $z_р$	$\dfrac{\pi D_{ср2}}{t_р}$	106	141	152	149
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2, м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos\beta_2}$	124	149	183	278
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	$8\cdot10^3$	$11\cdot10^3$	$17\cdot10^3$	$38\cdot10^3$
69. Кут виходу газу із ступеня α_2, град	$\arccos\dfrac{w_2\cos\beta_2 - u_2}{c_2}$	70,0	70,1	70,3	70,1
70. Колові складові абсолютних швидкостей:					
за сопловою решіткою c_{1u}, м/с	$c_1\cos\alpha_1$	598	585	564	545
за робочою решіткою c_{2u}, м/с	$c_2\cos\alpha_2$	43	51	62	95
71. Колова робота ступеня l_u, Дж/кг	$u_1c_{1u} + u_2c_{2u}$	$211\cdot10^3$	$210\cdot10^3$	$206\cdot10^3$	$211\cdot10^3$
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\dfrac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,891	0,877	0,854	0,780
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:					
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	–	6	6	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	–	0,75	0,75	0,75
радіальний зазор $\delta_щ$, м	Береться 0,0004...0,0020	–	0,0004	0,0004	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	–	0,725	0,725	0,725

кільцева площа щілини f, м^2	$\pi d_{вт}\delta_{щ}$	–	$9\cdot10^{-4}$	$9\cdot10^{-4}$	$9\cdot10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f\sqrt{\frac{p_0^2-p_1^2}{zRT_0}}$	–	0,367	0,215	0,116
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д}$	$\frac{G_{у.д}}{G}\eta_u$	–	0,0027	0,0016	0,0008
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:					
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a, м	Залежно від конструкції ущільнення (0,001...0,010)	–	–	0,007	0,007
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	–	–	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	–	–	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	–	–	3	1
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e, м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a\delta_a)^2}+\frac{z}{(\mu_r\delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0{,}75\,\delta_r$	$7{,}5\cdot10^{-4}$	$7{,}5\cdot10^{-4}$	$4{,}3\cdot10^{-4}$	$7{,}3\cdot10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{заз}$	$\frac{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)\delta_e}{l_c\sin\alpha_1}\sqrt{\rho+\frac{1{,}8}{\lambda}}\ \eta_u$	0,0244	0,0170	0,0066	0,0068
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{ср}$, кг/м^3	$0{,}5(\rho_1+\rho_2)$	2,73	1,70	1,00	0,50

80. Коефіцієнт $K_{т}$	Береться $(0{,}58...1{,}15)\cdot 10^{-3}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{тр}$	$K_{т}\dfrac{D_{ср1}}{l_{с}\sin\alpha_{1}\sqrt{1-\rho}}\dfrac{\rho_{ср}}{\rho_{1}}\left(\dfrac{u_{1}}{c_{ад}}\right)^{3}$	0,0025	0,0016	0,0009	0,0004
82. Внутрішній ККД ступеня η_{i}	$\eta_{u}-\xi_{у.д}-\xi_{заз}-\xi_{тр}$	0,864	0,855	0,845	0,772
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_{i}, Дж/кг	$\Delta h_{а}^{*}\eta_{i}$	$205\cdot10^{3}$	$205\cdot10^{3}$	$204\cdot10^{3}$	$209\cdot10^{3}$
84. Внутрішня потужність ступеня N_{i}, кВт	$G\Delta h_{i}\cdot10^{-3}$	24266	24442	24586	25216

За результатами розрахунку будуємо ескіз проточної частини турбіни газотурбінного двигуна та трикутники швидкостей окремих ступенів на середньому діаметрі (рис.2.12).

КР.142.6231м.01ПЗ

Масштаб 1 мм=10 мс

Рис 2.12 Ескіз проточної частини турбіни ГТД (М 12)

Змн.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	КР.142.6231м.01ПЗ	Лист 2

Копіював Формат А3

Інв. № подл. | Підп. і дата | Взам. інв. № | Інв. № дубл. | Підп. і дата

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

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

КР.142.6231м.01ПЗ

Копировал

Формат А4

Лист

КР.142.6231м.01ПЗ

Елементи трикутників швидкостей та геометричні характеристики решіток

Назва величини	Ступінь			
	1	2	3	4
1. Кут виходу потока з соплової решітки α_1, град	12	14	16	20
2. Дійсна швидкість виходу потока з сопел C_1, м/с	611	603	586	580
3. Кут виходу потока на робочі лопатки у віднос. русі β_1, град	25,4	29,8	34,7	42,7
4. Відносна швидкість виходу потока у робочу решітку w_1, м/с	296	293	283	292
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1, м/с	330	330	330	330
6. Кут виходу потока зі ступені у відносному русі α_2, град	70,0	70,1	70,1	70,1
7. Абсолютна швидкість виходу потока з робочої решітки C_2, м/с	124	149	183	278
8. Кут виходу потока з робочої решітки β_2, град	17,4	20,2	23,7	31,6
9. Шаг соплової решітки t_c, м	0,114	0,078	0,085	0,105
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	40	58	53	44
11. Шаг робочої решітки t_p, м	0,043	0,032	0,030	0,031
12. Число лопаток робочої решітки Z_p	106	141	150	149
13. Висота соплової лопатки L_c, м	0,072	0,100	0,153	0,230
14. Зазор між соплової та робочою решітками δ_c, м	0,017	0,022	0,021	0,032
15. Висота робочої лопатки L_p, м	0,085	0,116	0,167	0,247

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Проектування теплоутилізаційного контура	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
						НУК		
Зав.каф.		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 3
ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНОГО КОНТУРА

Водяна пара широко використовується в різних галузях промисловості: харчовій та медичній, хімічній та текстильній, деревообробній та ін. Сьогодні не обходяться без неї в енергетиці та будівництві, в нафтогазовій галузі і в сільському господарстві. Виробництво пари необхідно для забезпечення технологічних процесів, таких як пропарювання, сушка, нагрівання, зволоження, стерилізація, знежирення, дефростація, пастеризація, варіння і т. д.

Застосування пари забезпечує гнучкість регулювання температури і безпеку процесу в порівнянні з вогневим нагріванням в трубчастих печах.

Перевага водяної пари як теплоносія – високий коефіцієнт тепловіддачі при її конденсації і велика величина прихованої теплоти конденсації. **Зазвичай в якості теплоносія використовують насичену водяну пару**, оскільки витрата перегрітої водяної пари є значною внаслідок її малої теплоємності, а коефіцієнт тепловіддачі від неї малий. Важливими перевагами насиченої водяної пари є передача значної кількості теплоти при малій витраті пари і невеликих поверхнях теплообміну, сталість температури конденсації при даному тиску і точне підтримання заданої температури, доступність, пожежна безпека, наявність відносно високого теплового ККД.

Основний недолік насиченої водяної пари полягає в значному зростанні тиску при підвищенні температури, що вимагає більш міцної і дорогої апаратури і підвідних комунікацій. Наприклад, при абсолютному тиску 0,98 МПа температура конденсації дорівнює 179 °С і при цих умовах її можна використовувати для нагріву до 170 °С. Для нагріву до 200 °С потрібна насичена водяна пара з тиском 2,5...3,0 МПа.

На практиці, як правило, обмежуються використанням насиченої пари з максимальною температурою 200 °С. Тиск пари при цьому становить 1,5...1,6 МПа. При більш високих температурах потрібно витримувати більш

високий тиск і теплообмінні апарати стають товстостінними, металомісткими і дорогими.

У деяких галузях промисловості потрібне **використання перегрітої пари**. Конструкції парових турбін з виробничими відборами пара, які випускаються в даний час, передбачають для цих цілей генерацію пари з абсолютним тиском 0,12...3,0 МПа і температурою перегріву до 400 °С. Втім, в переважній більшості випадків обмежуються максимальним тиском 1,5 МПа і максимальною температурою 310 °С.

3.1. РОЗРАХУНОК УТИЛІЗАЦІЙНОГО КОНТУРА ДЛЯ ГЕНЕРУВАННЯ НАСИЧЕНОЇ ПАРИ

Виходячи з вищенаведеної інформації, виконуємо розрахунок котла-утилізатора тепла випускних газів проектуємого газотурбінного агрегата для різних значень температури генерованої насиченої пари. У ролі доцільного діапазона значень температури обираємо інтервал 105...200 ^{o}С.

Температуру газів на вході до котла приймаємо постійною, витрату газів через нього також вважаємо незмінною.

Котел-утилізатор конструктивно має горизонтальне планування та виконаний з природньою циркуляцією теплоносія. Теплова схема газотурбінної установки з котлом-утилізатором, який генерує насичену пару, наведена на рис. 3.1, розрахунок теплових параметрів котла-утилізатора – в табл. 3.1.

За результатами розрахунку будуємо графічні залежності найбільш важливих параметрів теплоутилізаційного контуру від прийнятого значення температури генерованої сухої насиченої пари (рис.3.2-3.7).

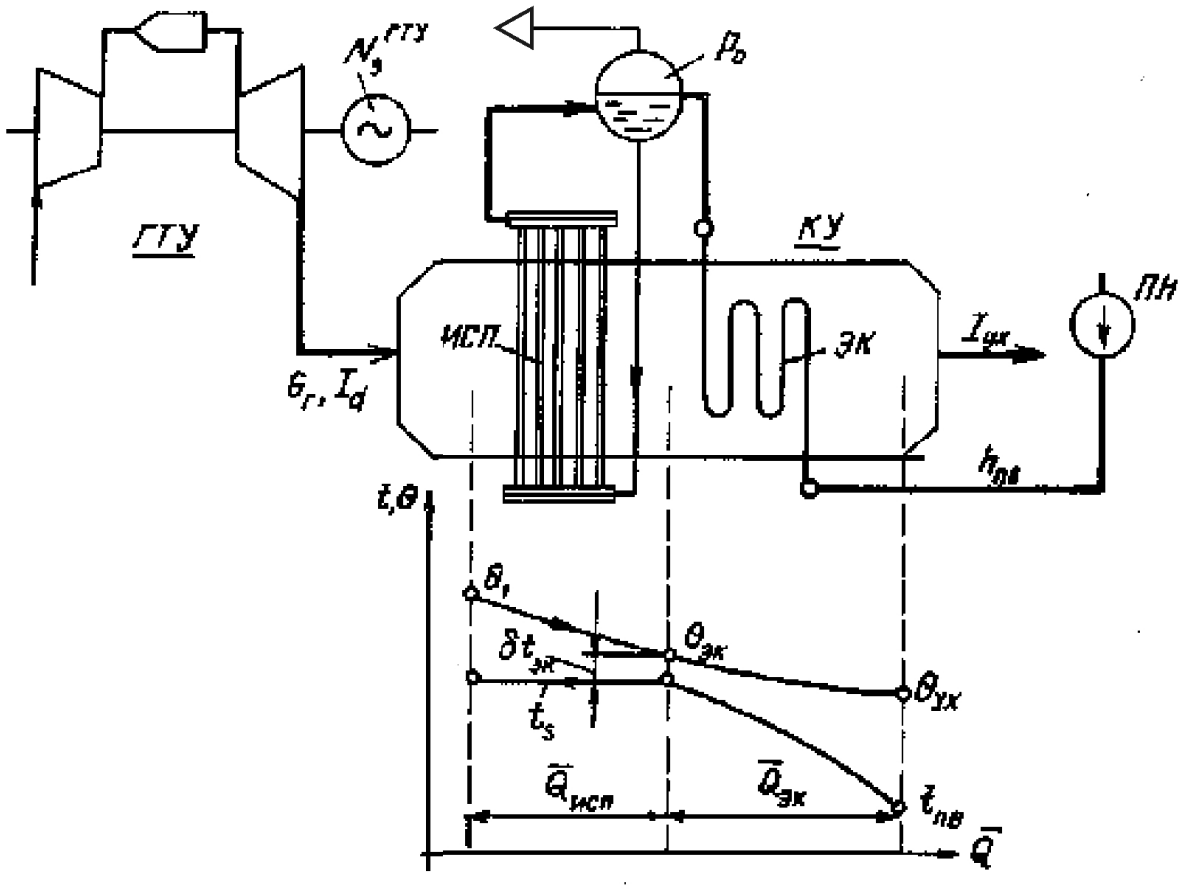

Рис. 3.1. Схема газотурбінної установки з котлом-утилізатором, що генерує насичену пару

Таблиця 3.1 (початок)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування насиченої пари

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Чисельне значення**		
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_г$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8		
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)		
3. Температура генеруємої сухої насиченої пари t_0, °С	Приймаємо	**105**	**125**	**150**
4. Тиск генеруємої сухої насиченої пари p_0, МПа	За таблицями води і водяної пари, як $f(t_0)$	0,1208	0,2321	0,4759

Продовження табл. 3.1 (початок)

5. Ентальпія генеруємої сухої насиченої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(t_0)$	2684	2713	2746
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	484	464	439
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{\text{п.в}}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{\text{п.в}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{\text{п.в}})$	251	251	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{\text{эк}}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10	10
10. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{\text{эк}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	440	525	632
11. Температура газів перед економайзером $\Theta_{\text{эк}}$, °С	$t_s + \delta t_{\text{эк}}$	115	135	160
12. Середня теплоємність газів при проходженні через випарник $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0{,}5(\Theta_d + \Theta_{\text{эк}}) + 273; \alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,090	1,095	1,100
13. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\dfrac{G_{\text{г}}\, c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$	31,7	31,3	30,8

Продовження табл. 3.1 (початок)

14. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{ух}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_0	73	75	79
15. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{эк}+\Theta'_{ух})+273;\alpha)$	1,040	1,040	1,042
16. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{ух}$, °С	$\Theta_{эк}-\dfrac{G_{п}(h_{эк}-h_{п.в})}{G_{г}c_{рг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}}$	73,2	75,1	78,6
17. Перевірка умови	$\left\vert\Theta_{ух}-\Theta'_{ух}\right\vert\le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{ух}$ в п.14	0,2	0,1	0,4
18. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{ух})+273;\alpha)$	1,090	1,090	1,090
19. Температура навколишнього середовища $\Theta_{н}$, °С	З розрахунку ГТА	15		
20. Середня теплоємність газів $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{н})+273;\alpha)$	1,080		
21. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\dfrac{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})}{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}(\Theta_d-\Theta_{н})}$	0,907	0,904	0,897

Продовження табл. 3.1 (початок)

22. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{ку}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{p\text{г}} \int_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{ух}})$	77 480	77 183	76 664
23. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{\text{эк}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{p\text{г}} \int_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{ух}}} (\Theta_{\text{эк}} - \Theta_{\text{ух}})$	5 996	8 579	11 689
24. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{\text{эк}}$	$Q_{\text{эк}} / Q_{\text{ку}}$	0,077	0,111	0,152
25. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{\text{исп}}$, кВт	$Q_{\text{ку}} - Q_{\text{эк}}$	71 484	68 604	64 975
26. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$	0,923	0,889	0,848
27. Теплова потужність установки $N_{\text{т}}$, Гкал/год	$\frac{3600 \cdot G_{\text{п}} h_0}{4{,}184} \cdot 10^{-6}$	73,3	73,1	72,7
28. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора N_{e}, кВт	З розрахунку ГТА	45 000		
29. ККД ГТА на клемах генератора η_{e}	З розрахунку ГТА	0,369		
30. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{\text{пал}}$	$\frac{N_{\text{e}} + G_{\text{п}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}})}{N_{\text{e}} / \eta_{\text{e}}}$	0,919	0,917	0,913

Таблиця 3.1 (закінчення)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування насиченої пари

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Чисельне значення**	
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_г$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8	
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)	
3. Температура генеруємої сухої насиченої пари t_0, °С	Приймаємо	**175**	**200**
4. Тиск генеруємої сухої насиченої пари p_0, МПа	За таблицями води і водяної пари, як $f(t_0)$	0,892	1,554
5. Ентальпія генеруємої сухої насиченої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(t_0)$	2774	2793
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	414	389
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$	252	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10
10. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	741	852
11. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	185	210

