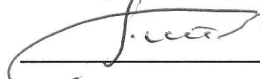


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова**  
**Машинобудівний навчально-науковий інститут**

*Кафедра турбін*

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



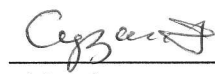
"12" "06" 2022 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"**

на тему: *Газотурбінний агрегат простого циклу потужністю 25 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу*

Виконав:

студент групи 2237ст

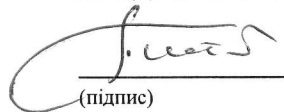


(підпис)

Сузанський Д.Р.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2022 р.

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

Кафедра \_\_\_\_\_ турбін \_\_\_\_\_  
Спеціальність \_\_\_\_\_ 142 "Енергетичне машинобудування" \_\_\_\_\_  
Освітня програма \_\_\_\_\_ "Турбіни" \_\_\_\_\_

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Гарант освітньої програми**

" 10 " 02 \_\_\_\_\_ 2022 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**  
**на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"**

Студенту \_\_\_\_\_ Сузанському Д.Р. \_\_\_\_\_

1. Тема роботи: **"Газотурбінний агрегат простого циклу потужністю 25 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу"**

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

Затверджені наказом ректора № \_\_\_\_\_ від « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 року

2. Термін подання роботи: \_\_\_\_\_ 10.06.2022 року \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **25 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1450 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції.**

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни низького тиску ГТА.**
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.

5. Перелік презентаційних матеріалів

- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
- 5.2. Поздовжній переріз **турбіни низького тиску ГТА.**
- 5.3. Схема системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.

## 6. Консультанти розділів роботи

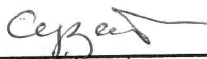
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
|        |                 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

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № | Назва етапів роботи                                                              | Термін виконання етапів роботи | При-мітка |
|---|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-----------|
| 1 | Інформаційний пошук                                                              | 01.03.2022                     |           |
| 2 | Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА                          | 01.04.2022                     |           |
| 3 | Габаритний розрахунок ГТА та його компонування                                   | 01.05.2022                     |           |
| 4 | Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА | 15.05.2022                     |           |
| 5 | Конструювання та конструктивні розрахунки                                        | 22.05.2022                     |           |
| 6 | Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції     | 01.06.2022                     |           |
| 7 | Підготовка презентаційних креслень                                               | 08.06.2022                     |           |
| 8 | Оформлення роботи та подання її до захисту                                       | 10.06.2022                     |           |

Студент

  
 (підпис)

Сузанський Д.Р.

Керівник роботи

  
 (підпис)

Патлайчук В.М.

## АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 25 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компоновання; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбіни низького тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність; розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна; охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

## ABSTRACT

The work has designed a simple cycle gas turbine unit with a capacity of 25 MW for a compressor station of a main gas pipeline. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the gas turbine unit scheme; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of a low-pressure turbine; calculation of the twist of the low-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of a low-pressure turbine for strength; development of a system for blowing and unloading a gas turbine engine; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## ЗМІСТ

|                                                                                                           |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Вступ .....                                                                                               | 5   |
| 1. Патентно-інформаційний пошук .....                                                                     | 6   |
| 2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА ...                                            | 17  |
| 2.1. Вибір теплової схеми .....                                                                           | 18  |
| 2.2. Оптимізація параметрів циклу .....                                                                   | 19  |
| 2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА .....                                                        | 23  |
| 3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування .....                                                   | 35  |
| 4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі<br>одноступінчастої турбіни низького тиску ..... | 50  |
| 5. Конструювання та конструктивні розрахунки .....                                                        | 64  |
| 5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску .....                                                    | 65  |
| 5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску ...                                             | 67  |
| 5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни<br>низького тиску на міцність .....                  | 71  |
| 5.4. Розробка системи суфлювання та розвантаження ГТД .....                                               | 81  |
| 6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА .....                                                    | 89  |
| Висновки .....                                                                                            | 100 |
| Список використаних джерел .....                                                                          | 102 |

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Одним з основних енергоносіїв зараз є природний газ і газоперекачувальні станції являють собою елемент системи транспортування природного газу від місць добування до споживачів. Щорічно зростає сумарна протяжність магістральних трубопроводів, споруджуються десятки нових та переобладнюються старі газоперекачувальні станції.

Під час проектування газопровода і компресорної станції можливий вибір між поршнеvim газоперекачувальним агрегатом та нагнітачем з електро- та газотурбінним приводом. Однак, найбільшу перевагу і розповсюдження мають компресорні станції з приводом від стаціонарної газотурбінної установки або від конвертованих транспортних газотурбінних двигунів. З цієї причини розробка та удосконалення газотурбінних агрегатів для транспортування природного газу становить в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

**Метою роботи** є проектування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 25 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі:
  - розробку конструкції турбіни низького тиску;
  - розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску;

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;
- розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна;

– охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

**Об'єктом дослідження** є система транспортування природного газу.

**Предмет дослідження** – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, який є приводом нагнітача природного газу на компресорній станції, та його окремих елементів.

