

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

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 09 " 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів теплоелектроцентралі, виконаної на основі газотурбінних двигунів потужністю 25 МВт*

Виконав:

студент групи 6231мз

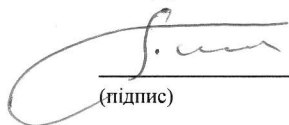


(підпис)

Костєв С.С.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2025 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" 1 " 10 2025 р.

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

Студенту _____ Костеву Сергію Сергійовичу _____

1. Тема роботи:
"Дослідження параметрів теплоелектроцентралі, виконаної на основі газотурбінних двигунів потужністю 25 МВт"

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.12.2025 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. 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. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу

4.2.2. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата

4.2.3. Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД

4.3. Проектування теплоутилізаційного контуру

4.3.1. Розрахунок котла-утилізатора для генерування насиченої пари

4.3.2. Аналіз отриманих результатів.

4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД

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

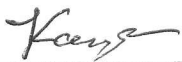
6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

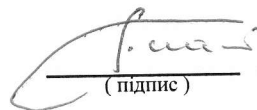
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ	07.09.2025	
2	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	14.09.2025	
3	Детальний тепловий розрахунок ГТА	21.09.2025	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2025	
6	Розрахунок утилізаційного контуру для генерування насиченої пари	05.10.2025	
7	Аналіз одержаних результатів	12.10.2025	
8	Термогазодинамічний розрахунок силової турбіни двигуна	19.10.2025	
9	Перевірочні розрахунки робочих лопаток та диска 4-го ступеня силової турбіни на міцність	26.10.2025	
10	Розробка системи змащення ГТД	03.11.2025	
11	Охорона праці	10.11.2025	
12	Охорона навколишнього середовища	10.12.2025	

Студент

Керівник роботи


 (підпис)

Костев С.С.


 (підпис)

Патлайчук В.М.

ЗМІСТ

Анотація	6
Вступ	7
1. Розробка конструкції газотурбінної ТЕЦ	9
1.1. Особливості використання газотурбінних ТЕЦ	10
1.2. Розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ	16
1.3. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" як об'єкт реконструкції	21
2. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата .	29
2.1. Інформаційний пошук	30
2.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	43
2.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата	51
2.4. Габаритно-компоновочний розрахунок двигуна	60
3. Проектування теплоутилізаційного контуру	73
3.1. Розрахунок котла-утилізатора для генерування насиченої пари	75
3.2. Аналіз отриманих даних	83
4. Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД	88
4.1. Термогазодинамічний розрахунок силової турбіни двигуна . . .	89
4.2. Розрахунок закручення лопаток четвертого ступеня силової турбіни	102
4.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток четвертого ступеня силової турбіни на міцність	105
4.4. Визначення запасу міцності диска четвертого ступеня силової турбіни за руйнівними обертами	114
4.5. Розробка системи змащення двигуна	123
5. Охорона праці	130
5.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі електростанції	132

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2. Розрахунок виробничого освітлення	134
6. Охорона навколишнього середовища	144
6.1. Система заходів із захисту довкілля	145
6.2. Заходи із забезпечення охорони навколишнього середовища на електростанції	147
Висновки	150
Список використаних джерел	152

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

АНОТАЦІЯ

У роботі проведені розробка конструкції та дослідження параметрів теплоелектроцентралі, виконаної на основі газотурбінних агрегатів потужністю 25 МВт, а також розгляд можливості її використання для модернізації ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ”. Послідовно освітлені наступні питання: розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ; аналіз ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ” як об’єкта реконструкції; оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий та габаритний розрахунки газотурбінного агрегата; розробка конструкції та розрахунків утилізаційного контура для генерування насиченої пари; розробка системи змащення двигуна; конструювання та конструктивні розрахунки ГТД; розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

Ключові слова: газотурбінний агрегат; теплоелектроцентрально; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development of a design and research of the parameters of a thermal power plant based on gas turbine units with a capacity of 25 MW, as well as consideration of the possibility of its use for the modernization of PrJSC “Mykolaiv CHPP”. The following issues are consistently covered: development of a thermal scheme of a gas turbine CHPP; analysis of PrJSC “Mykolaiv CHPP” as a reconstruction object; optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of a gas turbine unit; detailed thermal and dimensional calculations of a gas turbine unit; design development and calculation of a utilization circuit for generating saturated steam; development of an engine lubrication system; design and structural calculations of a gas turbine engine; development of measures for labor protection and the environment.

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

					142.6231МЗ.01.КР	Ар
Т	Л	№ докум.	Підпис	Д		к
м	ст		с	та		

ВСТУП

Актуальність теми. Одним з можливих напрямків розвитку електроенергетичного комплексу України в 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 дослідження параметрів теплоелектроцентралі, виконаної на основі газотурбінних агрегатів потужністю 25 МВт, а також розгляд можливості її використання для модернізації ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ”.

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

- розробка теплової схеми газотурбінної ТЕЦ;
- аналіз ПрАТ “Миколаївська ТЕЦ” як об’єкта реконструкції;
- оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата;
- детальний тепловий та габаритний розрахунки газотурбінного агрегата;
- розробка конструкції та розрахунок утилізаційного контура для генерування насиченої пари;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- термогазодинамічний розрахунок силової турбіни газотурбінного двигуна;
- перевірочні розрахунки на міцність робочих лопаток та диска четвертого ступеня силової турбіни;
- розробка системи змащення двигуна;
- розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

Об'єкт дослідження – теплоелектроцентральної, яка виконана на основі газотурбінних агрегатів потужністю 25 МВт.

Предмет дослідження – технічні параметри газотурбінних агрегатів та теплоутилізаційного контура газотурбінної ТЕЦ.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

РОЗДІЛ 1

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕЦ

1.1. ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ТЕЦ

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 легкокерованим 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;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 спеціальними 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**

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

(рис. 1.1) – для опалення житлових та громадських будівель, а також для постачання їх гарячою водою.

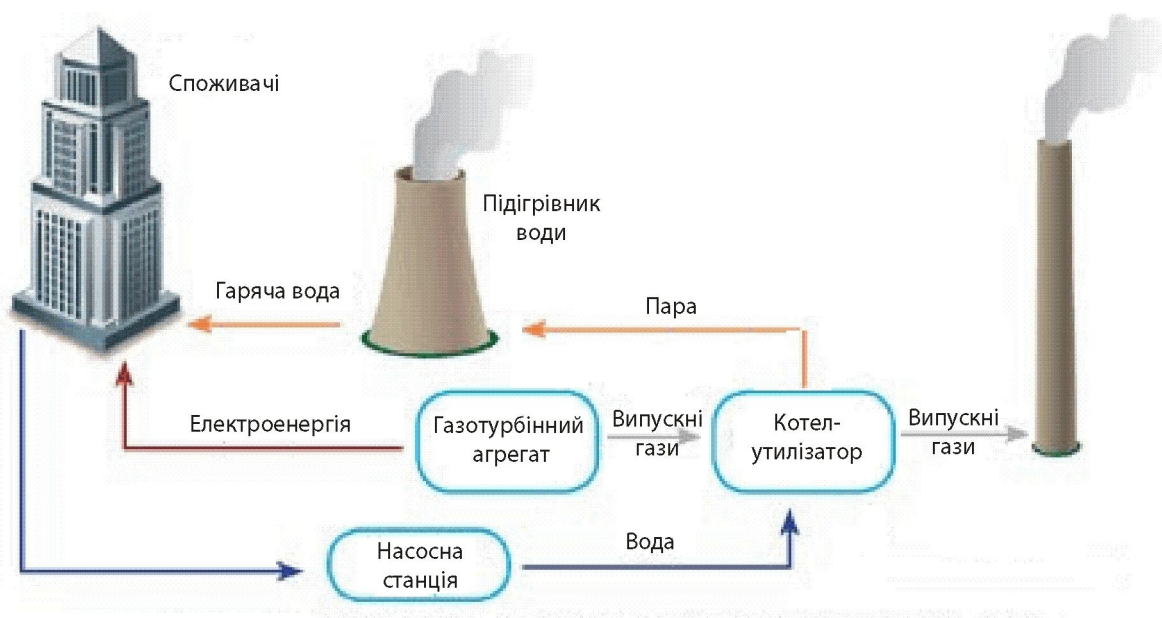


Рис.1.1. Схема газотурбінної ТЕЦ опалювального типу

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 важкими 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 продовжує 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 досконалість 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 газonosних 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;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОЇ ТЕЦ

Типова газотурбінна 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 36 до 80%.

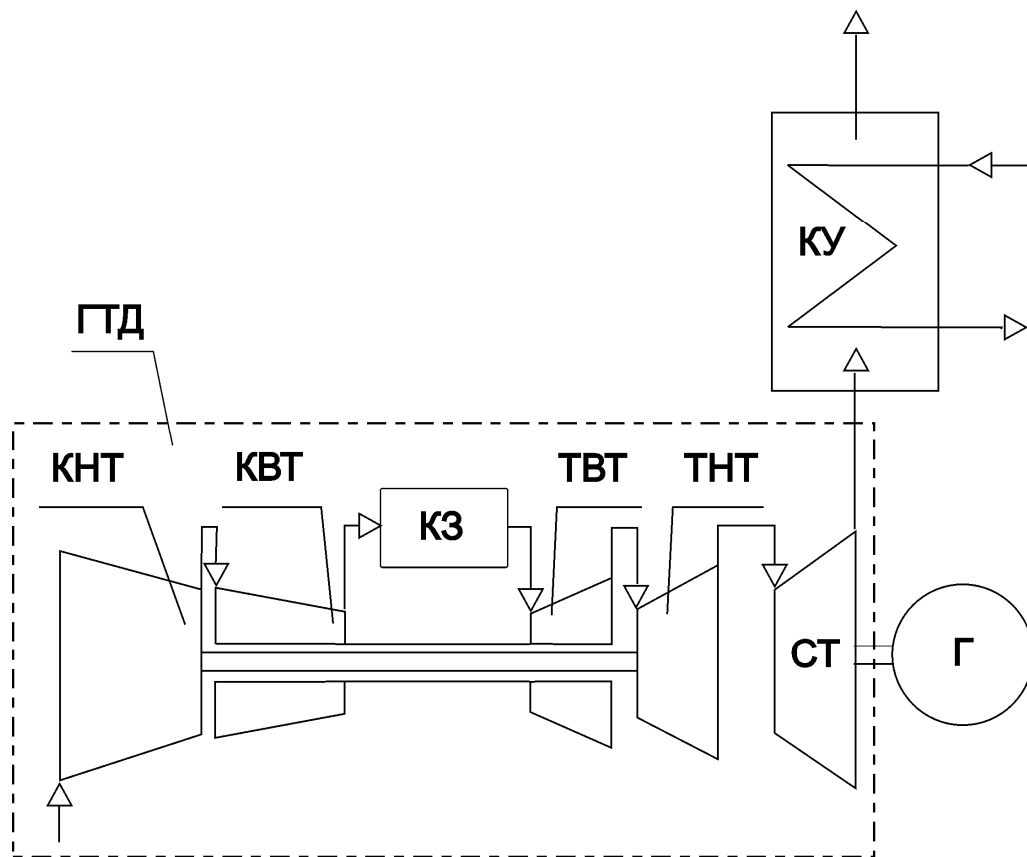


Рис. 1.2. Структурна схема одного енергетичного блоку установки:

ГТД – газотурбінний двигун; Г – електрогенератор; КУ – котел-утилізатор; КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна

В обладнання газотурбінної ТЕЦ також входять система газопідготовки (осушення, механічне очищення, буферне зберігання), електричний

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

розподільний вузол, пристрої охолодження генераторів, система автоматичного управління та ін.

Для виконуємого проекту обираємо схему газотурбінної ТЕЦ (рис.1.2), до складу якої входять кілька енергетичних блоків, кожен з яких містить:

- один газотурбінний двигун простого термодинамічного циклу;
- один електрогенератор електричною потужністю 25 МВт;
- котел-утилізатор;
- допоміжне обслуговуюче устаткування.

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

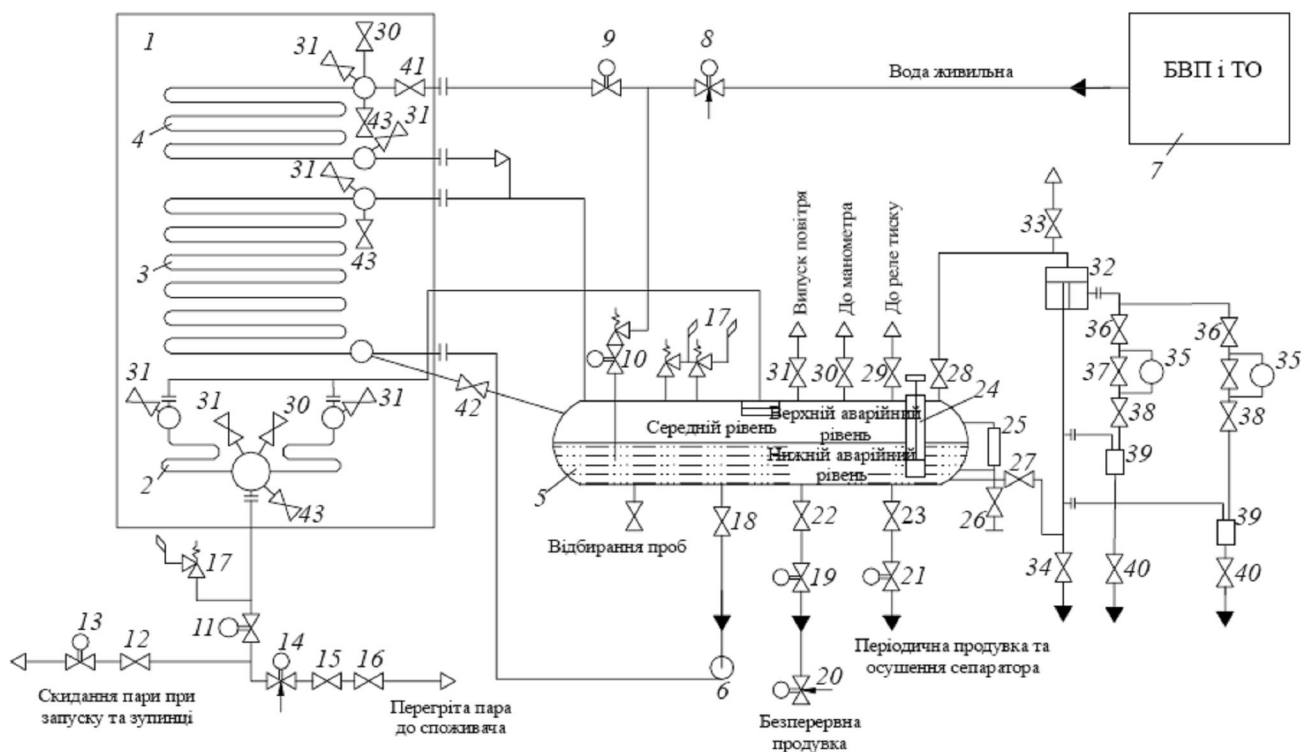


Рис. 1.3. Спрощена теплова схема утилізаційної установки

Спрощена теплова схема утилізаційної котельної установки для проектуємої ПГУ наведена на рис. 1.3, де 1 – котел-утилізатор; 2 – пароперегрівник (ПП); 3 – випарник; 4 – економайзер (ЕК); 5 – сепаратор пари; 6 – циркуляційний насос; 7 – блок водопідготовки і термообробки води (БВП і ТО); 8 – клапан живлення котла; 9 – регулятор; 10 – клапан заповнення сепаратора; 11 – головна парова заслінка; 12 – ручний клапан на лінії скидання пари; 13 – клапан скидання пари до атмосфери; 14 – регулятор тиску пари; 15 – клапан подачі пари споживачам; 16 – ручний клапан на лінії подачі пари споживачам; 17 – запобіжний клапан; 18 – клапан подачі води до циркуляційного насоса; 19, 21 – клапани безперервного та періодичного продувань відповідно; 20 – регулятор витрати води безперервної продувки; 22, 23 – ручні клапани на лініях відповідно безперервного та періодичного продувань; 24 – поплавковий показчик мінімального та максимального рівнів води у сепараторі; 25 – водомірні стекла (візуальні показчики рівня); 26 – клапан дренажу та продування водомірних стекол; 27, 28 – клапани підведення води та пари відповідно до конденсаційної посудини; 29 – клапан підведення пари на реле максимального тиску; 30 – клапани підключення манометра; 31 – клапан випуску повітря із сепаратора та котла-утилізатора; 32 – конденсаційна посудина (зрівнювач); 33 – клапан випуску повітря із сепаратора; 34 – клапан дренажу конденсаційної посудини; 35 – дистанційний вимірювач рівня; 36, 38 – клапани підведення води до порожнини відповідно високого та низького тисків дистанційного вимірювача; 37 – клапани байпасування лінії дистанційного вимірювача; 39 – сміттєзбірники; 40 – клапани спорожнення та продування дистанційних вимірювачів; 41 – клапан підведення води в економайзер; 42 – клапан дренажу випарника; 43 – клапани дренажу поверхонь нагріву котла.