Продовження табл. 3.1 (закінчення)

12. Середня теплоємність газів при проходженні через випарник $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{эк}})+273;\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,104	1,106
13. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\dfrac{G_{\text{г}}\, c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}(\Theta_d-\Theta_{\text{эк}})}{h_0-h_{\text{эк}}}$	30,2	29,8
14. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{\text{ух}}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_0	82	86
15. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{\text{эк}}+\Theta'_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,045	1,045
16. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{\text{ух}}$, °С	$\Theta_{\text{эк}}-\dfrac{G_{\text{п}}(h_{\text{эк}}-h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}}\, c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}}$	82,3	86,0
17. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{\text{ух}}-\Theta'_{\text{ух}}\rvert\le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{\text{ух}}$ в п.14	0,3	0,1
18. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,090	1,090
19. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}$, °С	З розрахунку ГТА	15	

Продовження табл. 3.1 (закінчення)

20. Середня теплоємність газів $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_н}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_н)+273;\alpha)$	1,080	
21. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\dfrac{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})}{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_н}(\Theta_d-\Theta_н)}$	0,891	0,884
22. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_г c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})$	76 046	75 534
23. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_г c_{рг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}(\Theta_{эк}-\Theta_{ух})$	14 730	17 839
24. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк}/Q_{ку}$	0,194	0,236
25. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт	$Q_{ку}-Q_{эк}$	61 316	57 695
26. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{исп}$	$Q_{исп}/Q_{ку}$	0,806	0,764
27. Теплова потужність установки $N_т$, Гкал/год	$\dfrac{3600\cdot G_п h_0}{4{,}184}\cdot 10^{-6}$	72,2	71,5
28. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора N_e, кВт	З розрахунку ГТА	45 000	
29. ККД ГТА на клемах генератора η_e	З розрахунку ГТА	0,369	
30. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{пал}$	$\dfrac{N_e+G_п\cdot(h_0-h_{п.в})}{N_e/\eta_e}$	0,909	0,904

Таблиця Д1

Середні масові ізобарні теплоємності продуктів згоряння природного газу (метану), кДж/(кг·К)

T, К	Коефіцієнт надлишку повітря α				
	1	2	3	4	5
300	1,121	1,063	1,045	1,036	1,030
400	1,139	1,078	1,057	1,047	1,040
500	1,167	1,100	1,077	1,066	1,059
600	1,198	1,126	1,102	1,089	1,082
700	1,230	1,155	1,129	1,115	1,107
800	1,262	1,183	1,155	1,142	1,133
900	1,294	1,210	1,181	1,166	1,157
1000	1,324	1,235	1,204	1,189	1,179
1100	1,351	1,258	1,225	1,209	1,199
1200	1,376	1,278	1,244	1,227	1,217
1300	1,398	1,296	1,261	1,243	1,233
1400	1,418	1,315	1,280	1,262	1,251
1500	1,436	1,336	1,301	1,284	1,273
1600	1,452	1,353	1,318	1,301	1,291
1700	1,466	1,369	1,336	1,319	1,309
1800	1,479	1,385	1,353	1,336	1,326

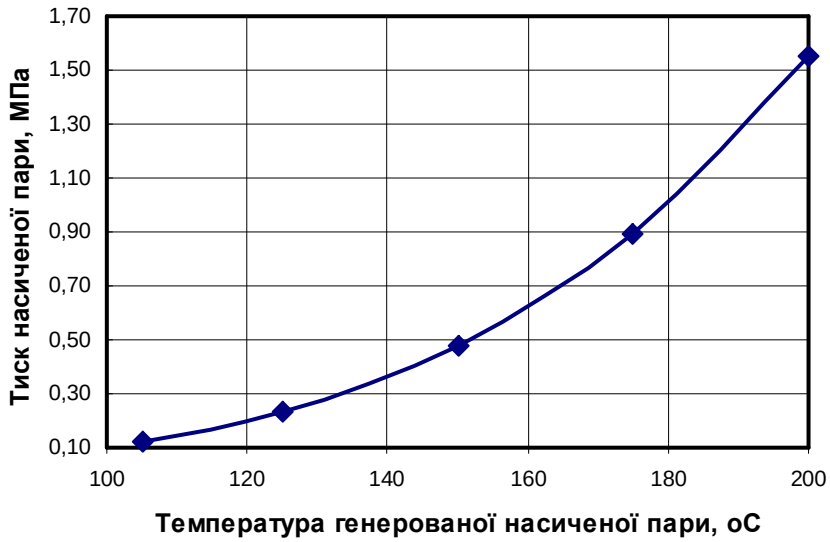

Рис.3.2. Залежність тиску генерованої насиченої пари від заданого значення її температури

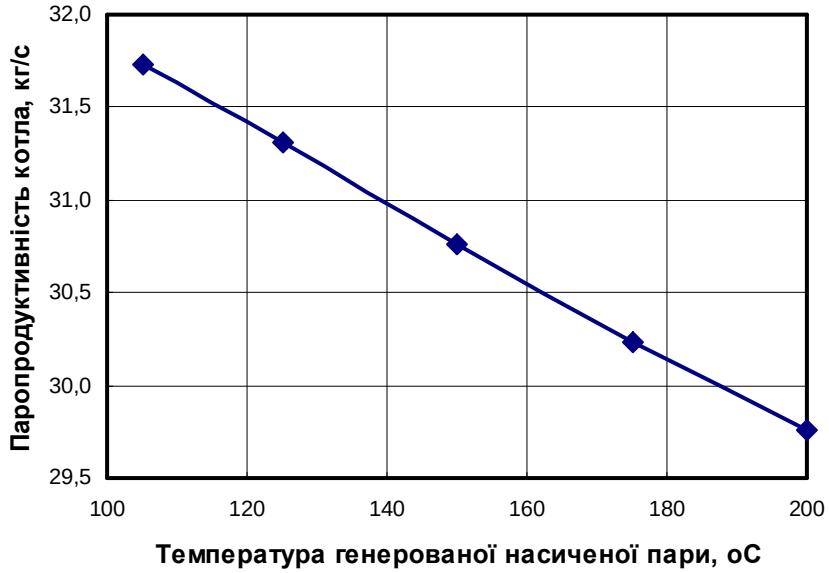

Рис.3.3. Залежність паропродуктивності котла-утилізатора від температури генерованої насиченої пари

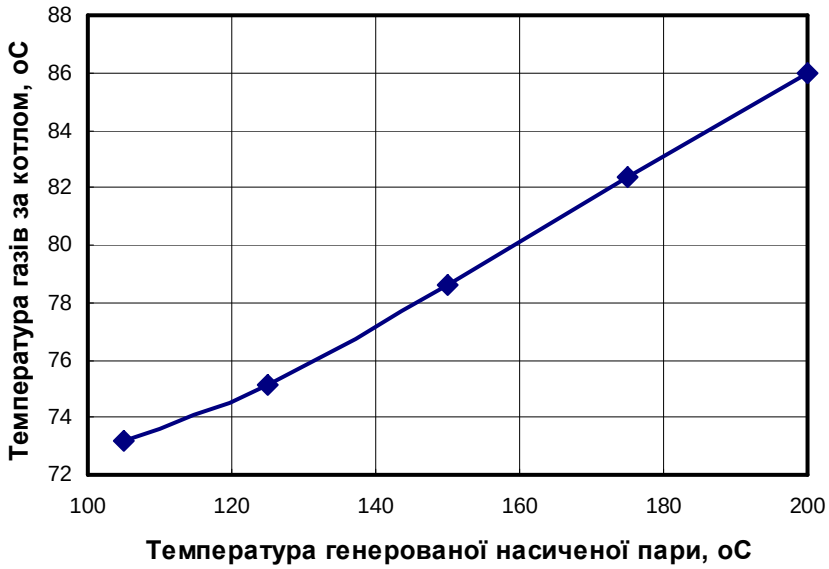

Рис.3.4. Залежність температури газів за котлом-утилізатором від температури генерованої насиченої пари

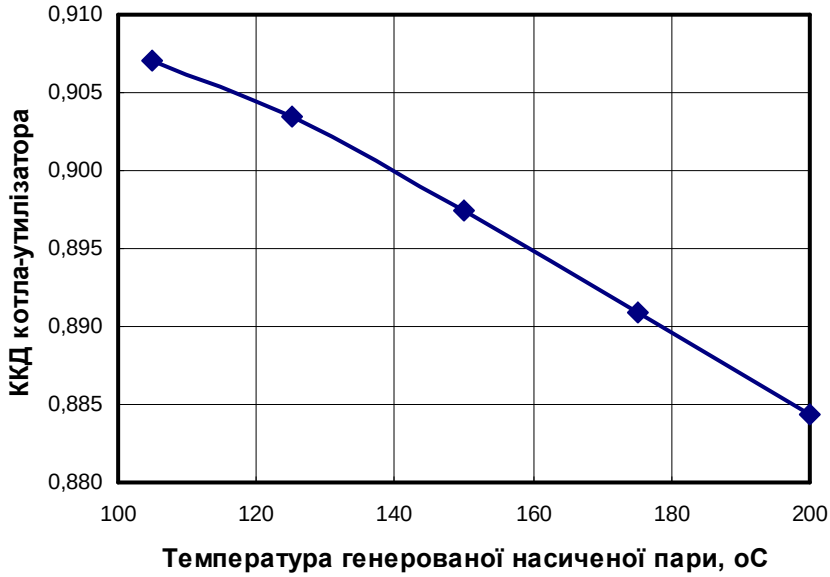

Рис.3.5. Залежність ККД котла-утилізатора від температури генерованої насиченої пари

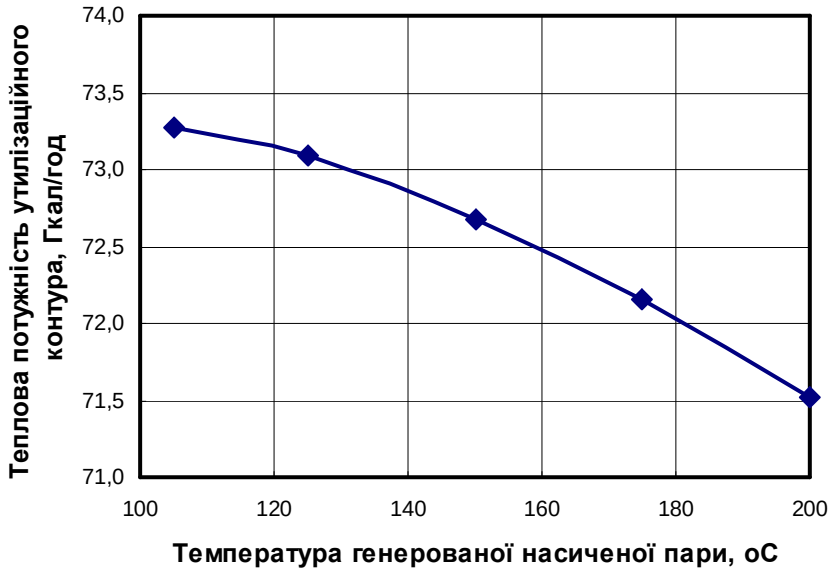

Рис.3.6. Залежність теплової потужності утилізаційного контура від температури генерованої насиченої пари

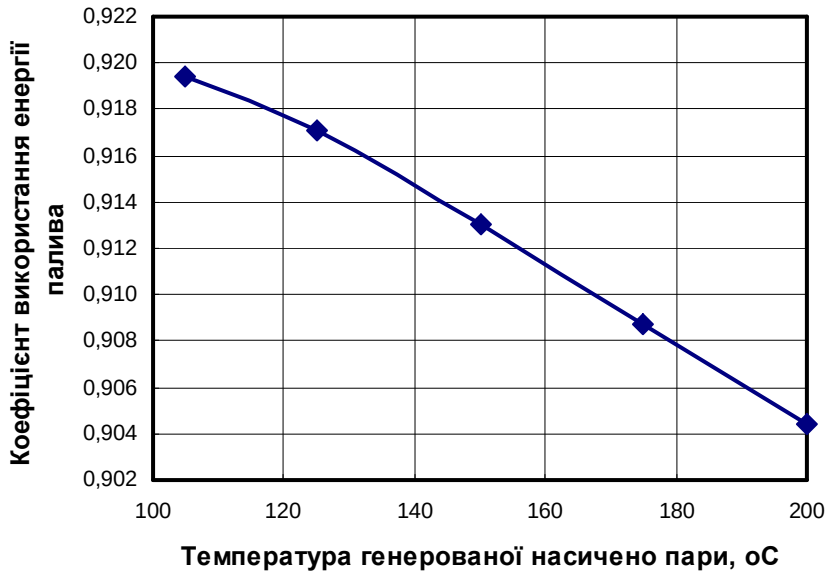

Рис.3.7. Залежність коефіцієнта корисного використання енергії палива від температури генерованої насиченої пари

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

1) Тиск генерованої насиченої пари помітно зростає із збільшенням її температури. Можливості для промислового використання такої пари є значно ширшими, але товшина стінок теплообмінних апаратів та підвідних комунікацій суттєво зростають, що позначається на їх масі, габаритах та ціні.

2) Із збільшенням температури генерованої насиченої пари паропродуктивність котла-утилізатора зменшується майже прямопропорційно.

3) Зростання температури генерованої насиченої пари приводить до збільшення температури газів за котлом-утилізатором, що веде до зменшення його ККД та до зменшення коефіцієнта корисного використання енергії палива газотурбінного агрегата.

4) В розглянутому діапазоні значень температури генерованої пари теплова потужність утилізаційного контуру змінюється несуттєво і складає 71,5...73,3 Гкал/год. Це значення є меншим, ніж теплова потужність обладнання ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ", що дозволяє зробити висновок про те, що

проектуєма газотурбінна установка за тепловою потужністю не може адекватно замінити використовуєме на теплоелектроцентралі обладнання.

3.2. РОЗРАХУНОК УТИЛІЗАЦІЙНОГО КОНТУРА ДЛЯ ГЕНЕРУВАННЯ ПЕРЕГРІТОЇ ПАРИ

Виконуємо розрахунок котла-утилізатора тепла випускних газів проектуємого газотурбінного агрегата для різних значень тиску та температури генерованої перегрітої пари. У ролі доцільного діапазона значень тиску обираємо інтервал 0,12...3,0 МПа, температури перегріву – до 400 ^{o}C.

Температуру газів на вході до котла приймаємо постійною, витрату газів через нього також вважаємо незмінною.

Котел-утилізатор конструктивно має горизонтальне планування та виконаний з природньою циркуляцією теплоносія. Теплова схема газотурбінної установки з котлом-утилізатором, який генерує перегріту пару, наведена на рис. 3.8, розрахунок теплових параметрів котла-утилізатора – в табл. 3.2 - 3.4.