**Метод дослідження** – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного агрегата та його окремих частин.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

# РОЗДІЛ 1

## ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

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

Характеристики приводних 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 приводних газотурбінних двигунів потужністю від 22 до 35 МВт

| Назва двигуна    | Виробник                    | Потужність, МВт | ККД, % | Початкова температура газу, К | Міра підвищення тиску |
|------------------|-----------------------------|-----------------|--------|-------------------------------|-----------------------|
| UGT 25000 (ДН80) | ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" | 26,7            | 36,5   | 1520                          | 22,0                  |
| НК-36СТ          | ОАО "Кузнецов"              | 25,0            | 36,0   | 1420                          | 23,1                  |
| ГТН-25-1         | ЗАО "УТЗ"                   | 25,0            | 32,0   | 1353                          | 13,0                  |
| ГТН-25           | ЗАО "Невский завод"         | 32,5            | 29,2   | 1173                          | 12,5                  |
| ГТУ-25П          | ОАО "Авиадвигатель"         | 25,6            | 39,0   | 1512                          | 28,5                  |
| FT8              | "Pratt & Whitney Corp."     | 25,9            | 38,5   | –                             | 19,5                  |
| FT8-3            |                             | 28,3            | 38,7   | –                             | 20,2                  |

Продовження табл.1.1

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

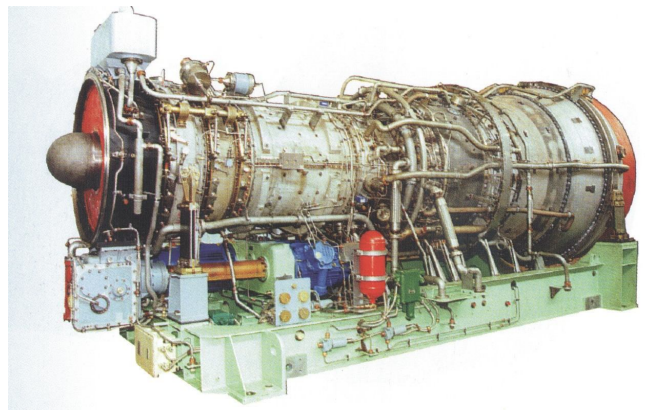


Рис.1.1. Двигун UGT 25000

для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

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

Основні переваги двигуна:

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

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

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

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

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб,

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

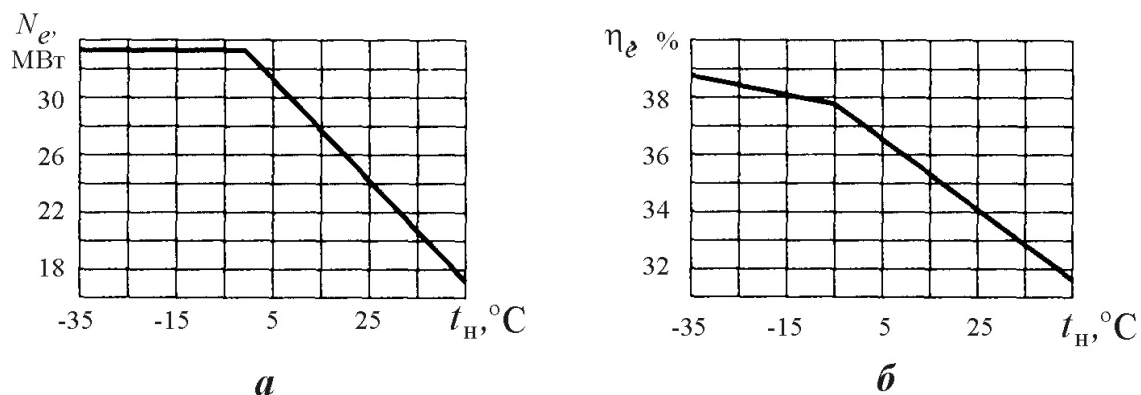


Рис.1.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

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

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

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

### Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення начіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із

ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Таблиця 1.2

### Основні технічні характеристики UGT 25000

| Параметр                                 | Модифікації двигуна <sup>1</sup> |                   |                 |
|------------------------------------------|----------------------------------|-------------------|-----------------|
|                                          | ДГ80                             | ДН80 <sup>2</sup> | 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           |

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

<sup>2</sup> 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 імпортних 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".