Особливості роботи установки за наведеною схемою наступні. Перед початком пуску ГТД живильна вода подається до сепаратора пари через клапан заповнення сепаратора 10 повз економайзер котла. Потім вмикається до роботи

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

циркуляційний насос 6, який заповнює випарник котла 3. Під час цієї операції повітря видаляється із сепаратора та утилізаційного котла крізь повітряні клапани 31, які закривають перед пуском котла. Після початку пароутворення у котлі та у процесі зупинки пара скидається до атмосфери через клапани 12 і 13.

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

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

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

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

До складу БВП і ТО входять:

– установки для приготування додаткової води: водопом'якшення або

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

знесолення, очищення води від механічних домішок;

– установки корекційної обробки живильної та котлової води: очищення, фосфатування, додавання аміаку;

– установки для видалення з води розчинених газів: кисню, вуглецю.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Держинського¹: "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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 електроцентрально"**. 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 теплоелектроцентрально. 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 електротеплогенеруючим підприємством міста (рис. 1.3-1.8). Трудовий колектив підприємства складає 575 чол.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



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



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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



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



Рис.1.7. ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ"

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



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

На станції функціонує таке основне обладнання:

а) чотири парових енергетичних котла;

Назва	Станцій- ний номер	Паропро- дуктив- ність, т/год	Тиск пари, МПа	Темпе- ратура 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

б) три водогрійних котла;

Назва	Станцій- ний номер	Теплова потужність, Гкал/год	Темпе- ратура води, °C	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	Станцій- ний номер	Потуж- ність, МВт	Тиск пари, МПа	Темпе- ратура пара, °C	Рік виробництва / початок експлуатації	Наработка в годинах на 1.09.17 р.
Турбіна П-15-29/10	2	15	2,9	400	1951 / 1951	354 296
Турбіна Р-15-90/30	3	15	9,0	500	1956 / 1957	297 247
Турбіна ТР-10-29/0,8	4	10	2,9	400	1958 / 1959	270 687

г) три електрогенератора.

Назва	Станцій- ний номер	Потуж- ність, МВт	Тиск пари, МПа	Темпе- ратура пара, °C	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

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 парогенераторного 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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

2.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення газотурбінних двигунів, які можуть бути використані у ролі енергетичних, в теперішній час ведуть українські компанії АТ НВКГ «Зоря»-«Машпроект» та ДП «Івченко-Прогрес», а також міжнародні корпорації «GE Vernova» (США), «Siemens Energy» (Німеччина), «Mitsubishi Power» (Японія), «Solar Turbines Inc.» (США), «Ansaldo Energia» (Італія), «Kawasaki Heavy Industries, Ltd.» (Японія) та ін.

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

Таблиця 1.1

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

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДГ80)	АТ НВКГ «Зоря»- «Машпроект»	27,5	36,0	1520	22,0
FT8	«Mitsubishi Power»	25,9	38,5	–	19,5
FT8-3		28,3	38,7	–	20,2
MS5432D	«GE Vernova»	32,6	29,4	1260	10,8
MS5002E		30,5	36,0	–	17,0
LM2500PE		23,9	37,6	–	19,5

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
LM2500PJ	«Siemens Energy AG»	23,2	37,5	–	17,8
LM2500PK		31,4	39,5	–	22,5
LM2500PV		31,4	41,1	–	21,5
SGT-600 (GT10B)		25,4	35,1	–	13,9
SGT-700 (GT10C)		30,1	37,3	–	17,4

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

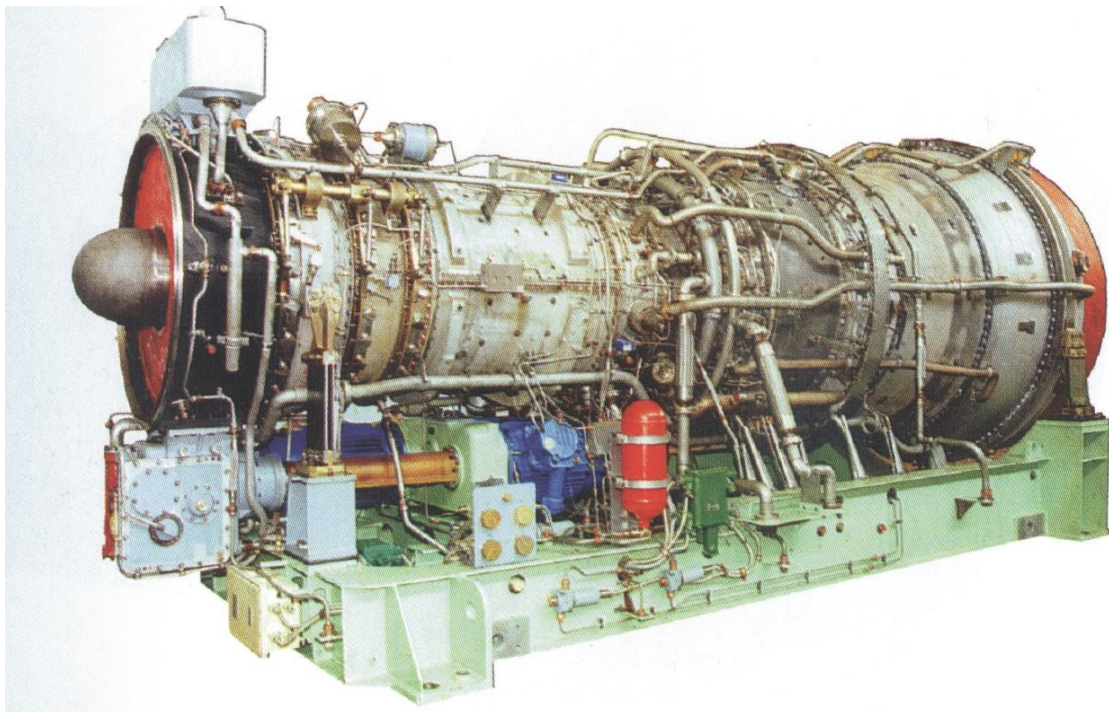


Рис. 2.1. Двигун UGT 25000

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.2.1) є першим двигуном 4-го покоління АТ НВКГ «Зоря»-«Машпроект» і найбільш потужним та економічним

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Основні переваги двигуна:

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

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

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

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT 25000 перевищила 200 тис. год.

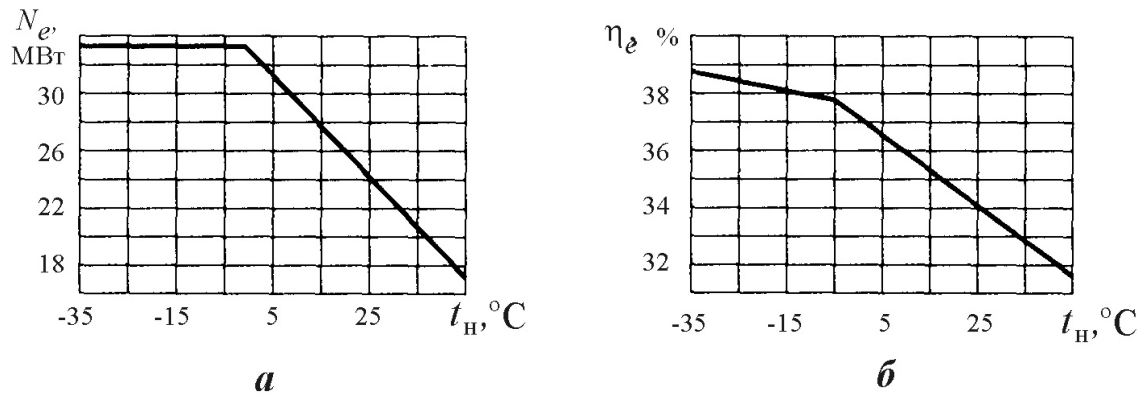


Рис.2.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.2.2, експлуатаційні характеристики – на рис.2.2.

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.2.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7.

Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення напіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Компресор низького тиску (рис.2.4) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпусу 2, корпусу поворотних апаратів 8, корпусу КНТ 12, ротора КНТ 10.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні технічні характеристики UGT 25000

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

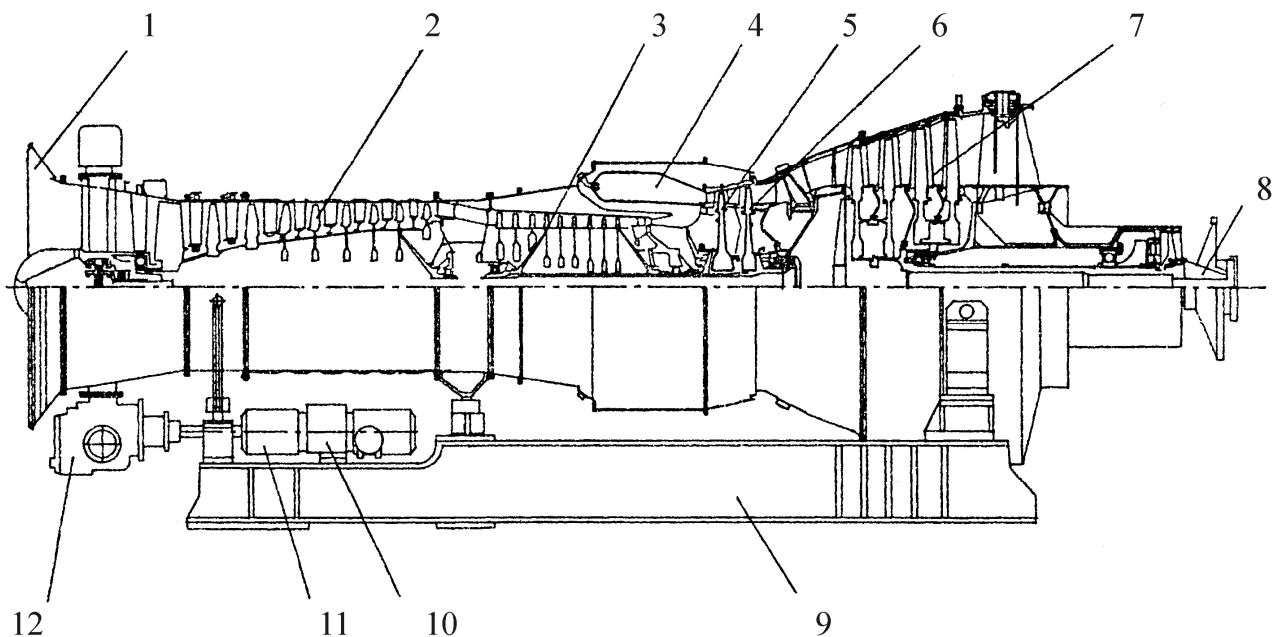


Рис.2.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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

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

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

Корпус поворотних апаратів 8 призначений для встановлення механізмів повороту напрямних апаратів нульового 7 і першого 9 ступенів. Корпус КНТ 12 виконаний у вигляді порожнього циліндра із фланцями вертикального і горизонтального рознімання. На зовнішній поверхні корпуса розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половині).

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

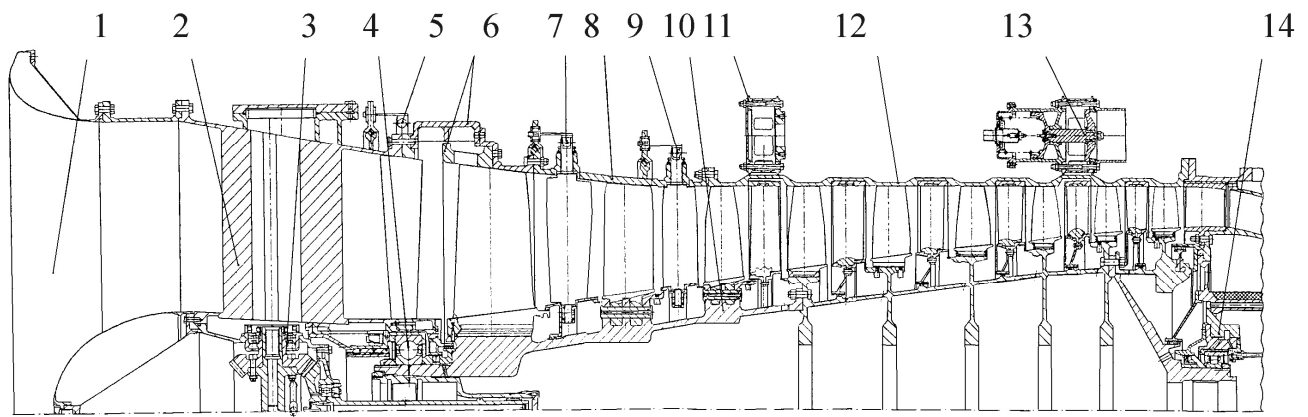


Рис.2.4. Компресор низького тиску:

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

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

Для забезпечення тривалої роботи в заданому діапазоні режимів і при запуску компресор низького тиску має три поворотні напрямні апарати: вхідний 5, нульового ступеня 7 і першого ступеня 9, лопатки яких синхронно повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на малих режимах у нульовому ступені застосований антизривний пристрій 6, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлені два клапани 13 випуску повітря з проточної частини в атмосферу. Застосування цих пристроїв забезпечує необхідний запас стійкості турбокомпресора низького тиску.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

роботи двигуна.

Компресор високого тиску (рис.2.5) – дев'ятиступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

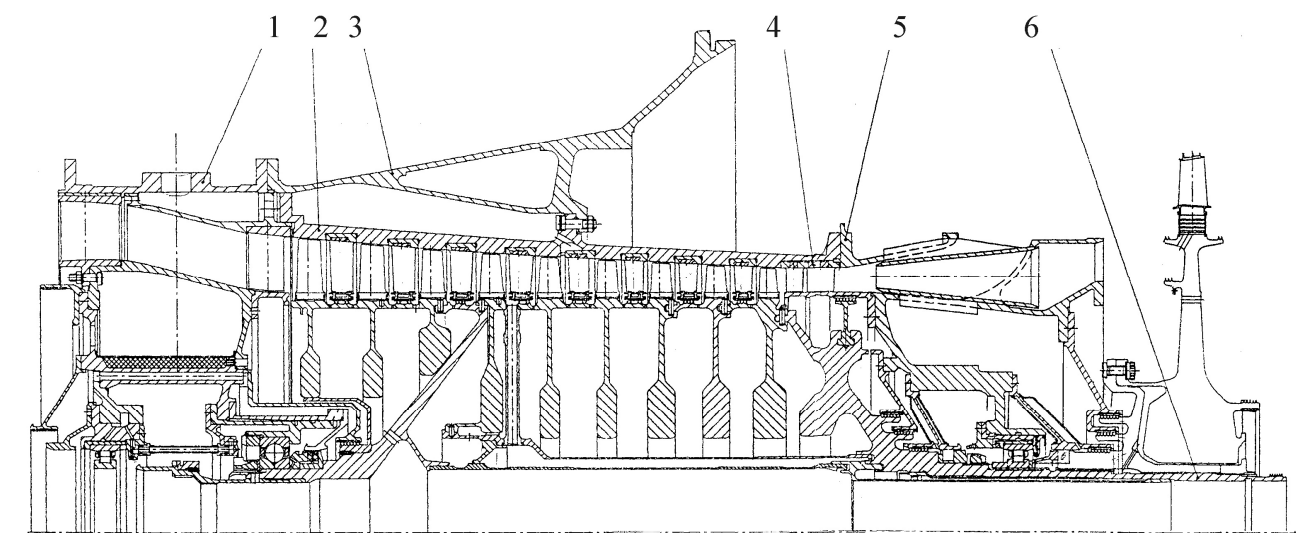


Рис.2.5. Компресор високого тиску:

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

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

Корпус КВТ 2 являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання і служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осьового виходу в дифузор.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Камера згоряння¹ (рис.2.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

Внутрішній кожух камери згоряння виконує роль екрана і формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної оболонки і

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпусу заднього. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.

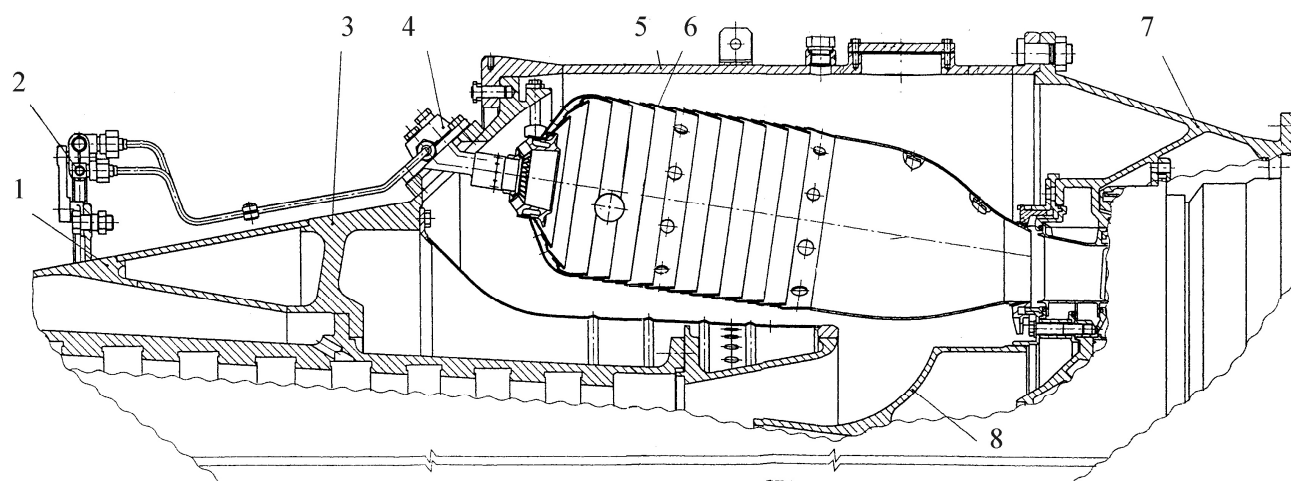


Рис.2.6. Камера згоряння:

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

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

Подача і розпил палива здійснюються шістнадцятьма двосопловими двоканалними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок забезпечує якісний розпил палива у всьому діапазоні режимів роботи ГТД. Перший канал забезпечує запуск двигуна і роботу його на холостому ході. Інші режими роботи двигуна забезпечуються спільною роботою обох каналів.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпусу соплового апарата ТВТ.