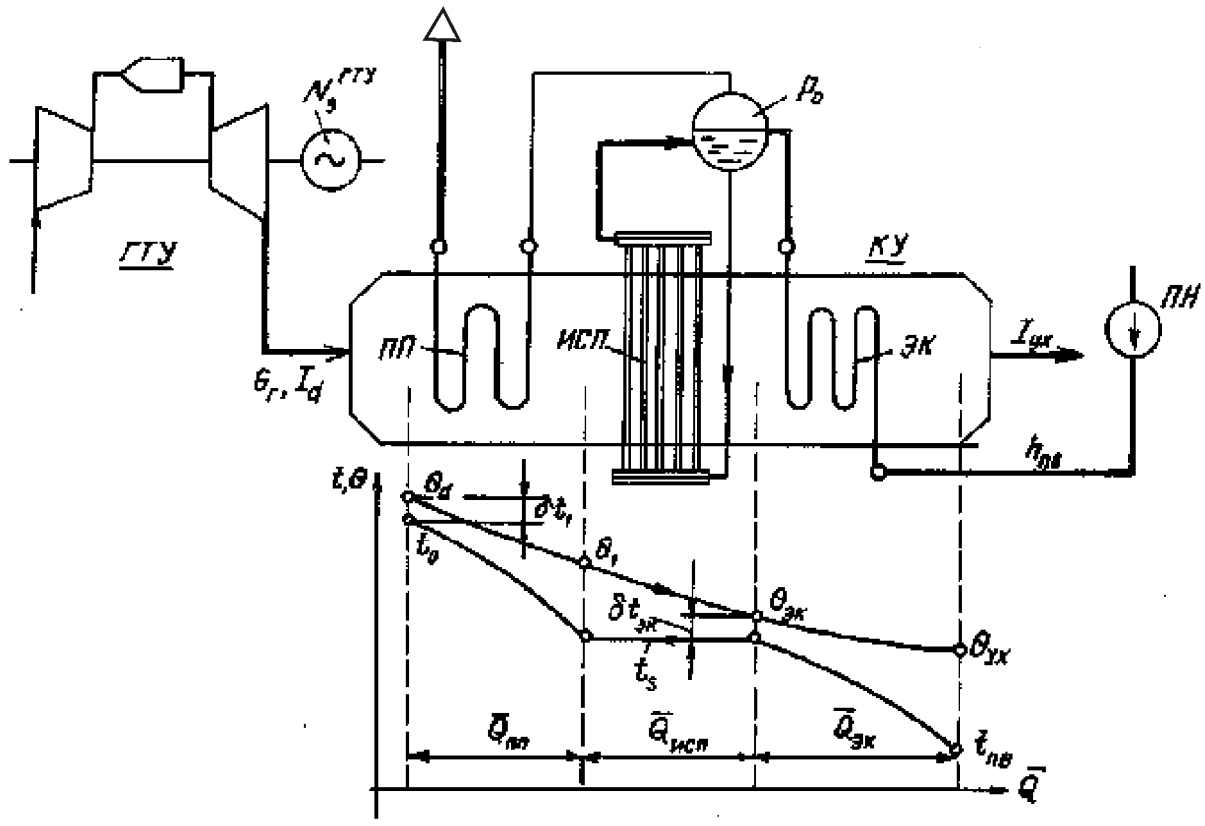

Рис. 3.8. Схема газотурбінної установки з котлом-утилізатором, що генерує перегріту пару

Таблиця 3.2

Розрахунок котла-утилізатора для генерування перегрітої пари з температурою 200 °С

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення		
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_г$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8		
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)		
3. Тиск генеруємої пари p_0, МПа	Приймаємо	**0,12**	**0,5**	**1,0**
4. Температура генеруємої пари t_0, °С	Приймаємо	**200**	**200**	**200**
5. Ентальпія генеруємої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	2874	2855	2828
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	389		
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$	251	252	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s, °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	105	152	180
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	439	640	763
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2684	2749	2778
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	115	162	190

Продовження табл. 3.2

14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{эк})+273;\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,093	1,098	1,103
15. Масова витрата генеруємої пари $G_п$, кг/с	$\dfrac{G_г\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}(\Theta_d-\Theta_{эк})}{h_0-h_{эк}}$	29,32	29,17	29,37
16. Температура газів за пароперегрівом Θ'_1, °С	Приймаємо з наступним уточненням	554	569	580
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta'_1)+273;\alpha)$	1,150	1,154	1,156
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1, °С	$\Theta_d-\dfrac{G_п(h_0-h_1)}{G_г\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}}$	554	570	580
19. Перевірка умови	$\lvert\Theta_1-\Theta'_1\rvert\le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16	0,2	0,6	0,2
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{ух}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s	77	83	86
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{эк}+\Theta'_{ух})+273;\alpha)$	1,039	1,041	1,044

Продовження табл. 3.2

22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{ух}$, °С	$\Theta_{эк} - \frac{G_{п}(h_{эк} - h_{п.в})}{G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}}$	77	83	86
23. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{ух} - \Theta'_{ух}\rvert \le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{ух}$ в п.20	0,5	0,1	0,3
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{ух})+273;\alpha)$	1,087	1,090	1,090
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{н}$, °С	З розрахунку ГТА	15		
26. Середня теплоємність газів $c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{н})+273;\alpha)$	1,080		
27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\frac{c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}} (\Theta_d - \Theta_{ух})}{c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}} (\Theta_d - \Theta_{н})}$	0,899	0,890	0,885
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}} (\Theta_d - \Theta_{ух})$	76766	75986	75599
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1} (\Theta_d - \Theta_1)$	5571	3092	1468
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп} / Q_{ку}$	0,073	0,041	0,019
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}} (\Theta_{эк} - \Theta_{ух})$	5512	11317	15007
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк} / Q_{ку}$	0,072	0,149	0,199

Продовження табл. 3.2

33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{\text{исп}}$, кВт	$Q_{\text{ку}} - Q_{\text{пп}} - Q_{\text{эк}}$	65684	61577	59123
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$	0,856	0,810	0,782
35. Теплова потужність установки $N_{\text{т}}$, Гкал/год	$\frac{3600 \cdot G_{\text{п}}\, h_0}{4{,}184} \cdot 10^{-6}$	72,5	71,7	71,5
36. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора $N_{\text{е}}$, кВт	З розрахунку ГТА	45 000		
37. ККД ГТА на клемах генератора $\eta_{\text{е}}$	З розрахунку ГТА	0,369		
38. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{\text{пал}}$	$\frac{N_{\text{е}} + G_{\text{п}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}})}{N_{\text{е}} / \eta_{\text{е}}}$	0,916	0,908	0,905

Таблиця 3.3 (початок)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування перегрітої пари з температурою 300 °С

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Чисельне значення**		
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_{\text{г}}$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8		
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)		
3. Тиск генеруємої пари p_0, МПа	Приймаємо	**0,12**	**0,5**	**1,0**
4. Температура генеруємої пари t_0, °С	Приймаємо	**300**	**300**	**300**
5. Ентальпія генеруємої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3074	3064	3051
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	289		

Продовження табл. 3.3 (початок)

7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{\text{п.в}}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{\text{п.в}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{\text{п.в}})$	251	252	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{\text{эк}}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s, °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	105	152	180
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{\text{эк}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	439	640	763
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2684	2749	2778
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{\text{эк}}$, °С	$t_s + \delta t_{\text{эк}}$	115	162	190
14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0{,}5(\Theta_d + \Theta_{\text{эк}}) + 273; \alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,093	1,098	1,103
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\dfrac{G_{\text{г}}\, c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$	27,09	26,65	26,51
16. Температура газів за пароперегрівом Θ'_1, °С	Приймаємо з наступним уточненням	522	536	543
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0{,}5(\Theta_d + \Theta'_1) + 273; \alpha)$	1,148	1,149	1,150

Продовження табл. 3.3 (початок)

18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1, °С	$\Theta_d - \dfrac{G_{\text{п}}(h_0 - h_1)}{G_{\text{г}} c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}}$	522	536	543
19. Перевірка умови	$\lvert\Theta_1 - \Theta'_1\rvert \le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16	0,2	0	0,3
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{\text{ух}}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s	79	90	96
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_{\text{ек}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{\text{ек}}+\Theta'_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,038	1,041	1,045
22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{\text{ух}}$, °С	$\Theta_{\text{ек}} - \dfrac{G_{\text{п}}(h_{\text{ек}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pr}\Big\vert_{\Theta_{\text{ек}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}}$	79	90	96
23. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{\text{ух}} - \Theta'_{\text{ух}}\rvert \le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{\text{ух}}$ в п.20	0,4	0,1	0,1
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,090	1,090	1,090
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}$, °С	З розрахунку ГТА	15		
26. Середня теплоємність газів $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{н}})+273;\alpha)$	1,080		

Продовження табл. 3.3 (початок)

27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\dfrac{c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})}{c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_н}(\Theta_d-\Theta_н)}$	0,896	0,878	0,867
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})$	76545	74964	74058
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta'_1}(\Theta_d-\Theta_1)$	10567	8396	7236
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп}/Q_{ку}$	0,138	0,112	0,098
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}(\Theta_{эк}-\Theta_{ух})$	5094	10341	13544
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк}/Q_{ку}$	0,067	0,138	0,183
33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт	$Q_{ку}-Q_{пп}-Q_{эк}$	60884	56227	53278
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{исп}$	$Q_{исп}/Q_{ку}$	0,795	0,750	0,719
35. Теплова потужність установки $N_т$, Гкал/год	$\dfrac{3600\cdot G_п h_0}{4{,}184}\cdot 10^{-6}$	71,7	70,3	69,6
36. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора N_e, кВт	З розрахунку ГТА	45 000		
37. ККД ГТА на клемах генератора η_e	З розрахунку ГТА	0,369		
38. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{пал}$	$\dfrac{N_e+G_п\cdot(h_0-h_{п.в})}{N_e/\eta_e}$	0,912	0,900	0,893

Таблиця 3.3 (закінчення)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування перегрітої пари з температурою 300 °С

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення	
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_г$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8	
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)	
3. Тиск генеруємої пари p_0, МПа	Приймаємо	**2,0**	**3,0**
4. Температура генеруємої пари t_0, °С	Приймаємо	**300**	**300**
5. Ентальпія генеруємої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3023	2993
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	289	
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$	253	254
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s, °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	212	234
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	909	1008
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2800	2804
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	222	244

Продовження табл. 3.3 (закінчення)

14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{эк})+273;\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,109	1,110
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{п}$, кг/с	$\dfrac{G_{г}\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}(\Theta_d-\Theta_{эк})}{h_0-h_{эк}}$	26,53	26,58
16. Температура газів за пароперегрівом Θ_1', °С	Приймаємо з наступним уточненням	552	557
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_1'}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_1')+273;\alpha)$	1,15	1,152
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1, °С	$\Theta_d-\dfrac{G_{п}(h_0-h_1)}{G_{г}\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_1'}}$	552	557
19. Перевірка умови	$\lvert\Theta_1-\Theta_1'\rvert\le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ_1' в п.16	0,3	0,3
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{ух}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s	102	106
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{эк}+\Theta'_{ух})+273;\alpha)$	1,048	1,05

Продовження табл. 3.3 (закінчення)

22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{ух}$, °С	$\Theta_{эк} - \frac{G_{п}(h_{эк} - h_{п.в})}{G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}}$	101,5	105,5
23. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{ух} - \Theta'_{ух}\rvert \le 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{ух}$ в п.20	0,5	0,5
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{ух})+273;\alpha)$	1,092	1,093
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{н}$, °С	З розрахунку ГТА	15	
26. Середня теплоємність газів $c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{н})+273;\alpha)$	1,08	1,08
27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\frac{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d - \Theta_{ух})}{c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}(\Theta_d - \Theta_{н})}$	0,859	0,853
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_{г} c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d - \Theta_{ух})$	73360	72828
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_{г} c_{рг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}(\Theta_d - \Theta_1)$	5916	5024
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп}/Q_{ку}$	0,081	0,069
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_{г} c_{рг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}(\Theta_{эк} - \Theta_{ух})$	17404	20045
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк}/Q_{ку}$	0,237	0,275

Продовження табл. 3.3 (закінчення)

33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{\text{исп}}$, кВт	$Q_{\text{ку}} - Q_{\text{пп}} - Q_{\text{эк}}$	50040	47759
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$	0,682	0,656
35. Теплова потужність установки $N_{\text{т}}$, Гкал/год	$\frac{3600 \cdot G_{\text{п}} h_0}{4{,}184} \cdot 10^{-6}$	69,0	68,5
36. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора $N_{\text{е}}$, кВт	З розрахунку ГТА	45 000	
37. ККД ГТА на клемах генератора $\eta_{\text{е}}$	З розрахунку ГТА	0,369	
38. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{\text{пал}}$	$\frac{N_{\text{е}} + G_{\text{п}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}})}{N_{\text{е}} / \eta_{\text{е}}}$	0,886	0,882

Таблиця 3.4 (початок)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування перегрітої пари з температурою 400 °С

Найменування параметра	**Спосіб визначення**	**Чисельне значення**		
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_{\text{г}}$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8		
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)		
3. Тиск генеруємої пари p_0, МПа	Приймаємо	**0,12**	**0,5**	**1,0**
4. Температура генеруємої пари t_0, °С	Приймаємо	**400**	**400**	**400**
5. Ентальпія генеруємої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3278	3272	3264
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	189		

Продовження табл. 3.4 (початок)

7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{\text{п.в}}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{\text{п.в}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{\text{п.в}})$	251	252	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{\text{эк}}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s, °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	105	152	180
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{\text{эк}}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	439	640	763
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2684	2749	2778
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{\text{эк}}$, °С	$t_s + \delta t_{\text{эк}}$	115	162	190
14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0{,}5(\Theta_d + \Theta_{\text{эк}}) + 273; \alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,093	1,098	1,103
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\dfrac{G_{\text{г}}\, c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$	25,15	24,55	24,25
16. Температура газів за пароперегрівом Θ_1', °С	Приймаємо з наступним уточненням	494	508	514
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{p\text{г}}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_1'}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0{,}5(\Theta_d + \Theta_1') + 273; \alpha)$	1,142	1,144	1,145

Продовження табл. 3.4 (початок)

18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1, °С	$\Theta_d - \dfrac{G_{\text{п}}(h_0 - h_1)}{G_{\text{г}} c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1}}$	494	508	514
19. Перевірка умови	$\lvert\Theta_1 - \Theta'_1\rvert \le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_1 в п.16	0,1	0,4	0,3
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{\text{ух}}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s	82	96	104
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_{\text{ек}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{\text{ек}}+\Theta'_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,038	1,041	1,045
22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{\text{ух}}$, °С	$\Theta_{\text{ек}} - \dfrac{G_{\text{п}}(h_{\text{ек}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pr}\Big\vert_{\Theta_{\text{ек}}}^{\Theta'_{\text{ух}}}}$	82	96	104
23. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{\text{ух}} - \Theta'_{\text{ух}}\rvert \le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{\text{ух}}$ в п.20	0,1	0,4	0
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{ух}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{ух}})+273;\alpha)$	1,089	1,09	1,09
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}$, °С	З розрахунку ГТА	15		
26. Середня теплоємність газів $c_{pr}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{\text{н}})+273;\alpha)$	1,080		

Продовження табл. 3.4 (початок)

27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\dfrac{c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})}{c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_н}(\Theta_d-\Theta_н)}$	0,891	0,868	0,853
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}(\Theta_d-\Theta_{ух})$	76090	74109	72855
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_d}^{\Theta'_1}(\Theta_d-\Theta_1)$	14937	12838	11785
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп}/Q_{ку}$	0,196	0,173	0,162
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_г c_{рг}\int_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}(\Theta_{эк}-\Theta_{ух})$	4728	9524	12391
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк}/Q_{ку}$	0,062	0,129	0,170
33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт	$Q_{ку}-Q_{пп}-Q_{эк}$	56426	51747	48679
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{исп}$	$Q_{исп}/Q_{ку}$	0,742	0,698	0,668
35. Теплова потужність установки $N_т$, Гкал/год	$\dfrac{3600\cdot G_п h_0}{4{,}184}\cdot 10^{-6}$	70,9	69,1	68,1
36. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора N_e, кВт	З розрахунку ГТА	45 000		
37. ККД ГТА на клемах генератора η_e	З розрахунку ГТА	0,369		
38. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{пал}$	$\dfrac{N_e+G_п\cdot(h_0-h_{п.в})}{N_e/\eta_e}$	0,909	0,893	0,884

Таблиця 3.4 (закінчення)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування перегрітої пари з температурою 400 °С