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

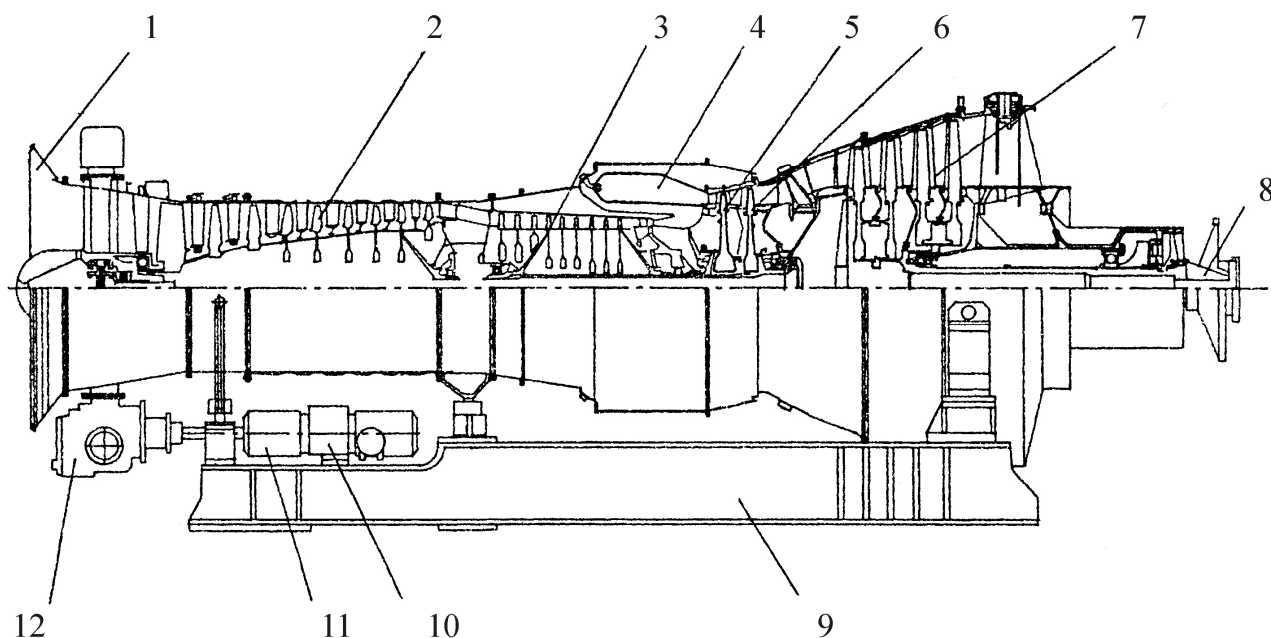


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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

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

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

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

Через повітрозбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпуса КНТ встановлюються напрямні апарати.

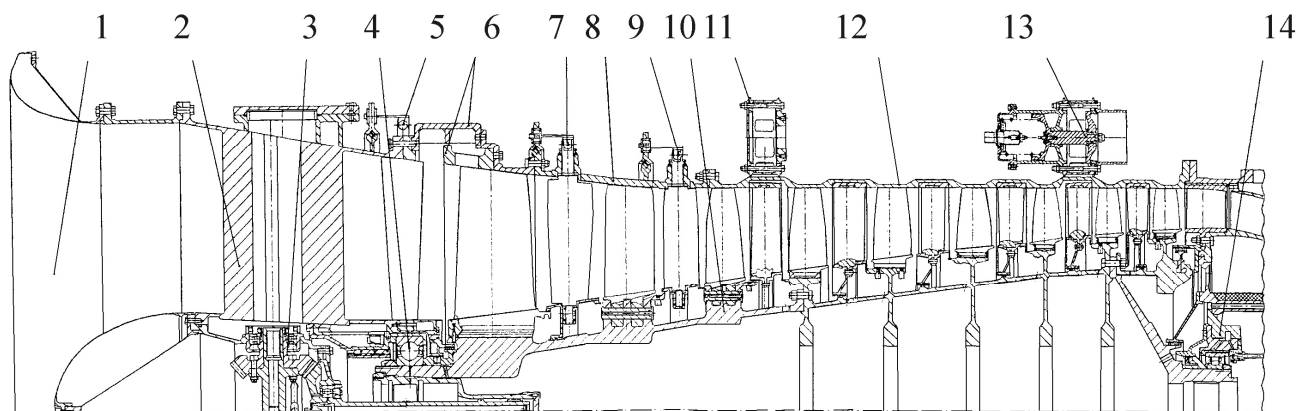


Рис.1.4. Компресор низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – привод; 4 – передня опора; 5 – вхідний напрямний апарат; 6 – 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.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

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

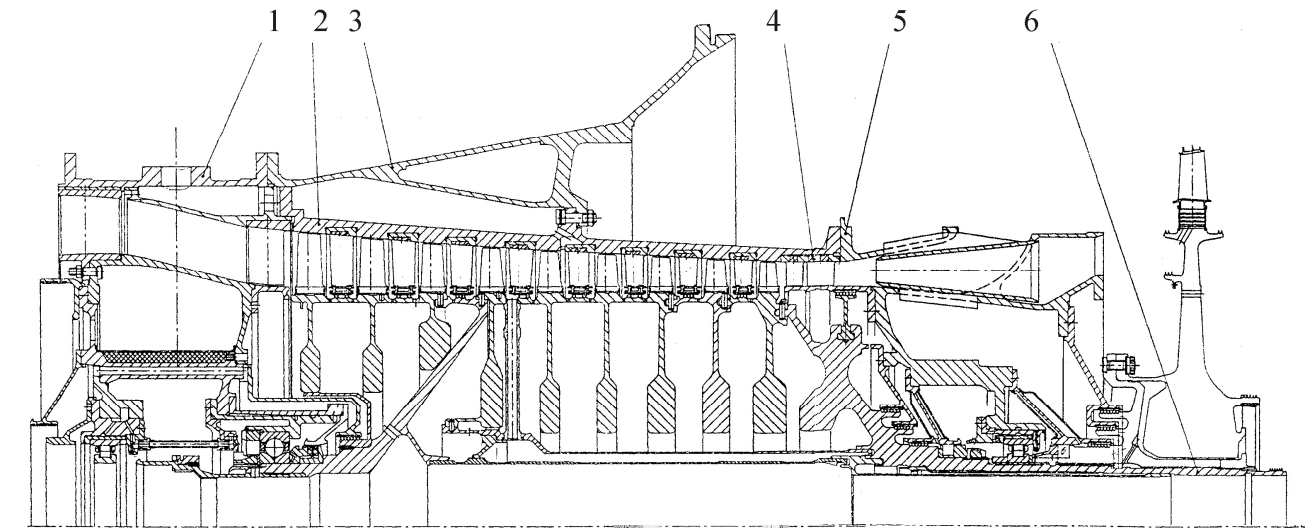


Рис.1.5. Компресор високого тиску:

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

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпусу.