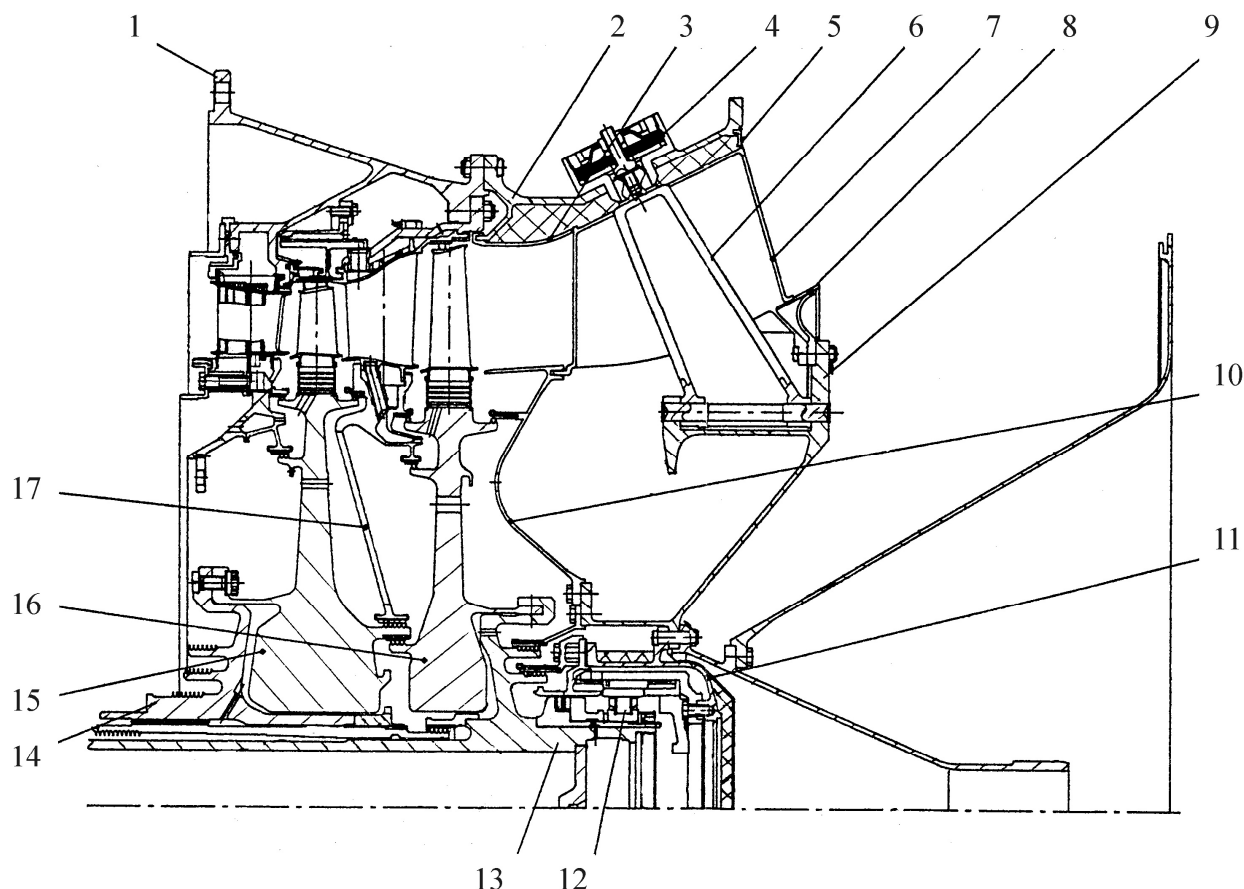


Рис.2.7. Турбіни високого і низького тисків:

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

Турбіна високого тиску (рис.2.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної

крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих лопаток турбіни.

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

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

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

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

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

Силова турбіна (рис.2.8) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

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

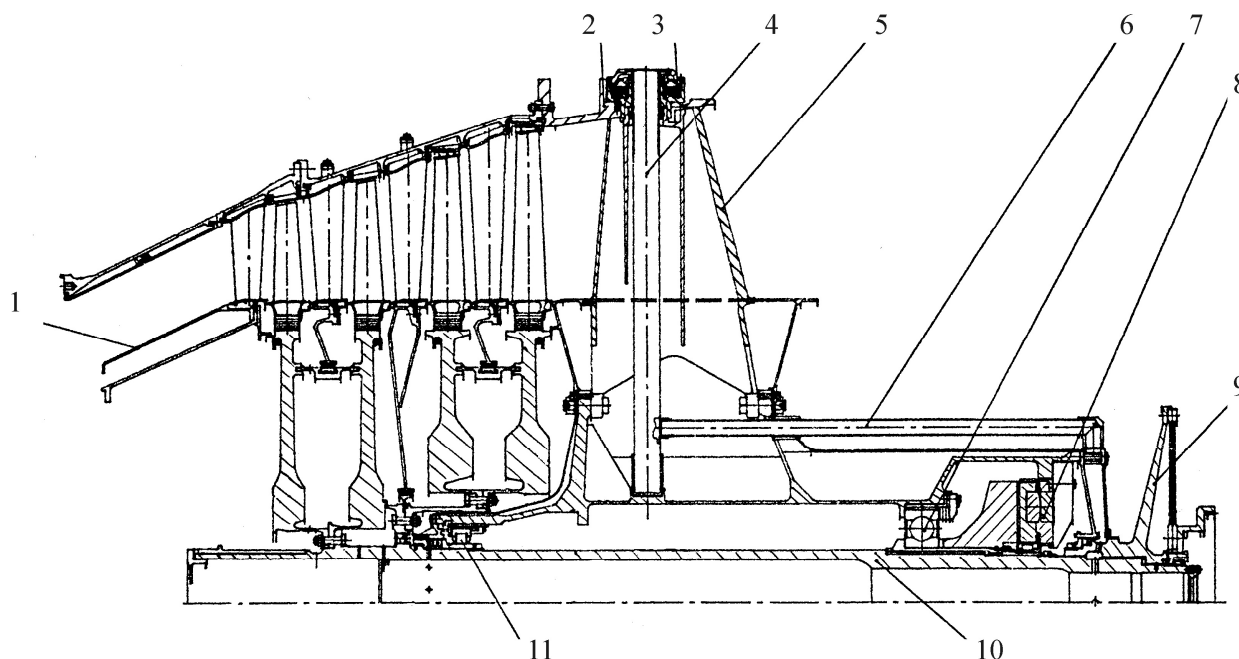


Рис.2.8. Силова турбіна:

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

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

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з напіпним і електроприводним маслоагрегатами;
- паливна система з черпаковим паливним насосом;
- прилади контролю й автоматичного захисту;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– електричний (~380 В, 3х70 кВт) або пневматичний стартер для розкручування контуру низького тиску.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 π_k - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично.

На рис.2.7 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

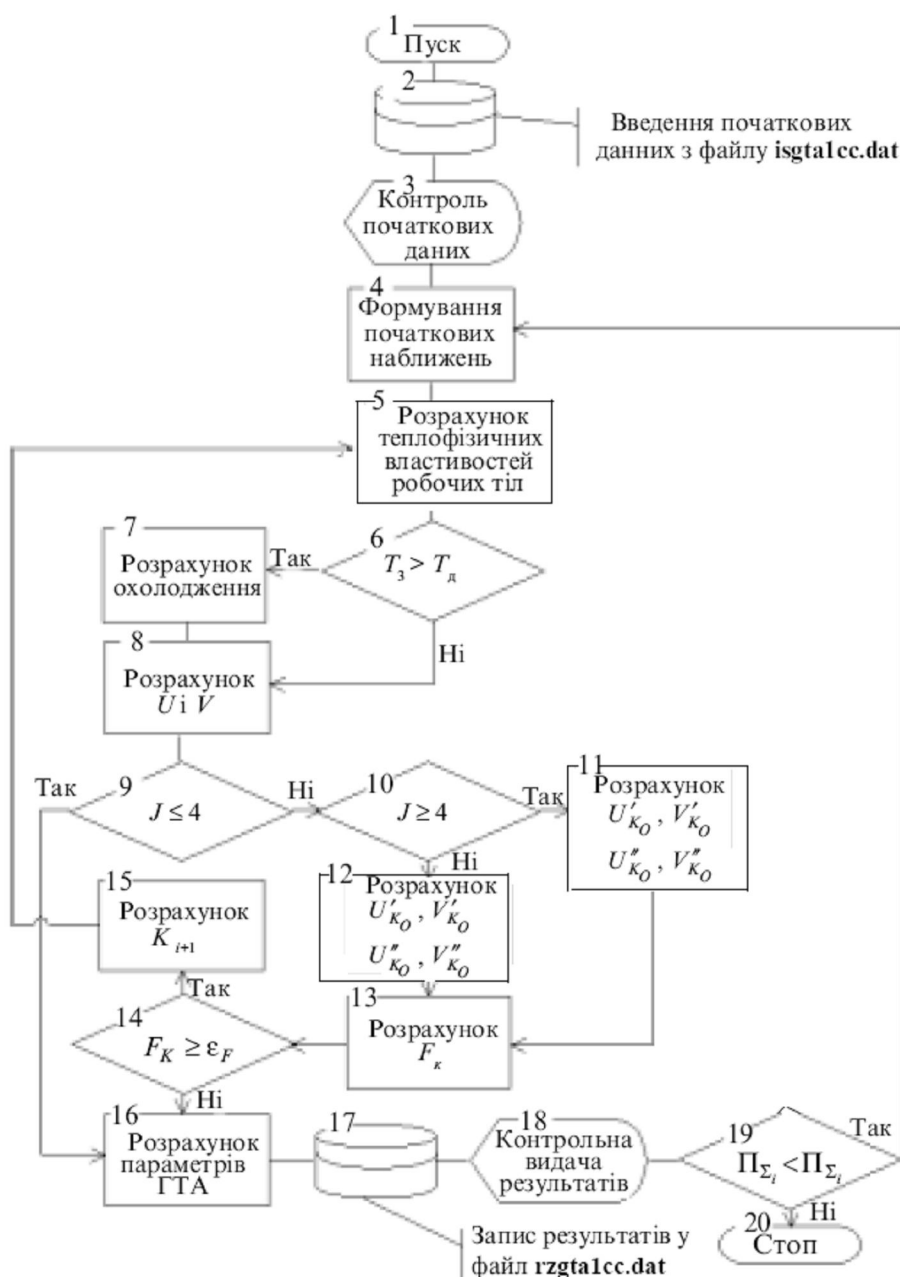


Рис.2.7. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

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

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

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.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, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файла isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

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

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

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.4.

Таблиця 2.4

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

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.8 та рис.2.9) –

залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі для різних значень початкової температури газу.

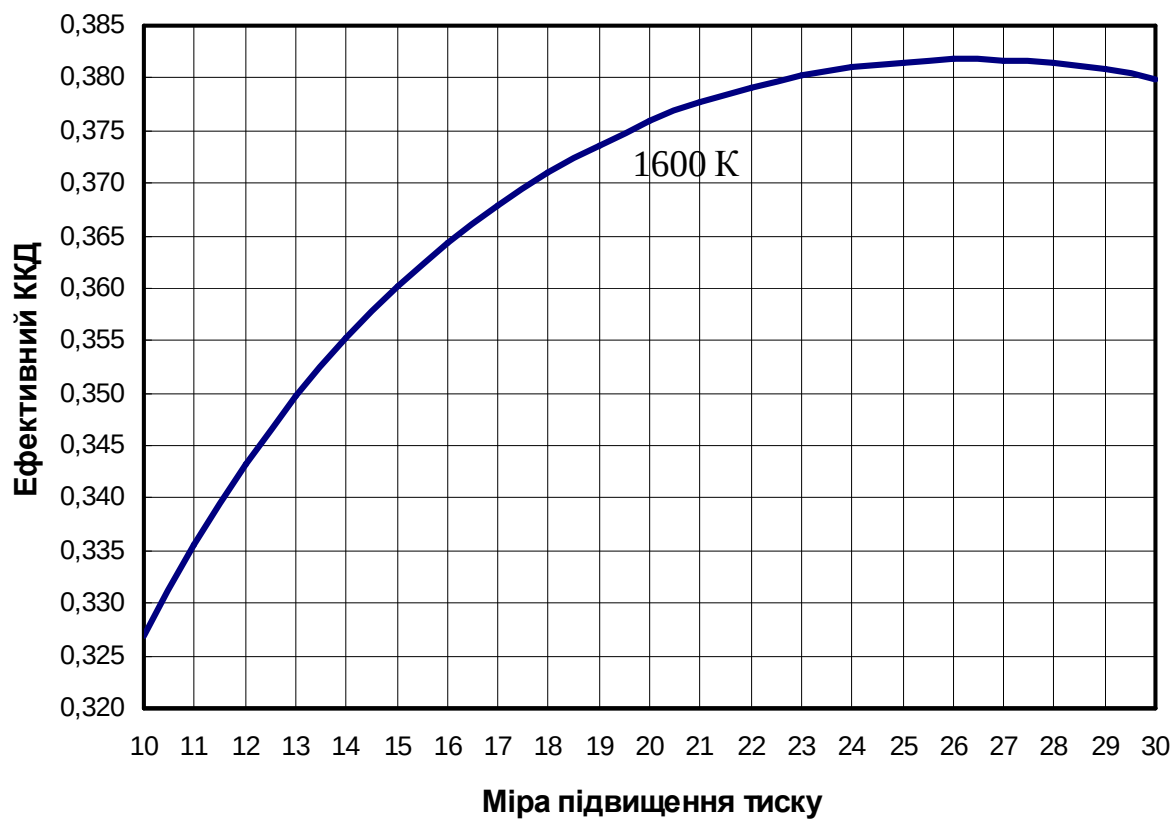


Рис.2.8. Залежність ефективного ККД газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

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

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 26$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,3818$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 325,0 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 21$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,3777$ та $N_{\text{пит}} = 345,4 \text{ кВт/(кг/с)}$.