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення	
1. Витрата газів через котел-утилізатор $G_г$, кг/с	З розрахунку ГТА	137,8	
2. Температура газів за ГТД Θ_d, °С	З розрахунку ГТА	589 (862 К)	
3. Тиск генеруємої пари p_0, МПа	Приймаємо	**2,0**	**3,0**
4. Температура генеруємої пари t_0, °С	Приймаємо	**400**	**400**
5. Ентальпія генеруємої пари h_0, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_0)$	3248	3231
6. Температурний напір на вході в котел-утилізатор δt_1, °С	$\Theta_d - t_0$	289	
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °С	Приймаємо 55...65	60	60
8. Ентальпія живильної води на вході в котел-утилізатор $h_{п.в}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0, t_{п.в})$	253	254
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10
10. Температура пари в стані насичення при обраному тиску t_s, °С	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	212	234
11. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	909	1008
12. Ентальпія пари в стані насичення при обраному тиску h_1, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	2800	2804
13. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	222	244

Продовження табл. 3.4 (закінчення)

14. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач та випарник $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{эк})+273;\alpha)$, де α – коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння (береться з розрахунку ГТД)	1,109	1,110
15. Масова витрата генеруємої пари $G_{п}$, кг/с	$\dfrac{G_{г}\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}(\Theta_d-\Theta_{эк})}{h_0-h_{эк}}$	23,98	23,74
16. Температура газів за пароперегрівом Θ_1', °С	Приймаємо з наступним уточненням	521	525
17. Середня теплоємність газів при проходженні через пароперегрівач $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_1'}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_1')+273;\alpha)$	1,146	1,147
18. Температура газів за пароперегрівачем Θ_1, °С	$\Theta_d-\dfrac{G_{п}(h_0-h_1)}{G_{г}\, c_{pг}\Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_1'}}$	521	525
19. Перевірка умови	$\lvert\Theta_1-\Theta_1'\rvert\le 5$. При невиконанні умови уточнюється значення Θ_1' в п.16	0	0,1
20. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{ух}$, °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_s	113	120
21. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pг}\Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_{эк}+\Theta'_{ух})+273;\alpha)$	1,05	1,05

Продовження табл. 3.4 (закінчення)

22. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{ух}$, °С	$\Theta_{эк} - \frac{G_{п}(h_{эк} - h_{п.в})}{G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}}}$	113	120
23. Перевірка умови	$\lvert\Theta_{ух} - \Theta'_{ух}\rvert \le 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення $\Theta'_{ух}$ в п.20	0,3	0,3
24. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{ух})+273;\alpha)$	1,092	1,093
25. Температура навколишнього середовища $\Theta_{н}$, °С	З розрахунку ГТА	15	
26. Середня теплоємність газів $c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}}$, кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T=0{,}5(\Theta_d+\Theta_{н})+273;\alpha)$	1,08	1,08
27. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\frac{c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}} (\Theta_d - \Theta_{ух})}{c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{н}} (\Theta_d - \Theta_{н})}$	0,838	0,826
28. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta_{ух}} (\Theta_d - \Theta_{ух})$	71584	70594
29. Тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $Q_{пп}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_d}^{\Theta'_1} (\Theta_d - \Theta_1)$	10742	10136
30. Відносне тепло, що віддається газами в пароперегрівачі $\overline{Q}_{пп}$	$Q_{пп} / Q_{ку}$	0,150	0,144
31. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}$, кВт	$G_{г} c_{рг} \Big\vert_{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{ух}} (\Theta_{эк} - \Theta_{ух})$	15730	17899
32. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\overline{Q}_{эк}$	$Q_{эк} / Q_{ку}$	0,220	0,254

Продовження табл. 3.4 (закінчення)

33. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}$, кВт	$Q_{ку} - Q_{пп} - Q_{эк}$	45112	42559
34. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\overline{Q}_{исп}$	$Q_{исп} / Q_{ку}$	0,630	0,603
35. Теплова потужність установки $N_т$, Гкал/год	$\frac{3600 \cdot G_п h_0}{4{,}184} \cdot 10^{-6}$	67,0	66,0
36. Потужність газотурбінного агрегата на клемах генератора N_e, кВт	З розрахунку ГТА	45 000	
37. ККД ГТА на клемах генератора η_e	З розрахунку ГТА	0,369	
38. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{пал}$	$\frac{N_e + G_п \cdot (h_0 - h_{п.в})}{N_e / \eta_e}$	0,873	0,865

За результатами розрахунку будуємо графічні залежності найбільш важливих параметрів теплоутилізаційного контуру від прийнятого значення тиску та температури генерованої перегрітої пари (рис.3.9 - 3.13).

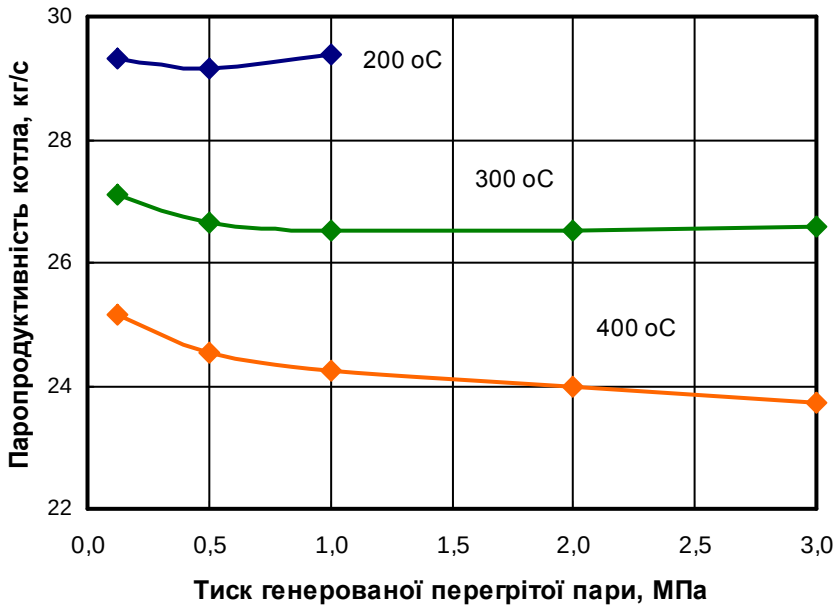

Рис.3.9. Залежність паропродуктивності котла-утилізатора від тиску та температури генерованої перегрітої пари

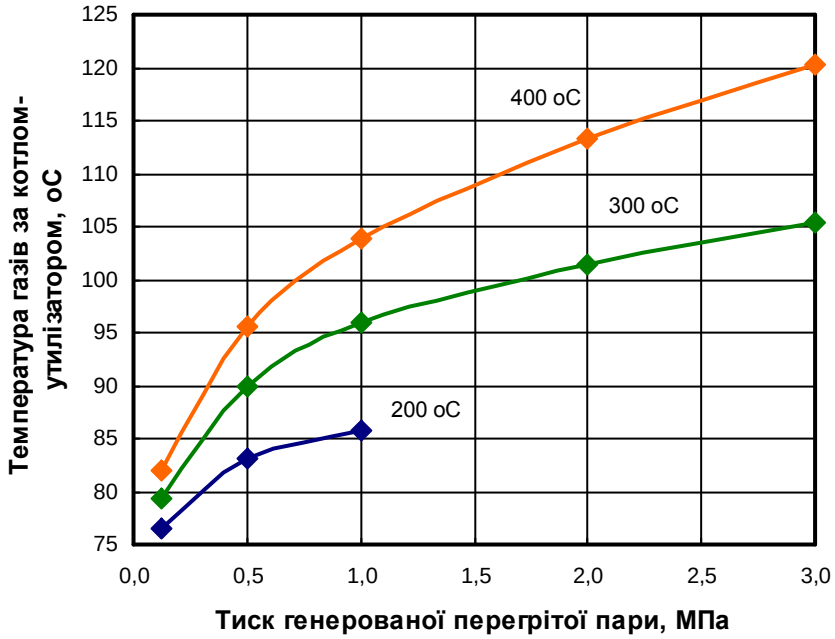

Рис.3.10. Залежність температури газів за котлом-утилізатором від тиску та температури генерованої перегрітої пари

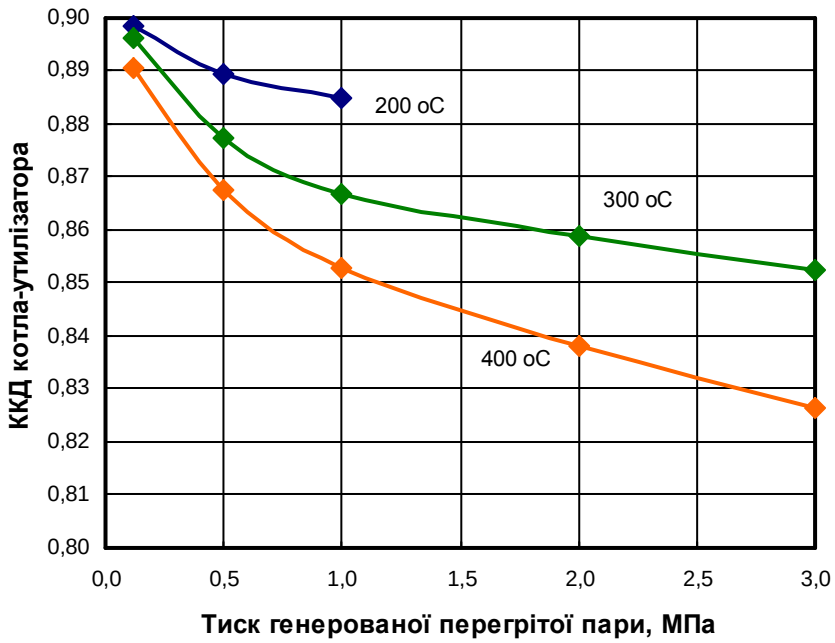

Рис.3.11. Залежність ККД котла-утилізатора від тиску та температури генерованої перегрітої пари

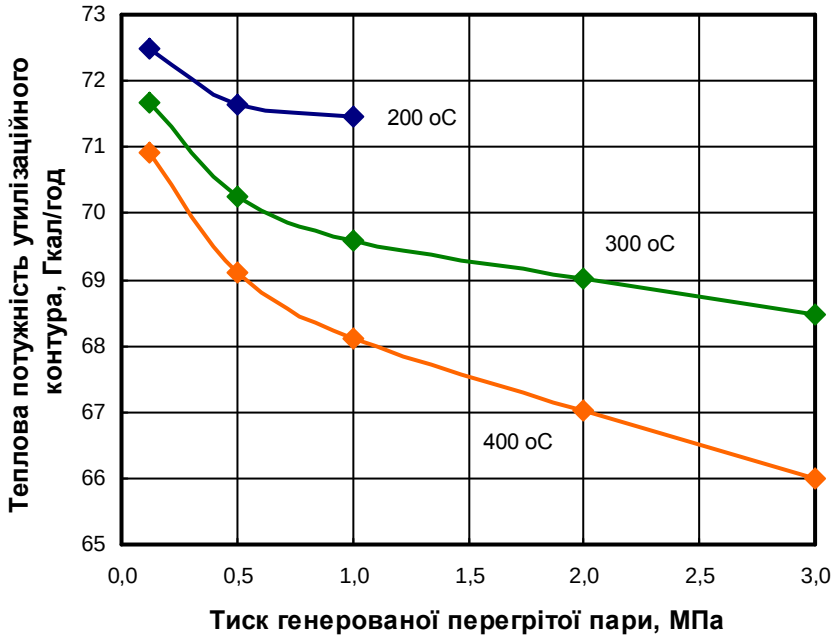

Рис.3.12. Залежність теплової потужності утилізаційного контура від тиску та температури генерованої перегрітої пари

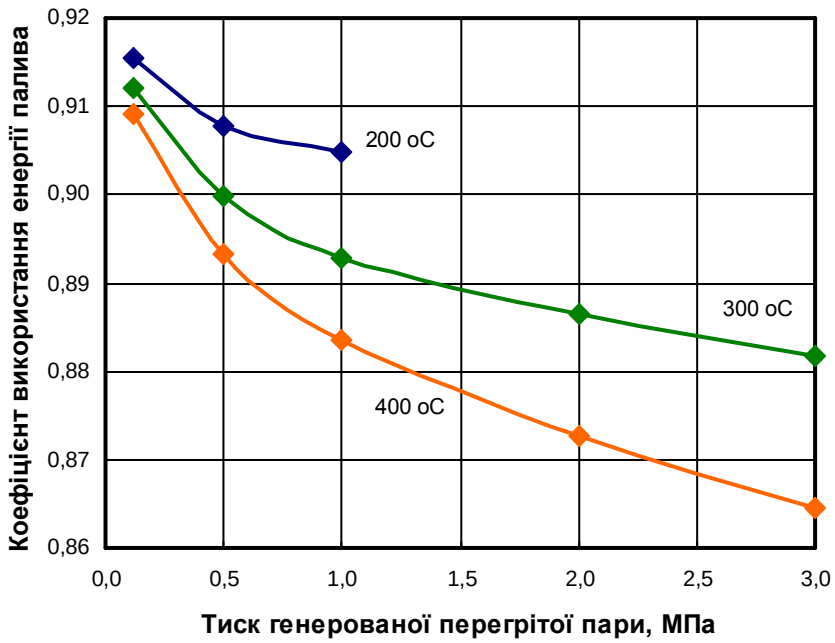

Рис.3.13. Залежність коефіцієнта корисного використання енергії палива від тиску та температури генерованої перегрітої пари

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

1) Зростання тиску, за якого генерується пара, веде до збільшення температури кипіння води, що у свою чергу приводить до зростання температури газів за котлом-утилізатором, до зниження ККД котла-утилізатора та коефіцієнта корисного використання енергії палива ГТА.

2) Вплив температури перегріву пари на вищевказані параметри є аналогічним.

3) Залежність паропродуктивності котла-утилізатора від тиску генерованої перегрітої пари має оптимум (мінімальне значення), який із збільшенням температури перегріву переміщується в зону більших тисків. Незважаючи на цей оптимум, теплова потужність утилізаційної установки із збільшенням як температури пари, так і її тиску, однозначно зменшується.

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Конструювання та конструктивні розрахунки ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
Зав.каф.		Патлайчук В.М.				НУК		

РОЗДІЛ 4
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

4.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Газотурбінний двигун для використання у складі газотурбінної ТЕЦ проектуємо однокаскадним з двоопорним ротором, простого термодинамічного циклу, з відбором потужності з боку компресора, з виносним повітроохолоджувачем системи охолодження лопаток турбіни.

Двигун (рис. 4.1) складається з компресора 1, камери згоряння 2, турбіни 3, комунікацій. Двигун на передній 6 і задній 4 опорах встановлено на раму 5.