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

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

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

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

**Камера згоряння<sup>1</sup>** (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

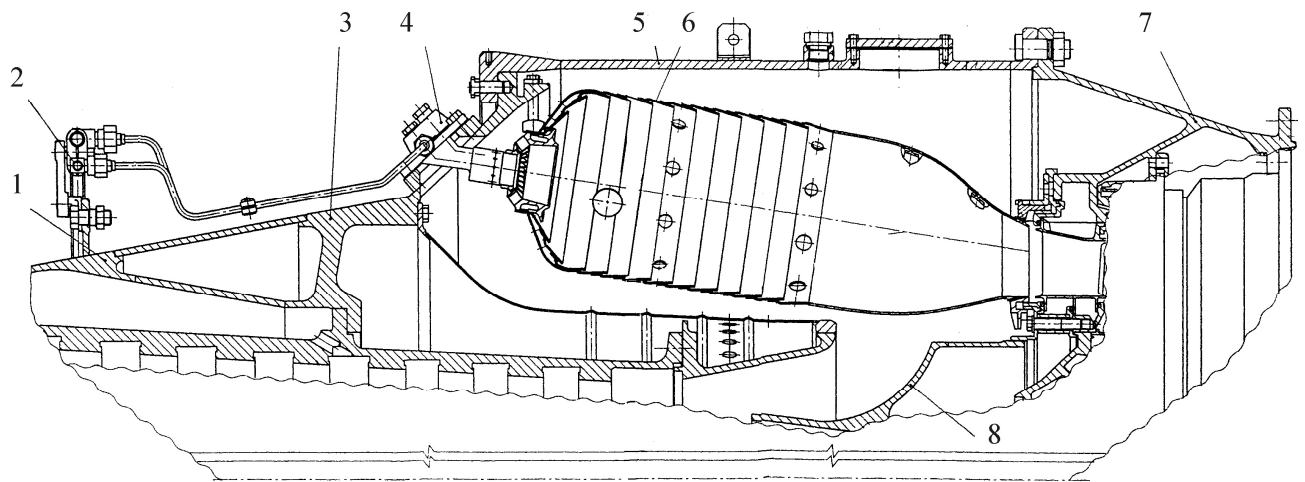


Рис.1.6. Камера згоряння:

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

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

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

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

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно

<sup>1</sup> Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

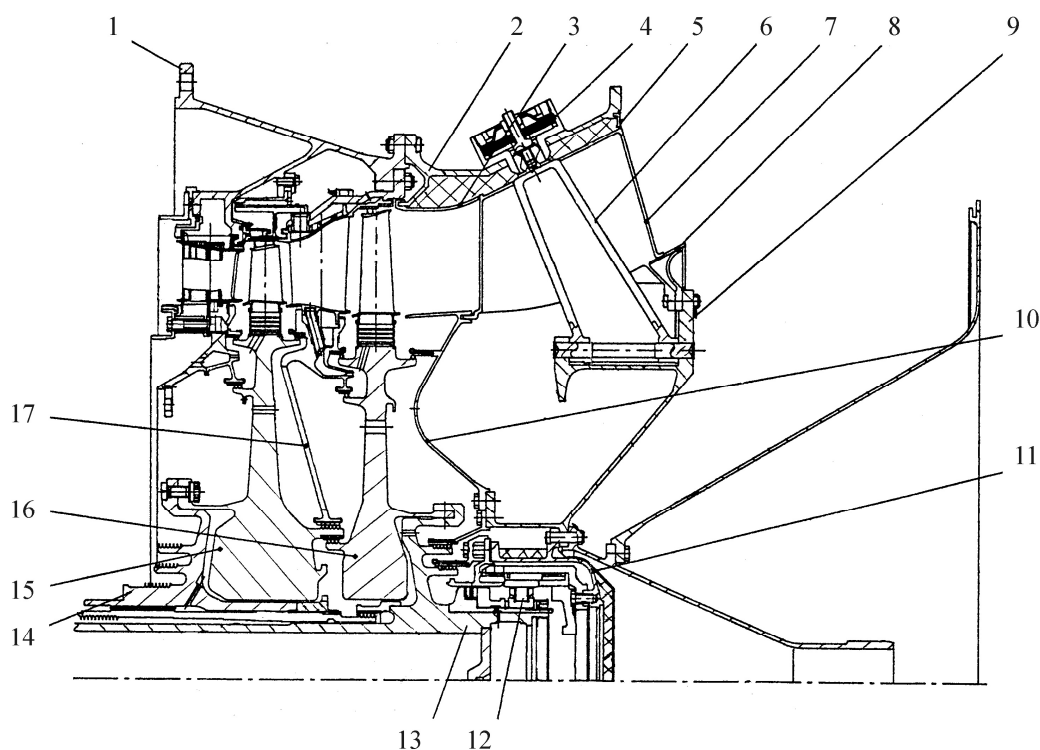


Рис.1.7. Турбіни високого і низького тисків:

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

**Турбіна високого тиску** (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

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

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

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

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

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

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

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

**Силова турбіна** (рис.1.8) – осьова, чотирьохступінчата, 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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.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<sup>1</sup> валів.