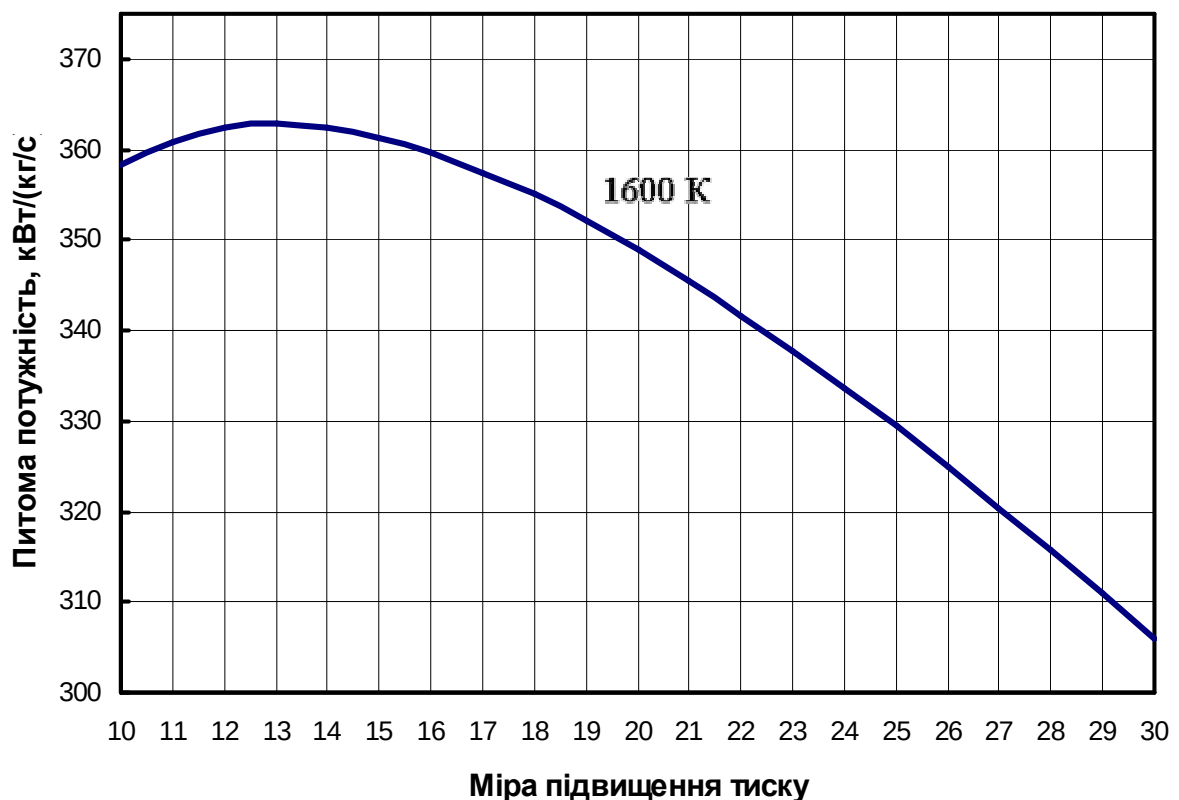


Рис.2.9. Залежність питомої потужності газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

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

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

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

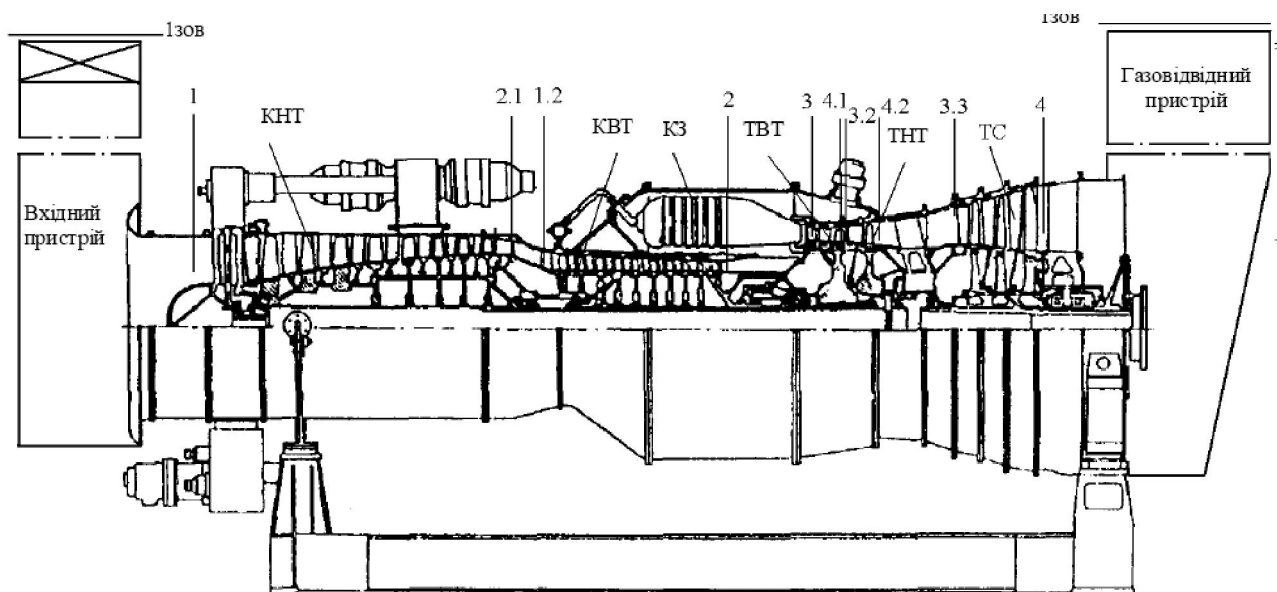


Рис.2.11. Схема і розрахункові перерізи ГТД з вільною силовою турбіною

Структурна схема газотурбінного двигуна наведена на рис.2.11, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.12.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність газотурбінного агрегата – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1600 К, базовий двигун – UGT 25000 (ДГ80). За результатами оптимізації була прийнята розрахункова міра підвищення тиску – 21.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.9.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

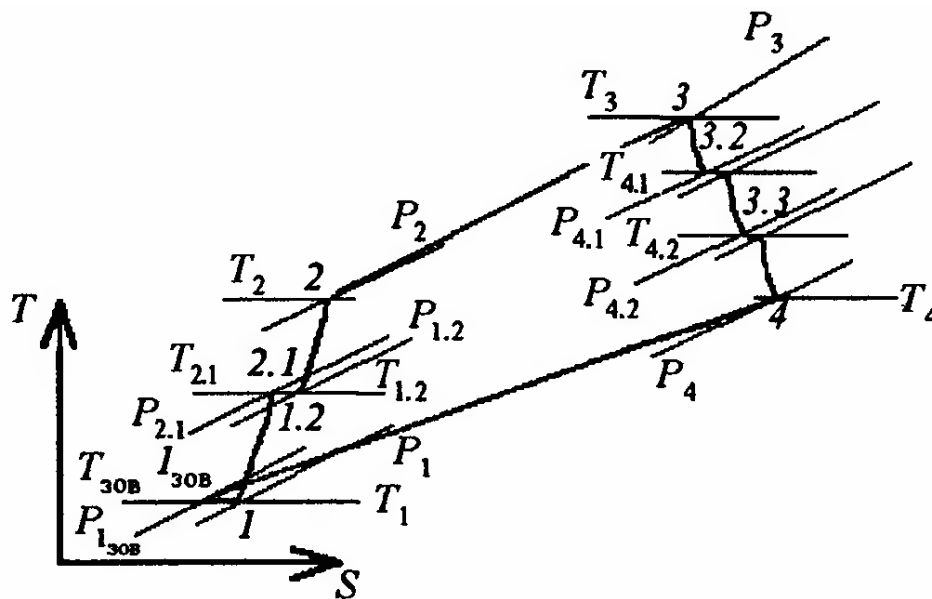


Рис.2.12. Термодинамічний цикл газотурбінного двигуна

Таблиця 2.9

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [11]	21	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1600	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [11]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [11]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [11]	1080	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається [11]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається [11]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається [11]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається [11]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається [11]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається [11]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається [11]	0,9950	

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$					Приймається [11]		0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ η_{T1}					Приймається [11]		0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ η_{T2}					Приймається [11]		0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ η_{T3}					Приймається [11]		0,9100	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}					Приймається [11]		0,9950	
18. ККД електрогенератора η_p					Приймається [11]		0,985	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{к2}$					Приймається [11]		0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e					Приймається [11]		0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг					Вибирається з довідкової літератури [11]		50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0					Вибирається з довідкової літератури [11]		17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт					Задається завданням		25 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{к2}$					Приймається [11]		4,40	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{к1}$					$\pi_{к\Sigma} / \pi_{к2}$		4,773	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$					$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$		1,4000	1,3959
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{к1}$					$\frac{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}\eta_{ак}-1}{k_{п1}}}}$		0,8762	0,8764
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К					$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$		185,0	183,3
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К					$T_1 + \Delta T_{к1}$		473,0	471,3
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер,к1}$, К					$T_{30в} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$		369,1	368,3
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{сер,к1})$		1,012	1,012
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$					$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$		1,3959	1,3959
					142.6231мз.01.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{30B} \cdot v_{BX}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2.1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,476	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{C_{пп1}}{C_{пп1} - R_{п}}$	1,3800	1,3737
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}$	0,8784	0,8774
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1.2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	271,3	266,6
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{к2}$	742,6	737,9
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	590,4	588,3
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пп2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,055	1,055
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{C_{пп2}}{C_{пп2} - R_{п}}$	1,3737	1,3737
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot v_{к}$	0,4739	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$	2,085	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{p\Gamma \alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1, 235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{пп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння	$f(T_{сер.к3}^{BX})$	1,036	

					142.6231мз.01.КР	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
$c_{pn} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)								
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$					$\frac{c_{pn} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{pn} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^u \cdot \eta_{\text{кз}} - \left[c_{pf\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pn} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$		0,0221	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$		2,631	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа					$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$		2,002	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$					Приймається [11]		2 (6,15)	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a					Приймається $T_3 - T_d > 100$		1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t					Приймається 1,05...1,10		1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}					Приймається		0,900	
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$					$a \cdot k_{t,л} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$		0,085	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К					$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{\text{к2}}}{2}$		1478,7	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох2}}$					Приймається [11]		2 (4,92)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a					Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$		1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t					Приймається 1,05...1,10		1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}					Приймається [11]		0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження					$a \cdot k_{t,л} \cdot g_e \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$		0,0696	
					142.6231мз.01.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
лопаток ТВТ g_{ox2}								
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{кз}$					$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$		0,824	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}					$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{кз}}{\alpha_{к2}}$		0,851	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}					$\beta_{t1} \cdot \alpha_{кз} + g_{ox1} + 0,006$		0,934	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}					$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$		1,0072	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{26}					$\beta_{t3} + 0,004$		1,0112	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сер.т1}$, К					$T_3 - \frac{0,91\Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$		1462,1	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)					$f(T_{сер.т1}, \alpha)$		1,262	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{r1}					$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_{\Gamma}}$		1,2956	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ С ₂					$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{M1}}$		0,9870	
69. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{r1} , К					$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$		263,2	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К					$T_3 - \Delta T_{r1}$		1336,8	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,1}^*, \alpha)$		1,234	
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} \Big ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{4,1}^*)$		1,187	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К					$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{r1}) + \frac{c_{pn} \Big ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} \Big ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$		1279,4	
					142.6231мз.01.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}}\right)^{\frac{k_{г1}}{k_{г1}-1}}$	2,476	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{кз}$	2,002	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,808	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1279,4	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3.2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{м2}}$	1196,9	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{пр2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,220	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{pz2}}{c_{pz2} - R_\Gamma}$	1,3090	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ С ₁	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{м2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8929	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$	163,7	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4.2}^?$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{т2}$	1115,8	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz}\Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*, \alpha)$	1,196	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp}\Big ^{T_{4.2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4.2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})}(T_{3.2} - \Delta T_{т2}) + \frac{c_{pn}\Big ^{T_{4.2}^*} g_{ox2}}{c_{pr}\Big ^{T_{4.2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1115,8	
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{т2}$	$\left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{т2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{т2} - \Delta T_{т2}}\right)^{\frac{k_{г2}}{k_{г2}-1}}$	1,915	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \cdot v_{т1}$	0,8083	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

142.6231МЗ.01.КР

Арк.

Величина					Спосіб визначення		Наближення	
							Перше	Друге
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа					$\frac{P_{3.2}}{\pi_{\tau 2}}$		0,4222	
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3.3}$, МПа					$P_{4.2} \cdot v_{\tau 2}$		0,4201	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К					$T_{3.3} = T_{4.2}$		1087,4	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа					$\frac{P_{30B}}{v_{\Gamma B}}$		0,1039	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{\tau 3}$					$\frac{P_{3.3}}{P_4}$		4,044	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{\text{сер.}\tau 3}$, К					$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{\kappa 1} + \Delta T_{\kappa 2}}{4}$		974,9	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{\text{пр} \tau 3}$, кДж/(кг·К)					$f(T_{\text{сер.}\tau 3}, \alpha)$		1,175	1,174
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{\tau 3}$					$\frac{c_{\text{пр} \tau 3}}{c_{\text{пр} \tau 3} - R_{\Gamma}}$		1,325	1,325
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{\tau 3}$, К					$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\tau 3}^{\frac{k_{\tau 3}-1}{k_{\tau 3}}}} \right) \cdot \eta_{\tau 3}$		286,9	287,1
98. Температура газу за ТГ T_4 , К					$T_{3.3} - \Delta T_{\tau 3}$		800,5	800,3
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{\text{сер.}\tau 3}$, К					$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{\tau 3}}{2 \cdot \eta_{\tau 3}}$		943,9	
100. Питома потужність ГТД $N_{\text{питГТД}}$, кВт/(кг/с)					$c_{\text{пр} \tau 3} \cdot \Delta T_{\tau 3} \cdot \beta_{\tau 3} \cdot v_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{мі}}$		332,8	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1пр}}$, кг/с					$\frac{N_e}{N_{\text{питГТД}} \cdot \eta_p}$		75,13	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{\text{к1}}$, кг/с					$G_{\text{к1пр}} \cdot v_{\text{вх}}$		74,00	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{\text{к2}}$, кг/с					$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к2}}$		73,26	
104. Витрата повітря через камеру					$G_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{к3}}$		61,01	
					142.6231м3.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
згоряння $G_{пкз}$, кг/с			
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	4859,1	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{Т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	62,36	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох1}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох1}$	6,29	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{Т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	69,10	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох2}$	5,096	
110. Витрата газу через ТГ $G_{Т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	74,54	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	74,84	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{пал.год} / N_e$	0,1944	
113. ККД на клеммах генератора η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3702	

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

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

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

2.4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Результати розрахунку зведені до табл.2.19.

Таблиця 2.19

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

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,742	
		0,807	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,512 0,603 0,558
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,065	0,041
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	4,773	4,40
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{kst}	Приймається [5]	1,20	1,16
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kst}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3214	0,1194
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{cons}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,873 0,594 0,733	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,462 0,604 0,533
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,140	0,071

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc}/l_{kc}	5,255	7,485
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стк}$	$0,087353+0,02604v_{лс}+0,00092v_{лс}^2+0,00004v_{лс}^3$	1,042	1,137
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{стк}$	0,145	0,081
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{стк} \cdot z_k$	1,308	0,810
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,192	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,393	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,297	—

2.4.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

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

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

Результати розрахунку зведені до табл. 2.20.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.20

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,085 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,1283
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0080
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,169
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,508
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,042
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	1,085
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.25)	1,20
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	27,83
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	45,44
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,361
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,9014

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,350
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,821
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,42 \cdot D_{с2_{квт}}$	0,211
20. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,584

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

2.4.3. Визначення габаритних розмірів осевих турбін ГТД

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

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна електростанції визначається частотою обертання обраного генератора електричної енергії. Для газотурбінного двигуна UGT 25000 (ДГ80) АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 3000 об/хв.

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.2.21.

Таблиця 2.21

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

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,987	0,984	0,803
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \cdot \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1r}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,1326	0,327	0,540
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,085	1,085	1,150
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,039	0,096	0,150
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,041	0,101	0,157
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	26,6	10,8	7,33
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,536	0,622	0,664
19. Частота обертання ротора турбіни n_r , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7234	6127	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_r) / 60$	410,9	348,1	222,8
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,513	0,610	0,633
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,046	1,020	1,048
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3_3} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,124	1,181	1,300
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,046	0,989	1,000
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{м3}$, кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{м3}$, К	Приймається $T_{м3}=T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,52	1,99	5,47
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	232,7	165,7	132,4
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{k_2 + 1} \cdot \sqrt{2k_2} \cdot R \cdot 10^3 T_4}$	0,360	0,278	0,257
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_2 + 1}{2} \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$	0,541	0,427	0,396
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{k_2 \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,143	0,344	1,288
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{м4}$, К	Приймається $T_{м4}=T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{м4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	3,27	1,80	3,45
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
	$D_{c4} = D_{c3}$	1,085	1,085	
	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,043	0,984	
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,127	1,186	
	$D_{B4} = D_{B3}$ $D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$ $D_{c4} = 0,5(D_{B4} + D_{34})$			1,000 1,625 1,313
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{\square 4}$, м	$(D_{34} - D_{B4})/2$	0,041	0,101	0,312
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	25,9	10,75	4,20
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,138	0,335	0,914
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{3c}$	1,085	1,085	
	$D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,045	0,987	
	$D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	1,126	1,183	
	$D_{Bc} = D_{B3}$			1,000
	$D_{3c} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$			1,471
	$D_{cc} = 0,5(D_{Bc} + D_{3c})$			1,236
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc})/2$	0,040	0,098	0,235

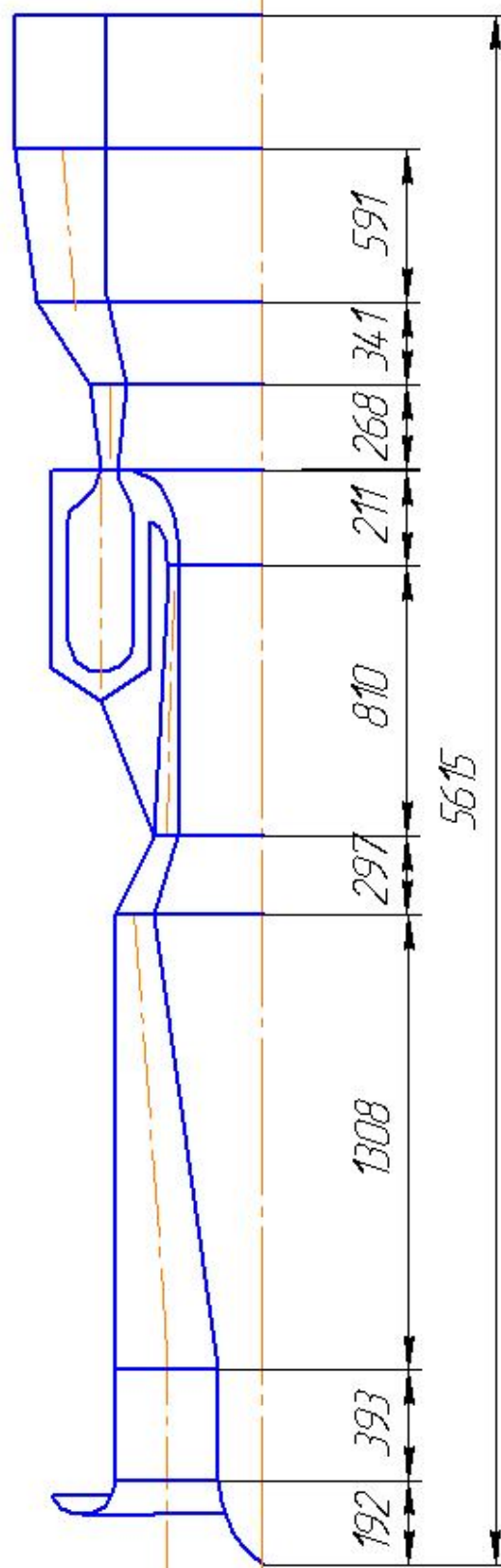
Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня v_{Tc}	D_{cc} / l_{Tc}	26,9	11,03	5,25
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{CTT}$	$0,23065 + 0,05899 v_{Tc} + 0,00331 v_{Tc}^2 + 0,00003 v_{Tc}^3$	3,622	1,243	0,627
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CTT} , м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{CTT}$	0,146	0,122	0,148
47. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{CTT} \cdot z_T$	0,146	0,122	0,591

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

142.6231мз.01.КР



M 1:25

Рис.2.27. Ескіз подовжнього перерізу ГТД (ТЗ = 1600 К)

142.6231мз.01.КР

Лист

Копіював

Формат А4

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

РОЗДІЛ 3

ПРОЄКТУВАННЯ 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА ДЛЯ ГЕНЕРУВАННЯ НАСИЧЕНОЇ ПАРИ

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

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

Паралельно проводимо розрахунок параметрів утилізаційного контуру для його використання разом з газотурбінним агрегатом, виконаним на основі базового двигуна UGT25000 (ДГ80) (див. розділ 1.1).