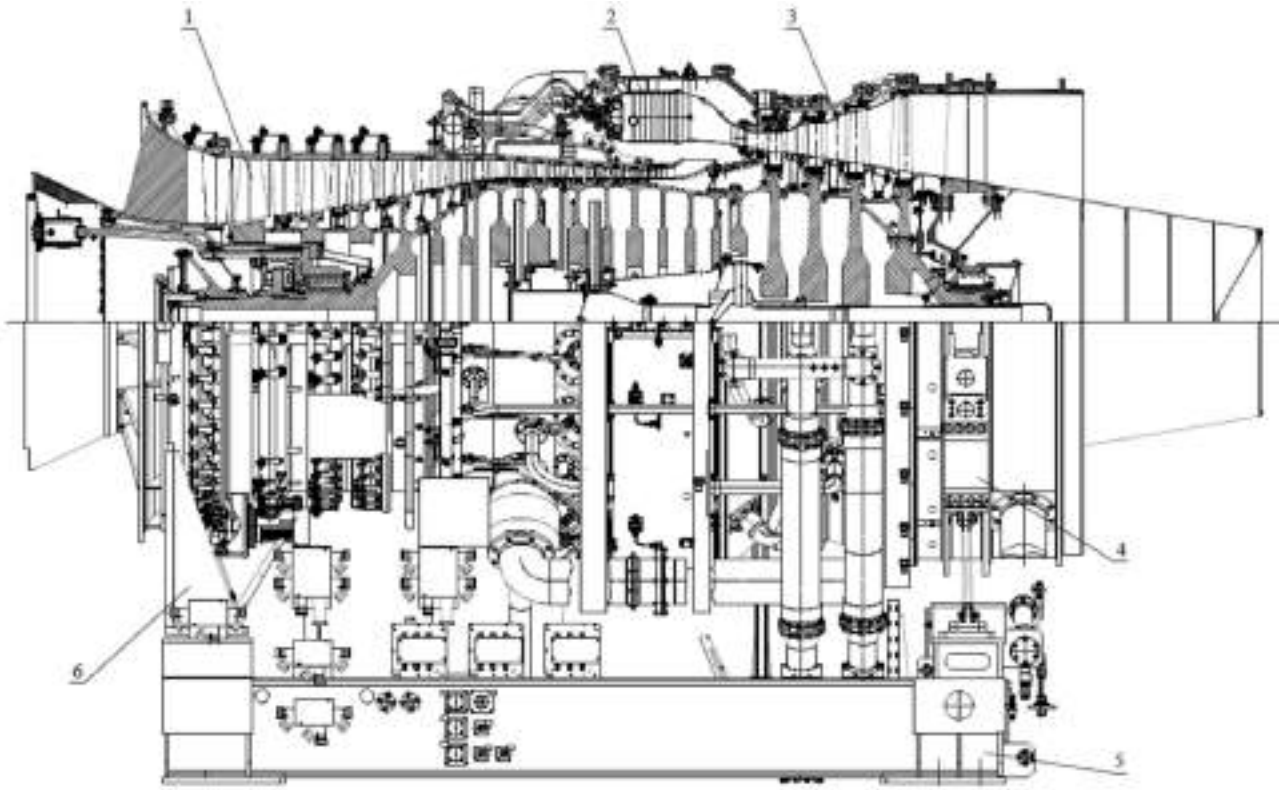

Рис. 4.1. Двигун на рамі:

1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – турбіна; 4 – задня опора; 5 – рама; 6 – передня опора

Компресор 1 призначений для стиснення атмосферного повітря і подачі його в камеру згоряння 2. У компресорі передбачене управління кутом

установки лопаток поворотного вхідного направляючого апарату, напрямних апаратів першого-третього ступенів за допомогою електроприводу.

Камера згоряння – противотокова, трубчасто-кільцевого типу, з двадцятьма двома жаровими трубами, які забезпечують роботу на газоподібному паливі.

Турбіна 3 – чотириступінчаста. Напрямок обертання турбіни – проти годинникової стрілки, якщо дивитися проти потоку газу. Соплові апарати першого, другого, третього ступеня і робочі лопатки першого та другого ступеня турбіни виконані охолоджуваними.

Як пусковий пристрій ГТД використовується тиристорний пусковий пристрій генератора. Цей пусковий пристрій має забезпечує пуск і прокручування ротора ГТД. При досягненні заданої частоти обертання система автоматичного управління видає команду на включення пускової системи ГТД (розпалювання камери згоряння) і двигун виходить на холостий хід.

Через вхідний патрубок повітря надходить в компресор, де відбувається його стиснення. З компресора стиснене повітря надходить в камеру згоряння, в якій спалюється паливний газ, що подається через пальники камери згоряння.

Займання паливного газу при пуску здійснюється за допомогою запалювачів. Подальше горіння в камері згоряння забезпечується безперервною подачею паливного газу і повітря. Частина повітря використовується безпосередньо для спалювання палива, частина – охолоджує стінки жарових труб і, змішуючись з продуктами згоряння, утворює газ, енергія якого використовується в турбіні; частина повітря йде на охолодження елементів турбіни.

Турбіна розвиває потужність, необхідну для приводу компресора, а надлишкова (корисна) потужність, що розвивається турбіною, використовується для приводу генератора.

На двигуні встановлено чотири клапана перепуску повітря – один за одинадцятим ступенем компресора, три клапана – за камерою згоряння на

силовому корпусі першого соплового апарату для забезпечення стійкої роботи ГТД на запуск, аварійну та нормальну зупинки.

За одинадцятим ступенем компресора встановлений один протиобледнювальний клапан, призначений для відбору повітря на обігрів комплексного повітряочистного пристрою.

4.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБІНИ

З термогазодинамічного розрахунку турбіни двигуна на середньому діаметрі (табл. 2.12) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{ср2}$ = 1,450 м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_р$ = 0,085 м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2ср}$ = 330 м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1ср}$ = 12^0;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1ср}$ = 611 м/с;

відношення $(u/c_1)_{ср}$ = 330/611 = 0,540;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2ср}$ = $70{,}0^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2ср}$ = 124 м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2ср}$ = $17{,}4^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2ср}$ = 390 м/с;

швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ = 0,97;

швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ = 0,96.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції. Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1

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: $r_к = 0{,}5 \cdot (D_{ср2} - l_р)$; для середнього: $r_{ср} = 0{,}5 \cdot D_{ср2}$; для периферійного: $r_п = 0{,}5 \cdot (D_{ср2} + l_р)$	0,683	0,725	0,767
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{ср2}}$	0,941	1	1,059
3. Колова швидкість u, м/с	$u_{2ср}\,\bar{r}$	310,8	330,1	349,4
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1, м/с	$\frac{c_{1ср}}{\bar{r}}\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\sin^2\alpha_{1ср}}$	647,4	611,0	578,8
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1, град	$\mathrm{arctg}(\bar{r}\,\mathrm{tg}\alpha_{1ср})$	11,3	12	12,7
6. Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{ср} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1+(\bar{r}^2-1)\sin^2\alpha_{1ср}}}$	0,480	0,540	0,604
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1, град	$\mathrm{arctg}\frac{\bar{r}\,\mathrm{tg}\alpha_{1ср}}{1-\left(\frac{u}{c_1}\right)_{ср} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos\alpha_{1ср}}}$	21,4	25,4	30,6
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1, м/с	$\frac{c_{1ср}\sin\alpha_{1ср}}{\sin\beta_1}$	348,1	296,2	249,9

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2, град	$\text{arctg}\dfrac{c_{2ср}\sin\alpha_{2ср}}{\bar{r}u_{2ср}+\dfrac{c_{2ср}\cos\alpha_{2ср}}{\bar{r}}}$	18,1	17,4	16,6
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2, м/с	$\dfrac{w_{2ср}\sin\beta_{2ср}}{\sin\beta_2}$	374,4	390,3	406,6
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2, град	При $\alpha_{2ср}<90^0$: $\text{arctg}(\bar{r}\,\text{tg}\alpha_{2ср})$; при $\alpha_{2ср}>90^0$: $180^0-\text{arctg}(\bar{r}\,\text{tg}\alpha_{2ср})$	68,8	70,0	71,0
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2, м/с	$\dfrac{w_{2ср}\sin\beta_{2ср}}{\sin\alpha_2}$	124,8	123,9	123,1
13. Міра реактивності ρ	$\dfrac{\left(\dfrac{w_2}{\psi}\right)^2-w_1^2}{\left(\dfrac{c_1}{\varphi}\right)^2+\left(\dfrac{w_2}{\psi}\right)^2-w_1^2}$	0,065	0,164	0,247

4.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБІНИ НА МІЦНІСТЬ

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток першого ступеня турбіни проектуємого двигуна на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через ступінь $G =$ 118,4 кг/с;

частота обертання ротора n = 4350 об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{ср2}$ = 1,450 м;

довжина робочої лопатки l = 0,085 м;

число робочих лопаток на вінці z = 106;

температура газу перед робочими каналами T_1 = 1407 К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 1\ 158\ 570$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 1\ 052\ 000$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 2): швидкості $c_1 = 611$ м/с та $c_2 = 124$ м/с; кути $\alpha_1 = 12{,}0^o$ та $\alpha_2 = 70{,}0^o$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	**Кореневий переріз**	**Середній переріз**	**Периферій-ний переріз**
Кут входу потоку до робочої решітки β_1, град	21,4	25,4	30,6
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2, град	18,1	17,4	16,6

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

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 1407 \text{ К}.$$

Оскільки отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1080 \text{ К}.$$

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

Густина матеріалу ρ при температурі 20 ^{o}C складає 8100 кг/м^3.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуємого матеріалу:

***T*, К**	σ_{100}**, 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.

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_{\text{л}} = T\,(\lg\tau + C),$$

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

Розраховані значення зведемо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

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:

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

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи τ = 30 000 годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{л} = T_{розр} (\lg \tau + C) = 1080\ (\lg\ 30000 + 20) = 26\ 435.$$

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

$$\sigma_{дл} = 247 \text{ МПа}.$$

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 $B_р$, м;

кут установки $\beta_у$, град;

хорду b, м;

найбільшу товщину δ, м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h, м (рис. 4.27).

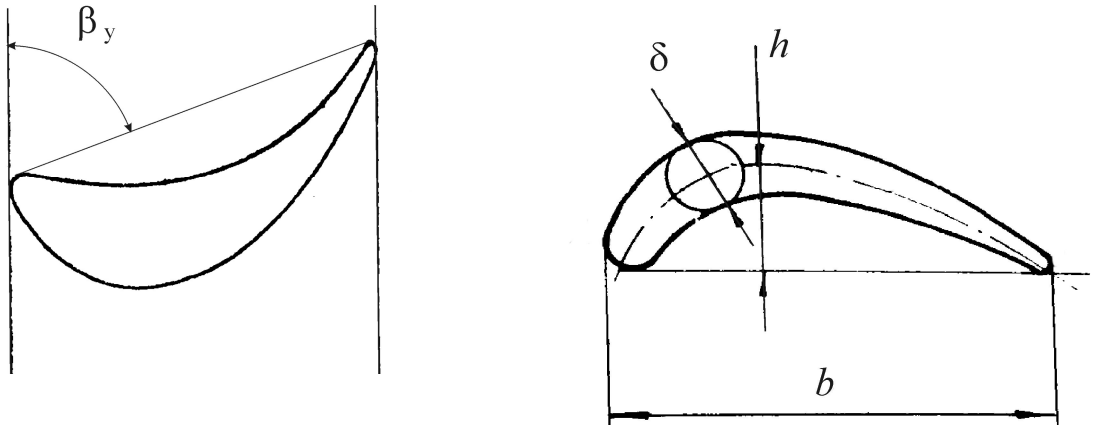

Рис.4.27. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис. 4.27), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [6], кут установки профілю

$$\beta_у = 57{,}84 - 0{,}3929\beta_1 + 0{,}8221\beta_2.$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_р}{\sin\beta_у}.$$

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

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де $t_р$ – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 4.3.

Таблиця 4.3

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	0,062	64,3	0,069	0,017	0,024	$6{,}84 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,060	62,2	0,068	0,010	0,024	$3{,}99 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,058	59,5	0,067	0,003	0,017	$1{,}31 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [6]:

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

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.

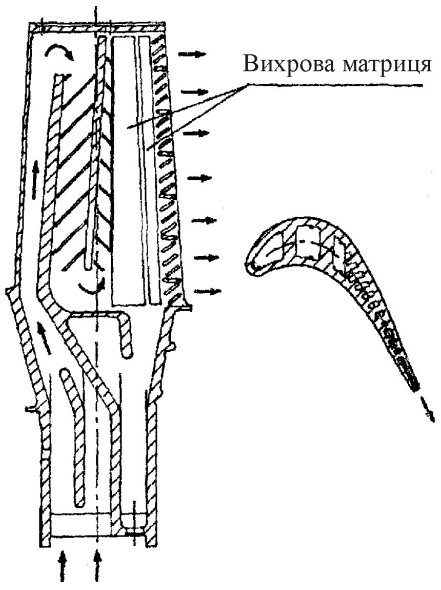

Рис.4.28. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" наведена на рис.4.28.

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

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

де $k_{\text{ох}} \approx 0{,}55...0{,}75$ – 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 $F_o = 6{,}84 \cdot 10^{-4}$ м^2 – площа кореневого перерізу (див. табл.4.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \dfrac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{ср}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \dfrac{(6{,}84 - 1{,}31)\cdot 10^{-4}}{(6{,}84 - 3{,}99)\cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0{,}957,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(6{,}84 - 1{,}31)\cdot 10^{-4}}{0{,}085^{0{,}957}} = 5{,}85 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{ср}} = 3{,}99 \cdot 10^{-4}$ м^2 та $F_{\text{п}} = 1{,}31 \cdot 10^{-4}$ м^2 – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.4.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{1{,}31 \cdot 10^{-4}}{6{,}84 \cdot 10^{-4}} = 0{,}192.$$

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

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2; $C = \rho\omega^2 \int_r^R rF dr + C_{\text{б}}$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 4350}{30} = 455 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки бандажної полиці немає, то відцентрова сила від ваги бандажної полиці $C_б$ дорівнює нулю.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{ро} = \frac{m + \mu_п}{m+1} \cdot \left[\frac{\rho\omega^2}{2} D_{ср2} l + \frac{C_б}{F_o} \right] =$$

$$= \frac{0{,}957 + 0{,}192}{0{,}957 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 455^2}{2} 1{,}450 \cdot 0{,}085 + \frac{0}{6{,}84 \cdot 10^{-4}} \right] = 60{,}7 \text{ МПа}.$$

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.4.29). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральної осі обертання ротора турбіни.

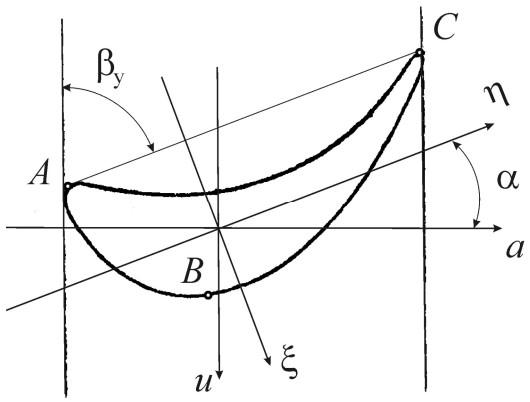

Рис.4.29. Розміщення координатних осей

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

$$\alpha = 90^0 - \beta_у = 90 - 64{,}3 = 25{,}7^o,$$

де $\beta_y = 64{,}3^o$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.4.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю *A*, *B* і *C*, максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)[1]. Для цього використовуємо формули:

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

$$= -0{,}053\frac{0{,}069\cdot 0{,}017^3}{0{,}024}\left[1+\left(\frac{0{,}024}{0{,}017}\right)^2\right] = -\,2{,}28\cdot 10^{-6}\ \text{м}^3;$$

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

$$= 0{,}084\cdot 0{,}069\cdot 0{,}017^2\,\frac{1+\left(\frac{0{,}024}{0{,}017}\right)^2}{1+0{,}46\frac{0{,}024}{0{,}017}} = 3{,}08\cdot 10^{-6}\ \text{м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0{,}088 b^2\delta = -0{,}088\cdot 0{,}069^2\cdot 0{,}017 = -\,7{,}17\cdot 10^{-6}\ \text{м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0{,}066 b^2\delta = 0{,}066\cdot 0{,}026^2\cdot 0{,}007 = 5{,}38\cdot 10^{-6}\ \text{м}^3,$$

де $b = 0{,}069$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0{,}017$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0{,}024$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.4.3).