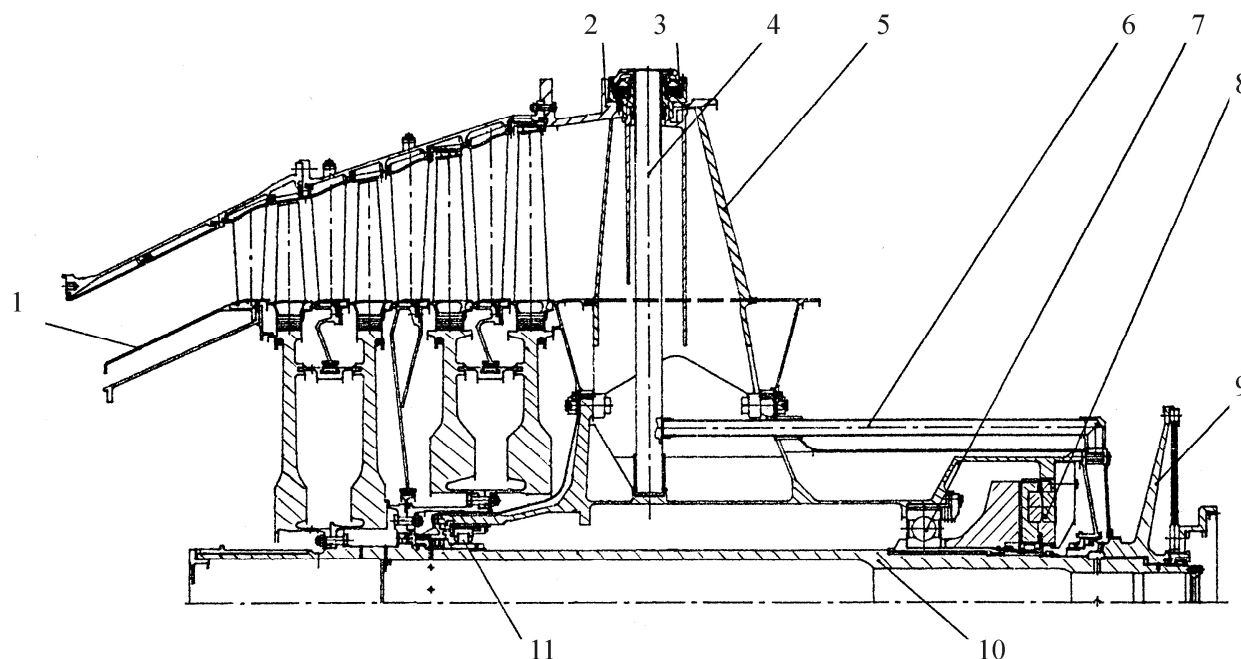


Рис.1.8. Силова турбіна:

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

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

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з начіпним і електроприводним маслоагрегатами;

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

**РОЗДІЛ 2**  
**ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ**  
**ТА СХЕМИ ГТА**

**2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ**

Для привода нагнітача природного газу компресорної станції доцільно прийняти газотурбінний агрегат, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами ГТА данного типу:

- невеликими масою та розмірами;
- невеликими витратами на монтаж і обслуговування;
- високою маневреністю.

Компактність і невелика маса газотурбінних агрегатів простого термодинамічного циклу дозволяє здійснювати їхню повну збірку і випробовування на турбінному заводі з наступною доставкою у вигляді єдиного модуля до місця призначення залізничним, автодорожнім або повітряним транспортом.

Парові турбіни та газотурбінні агрегати з утилізацією тепла поставляються численними вузлами і деталями, монтаж як їх самих, так і численного допоміжного устаткування і зв'язків між ними займає у кілька разів більше часу, ніж для ГТА простого циклу.

Обслуговування газотурбінних агрегатів простого циклу істотно простіше, ніж парових турбін та газотурбінних агрегатів з утилізацією тепла. В енергетичній установці з ГТА простого циклу відсутні або спрощені кілька систем, що вимагають постійного спостереження. Деякі елементи (наприклад, паливна апаратура, форсунки, органи керування і т.п.) хоча і складніше (ніж в паротурбінних установках), але вимагають меншого догляду.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## 2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

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

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

На рис.2.3 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів  $\pi_k, K_o, K_d$ , 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  $\eta_e$ . 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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

точність розв'язку  $\varepsilon_F$  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  $\pi_k$ . 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  $\pi_k$  і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