Котел-утилізатор конструктивно має вертикальне планування та виконаний з примусовою циркуляцією теплоносія. Теплова схема теплоутилізаційного контуру, який генерує насичену пару, наведена на рис. 3.1, розрахунок теплових параметрів котла-утилізатора – в табл. 3.1. Параметри, що відносяться до утилізаційного контуру для ДГ80, наведені у дужках.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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	$\Theta_d - t_0$	422 (380)	402 (360)	377 (335)
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	251	252
9. Мінімальний температурний напір перед економайзером $\delta t_{эк}$, °С	Приймаємо 8...15	10	10	10
10. Ентальпія води в стані насичення при обраному тиску $h_{эк}$, кДж/кг	За таблицями води і водяної пари, як $f(p_0)$	440	525	632
11. Температура газів перед економайзером $\Theta_{эк}$, °С	$t_s + \delta t_{эк}$	115	135	160
12. Середня теплоємність газів при проходженні через випарник $c_{рг} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{эк}}\right.$, 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)	1,097 (1,084)	1,099 (1,087)	1,103 (1,090)
13. Масова витрата генеруємої пари $G_{п.}$, кг/с	$\frac{G_{г} c_{рг} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{эк}} (\Theta_d - \Theta_{эк})}{h_0 - h_{эк}}$	15,1 (15,5)	14,7 (15,1)	14,3 (14,6)

14. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta'_{yx}, ^\circ\text{C}$	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_0	78 (82)	83 (89)	90 (99)
15. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pg} \left _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{yx}}\right.,$ кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_{\text{эк}} + \Theta'_{yx}) + 273; \alpha)$	1,033 (1,028)	1,037 (1,032)	1,041 (1,037)
16. Температура газів за котлом-утилізатором $\Theta_{yx}, ^\circ\text{C}$	$\Theta_{\text{эк}} - \frac{G_{\text{п}}(h_{\text{эк}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pg} \left _{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{yx}}\right.}$	78,2 (82,1)	82,9 (88,8)	90,2 (98,6)
17. Перевірка умови	$ \Theta_{yx} - \Theta'_{yx} \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюється значення Θ'_{yx} в п.14	0,2 (0,1)	0,1 (0,2)	0,2 (0,4)
18. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}}\right.,$ кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_{yx}) + 273; \alpha)$	1,092 (1,080)	1,092 (1,080)	1,093 (1,082)
19. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	З розрахунку ГТД	15		
20. Середня теплоємність газів $c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}}\right.,$ кДж/(кг·К)	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_{\text{н}}) + 273; \alpha)$	1,083 (1,070)		
21. ККД котла-утилізатора $\eta_{\text{ку}}$	$\frac{c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})}{c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{\text{н}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{н}})}\right.$	0,884 (0,864)	0,875 (0,851)	0,861 (0,831)

Продовження табл. 3.1 (початок)

22. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{\text{ку}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{\text{пр}} \int_{\Theta_{\text{д}}}^{\Theta_{\text{yx}}} (\Theta_{\text{д}} - \Theta_{\text{yx}})$	36671 (37838)	36302 (37239)	35744 (36367)
23. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{\text{эк}}$, кВт	$G_{\text{г}} c_{\text{пр}} \int_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}} (\Theta_{\text{эк}} - \Theta_{\text{yx}})$	2848 (2939)	4039 (4143)	5444 (5539)
24. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\bar{Q}_{\text{эк}}$	$Q_{\text{эк}} / Q_{\text{ку}}$	0,078 (0,078)	0,111 (0,111)	0,152 (0,152)
25. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{\text{исп}}$, кВт	$Q_{\text{ку}} - Q_{\text{эк}}$	33823 (34899)	32263 (33096)	30300 (30828)
26. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\bar{Q}_{\text{исп}}$	$Q_{\text{исп}} / Q_{\text{ку}}$	0,922 (0,922)	0,889 (0,889)	0,848 (0,848)
27. Теплова потужність установки $N_{\text{т}}$, Гкал/год	$\frac{3600 \cdot G_{\text{п}} h_0}{4,184} \cdot 10^{-6}$	34,8 (35,9)	34,4 (35,3)	33,8 (34,4)
28. Потужність газотурбінного агрегата на клеммах генератора $N_{\text{е}}$, кВт	З розрахунку ГТД	25 000 (27 500)		
29. ККД ГТД на клеммах генератора $\eta_{\text{е}}$	З розрахунку ГТД	0,370 (0,360)		
30. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{\text{пал}}$	$\frac{N_{\text{е}} + G_{\text{п}} \cdot (h_0 - h_{\text{п.в}})}{N_{\text{е}} / \eta_{\text{е}}}$	0,915 (0,909)	0,909 (0,901)	0,901 (0,889)

Таблиця 3.1 (закінчення)

Розрахунок котла-утилізатора для генерування насиченої пари

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення	
1. Витрата газів через котел-утилізатор G_T , кг/с	З розрахунку ГТД	74,84 (87,0)	
2. Температура газів за ГТД Θ_d , °C	З розрахунку ГТД	527 (485)	
3. Температура генеруємої сухої насиченої пари t_0 , °C	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 , °C	$\Theta_d - t_0$	352 (310)	327 (285)
7. Температура живильної води на вході в котел-утилізатор $t_{п.в}$, °C	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 $\delta t_{эк}$, °C	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 $\Theta_{эк}$, °C	$t_s + \delta t_{эк}$	185	210

Продовження табл. 3.1 (закінчення)

12. Середня теплоємність газів при проходженні через випарник $c_{pg} \int_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} , \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	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)	1,106 (1,093)	1,109 (1,096)
13. Масова витрата генеруємої пари $G_{\text{п}}$, кг/с	$\frac{G_{\text{г}} c_{pg} \int_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{эк}}} (\Theta_d - \Theta_{\text{эк}})}{h_0 - h_{\text{эк}}}$	13,9 (14,0)	13,6 (13,5)
14. Температура газів за котлом-утилізатором Θ'_{yx} , °С	Приймаємо з наступним уточненням. У 1-му наближенні можна вважати рівною температурі t_0	98 (109)	107 (121)
15. Середня теплоємність газів при проходженні через економайзер $c_{pg} \int_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}} , \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_{\text{эк}} + \Theta'_{\text{yx}}) + 273; \alpha)$	1,046 (1,042)	1,051 (1,047)
16. Температура газів за котлом-утилізатором Θ_{yx} , °С	$\Theta_{\text{эк}} - \frac{G_{\text{п}}(h_{\text{эк}} - h_{\text{п.в}})}{G_{\text{г}} c_{pg} \int_{\Theta_{\text{эк}}}^{\Theta'_{\text{yx}}}}$	98,1 (109,3)	106,6 (121,0)
17. Перевірка умови	$ \Theta_{\text{yx}} - \Theta'_{\text{yx}} \leq 5.$ При невиконанні умови уточнюються значення Θ'_{yx} в п.14	0,1 (0,3)	0,4 (0)
18. Середня теплоємність газів при проходженні через котел-утилізатор $c_{pg} \int_{\Theta_d}^{\Theta_{\text{yx}}} , \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_{\text{yx}}) + 273; \alpha)$	1,094 (1,083)	1,096 (1,085)
19. Температура навколишнього середовища $\Theta_{\text{н}}$, °С	З розрахунку ГТД	15	

Продовження табл. 3.1 (закінчення)

20. Середня теплоємність газів $c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_n}, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}\right.$	За табл. Д1, як $f(T = 0,5(\Theta_d + \Theta_n) + 273; \alpha)$	1,083 (1,070)	
21. ККД котла-утилізатора $\eta_{ку}$	$\frac{c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})}{c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_n} (\Theta_d - \Theta_n)}$	0,847 (0,809)	0,831 (0,785)
22. Тепло, що віддається газами в котлі-утилізаторі $Q_{ку}, \text{кВт}$	$G_{\Gamma} c_{pg} \left _{\Theta_d}^{\Theta_{yx}} (\Theta_d - \Theta_{yx})$	35132 (35407)	34468 (34354)
23. Тепло, що віддається газами в економайзері $Q_{эк}, \text{кВт}$	$G_{\Gamma} c_{pg} \left _{\Theta_{эк}}^{\Theta'_{yx}} (\Theta_{эк} - \Theta_{yx})$	6809 (6863)	8135 (8109)
24. Відносне тепло, що віддається газами в економайзері $\bar{Q}_{эк}$	$Q_{эк} / Q_{ку}$	0,194 (0,194)	0,236 (0,236)
25. Тепло, що віддається газами в випарнику $Q_{исп}, \text{кВт}$	$Q_{ку} - Q_{эк}$	28323 (28544)	26333 (26245)
26. Відносне тепло, що віддається газами в випарнику $\bar{Q}_{исп}$	$Q_{исп} / Q_{ку}$	0,806 (0,806)	0,764 (0,764)
27. Теплова потужність установки $N_{\Gamma}, \text{Гкал/год}$	$\frac{3600 \cdot G_{\Pi} h_0}{4,184} \cdot 10^{-6}$	33,2 (33,5)	32,6 (32,5)
28. Потужність газотурбінного агрегата на клеммах генератора $N_e, \text{кВт}$	З розрахунку ГТД	25 000 (27 500)	
29. ККД ГТД на клеммах генератора η_e	З розрахунку ГТД	0,370 (0,360)	
30. Коефіцієнт використання енергії палива в установці $\eta_{пал}$	$\frac{N_e + G_{\Pi} \cdot (h_0 - h_{п.в})}{N_e / \eta_e}$	0,892 (0,877)	0,882 (0,863)

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

T, К	Коефіцієнт надлишку повітря α				
	1	2	3	4	5
300	1,141	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

3.2. АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ ДАНИХ

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

Суцільною лінією на рисунках зображені дані проєктуємої установки, штриховою лінією – дані, що відносяться до установки, виконаної на основі двигуна ДГ80.

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 товщина стінок теплообмінних апаратів та підвідних комунікацій суттєво зростають, що позначається на їх масі, габаритах та ціні.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

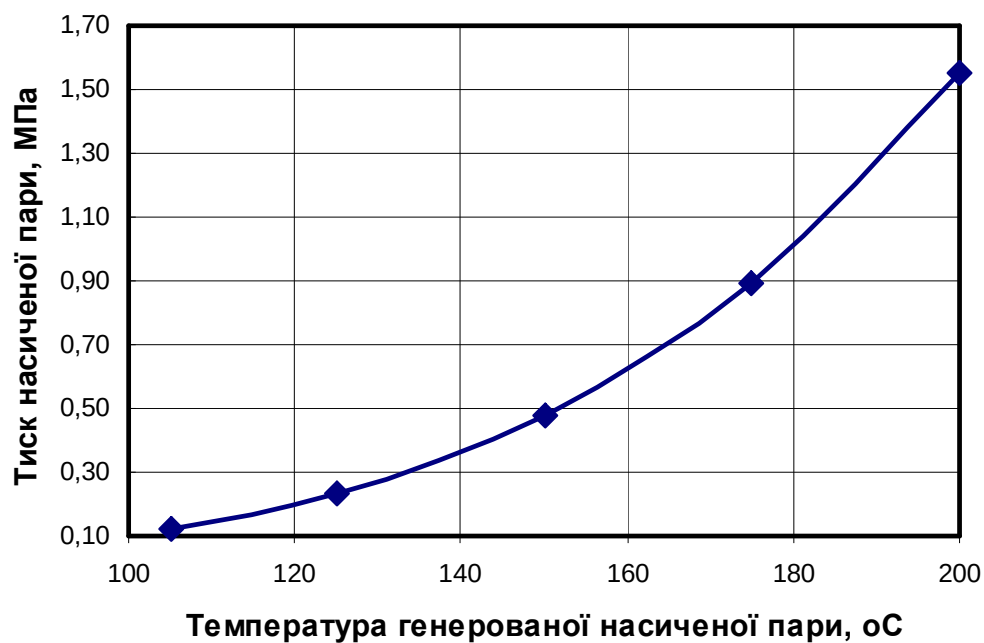


Рис.3.2. Залежність тиску генерованої насиченої пари від заданого значення її температури

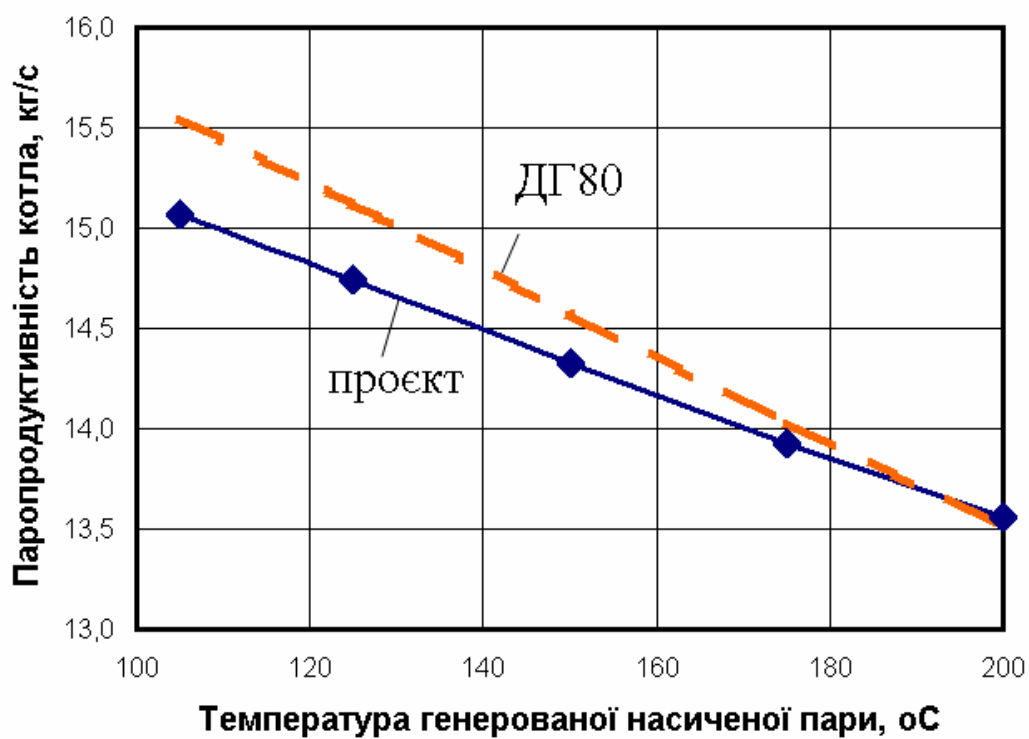


Рис.3.3. Залежність паропроодуктивності котла-утилізатора від температури генерованої насиченої пари