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

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:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2) = \frac{118{,}4}{106}(611\cos 12 + 124\cos 70{,}0) = 715 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{118{,}4}{106}(611\sin 12 - 124\sin 70{,}0) + \frac{3{,}14 \cdot 1{,}450}{106} 0{,}085 \cdot (1158570 - 1052000) = 401 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin\alpha + P_u \cos\alpha = 401\sin 25{,}7 + 715\cos 25{,}7 = 818 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos\alpha - P_u \sin\alpha = 401\cos 25{,}7 - 715\sin 25{,}7 = 52 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A:

$$\sigma^{\text{г}}_{\text{ио}A} = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{818\frac{0{,}085}{2}}{-1{,}24 \cdot 10^{-7}} - \frac{52\frac{0{,}085}{2}}{-3{,}90 \cdot 10^{-7}} = 14{,}9 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B:

$$\sigma^{\text{г}}_{\text{ио}B} = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{818\frac{0{,}085}{2}}{1{,}67 \cdot 10^{-7}} - \frac{52\frac{0{,}085}{2}}{-\infty} = -11{,}3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C:

$$\sigma^{\text{г}}_{\text{ио}C} = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{818\frac{0{,}085}{2}}{-1{,}24 \cdot 10^{-7}} - \frac{52\frac{0{,}085}{2}}{2{,}92 \cdot 10^{-7}} = 15{,}6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$\left|\sigma^{\text{г}}_{\text{ио}}\right| = 15{,}6 \text{ МПа}.$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{ро} + 0{,}2\left|\sigma_{ио}^{г}\right| = 60{,}7 + 0{,}2 \cdot 15{,}6 = 63{,}9 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{ро} = 60{,}7$ МПа – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{247{,}0}{63{,}9} = 3{,}87,$$

де $\sigma_{дл} = 247{,}0$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

4.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБІНИ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

1) Виконуємо в масштабі 1:2,5 рисунок диска газової турбіни (рис.4.30).

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 $h_{кр}$ = 0,063 м;

– радіус кореневого перерізу лопаток r_o = 0,680 м;

– зовнішній розрахунковий радіус диска r_a = 0,590 м;

– внутрішній радіус диска r_i = 0,047 м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис.4.30). 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.4.30 це перетини 1 та 2, 3 та 4 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].)

3) Густина пояса кріплення

$$\rho_{кр} = 0{,}5\,(\rho_{л} + \rho_{д}) = 0{,}5\,(8100 + 8320) = 8210 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_{л} = 8100$ кг/м^3 – густина матеріалу лопатки.

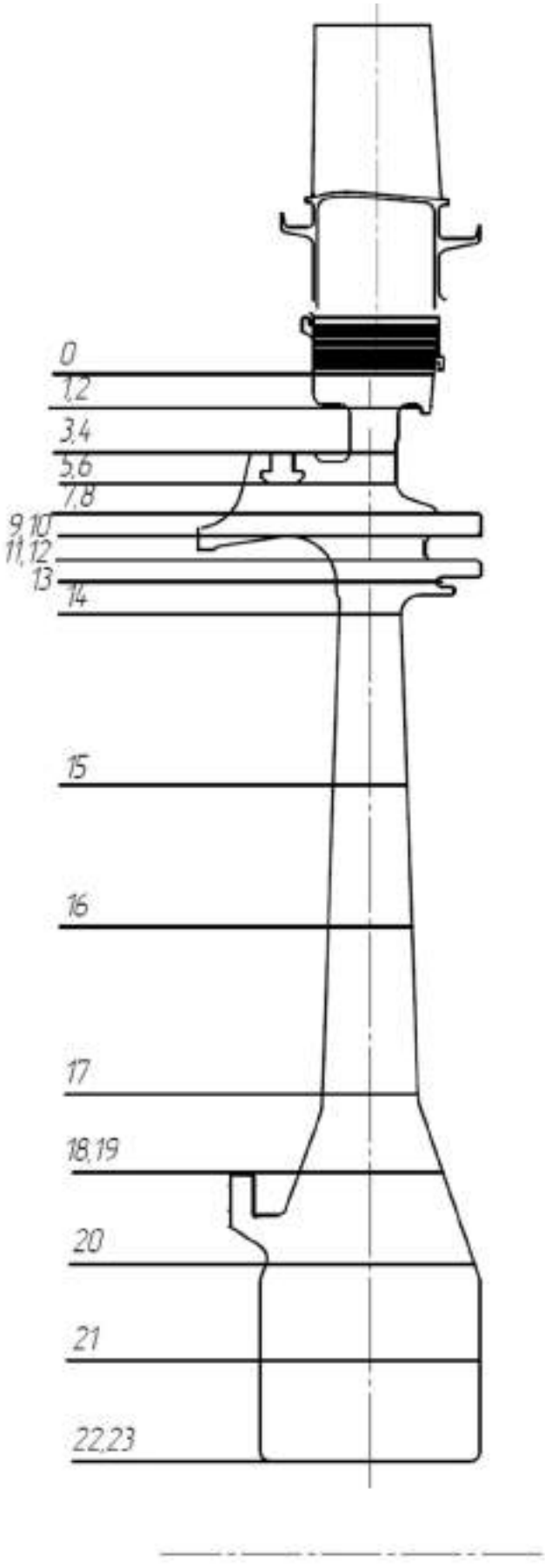

Рис.4.30. Диск першого ступеня турбіни з позначенням розрахункових перетинів

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0{,}680^3 - 0{,}590^3}{3} \right) \cdot 0{,}063 = 2{,}29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 4350}{30} = 455 \text{ с}^{-1},$$

де n = 4350 об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2\pi\rho_{кр}\omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 8210 \cdot 455^2 \cdot 2{,}29 \cdot 10^{-3} = 24\,456\,975 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 28\,857\,989 \text{ Н},$$

де z = 106– число робочих лопаток на вінці; C_o – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2\pi} = \frac{28857989}{2 \cdot 3{,}14} = 4\,592\,892.$$

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

$$T_a = T_{расч} - (50...100) = 1080 - 100 = 980 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 1080$ К – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток.

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

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

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

$$K_в = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_в h\, dr + \sigma_в^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho\omega^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 h\, dr}}.$$

Розрахунок зведений у табл.4.4.

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.4.31.

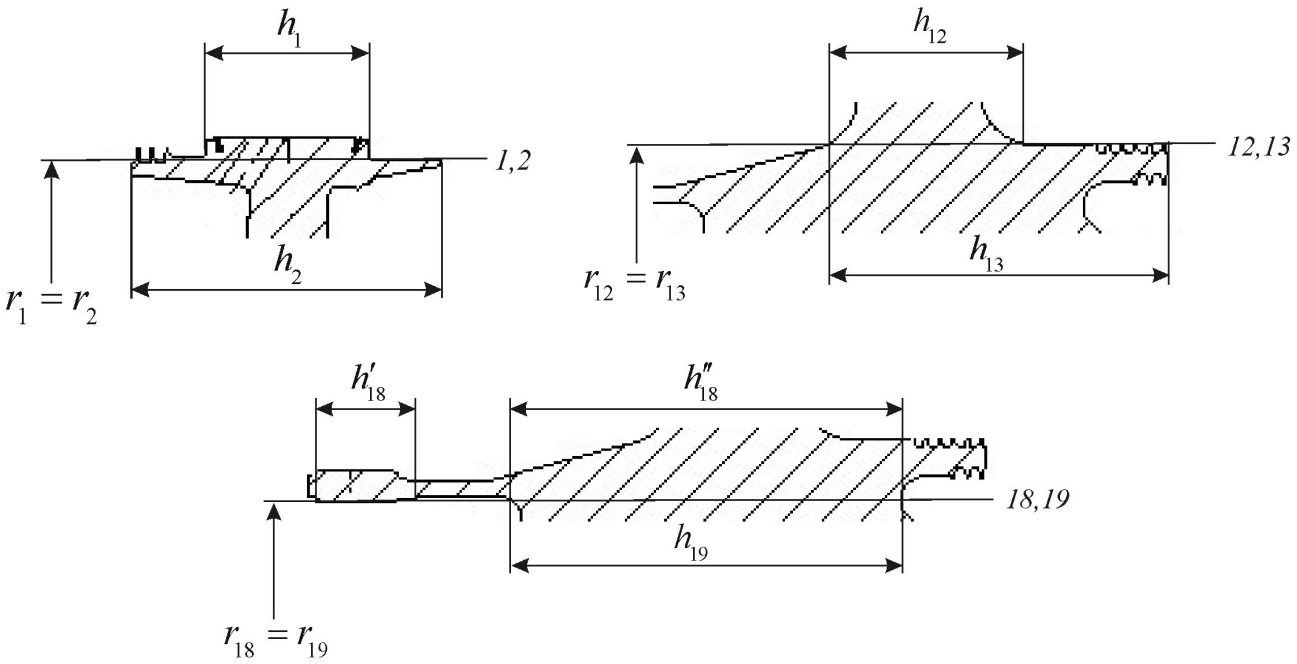

Рис.4.31. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл.4.4) може бути визначена по формулі[1]

[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.4.4) залежно від температури T використовуємо формулу:

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

12) З табл.4.4 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має **перетин диска під № 3**:

$$K_в^{\min} = 1{,}55.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Оскільки перетин № 3 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], становить $[K_в] = 1{,}4...1{,}6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_в \geq [K_в]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_н = \frac{1}{\omega K_в^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_в}{\rho_д}} = \frac{1}{455 \cdot 1{,}55} \sqrt{\frac{928 \cdot 10^6}{8310}} = 0{,}474 \text{ м}.$$

де $\sigma_в = 928 \cdot 10^6$ 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.

Таблиця 4.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
1.r, м	0,590	0,573	0,573	0,550	0,550	0,535	0,535
2.h, м	0,060	0,058	0,024	0,023	0,070	0,070	0,076
3.t, ^{0}C	980	949	949	908	908	882	882
4. $\sigma_в$,Па	873	898	898	928	928	946	946
5. $\sigma_в h$,Па м	52,41	52,08	21,55	21,35	64,97	66,22	71,89
6. $2(\sigma_в h)_{ср}$, Н/м	52,41	104,49	73,63	42,90	86,31	131,18	138,11
7. $\left(\Delta r / r\right)$, м	0	0,0085	0,0000	0,0115	0,0000	0,0075	0,0000
8. $(\sigma_в h)_{ср}$,Н	0	0,888	0,000	0,493	0,000	0,984	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_в h\, dr$, Н	0	0,888	0,888	1,381	1,381	2,365	2,365
10.r^2, м^2	0,3481	0,3283	0,3283	0,3025	0,3025	0,2862	0,2862
11.r^2 h, м^3	2,09E-02	1,90E-02	7,88E-03	6,96E-03	2,12E-02	2,00E-02	2,18E-02
12.2(r^2 h)$_{ср}$, м^3	2,09E-02	3,99E-02	2,69E-02	1,48E-02	2,81E-02	4,12E-02	4,18E-02
13.(r^2 h)$_{ср}$ Δ r, м^4	0	3,39E-04	0	1,71E-04	0	3,09E-04	0,00E+00
14. $\int r^2 h\, dr$,м^4	0	3,39E-04	3,39E-04	5,10E-04	5,10E-04	8,19E-04	8,19E-04
15. $\rho\varpi^2 \int r^2 h dr$,Н	0	0,585	0,585	0,878	0,878	1,411	1,411
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho\varpi^2 \cdot \int r^2 h\, dr$,Н	4,593	5,177	5,177	5,471	5,471	6,004	6,004
17. $\sigma_в^* h^* r^*$, Н	30,919	29,842	12,348	11,740	35,731	35,427	38,463
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_в^* h^* r^*$,Н	30,919	30,730	13,237	13,122	37,112	37,792	40,828
19. $\kappa_в$	2,59	2,44	1,60	**1,55**	2,60	2,51	2,61

Продовження таблиці 4.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**
1.r, м	0,520	0,520	0,510	0,510	0,498	0,498	0,486
2.h, м	0,105	0,125	0,141	0,068	0,050	0,073	0,052
3.t, ^{0}C	858	858	842	842	823	823	804
4. $\sigma_в$,Па	963	963	973	973	985	985	996
5. $\sigma_в h$,Па м	101,07	120,32	137,18	66,16	49,23	71,88	51,78
6. $2(\sigma_в h)_{ср}$, Н/м	172,96	221,39	257,50	203,34	115,39	121,11	123,66
7. $\left(\Delta r / r\right)$, м	0,0075	0,0000	0,0050	0,0000	0,0060	0,0000	0,0060
8. $(\sigma_в h)_{ср}$,Н	1,297	0,000	1,288	0,000	0,692	0,000	0,742
9. $\int_r^{r_a} \sigma_в h\, dr$, Н	3,663	3,663	4,950	4,950	5,642	5,642	6,384
10.r^2, м^2	0,2704	0,2704	0,2601	0,2601	0,2480	0,2480	0,2362
11.r^2 h, м^3	2,84E-02	3,38E-02	3,67E-02	1,77E-02	1,24E-02	1,81E-02	1,23E-02
12.2(r^2 h)$_{ср}$, м^3	5,01E-02	6,22E-02	7,05E-02	5,44E-02	3,01E-02	3,05E-02	3,04E-02
13.(r^2 h)$_{ср}$ Δ r, м^4	3,76E-04	0	3,52E-04	0	1,81E-04	0	1,82E-04
14. $\int r^2 h\, dr$,м^4	1,20E-03	1,20E-03	1,55E-03	1,55E-03	1,73E-03	1,73E-03	1,91E-03
15. $\rho\varpi^2 \int r^2 h\, dr$,Н	2,059	2,059	2,666	2,666	2,977	2,977	3,291
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho\varpi^2 \cdot \int r^2 h\, dr$,Н	6,652	6,652	7,258	7,258	7,569	7,569	7,883
17. $\sigma_в^* h^* r^*$, Н	52,555	62,566	69,963	33,741	24,518	35,796	25,163
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_в^* h^* r^*$,Н	56,218	66,228	74,913	38,691	30,160	41,439	31,547
19. $\kappa_в$	2,91	3,16	3,21	2,31	2,00	2,34	2,00

Продовження таблиці 4.4

Позначення	Розрахунковий переріз						
	14	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**
1.r, м	0,470	0,385	0,314	0,230	0,191	0,191	0,145
2.h, м	0,031	0,037	0,042	0,048	0,072	0,077	0,104
3.t, ^{0}C	781	669	596	531	509	509	490
4. $\sigma_в$,Па	1009	1064	1092	1111	1116	1116	1120
5. $\sigma_в h$,Па м	31,29	39,37	45,86	53,32	80,36	85,94	116,51
6. $2(\sigma_в h)_{ср}$, Н/м	83,06	70,65	85,22	99,18	133,68	166,30	202,45
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0080	0,0425	0,0355	0,0420	0,0195	0,0000	0,0230
8. $(\sigma_в h)_{ср}$,Н	0,665	3,003	3,025	4,166	2,607	0,000	4,656
9. $\int_r^{r_a} \sigma_в h\, dr$, Н	7,049	10,052	13,077	17,243	19,849	19,849	24,506
10.r^2, м^2	0,2209	0,1482	0,0986	0,0529	0,0365	0,0365	0,0210
11.r^2 h, м^3	6,85E-03	5,48E-03	4,14E-03	2,54E-03	2,63E-03	2,81E-03	2,19E-03
12.2(r^2 h)$_{ср}$, м^3	1,91E-02	1,23E-02	9,63E-03	6,68E-03	5,17E-03	5,44E-03	5,00E-03
13.(r^2 h)$_{ср}$ Δ r, м^4	1,53E-04	5,24E-04	3,42E-04	2,81E-04	1,01E-04	0	1,15E-04
14. $\int r^2 h\, dr$,м^4	2,06E-03	2,59E-03	2,93E-03	3,21E-03	3,31E-03	3,31E-03	3,43E-03
15. $\rho\varpi^2 \int r^2 h dr$,Н	3,554	4,457	5,046	5,529	5,702	5,702	5,900
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho\varpi^2 \cdot \int r^2 h\, dr$,Н	8,147	9,050	9,638	10,122	10,295	10,295	10,493
17. $\sigma_в^* h^* r^*$, Н	14,705	15,156	14,399	12,264	15,349	16,415	16,893
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_в^* h^* r^*$,Н	21,754	25,207	27,476	29,507	35,199	36,265	41,399
19. $\kappa_в$	1,63	1,67	1,69	1,71	1,85	1,88	1,99