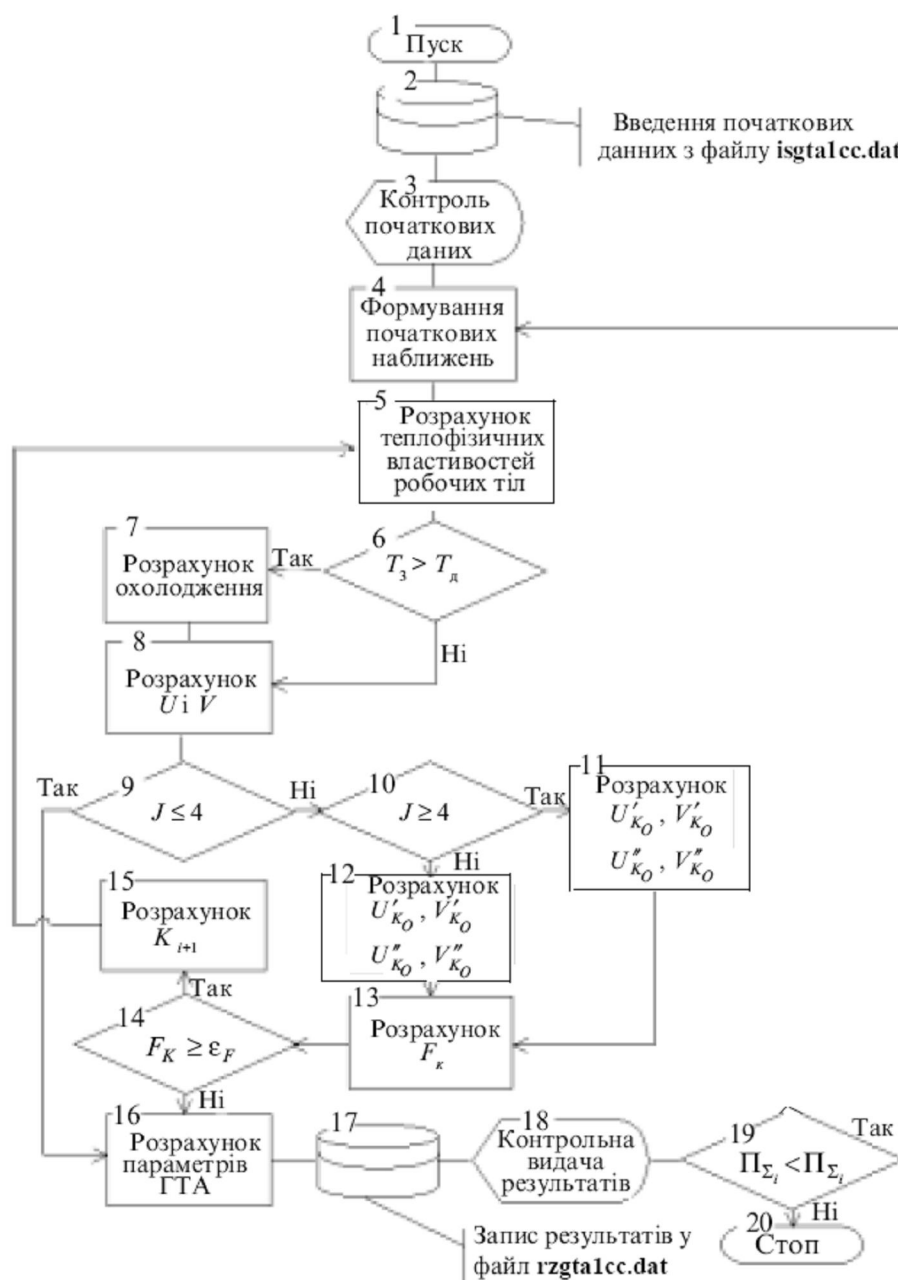


Рис.2.3. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.1

| Ідентифі-<br>катор | Найменування величини                                  | Умовна<br>позначка  | Одиниця<br>вимірювання |
|--------------------|--------------------------------------------------------|---------------------|------------------------|
| ALO                | Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД                   | $\alpha_0$          | —                      |
| BD                 | Недогрів газу в КЗПП                                   | $\Delta_d$          | град                   |
| BO                 | Недоохолодження повітря в ППО                          | $\Delta_o$          | град                   |
| EGE                | Питома витрата охолоджуючого повітря                   | $g_e$               | —                      |
| GOX                | Відносна витрата охолодного повітря                    | $g_{ox}$            | —                      |
| HBO                | Коефіцієнт відновлення повного тиску<br>(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<br>(ЗСПТ)   | $\pi_k$             | —                      |
| QKH                | Початкове значення ЗСПТ                                | $\pi_{k_n}$         | —                      |
| QKK                | Кінцеве значення ЗСПТ                                  | $\pi_{k_k}$         | —                      |
| 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-<br>катор | Найменування величини                | Умовна<br>позначка | Одиниця<br>вимірювання |
|--------------------|--------------------------------------|--------------------|------------------------|
| UKS                | Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ     | $\eta_{кз}$        | К                      |
| UM                 | Механічний ККД ГТД                   | $\eta_m$           | —                      |
| UPK                | ККД елементарного ступеня компресора | $\eta_{n_k}$       | —                      |
| UPT                | ККД елементарного ступеня турбіни    | $\eta_{n_t}$       | —                      |
| UTE                | Ефективний ККД циклу ГТА             | $\eta_e$           | —                      |
| UTP                | Внутрішній ККД утилізаційної ПТ      | $\eta_{nt}$        | —                      |

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.2.1

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

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

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

даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення  $\pi_k$  у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра  $\pi_{KE}$  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.2.2.

Таблиця 2.2

| Параметр                                          | Числове значення |
|---------------------------------------------------|------------------|
| Температура газу перед турбіною високого тиску, К | 1450             |
| Температура навколишнього повітря, К              | 288              |
| Допустима температура металу робочих лопаток, К   | 1090             |
| ККД ступеня компресора                            | 0,900            |
| ККД ступеня турбіни                               | 0,900            |
| Механічний ККД                                    | 0,995            |
| Коефіцієнт повноти згоряння палива                | 0,995            |
| КВІТ для вхідного пристрою                        | 0,985            |
| КВІТ для переходника між компресорами             | 0,995            |
| КВІТ для камери згоряння                          | 0,960            |
| КВІТ для опорних вінців турбін                    | 0,995            |
| КВІТ для газовихлопного пристрою                  | 0,985            |
| Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря     | 0,025            |

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.4 та рис.2.5) –

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

### Аналіз вибору $\pi_k$

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  $\pi_k = 27$ :  $\eta_{e \max} = 0,38547$ ; при цьому питома потужність  $N_{\text{пит}} = 275,5 \text{ кВт/(кг/с)}$ . Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі  $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 23$ , якій відповідає  $\eta_{e, \text{роз}} = 0,38339$  та  $N_{\text{пит}} = 290,4 \text{ кВт/(кг/с)}$ .