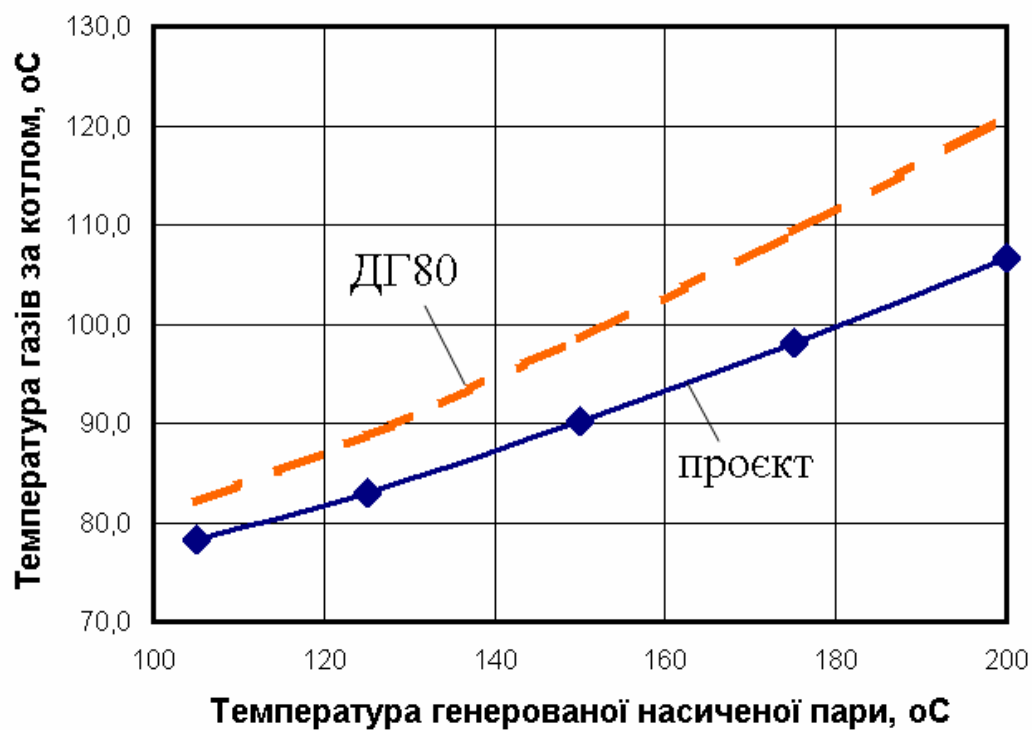


Рис.3.4. Залежність температури газів за котлом-утилізатором від температури генерованої насиченої пари

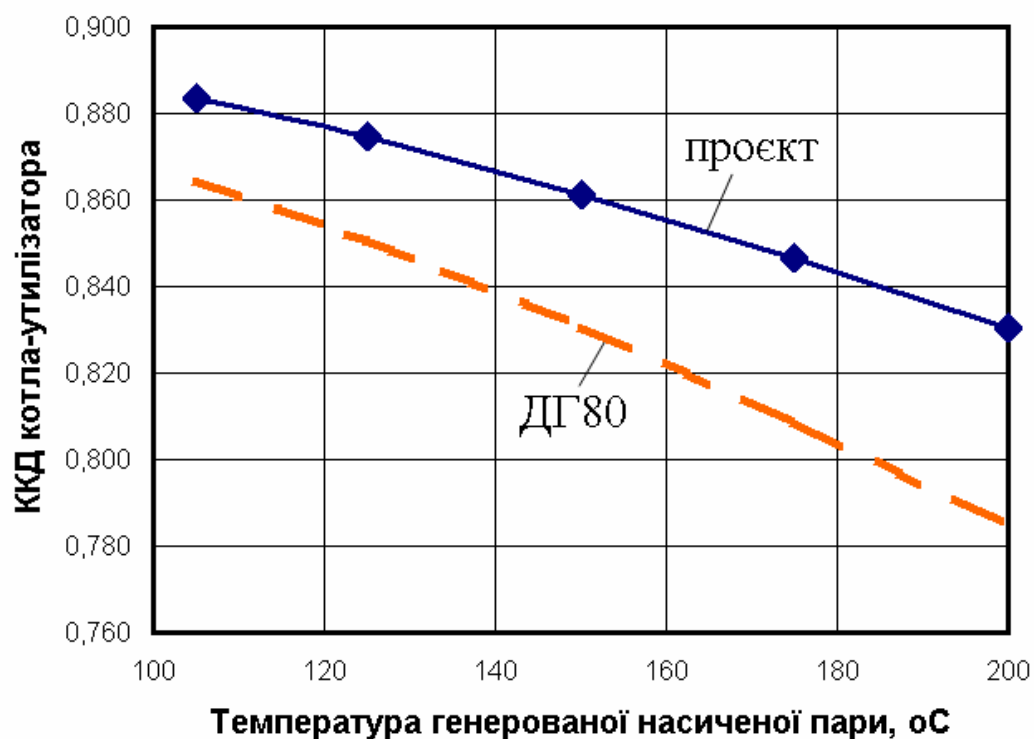


Рис.3.5. Залежність ККД котла-утилізатора від температури генерованої насиченої пари

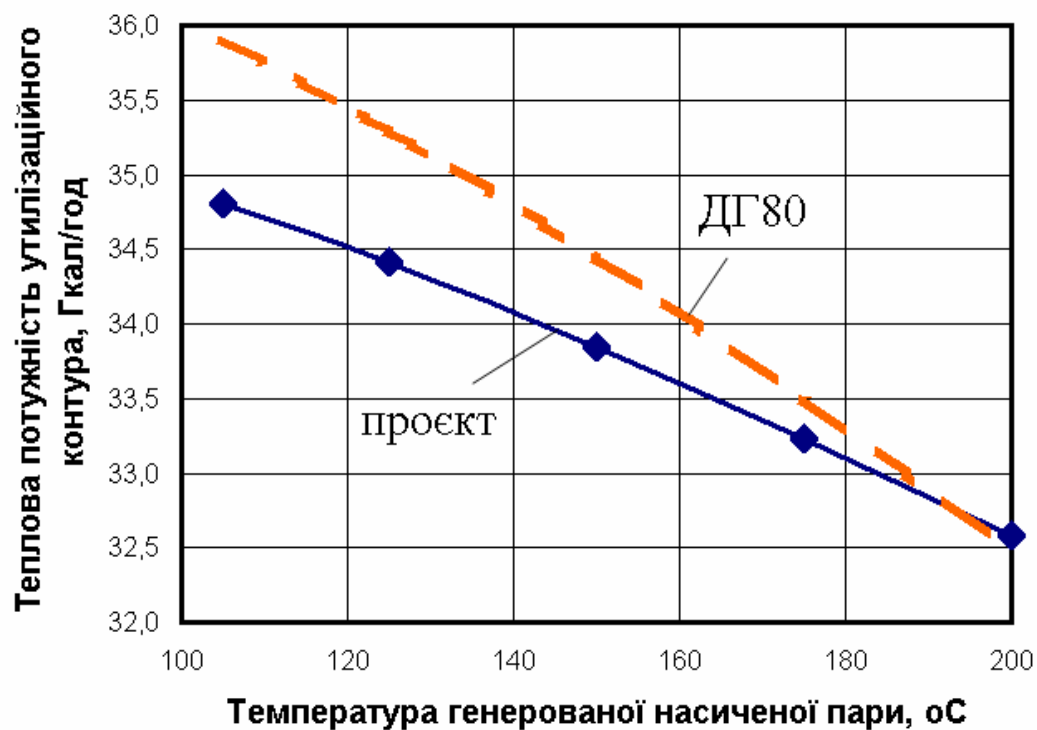


Рис.3.6. Залежність теплової потужності утилізаційного контура від температури генерованої насиченої пари

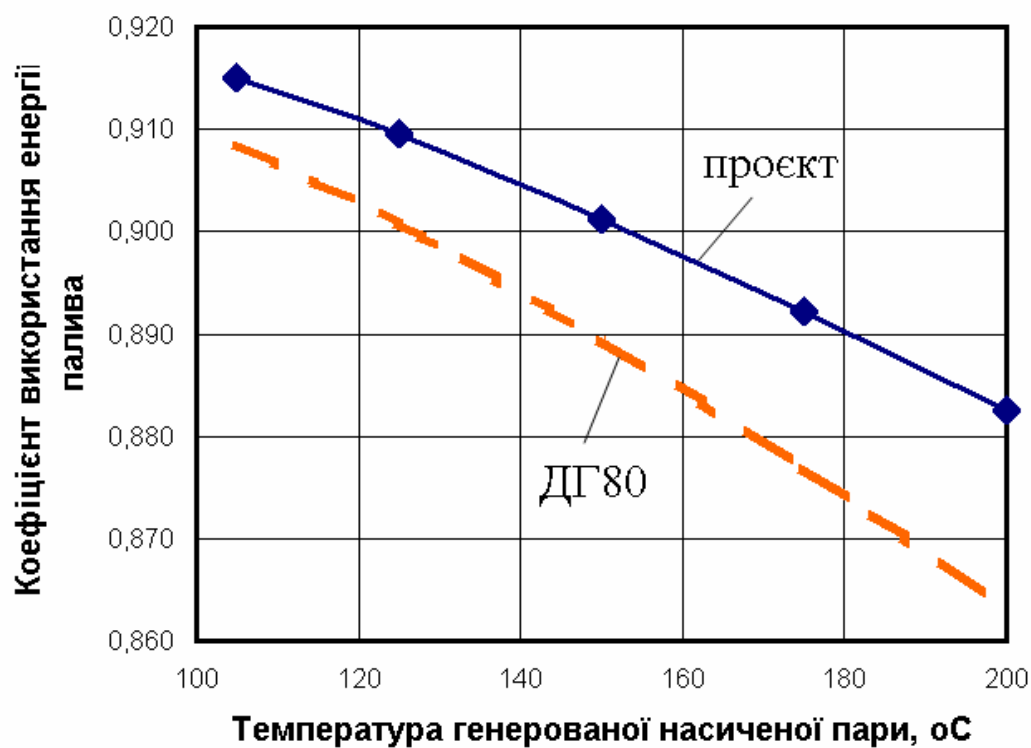


Рис.3.7. Залежність коефіцієнта корисного використання енергії палива від температури генерованої насиченої пари

2) Із збільшенням температури генерованої насиченої пари паропроодуктивність 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 газотурбінною теплоелектроцентраллю.

4) В розглянутому діапазоні значень температури генерованої пари теплова потужність утилізаційного контуру спроектованого газотурбінного агрегата змінюється несуттєво і складає 32,6...34,8 Гкал/год.

5) Оскільки реальна теплова потужність ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" в передвоєнні роки становила 70...90 Гкал/год, то очевидно, що одного спроектованого енергетичного блоку для адекватної заміни використовуємого на теплоелектроцентралі обладнання в опалювальний період буде недостатньо. Кількість таких блоків має становити не менше, ніж два.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231мз.01.КР		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки ГТД		
Студент	Костєв С.С.						
Керівник	Патлайчук В.М.						
Зав.каф.	Патлайчук В.М.						
					Літ.	Арк.	Аркушів
					НУК		

РОЗДІЛ 4
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

4.1. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИЛОВОЇ
ТУРБІНИ ДВИГУНА

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)

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 погрешностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}} / l_p \geq 10 \dots 12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

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

Вихідні дані до розрахунку силової турбіни наведені у табл. 4.1. Результати розрахунку турбіни зведені до табл. 4.2.

Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку 4-ступінчастої силової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Ізоентропійний теплоперепад всієї турбіни ΔH_a , кДж/кг	Див. п.3 табл. 2.21	371,5			
2. Ізоентропійний теплоперепад одного ступеня Δh_a , кДж/кг	$\frac{\Delta H_a}{4}$	92,9			
3. Температура газу перед ступенем T_0 , К	Див. розділ 2.3.4	1087	1015	944	872
4. Тиск газу перед ступенем p_0 , МПа	Див. п.90 табл.2.9	0,420	0,341	0,262	0,183

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні C_{pg} , кДж/(кг·К)	Див. п.95 табл.2.9	1,174			
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні k	Див. п.96 табл.2.9	1,325			
7. Тиск газу за ступенем p_2 , МПа	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_a}{c_{pg} T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,341	0,262	0,183	0,1039
8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни η_t	Див. п.16 табл.2.9	0,91			
9. Температура газу за ступенем T_2 , К	$T_0 - \frac{\Delta h_a \eta_t}{c_{pg}}$	1015	944	872	800

Таблиця 4.2

Розрахунок ступенів силової турбіни

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
1. Витрата газу G , кг/с	Див. табл. 2.9	74,54	74,54	74,54	74,54
2. Статичні параметри газу на вході до ступеня:					
тиск p_0 , МПа	Див. табл. 2.9	0,420	0,341	0,262	0,183
температура T_0 , К	Див. табл. 2.9	1087	1015	944	872
3. Статичні параметри газу на виході зі ступеня:					
тиск p_2 , МПа	Див. табл. 2.9	0,341	0,262	0,183	0,1039
температура T_2 , К	Див. табл. 2.9	1015	944	872	800
4. Осьова швидкість газу на вході до ступеня c_0 , м/с	Для 2-4-го ступенів: $c_2 \sin \alpha_2$	100	77	77	82
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. табл. 2.9	3000			

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
6. Теплоємність газу у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2}$, Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	1270	1240	1220	1185
7. Газова стала газу R , Дж/(кг·К)	$f(T, \alpha)$	291	291	291	291
8. Показник ізоентропи газу k	$f(T, \alpha)$	1,297	1,307	1,313	1,326
9. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	641	621	601	580
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,156	0,123	0,128	0,142
11. Повні параметри газу на вході до ступеня: тиск p_0^* , МПа температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$				
		0,427	0,344	0,265	0,185
		1091	1017	946	875
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	$69 \cdot 10^3$	$78 \cdot 10^3$	$97 \cdot 10^3$	$138 \cdot 10^3$
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	372	396	441	525
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5,4	4,9	4,3	3,5
15. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03	0,03	0,03	0,03
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,366	0,397	0,441	0,520
		142.6231мз.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 12...20	20	18	16	14
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97	0,97	0,97	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	$44 \cdot 10^3$	$47 \cdot 10^3$	$54 \cdot 10^3$	$66 \cdot 10^3$
20. Швидкість виходу газу з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2 \Delta h_{ac}^*}$	288	299	320	353
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,741	0,788	0,860	1,010
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.4.3	1,150	1,208	1,265	1,320
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	223	234	245	256
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1 / c_1	0,774	0,783	0,765	0,725
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt} / v_1	0,957	1,006	1,124	1,394
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	$3 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$
27. Статичні параметри газу за сопловою решіткою: тиск p_1 , МПа температура T_1 , К густина ρ_1 , кг/м ³	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$ $\frac{p_1}{RT_1}$				
		0,371	0,293	0,216	0,142
		1058	981	904	822
		1,20	1,02	0,82	0,59
		142.6231мз.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546	0,544	0,543	0,541
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,869	0,850	0,817	0,765
30. Кут виходу газу з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1 $\arcsin \left[\sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right]$				
		20	18	16	14
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	632	611	588	563
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,455	0,489	0,544	0,626
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,174	0,208	0,259	0,356
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{\pi}$, град	Береться 4...16	20	20	20	20
35. Осьовий зазор в ступені s, м	Береться 0,005...0,040	0,031	0,033	0,033	0,031
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,42	1,95	2,43	2,90
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,123	0,107	0,107	0,123
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,08	2,47	3,15	3,83
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001	0,001	0,001	0,001

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\Pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\Pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,108	0,104	0,097	0,106
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,224	0,257	0,305	0,404
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\Pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	1,199	1,256	1,311	1,368
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	223	234	245	256
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	5,35	4,89	4,30	3,38
45. Мінімально допустима при знайденій величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,369	0,397	0,441	0,534
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,7	0,2	0,1	2,6
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37	38	39	40
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,204	0,173	0,169	0,191
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85	0,85	0,85	0,85
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,174	0,147	0,144	0,162
¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.					
					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	
142.6231мз.01.КР					

Найменування параметра					Числове значення			
					I	II	III	IV
50. Кількість соплових лопаток z_c					$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$			
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с					$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$			
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град					$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$			
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ					Береться 0,94...0,97			
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг					$\rho \Delta h_a^*$			
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг					$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$			
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с					$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$			
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг					$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$			
58. Густина газу на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³					$\frac{p_2}{RT_2}$			
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с					$\sqrt{kRT_2}$			
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}					w_2/a_2			
61. Кут виходу газу з робочої решітки β_2 , град					$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$			
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град					$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]			
					142.6231м3.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Арк.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,115	0,111	0,102	0,111
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,746	0,759	0,776	0,808
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,086	0,084	0,080	0,090
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	44	47	52	48
67. Абсолютна швидкість виходу газу з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	77	78	93	149
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	$3 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$11 \cdot 10^3$
69. Кут виходу газу із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	86,2	79,6	62,2	40,3
70. Колові складові абсолютних швидкостей:					
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	270	284	308	342
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	5	14	43	113
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	$61 \cdot 10^3$	$70 \cdot 10^3$	$86 \cdot 10^3$	$116 \cdot 10^3$
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,885	0,889	0,883	0,846
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:					
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	–	6	6	6