Продовження таблиці 4.4

Позначення	Розрахунковий переріз		
	21	**22**	**23**
1.r, м	0,098	0,047	0,047
2.h, м	0,109	0,100	0,000
3.t, ^{0}C	477	473	473
4. $\sigma_в$,Па	1123	1123	1123
5. $\sigma_в h$,Па м	122,36	112,34	0,00
6. $2(\sigma_в h)_{ср}$, Н/м	238,87	234,70	112,34
7. $(\Delta r / r)$, м	0,0235	0,0255	0,0000
8. $(\sigma_в h)_{ср}$,Н	5,613	5,985	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_в h\, dr$, Н	30,119	36,104	36,104
10.r^2, м^2	0,0096	0,0022	0,0022
11.r^2 h, м^3	1,05E-03	2,21E-04	0,00E+00
12.2(r^2 h)$_{ср}$, м^3	3,23E-03	1,27E-03	2,21E-04
13.(r^2 h)$_{ср}$ Δ r, м^4	7,60E-05	3,23E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h\, dr$,м^4	3,50E-03	3,53E-03	3,53E-03
15. $\rho\varpi^2 \int r^2 h\, dr$,Н	6,031	6,087	6,087
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho\varpi^2 \cdot \int r^2 h\, dr$,Н	10,624	10,680	10,680
17. $\sigma_в^* h^* r^*$, Н	11,992	5,280	0,000
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_в^* h^* r^*$,Н	42,111	41,384	36,104
19. $\kappa_в$	1,99	1,97	1,84

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
						НУК		
Зав.каф.		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 5
ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності. Функціями охорони праці є дослідження санітарії та гігієни праці, проведення заходів щодо зниження впливу шкідливих чинників на організм працівників у процесі праці. Основним методом охорони праці є використання техніки безпеки. При цьому вирішуються дві основні задачі: створення машин та інструментів, при роботі з якими виключена небезпека для людини, і розробка спеціальних засобів захисту, що забезпечують безпеку людини в процесі праці, а також проводиться навчання працюючих безпечним прийомам праці та використання засобів захисту, створюються умови для безпечної роботи.

Охорона праці водночас вирішує дві задачі. Одна з них – інженерно-технічна, що передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом:

• заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними;

• переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання;

• проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці;

• розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друга задача – соціальна, пов'язана з відшкодуванням матеріальної та соціальної шкоди, отриманої внаслідок нещасного випадку або роботи в несприятливих умовах, тобто захист працівника та його прав. Виходячи з поставлених перед нею задач, охорона праці складається з правових та організаційних основ, виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки на виробництві.

5.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

– рухомі машини та механізми;

– пересувні частини виробничого устаткування;

– підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;

– підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони;

– підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації;

– підвищені чи знижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;

– небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;

– відсутність чи нестача природного світла;

– недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію.

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на:

– загальнотоксичні,

– подразнюючі;

– сенсибілізуючі,

– канцерогенні,

– мутагенні,

– такі, що впливають на репродуктивну функцію.

До біологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, мікроскопічні гриби та ін.) та

продукти їх життєдіяльності, а також макроорганізми (рослини та тварини).

До психофізіологічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать фізичні (статичні та динамічні) і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження органів чуття, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Один і той же небезпечний і шкідливий виробничий фактор за природою своєї дії може належати одночасно до різних груп. Дія окремих несприятливих факторів виробничого середовища може призвести невиробничої травми – порушення анатомічної цілісності організму людини або його функцій внаслідок впливу виробничих факторів.

Часто травма є наслідком нещасного випадку. Нещасний випадок на виробництві – раптовий вплив на працівника небезпечного виробничого фактора чи середовища, внаслідок яких заподіяна шкода здоров'ю або спричинена смерть.

Наслідком дії несприятливих виробничих факторів може бути і професійне захворювання – патологічний стан людини, обумовлений роботою і пов'язаний з надмірним напруженням організму або несприятливою дією шкідливих виробничих факторів.

Діагноз професійного захворювання ставиться у кожному випадку з урахуванням характеристики умов праці, тривалості роботи працюючого за даною професією, професійного маршруту робітника, даних попередніх періодичних медичних оглядів, результатів клініко-лабораторних та діагностичних досліджені.

Безпосередньо в залі оператора з турбоагрегатом існують такі шкідливі фактори як:

- підвищена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони

- підвищений рівень шуму

- підвищений рівень вібрацій

Згідно з нормами по ДСН 3.3.6.042-99 повинні виконуватися вимоги до мікроклімату та температури. Для робочої зони виробничих приміщень встановлюються оптимальні та допустимі мікрокліматичні умови з урахуванням важкості виконуваної роботи та періоду року. При одночасному виконанні в робочій зоні робіт різної категорії важкості рівні показників мікроклімату повинні встановлюватись з урахуванням найбільш чисельної групи працівників.

Наприклад, при виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням в кабінетах, пультах і постах керування технологічними процесами, в залах обчислювальної техніки та інших приміщеннях повинні дотримуватися оптимальні умови мікроклімату (температура повітря 22-24 град.С, відносна вологість 60-40%, швидкість руху повітря не більш 0,1 м/сек.).

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного устаткування, освітлювальних приладів, інсоляція від засклених огороджень не повинна перевищувати 35,0 Вт/м ^{2} - при опроміненні 50% та більше поверхні тіла, 70 Вт/м ^{2} - при величині опромінюваної поверхні від 25 до 50%, та 100 Вт/м ^{2} - при опроміненні не більше 25% поверхні тіла працюючого.

Також згідно з ДСН-3.3.6.039- 99 та ДСН-3.3.6.037-99 необхідно дотримуватися норм виробничої вібрації та шуму.

5.2. РОЗРАХУНОК ВИРОБНИЧОГО ОСВІТЛЕННЯ

При проектуванні системи освітлення важливо використовувати ефективні методи розрахунку освітлення. Гарне освітлення здатне створити зручну обстановку, яка може тонізувати і заспокоювати нервову систему, піднімати настрій.

Поліпшення освітленості сприяє поліпшенню працездатності навіть у тих випадках, коли процес праці практично не залежить від зорового сприйняття.

При проектуванні будинків і споруд необхідно враховувати освітленість

приміщень, в яких будуть постійно перебувати люди. Особливо важлива освітленість в дитячих установах (дитячих садках і школах), лікарнях, кабінетах і т.п. Це пов'язано з напруженою зоровою роботою, яку вироблятимуть люди в цих приміщеннях.

Освітлення приміщень буває природне і штучне.

Природне освітлення це освітлення приміщення через вікна, стелі та інші прозорі будівельні конструкції. Штучне освітлення буває двох видів: загальне і комбіноване. Комбіноване освітлення рекомендується там, де потрібна висока точність виконуваних робіт, де виникають специфічні вимоги до освітлення, де обладнання створює глибокі, різкі тіні або робочі поверхні розташовані вертикально (штампи, гільйотинні ножиці), а також там, де на різних робочих місцях виробничого приміщення потрібно різна (що різко відрізняється) величина освітленості. Система загального освітлення може бути рекомендована в приміщеннях, де по всій площі виконуються однотипні роботи (в ливарних цехах), а також там, де створення місцевого освітлення скрутно. Для забезпечення найбільш сприятливого співвідношення яскравості в полі зору при комбінованому освітленні світильники загального освітлення повинні створювати на робочій поверхні не менше нормованої освітленості.

Робоче (загальне) освітлення – це основне освітлення, яке забезпечує нормальні умови для знаходження людини в приміщенні. Під нормальними розуміються умови життєдіяльності людини, при яких він не напружує зір, щоб виконати будь-яку дію для якого дане приміщення призначене.

Особливо важливо враховувати норми освітленості в приміщеннях, де люди тривало виконують напружену зорову роботу. На робочих місцях з таким видом робіт необхідно передбачати додаткове місцеве освітлення.

Джерелами світла в сучасних світильниках є три основних види ламп:

Лампи розжарювання – це найпростіший прилад, що перетворюють електричну енергію в світлову шляхом звичайного нагрівання вольфрамової спіралі.

Газорозрядні лампи – до цієї категорії відносяться лампи, в основі яких лежить світло, вироблене електричним розрядом в газі або парах металу. Дані світильники займають домінуючі позиції серед освітлювальних приладів. Види таких ламп відрізняються різноманіттям: це і «енергозберігаючі» лампи, активно проштовхувані останнім часом в маси, і ртутні лампи типу ДРЛ, використовувані в прожекторах, і лампи вуличного освітлення (натрієві ДНаТ) і багато інших.

Світлодіодні лампи – новий і перспективний розвиток освітлювальних приладів, пов'язане з появою над'яскравих світлодіодів.

Поряд з робочим освітленням відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 у виробничих приміщеннях може бути передбачено аварійне освітлення для евакуації працюючих і аварійне освітлення для продовження робіт.

Аварійне освітлення для евакуації працюючих з приміщень при відключенні робочого освітлення повинно створювати в лінії основних проводів на рівні підлоги освітленість не менше 0,5 лк, а на відкритих територіях – не менше 0,25 лк.

Аварійне освітлення для продовження робіт слід передбачати, якщо відключення робочого освітлення і пов'язане з цим порушення нормального обслуговування устаткування механізмів може викликати:

– вибух, пожежа, отруєння людей;

– тривалість порушення технологічного процесу.

Світлотехнічним розрахунком можуть бути визначені:

– потужність ламп, необхідна для отримання заданої освітленості при обраному типі, розташуванні і числі світильників;

– число і розташування світильників, необхідних для отримання заданої освітленості при обраному типі світильників і потужності ламп в них;

– розрахункова освітленість при відомому типі, розташуванні світильників та потужності ламп в них.

Основними при проектуванні є задачі першого виду, оскільки тип

світильників і їх розташування повинні вибиратися виходячи з якості освітлення і його економічності.

Рішення задач при розрахунку освітлення другого виду провадиться, якщо потужність ламп точно задана, наприклад необхідно застосувати світильники з люмінесцентними лампами потужністю 80 Вт.

Завдання третього виду вирішуються для існуючих установок, якщо освітленість неможливо виміряти, і для перевірки проектів і розрахунків, наприклад, для перевірки точковий методом розрахунків, виконаних методом коефіцієнта використання.

Виконання світлотехнічних розрахунків можливе методами:

1) методом коефіцієнта використання світлового потоку,

2) методом питомої потужності,

3) точковим методом.

Метод коефіцієнта використання застосовується для (розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальних поверхонь при світильниках будь-якого типу.

Метод питомої потужності застосовується для наближеного попереднього визначення встановленої потужності освітлювальної установки.

Точковий метод розрахунку освітлення застосовується для розрахунку загального рівномірного і локалізованого освітлення, місцевого освітлення незалежно від розташування освітлюваної поверхні при світильниках прямого світла.

Крім вищевказаних методів розрахунку освітлення, мається комбінований метод, який застосовується в тих випадках, коли непридатний метод коефіцієнта використання, а світильники не відносяться до класу прямого світла.

Для деяких видів приміщень (коридорів, сходів і т. д.) Існують прямі нормативи, що задають потужність ламп для кожного такого приміщення.

Розглянемо методику проведення розрахунків по кожному з описаних методів

Метод коефіцієнта використання світлового потоку

В результаті рішення по методу коефіцієнта використання світлового потоку знаходиться світловий потік лампи, за яким вона підбирається з числа стандартних. Потік обраної лампи не повинен відрізнятися від розрахункового більш ніж на +20 або -10%. При більшій розбіжності коригується намічене число світильників.

Розрахункове рівняння для визначення необхідного світлового потоку однієї лампи:

$$F = (E_{мин} \times S \times k_з \times z) / (n \times \eta)$$

де F - світловий потік лампи (або ламп) в світильнику, лм; $E_{мін}$ - нормована освітленість, лк, $k_з$ - коефіцієнт запасу (залежить від типу ламп і ступеня забрудненості приміщення), z - поправочний коефіцієнт, що враховує, що середня освітленість у приміщенні більше, ніж нормована, мінімальна, n - число світильників (ламп), η - коефіцієнт використання світлового потоку, рівний відношенню світлового потоку, що падає на робочу поверхню, до сумарного потоку всіх ламп; S - площа приміщення, $м^2$.

Коефіцієнт використання світлового потоку - довідкове значення, залежить від типу світильника, параметрів приміщення (довжини, ширини і висоти), коефіцієнтів відбиття стель, стін і підлоги приміщення.

Порядок розрахунку освітлення за методом коефіцієнта використання світлового потоку:

1) визначається розрахункова висота H_p, тип і кількість світильників у приміщенні.

Розрахункова висота підвісу світильника визначається виходячи з геометричних розмірів приміщення

$$H_p = H - h_c - h_p, м,$$

де H - висота приміщення, м, h_c - відстань світильника від перекриття ("звис" світильника, приймається в межах від 0, при установці світильників на стелі, до 1,5 м), м, h_p - висота робочої поверхні над підлогою (зазвичай h_p = 0,8м).

2) за таблицями знаходяться: коефіцієнт запасу $k_з$ поправочний коефіцієнт z, нормована освітленість $E_{мін}$,

3) визначається індекс приміщення і (він враховує залежність коефіцієнта використання світлового потоку від параметрів приміщення):

$$i = (A \times B) / (Hp \times (A + B),$$

де А і В - ширина і довжина приміщення, м,

4) коефіцієнт використання світлового потоку ламп η залежно від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стін, стелі та робочої поверхні ρс, ρп, ρр;

5) знаходиться за формулою необхідний потік однієї лампи F;

6) вибирається стандартна лампа з близьким за величиною світловим потоком.

Якщо в результаті розрахунку виявиться, що лампа більше по потужності, ніж застосовувані в обраному світильнику, або якщо необхідний потік більше, ніж можуть дати стандартні лампи, слід збільшити кількість світильників і повторити розрахунок або відшукати необхідну кількість ламп, задавшись їх потужністю (а отже і світловим потоком лампи F):

$$n = (E_{мин} \times S \times k_з \times z) / (F \times \eta)$$

Метод питомої потужності

Питомою встановленою потужністю називають частку від ділення загальної встановленої в приміщенні потужності ламп на площу приміщення:

$$P_{уд} = (P_л \times n) / S$$

де $P_{уд}$ - питома встановлена потужність, Вт / $м^2$, Рл - потужність лампи, Вт; n-число ламп в приміщенні; S - площа приміщення, $м^2$.

Питома потужність - це довідкове значення. Для того, що б правильно вибрати величину питомої потужності необхідно знати тип світильників, нормовану освітленість, коефіцієнт запасу (при його значеннях, що відрізняються від зазначених у таблицях, допускається пропорційний перерахунок значень питомої потужності), коефіцієнти відбиття поверхонь приміщення, значення розрахункової висоти і площа приміщення .

Розрахункове рівняння для визначення потужності однієї лампи:

$$P_л = (P_{уд} \times S) / n$$

Порядок розрахунку освітлення за методом питомої потужності:

1) визначається розрахункова висота $H_р$, тип і кількість світильників і в приміщенні;

2) за таблицями знаходяться нормована освітленість для даного виду приміщень $E_{мін}$, питома потужність $P_{уд}$;

3) розраховується потужність однієї лампи і підбирається стандартна.