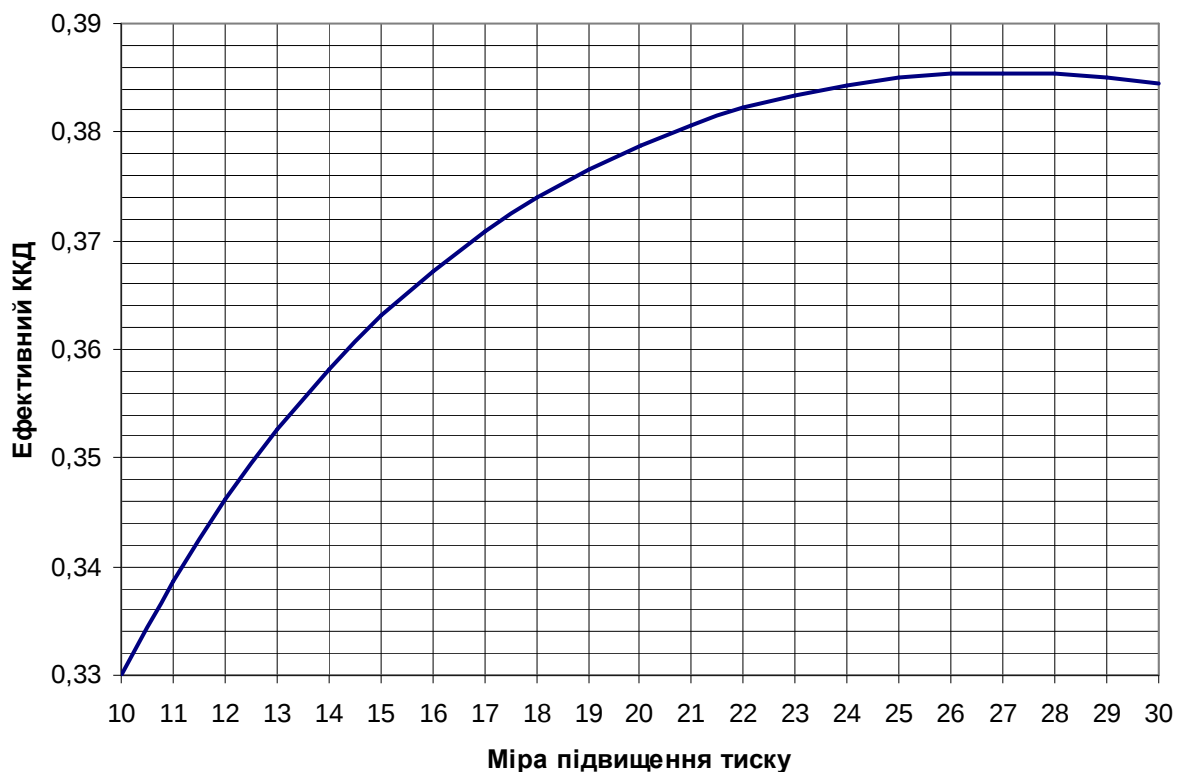


Рис.2.4. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \max} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \max}} = \frac{0,38547 - 0,38339}{0,38547} \cdot 100\% = 0,540\%,$$

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

що не перевищує норму 0,5...1,0%, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{290,4 - 275,5}{275,5} \times 100\% = 5,41\% .$$