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

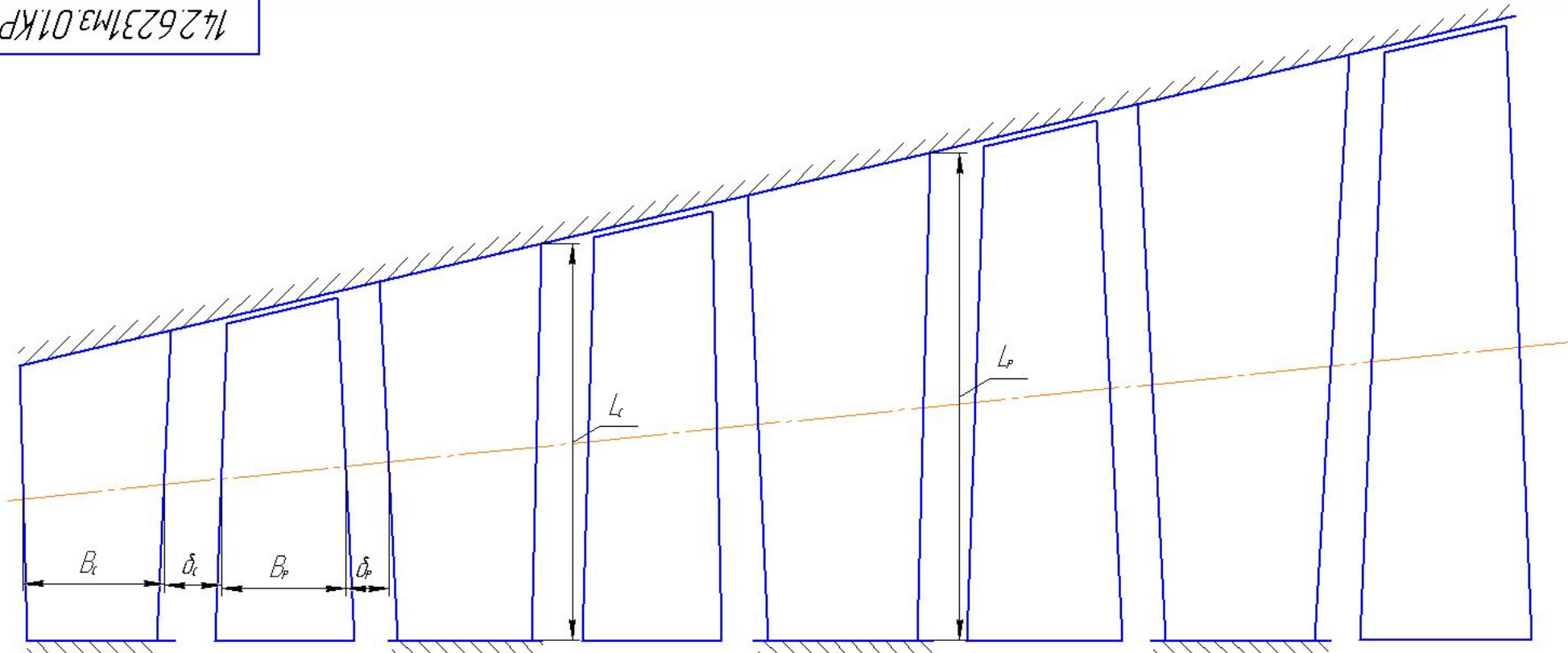
Найменування параметра					Числове значення			
					I	II	III	IV
коефіцієнт витрати μ					–	0,75	0,75	0,75
радіальний зазор $\delta_{\text{щ}}$, м					–	0,0004	0,0004	0,0004
діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м					–	0,628	0,655	0,684
кільцева площа щілини f , м ²					–	$7,9 \cdot 10^{-4}$	$8,2 \cdot 10^{-4}$	$8,6 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{уд.}}$, кг/с					–	0,078	0,071	0,060
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{\text{уд}}$					–	0,0009	0,0008	0,0007
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:								
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м					–	–	0,007	0,007
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a					–	–	0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r					–	–	0,75	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z					–	–	3	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м							$4,3 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$
Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$					$7,5 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$		
					142.6231мз.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Арк.			

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
		I	II	III	IV
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0110	0,0109	0,0061	0,0055
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,18	0,99	0,77	0,52
80. Коефіцієнт $K_{\text{т}}$	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_{\text{т}} \frac{D_{\text{cp1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0021	0,0019	0,0014	0,0007
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,872	0,875	0,875	0,839
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	$60 \cdot 10^3$	$69 \cdot 10^3$	$85 \cdot 10^3$	$116 \cdot 10^3$
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	4504	5118	6352	8611

За результатами розрахунку будемо ескіз проточної частини силової турбіни газотурбінного двигуна та трикутники швидкостей ступенів цієї турбіни на середньому діаметрі (рис. 4.1).

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

142.6231м3.01КР



Масштаб 1 мм=10 м/с

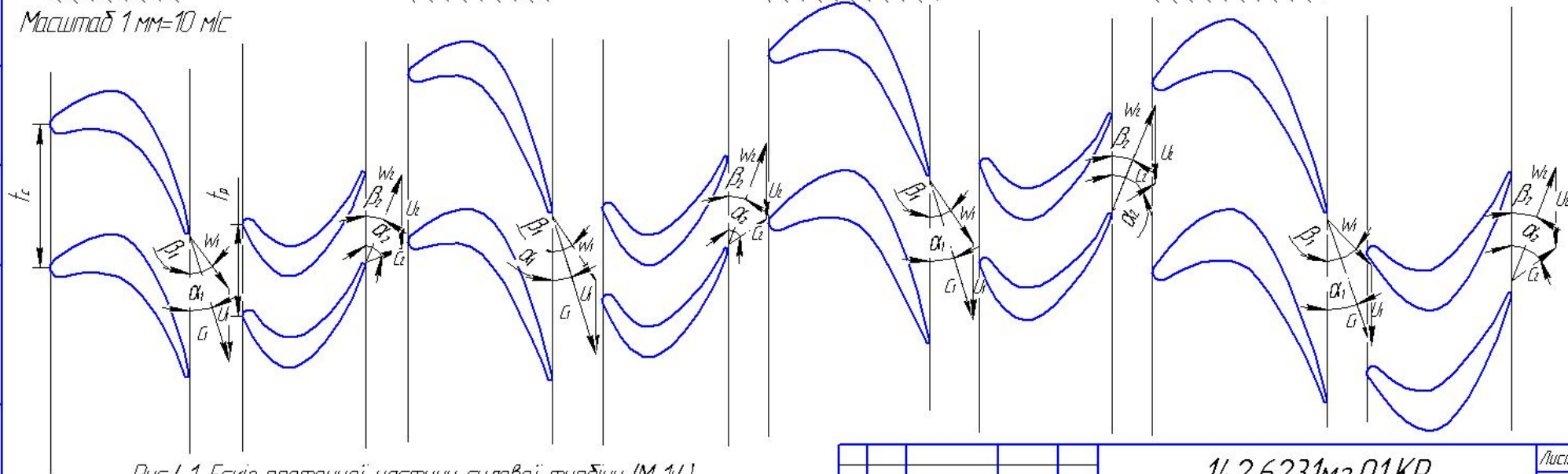


Рис. 4.1 Ескіз проточної частини силової турбіни (М 14)

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

142.6231м3.01КР

Копировал

Формат А3

Лист
2

Имб. № подл. Подп. и дата. Взам. имб. №. Имб. № докл. Подп. и дата.

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Елементи прикутників швидкостей та геометричні характеристики
решіток

Назва величини	Ступінь			
	1	2	3	4
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	25,00	21,51	18,06	17,57
2. Дієсна швидкість виходу потоку з сопел ζ_1 , м/с	358,9	352,4	342,3	318,8
3. Кут виходу потоку на робочі лопатки у віднос. русі β_1 , град	54,32	50,97	49,48	59,71
4. Відносна швидкість виходу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	186,7	166,3	139,6	111,5
5. Окружна швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	216,4	223,1	234,7	247,7
6. Кут виходу потоку зі ступені у відносному русі α_2 , град	77,93	81,05	84,46	66,06
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки ζ_2 , м/с	122,5	113,5	99,8	105,3
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	25,88	24,47	21,63	17,95
9. Шаг соплової решітки t_c , м	0,079	0,079	0,100	0,121
10. Число лопаток соплової решітки Z_c	55	57	47	41
11. Шаг робочої решітки t_p , м	0,054	0,061	0,071	0,091
12. Число лопаток робочої решітки Z_p	83	75	68	56
13. Висота соплової лопатки l_c , м	0,104	0,148	0,224	0,310
14. Зазор між сопловою та робочою решітками δ_c , м	0,031	0,033	0,033	0,031
15. Висота робочої лопатки l_p , м	0,137	0,185	0,265	0,352

142.6231мз.01КР

Лист

142.6231мз.01КР

4.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ЧЕТВЕРТОГО СТУПЕНЯ СИЛОВОЇ ТУРБИНИ

З термогазодинамічного розрахунку четвертого ступеня силової турбіни на середньому діаметрі (розділ 4.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.4.3.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.3

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

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

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

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

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

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

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

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

число робочих лопаток на вінці $z = 48$;

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

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

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

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4.1): швидкості $c_1 = 353$ м/с та $c_2 = 149$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 40,3^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

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

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

$$T_{розр} = T_1 = 822 \text{ К.}$$

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Розраховані значення зведемо до табл.4.4.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.4

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

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

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

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

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

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

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

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину $B_{\text{р}}$, м;

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

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис. 4.4).

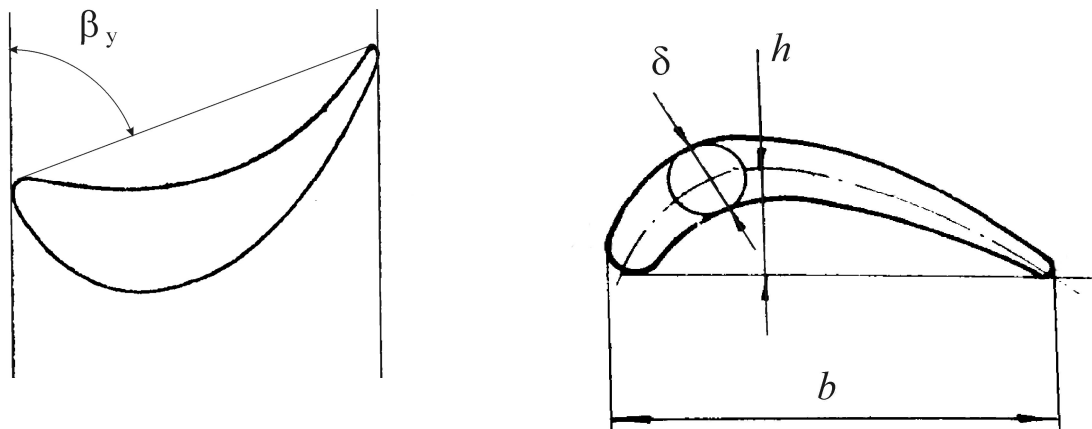


Рис.4.4. Геометричні характеристики профілю

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

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

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

Розмір хорди профілю

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

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

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 4.5.

Таблиця 4.5

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

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

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

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

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

де $F_o = 2,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл. 4.5); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

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

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

де $F_{\text{cp}} = 2,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ та $F_{\pi} = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 4.5).

Відносна площа периферійного перерізу

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ;

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

Кутова швидкість обертання ротора

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

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

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

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

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис. 4.6). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

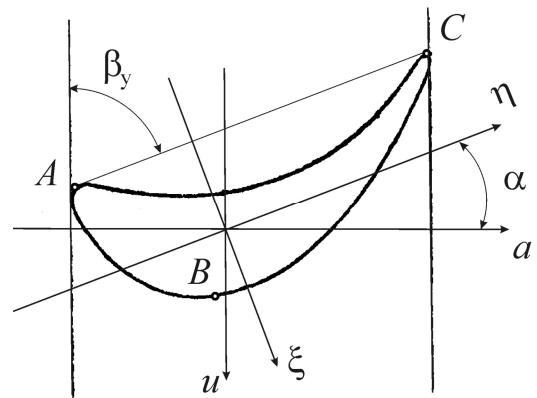


Рис. 4.6. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

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

де $\beta_y = 64,6^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл. 4.5).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 4.6)¹. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

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

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

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

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

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

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

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

де $b = 0,122$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,030$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,043$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 4.5).

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

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

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

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

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

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

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

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки А:

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

для точки В:

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

для точки С:

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

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

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

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

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

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

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

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

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

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [8, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис.4.6).

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

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

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

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис. 4.6). Перший перетин має індекс "0" ($j = 0$).

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

У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис. 4.6 це перетини 1 та 2, 5 та 6 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

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

3) Густина поясу кріплення

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

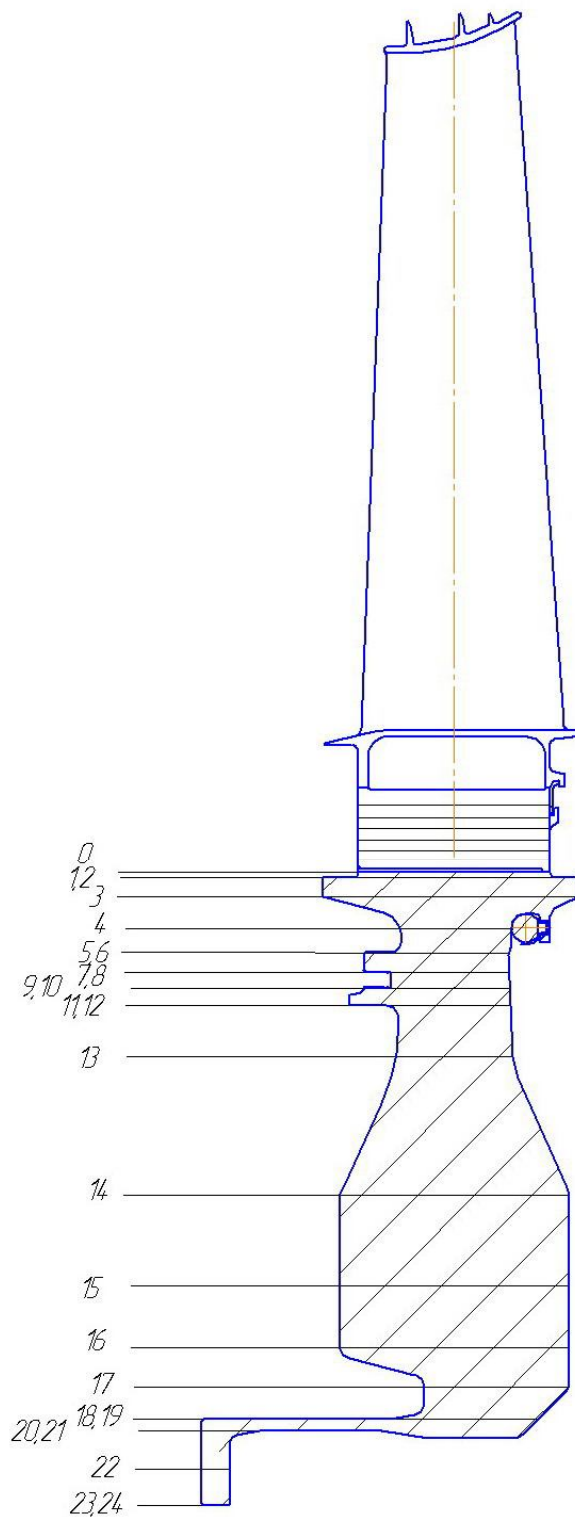


Рис. 4.6. Диск четвертого ступеня силової турбіни з позначенням розрахункових перетинів

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

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

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 3000$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi r_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 314^2 \cdot 1,27 \cdot 10^{-3} = 9\,836\,815 \text{ Н}.$$

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

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

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

8) Комплекс

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

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

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

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

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Розрахунок зведений у табл. 4.6.

Значення радіусів розрахункових перетинів r і толщин диска h на цих радіусах (рядки № 1 і 2 табл. 4.6) визначаються безпосередньо з рис. 4.6.

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. 4.7.

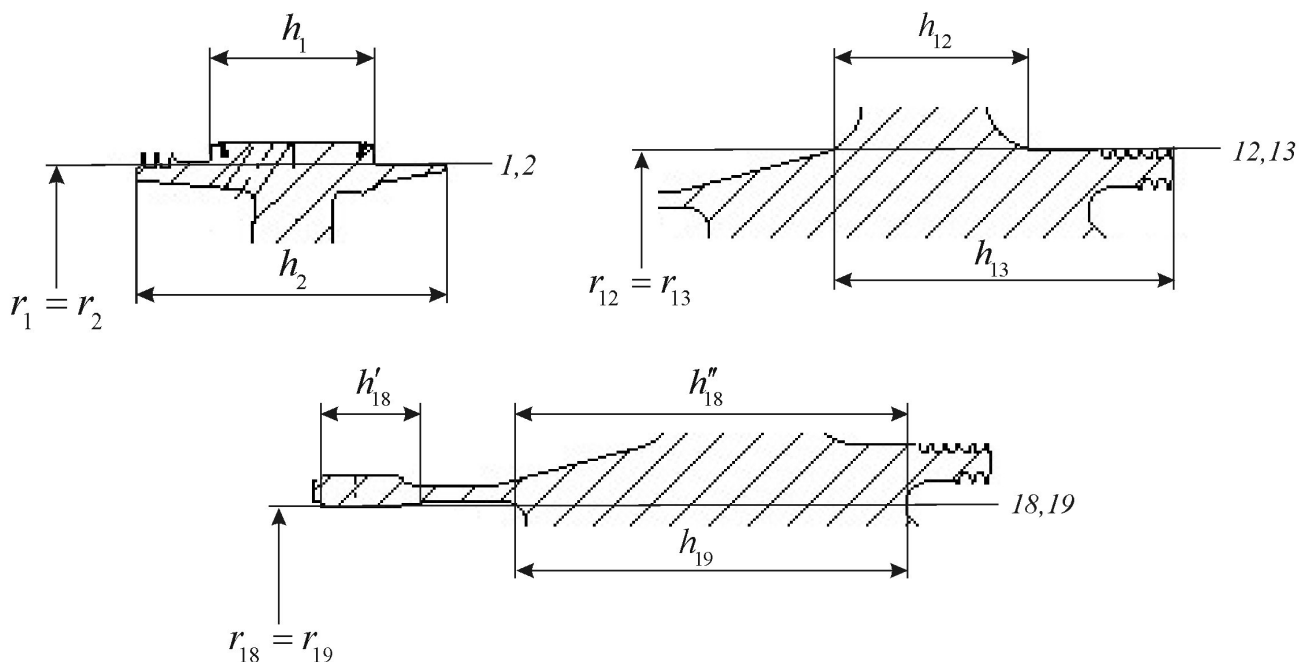


Рис. 4.7. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл. 4.6) може бути визначена по формулі¹

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

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

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД (рядок № 4 табл. 4.6) залежно від температури T використовуємо формулу:

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

12) З табл.4.6 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 24:

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

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

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [8, с.57], становить $[K_{\epsilon}] = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\epsilon} \geq [K_{\epsilon}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.6

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

					142.6231 м3.01.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

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

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

					142.6231 м3.01.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

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

4.5. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ДВИГУНА

4.5.1. Опис системи змащення

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

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

4.5.2. Склад системи змащення

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

4.5.3. Принцип роботи системи змащення

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Змащення коробки приводів виносної - картерна.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.5.4. Агрегати системи змащення

У систему змащення двигуна (рис.4.7) входять: цистерна циркуляційна 21 (корабельна), маслоагрегат 20, відкачуючий маслоагрегат з електроприводом 14, нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом 23, масловіддільник статичний 1, фільтри 3, 28, фільтри захисні 8, датчики-реле різниці тиску 2, 27, сигналізатори тиску 5, 6, 15, 16, 24, датчики тиску 4, 25, сигналізатори стружки 9, термоперетворювачі опору 10, регулятор перепаду тиску 11, бак масловіддільний 12, сигналізатори рівня 19, маслоохолоджувач 29 (корабельний), стоп-кран 13, клапан замочний 30, клапан зворотний 22, шайба дросельна 26, трубопроводи.