Якщо розрахункова потужність лампи виявляється більшою ніж применена в прийнятих світильниках, слід визначити необхідну кількість світильників, прийнявши величину потужності лампи в світильнику $P_л$.

Точковий метод розрахунку освітлення

Цим методом знаходяться освітленість в будь-якій точці приміщення.

Порядок розрахунку для точкових джерел світла:

1) Визначається розрахункова висота $H_р$, тип і розміщення в світильників у приміщенні і креслиться в масштабі план приміщення зі світильниками,

2) на план наноситься контрольна точка А і знаходяться відстані від проекцій світильників до контрольної точки - d;

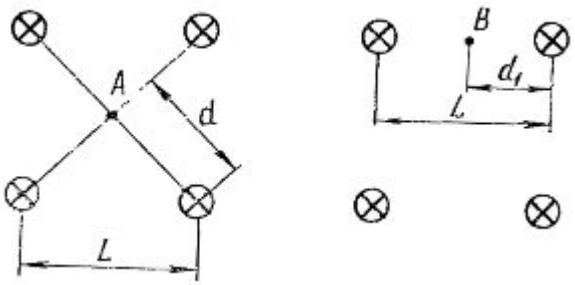

Рис.5.1 Розташування контрольної точки А при розміщенні світильників по кутах квадрата і В по сторонах прямокутника

3) по просторовим ізолюксам горизонтальної освітленості знаходиться освітленість е від кожного свічника

4) знаходиться загальна умовна освітленість від всіх світильників Σ_e;

5) розраховується горизонтальна освітленість від всіх світильників в точці А:

$$E_a = (F \times ? / 1000 \times k_з) \times \sum e,$$

де ? - коефіцієнт, що враховує додаткову освітленість від віддалених світильників і відбитого світлового потоку, $k_з$ - коефіцієнт запасу.

Замість просторових ізолюкс умовної горизонтальної освітленості можливе використання таблиць значень горизонтальної освітленості при умовній лампі тисячі лм.

Порядок по точковому методу розрахунку для світних смуг:

1) визначається розрахункова висота H_p, тип світильників і люмінесцентних ламп в них, розміщення світильників в смузі і смуг в приміщенні. Потім смуги наносяться на план приміщення, накреслений в масштабі;

2) на план наноситься контрольна точка А і знаходяться відстані від точки А до проекції смуг . За планом приміщення знаходиться довжина половини смуги, яку прийнято в точковому методі позначати (L). Її не слід плутати з відстанню між смугами, позначеним також (L) і визначальним по найвигіднішому співвідношенню (L / H_p);

3) визначається лінійна щільність світлового потоку

$$F' = (F_{св} \times n) / 2L,$$

де Fсв - світловий потік світильника, який дорівнює сумі світлових потоків ламп, світильника; n- кількість світильників в смузі;

4) знаходяться наведені розміри $p' = p / H_p$, $L' = L / H_p$

5) за графіками лінійних ізолюксів відносної освітленості для люмінесцентних світильників (світних смуг) знаходиться для кожної півсмуги залежно від типу світильника

$$E_a = (F' \times ? / 1000 \times k_з) \times \sum e$$

Виконаємо розрахунок загального освітлення виробничого приміщення з такими параметрами.

Довжина А - 66м,

ширина В - 34 м,

висота Н - 5м.

Висота робочої поверхні $h_р$ - 2м.

- Бетонна стеля

- Бетонні стіни

- Світло сірий бетон

- Напруга мережі 220 В

Обираємо тип світильника: ПВЛМ з двома люмінесцентними лампами, який зображений на рис.5.2.

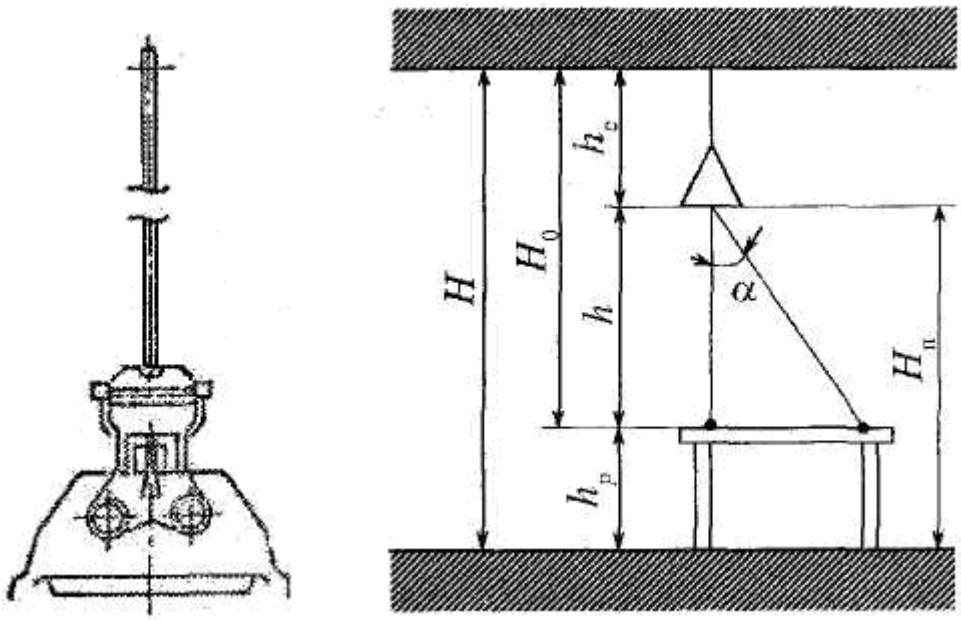

Рис. 5.2. Розміщення світильника у кімнаті

Відстань від стелі до робочої поверхні:

$$H_0 = H - h_D = 5 - 2 = 3 \text{ м}$$

Відстань від стелі до світильника:

$$h_C = (0.2 \dots 0.5)H_0 = 0.3 \cdot 3 = 0.9$$

Висота підвісу світильника над освітлюваної поверхнею:

$$h = H_0 - h_C = 3 - 0.9 = 2.1 \text{ м.}$$

Висота підвісу світильника над підлогою:

$$H_n = h + h_D = 2{,}1 + 2 = 4.1\text{м}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо ставлення

$$\frac{L}{h} = 3.1\text{5} \div 2.1 = 1.\text{5}$$

при паралельному розміщенні. L - відстань між центром світильників.

$$L = 1.\text{5} * h = 1.\text{5} * 2.1 = 3.1\text{5}$$

Необхідна кількість світильників:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{A * B}{L^2} = \frac{6\text{6} * 3\text{4}}{3.1\text{5}^2} = 22\text{6}$$

Відстань від стіни до центру світильника:

$$l = (0.4 \ldots 0.5)L = 0.4 * 3.15 = 1.26 \text{ м}$$

при віддаленні робочих місць від стіни.

Розміщуємо світильники за схемою на рис.5.3.

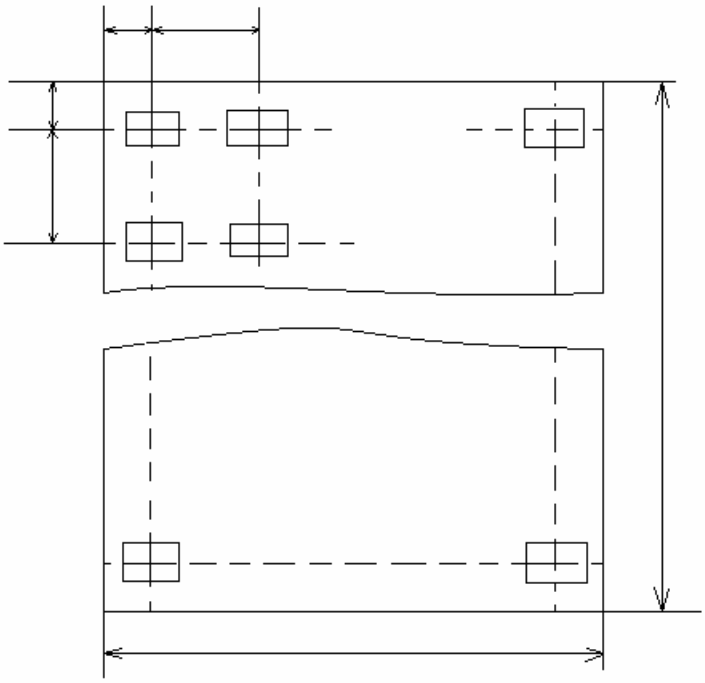

Рис.5.3. Схема розміщення світильників

					КР.142.6231м.01.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бастиль С.П.			Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.						
						НУК		
Зав.каф.		Патлайчук В.М.						

РОЗДІЛ 6
ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

6.1. СИСТЕМА ЗАХОДІВ ІЗ ЗАХИСТУ ДОВКІЛЛЯ

Розроблена і виконується система державних, суспільних та міжнародних заходів, які забезпечують раціональне використання, відновлення, примноження та збереження природних ресурсів від руйнування, забруднення та виснаження. Вона має велике економічне та соціально-політичне значення, здійснюється разом з господарською, науковою, оздоровчою та культурною метою. При оцінюванні наслідків антропогенного впливу на навколишнє середовище важливе місце належить визначенню допустимих масштабів впливу, зокрема гранично допустимих концентрацій різних речовин – забруднювачів атмосфери, води та ґрунту. Кількісно та якісно вплив людини на навколишнє середовище стрімко зростає при НТП. Завданням законодавства про охорону навколишнього природного середовища є регулювання відносин у галузі охорони, використання і відтворення природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки, запобігання і ліквідації негативного впливу господарської та іншої діяльності на навколишнє природне середовище, збереження природних ресурсів, генетичного фонду живої природи, ландшафтів та інших природних комплексів, унікальних територій та природних об'єктів, пов'язаних з історико-культурною спадщиною.

Основними принципами охорони навколишнього природного середовища є:

а) пріоритетність вимог екологічної безпеки, обов'язковість додержання екологічних стандартів, нормативів та лімітів використання природних ресурсів при здійсненні господарської, управлінської та іншої діяльності;

б) гарантування екологічно безпечного середовища для життя і здоров'я людей;

в) запобіжний характер заходів щодо охорони навколишнього природного середовища;

г) екологізація матеріального виробництва на основі комплексності рішень у питаннях охорони навколишнього природного середовища, використання та відтворення відновлюваних природних ресурсів, широкого впровадження новітніх технологій;

д) збереження просторової та видової різноманітності і цілісності природних об'єктів і комплексів;

е) науково обгрунтоване узгодження екологічних, економічних та соціальних інтересів суспільства на основі поєднання міждисциплінарних знань екологічних, соціальних, природничих і технічних наук та прогнозування стану навколишнього природного середовища;

є) обов'язковість екологічної експертизи;

ж) гласність і демократизм при прийнятті рішень, реалізація яких впливає на стан навколишнього природного середовища, формування у населення екологічного світогляду;

з) науково обгрунтоване нормування впливу господарської та іншої діяльності на навколишнє природне середовище;

и) безоплатність загального та платність спеціального використання природних ресурсів для господарської діяльності;

і) стягнення збору за забруднення навколишнього природного середовища та погіршення якості природних ресурсів, компенсація шкоди, заподіяної порушенням законодавства про охорону навколишнього природного середовища;

ї) вирішення питань охорони навколишнього природного середовища та використання природних ресурсів з урахуванням ступеня антропогенної зміненості територій, сукупної дії факторів, що негативно впливають на екологічну обстановку;

й) поєднання заходів стимулювання і відповідальності у справі охорони

навколишнього природного середовища;

к) вирішення проблем охорони навколишнього природного середовища на основі широкого міждержавного співробітництва.

6.2. ЗАХОДИ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

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

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

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

- Забруднення ландшафту, знищення лісів, рослинності, диких тварин, плодоносного шару та ін., що впливає на безпеку життєдіяльності людей у таких місцевостях.

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

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

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

– використання природоохоронних заходів та застосування заходів щодо енергозбереження;

– застосування екологічного моніторингу;

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

– запровадження безвідходних технологій, що передбачає:

1) комплексне використання сировини;

2) створення замкнених газо- і водооборотних систем;

3) розробку принципово нових і вдосконалення діючих процесів виробництва;

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

Існують такі методи очищення газів:

1. Введення сорбенту.

З точки зору найменших витрат на сіркоочищення, можна визначити в

якості сорбенту гашене вапно (використовуються відходи металургійного виробництва або виробництва будматеріалів)

2.Електрофільтри для очищення газів

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

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

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

3. Збіднення робочої суміші в зоні горіння.

4. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям.

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

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

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін виконане дослідження параметрів ТЕЦ на основі газотурбінного двигуна потужністю 45 МВт.

У першій частині роботи проаналізовані особливості використання газотурбінних ТЕЦ для опалення та в промисловості, розроблена теплова схема газотурбінної теплоелектроцентралі на основі агрегата потужністю 45 МВт, виконаний аналіз пароенергетичного обладнання ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" з огляду на можливість її реконструкції за допомогою проектуємої газотурбінної установки.

У другій частині роботи проведена оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата, детальний тепловий розрахунок та габаритно-компоновочний розрахунок газотурбінного двигуна, виконаний термогазодинамічний розрахунок турбіни ГТД та побудований ескіз її проточної частини.

Третя частина роботи присвячена розробці конструкції та проектуванню теплоутилізаційного контура газотурбінної ТЕЦ. Різноманітність галузей опалювального та промислового використання генерованої водяної пари зумовили необхідність розробки та розрахунку двох різних типів утилізаційних контурів проектуємої теплоелектроцентралі. Перший тип – для генерації сухої насиченої пари, другий – для генерації перегрітої пари.

Утилізаційний контур для генерації насиченої пари розраховувався для діапазона значень температури насиченої пари 105...200 ^{o}C. Для контура, що генерує перегріту пару, доцільним діапазоном значень тиску було обрано інтервал 0,12...3,0 МПа, температури перегріву – до 400 ^{o}C.

Результати розрахунку свідчать про те, що тиск генерованої насиченої пари помітно зростає із збільшенням її температури. Можливості для промислового використання такої пари є значно ширшими, але товшина стінок теплообмінних апаратів та підвідних комунікацій суттєво зростають, що позначається на їх масі, габаритах та ціні.

Визначено, що із збільшенням температури генерованої насиченої пари паропродуктивність котла-утилізатора зменшується майже прямопропорційно.

Зростання температури генерованої як насиченої, так і перегрітої пари приводить до збільшення температури газів за котлом-утилізатором, що веде до зменшення його ККД та до зменшення коефіцієнта корисного використання енергії палива газотурбінного агрегата.

Розглянута можливість використання спроектованої газотурбінної ТЕЦ для реконструкції ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ", термін напрацювання пароенергетичного обладнання якої становить від 245 до 354 тис. годин. Визначено, що за електричною потужністю спроектована установка (45 МВт) є достатньою для реконструкції теплоелектроцентралі, сумарна встановлена потужність трьох парових турбогенераторів якої складає 40 МВт. За тепловою же потужністю (максимум 73,3 Гкал/год) газотурбінна установка не може адекватно замінити використовуєме на теплоелектроцентралі обладнання. Встановлена теплова потужність ПрАТ "Миколаївская ТЕЦ" становить 410 Гкал/год, реальна теплова потужність в останні роки протягом опалювального сезону – 70...105 Гкал/год.

У четвертій частині роботи здійснено конструктивний опис елементів двигуна, розроблена паливна система ГТД. Проведено перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток та диска першого ступеня турбіни. За отриманим значенням запасу міцності був зроблений висновок, що спроектовані елементи задовольняють умовам міцності.

У п'ятій частині проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі електростанції, виконано розрахунок системи його освітлення.

У шостій частині проведено аналіз шкідливого впливу вихідних газів ГТД на навколишнє середовище та запропоновані заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища при експлуатації електростанції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін 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., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. Ромновський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні анрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. – 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.