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

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

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

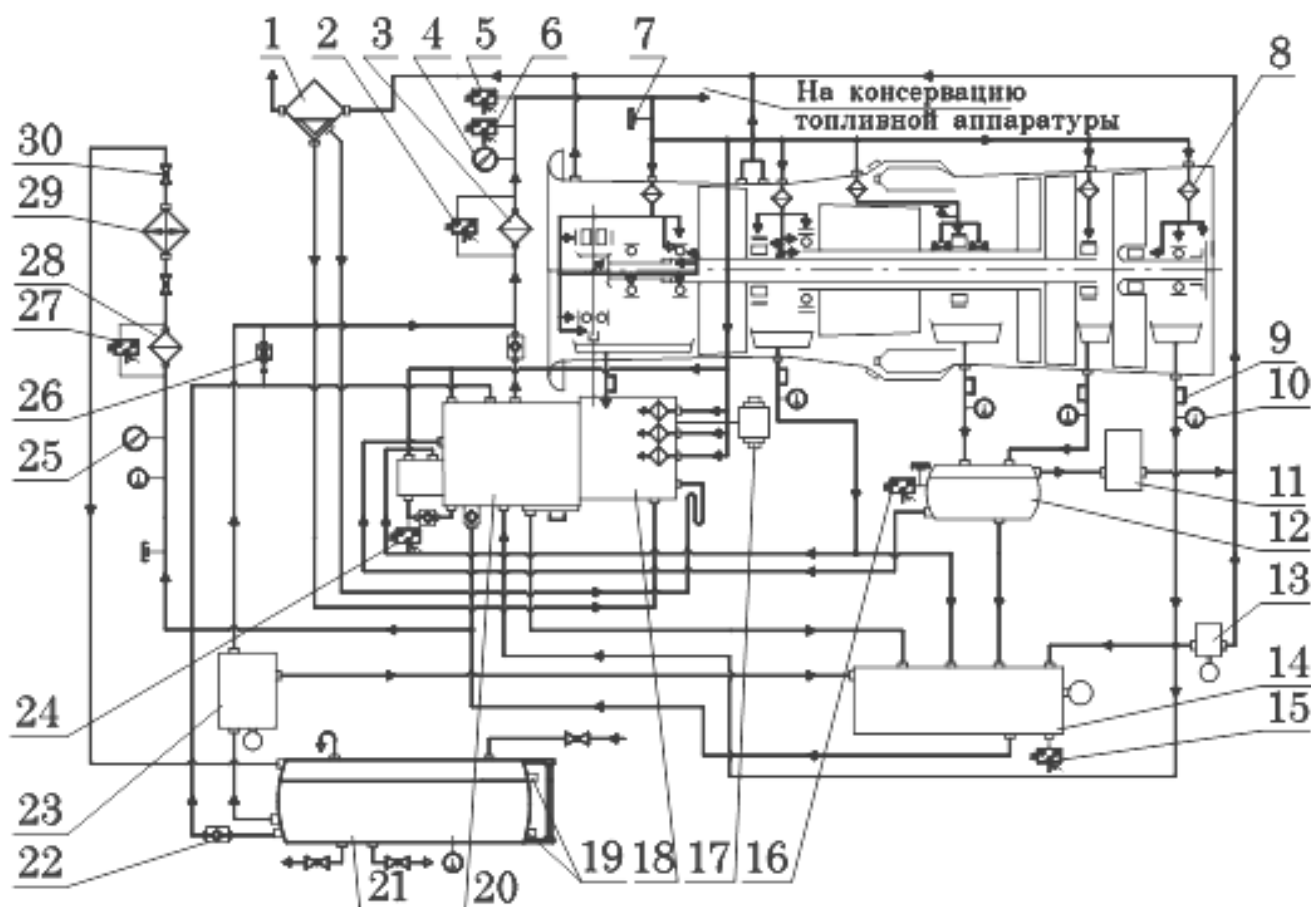


Рис. 4.7. Система змащення двигуна

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

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

Фільтр 28 призначений для очищення масла перед маслоохолоджувачем 29.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Датчик тиску 4 здійснює вимір тиску масла на лінії нагнітання.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231мз.01.КР									
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент	Костєв С.С.				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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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;
- сенсibiliзуючі,
- 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 досліджень.

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 зашкленних огорожень не повинна перевищувати 35,0 Вт/м² - при опроміненні 50% та більше поверхні тіла, 70 Вт/м² - при величині опромінюваної поверхні від 25 до 50%, та 100 Вт/м² - 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 прощтовхувані 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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$F = (E_{\text{мін}} \times S \times k_z \times z) / (n \times \eta)$$

де F - світловий потік лампи (або ламп) в світильнику, лм; $E_{\text{мін}}$ - нормована освітленість, лк, k_z - 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

$$H_p = H - h_c - h_p, \text{ м,}$$

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 $h_p = 0,8\text{м}$).

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2) за таблицями знаходяться: коефіцієнт запасу k_z поправочний коефіцієнт z , нормована освітленість $E_{\min}$,

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

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

де A і B - ширина і довжина приміщення, м,

4) коефіцієнт використання світлового потоку ламп η залежно від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стін, стелі та робочої поверхні ρ_c, ρ_p, ρ_r ;

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):

$$n = (E_{\min} \times S \times k_z \times z) / (F \times \eta)$$

Метод питомої потужності

Питома встановлена потужність називають частку від ділення загальної встановленої в приміщенні потужності ламп на площу приміщення:

$$P_{\text{уд}} = (P_{\text{л}} \times n) / S$$

де $P_{\text{уд}}$ - питома встановлена потужність, Вт / м², $P_{\text{л}}$ - потужність лампи, Вт; n - число ламп в приміщенні; S - площа приміщення, м².

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 .

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункове рівняння для визначення потужності однієї лампи:

$$P_{\text{л}} = (P_{\text{уд}} \times S) / n$$

Порядок розрахунку освітлення за методом питомої потужності:

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

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

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 $P_{\text{л}}$.

Точковий метод розрахунку освітлення

Цим методом знаходяться освітленість в будь-якій точці приміщення.

Порядок розрахунку для точкових джерел світла:

1) Визначається розрахункова висота H_p , 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 проєкцій світильників до контрольної точки - d ;

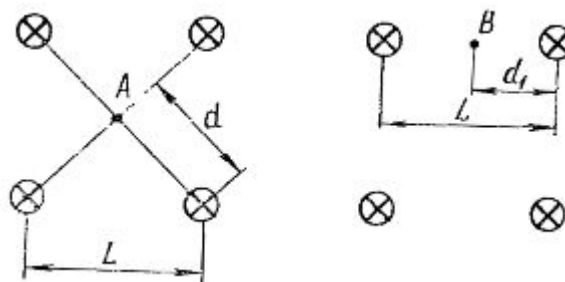


Рис.5.1 Розташування контрольної точки А при розміщенні світильників по кутах квадрата і В по сторонах прямокутника

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

4) знаходиться загальна умовна освітленість від всіх світильників Σe ;

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

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

де ? - коефіцієнт, що враховує додаткову освітленість від віддалених світильників і відбитого світлового потоку, k_z - 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 $F_{св}$ - 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

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

Виконаємо розрахунок загального освітлення виробничого приміщення з такими параметрами.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина А - 66м,

ширина В - 34 м,

висота Н - 5м.

Висота робочої поверхні h_p - 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.

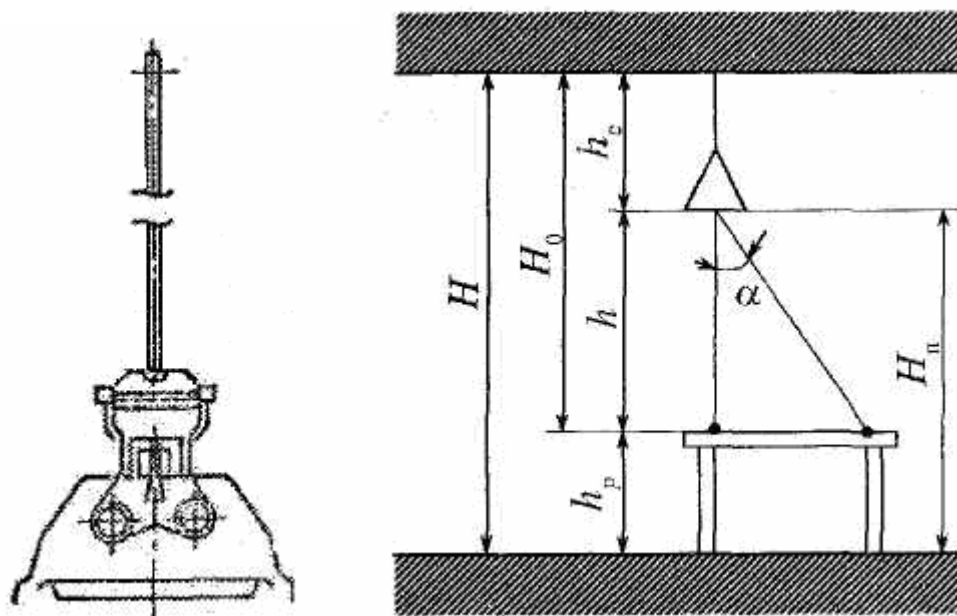


Рис. 5.2. Розміщення світильника у кімнаті

Відстань від стелі до робочої поверхні:

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

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:

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_n = h + h_0 = 2,1 + 2 = 4,1 \text{ м}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо ставлення

$$\frac{L}{h} = 3,15 \div 2,1 = 1,5$$

при паралельному розміщенні. L - відстань між центром світильників.

$$L = 1,5 * h = 1,5 * 2,1 = 3,15$$

Необхідна кількість світильників:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{A * B}{L^2} = \frac{66 * 34}{3,15^2} = 226$$

Відстань від стіни до центру світильника:

$$l = (0,4 \dots 0,5)L = 0,4 * 3,15 = 1,26 \text{ м}$$

при віддаленні робочих місць від стіни.

Розміщуємо світильники за схемою на рис.5.3.

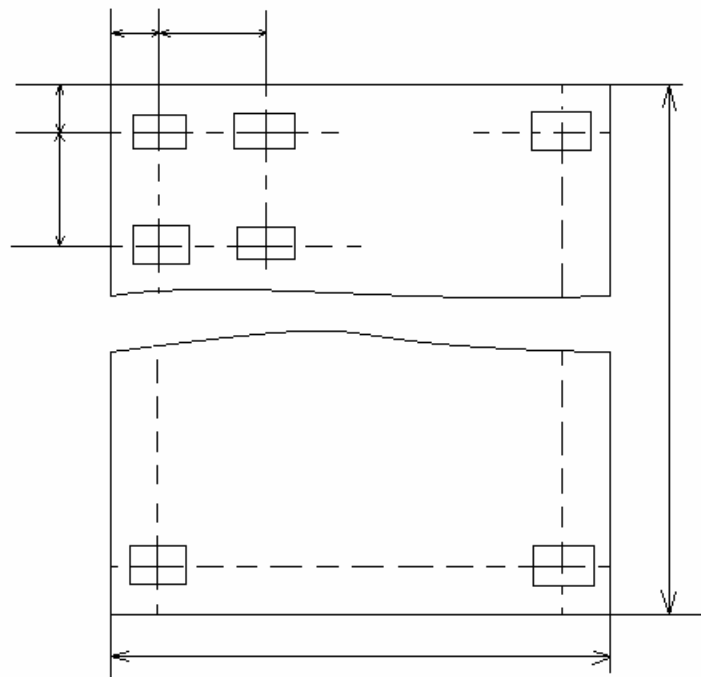


Рис.5.3. Схема розміщення світильників

					142.6231м3.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231мз.01.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Костєв С.С.							
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;

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 змінності територій, сукупної дії факторів, що негативно впливають на екологічну обстановку;

й) поєднання заходів стимулювання і відповідальності у справі охорони

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

– використання природоохоронних заходів та застосування заходів щодо енергозбереження;

– застосування екологічного моніторингу;

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

– запровадження безвідходних технологій, що передбачає:

1) комплексне використання сировини;

2) створення замкнених газо- і водооборотних систем;

3) розробку принципово нових і вдосконалення діючих процесів виробництва;

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

Існують такі методи очищення газів:

1. Введення сорбенту.

З точки зору найменших витрат на сіркоочищення, можна визначити в

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

2.Електрофільтри для очищення газів

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

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

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

3. Збіднення робочої суміші в зоні горіння.

4. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям.

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

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

					142.6231мз.01.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін проведено дослідження параметрів теплоелектроцентралі, виконаної на основі газотурбінних агрегатів потужністю 25 МВт.

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

У другій частині роботи на основі проведеного інформаційного пошуку виконана оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата, детальний тепловий розрахунок та габаритно-компоновочний розрахунок газотурбінного двигуна.

Третя частина роботи присвячена розробці конструкції та проектуванню теплоутилізаційного контура газотурбінної ТЕЦ. Даний контур використовує тепло випускних газів двигуна для генерації насиченої пари і розраховувався для діапазона значень її температури 105...200 °С.

Визначено, що для розглянутих температур генеруємої пари теплова потужність утилізаційного контуру одного газотурбінного агрегата електричною потужністю 25 МВт, змінюється несуттєво і становить 32,6...34,8 Гкал/год.

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

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

Зростання температури генерованої насиченої пари призводить до збільшення температури газів за котлом-утилізатором, що веде до зменшення

Ивв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ивв. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
142.6231мз.01.КР				Аркуш

його ККД та до зменшення коефіцієнта використання енергії палива газотурбінною теплоелектроцентраллю.

Розглянута можливість використання спроектованої газотурбінної ТЕЦ для реконструкції ПрАТ "Миколаївська ТЕЦ" (встановлена електрична потужність – 40 МВт, реальна теплова потужність в опалювальний період у довоєнні роки – 70...105 Гкал/год), термін напрацювання основного пароенергетичного обладнання якої перевищив 300 тис. годин.

Визначено, що газотурбінна ТЕЦ, що складається з двох енергетичних блоків, кожен з яких містить один газотурбінний агрегат потужністю 25 МВт та один утилізаційний контур, може адекватно замінити базову теплоелектроцентраль за електричною потужністю. Теплової же потужності двох енергетичних блоків (в сумі максимум 70 Гкал/год) для рівноцінної заміни може не вистачити, хоча цифри реальної потреби міста в тепловій енергії потребують уточнення.

Четверта частина магістерської роботи присвячена конструюванню та конструктивним розрахункам газотурбінного двигуна. У цій частині виконаний термогазодинамічний розрахунок силової турбіни двигуна. Проведений розрахунок закручення лопаток четвертого ступеня силової турбіни, на основі чого здійснений перевірочний розрахунок робочих лопаток цього ступеня на міцність. Визначений запас міцності диска четвертого ступеня силової турбіни за руйнівними обертами, а також розроблена схема системи змащення газотурбінного двигуна.

У 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.

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
142.6231мз.01.КР				Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващилєнко М.В., Сєрбін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
3. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
6. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с.
7. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с.
8. Сєрбін С.І., Сєдько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 1999. 52 с.
9. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2001. 84 с.

Инв. № подл.	Подпись и дата				Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата			
агрегати: у 2 ч. Ч.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с. 6. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с. 7. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с. 8. Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 1999. 52 с. 9. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2001. 84 с.										
					142.6231мз.01.КР			Лист		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						