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

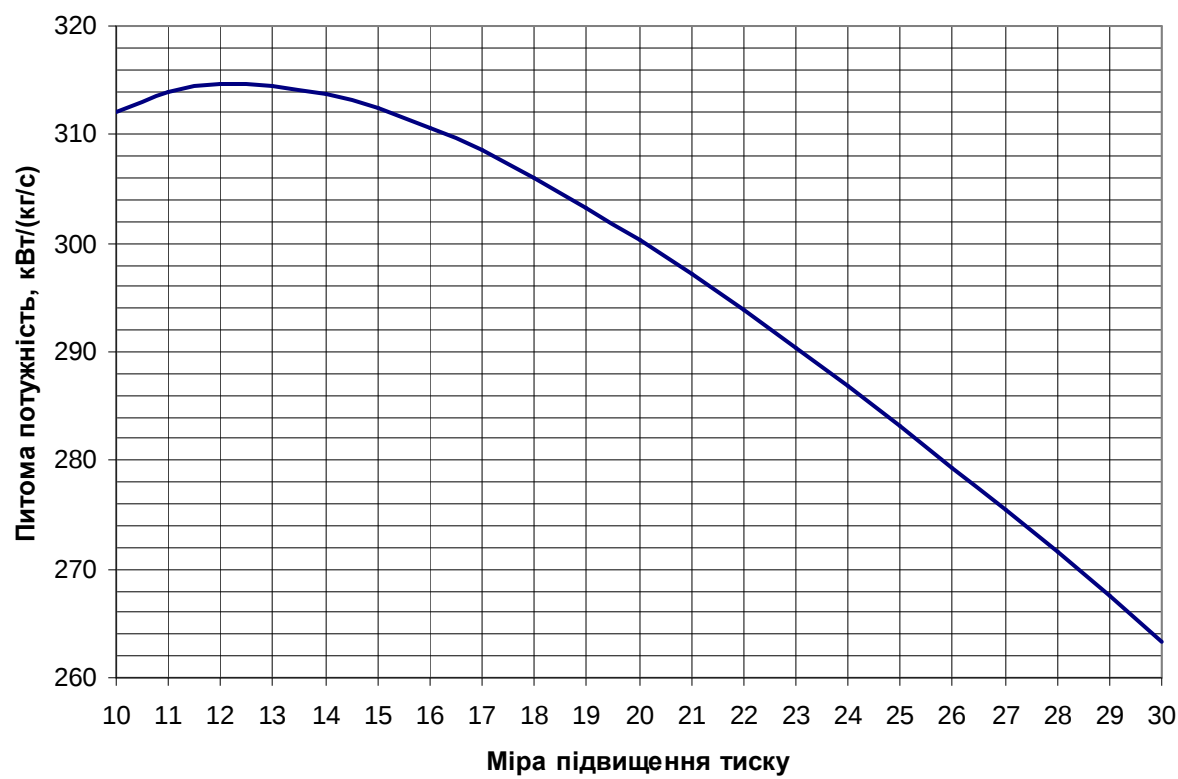


Рис.2.5. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

## 2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА НА РЕЖИМІ ПОВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

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

Структурна схема газотурбінного агрегата наведена на рис.2.6, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.7. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

**Вихідні дані до розрахунку становили:** потужність ГТА – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1450 К, базовий двигун – UGT 25000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 23.

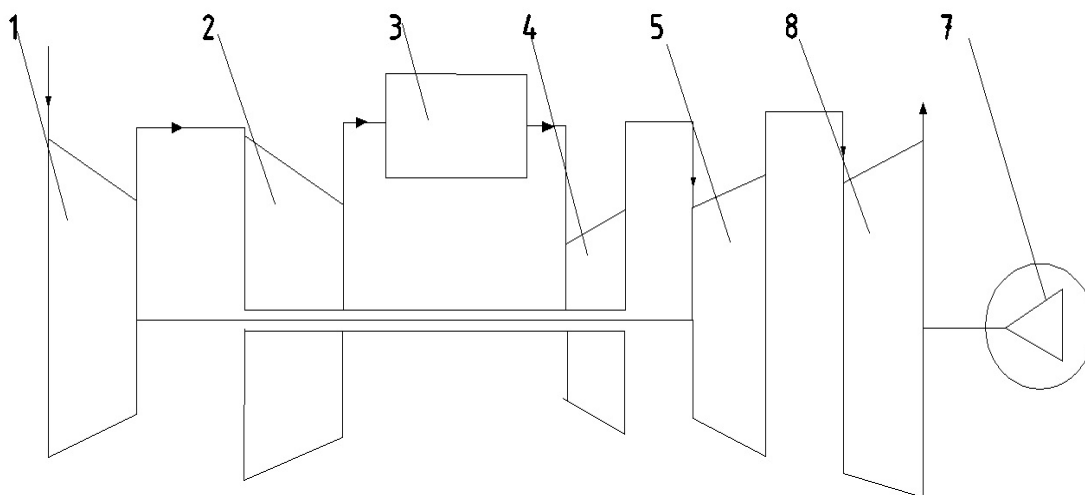


Рис.2.6. Структурна схема газотурбінного агрегата:

1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – турбіна нагнітача; 7 – нагнітач природного газу

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

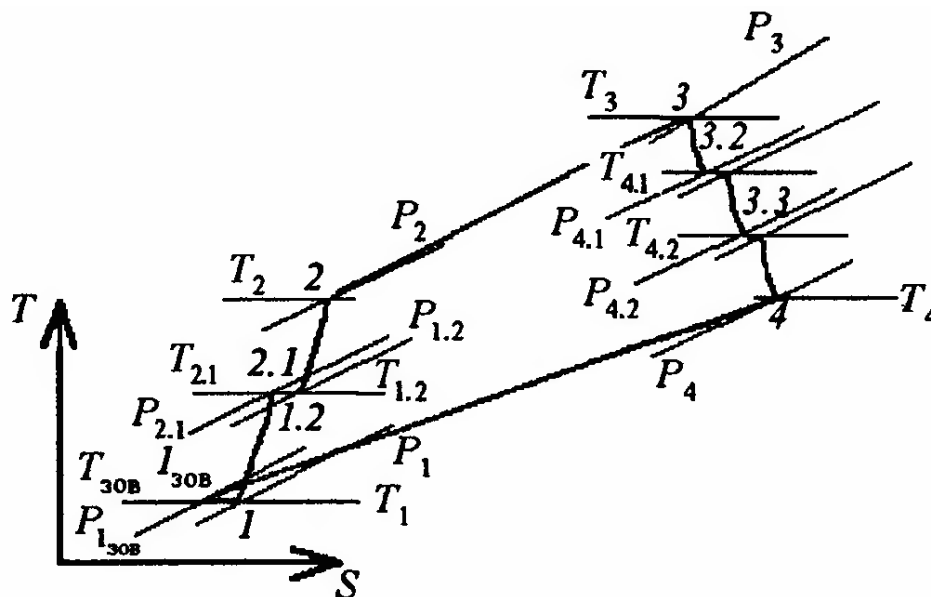


Рис.2.7. Термодинамічний цикл газотурбінного агрегата

Таблиця 2.3

| Величина                                                                    | Спосіб визначення   | Наближення |       |
|-----------------------------------------------------------------------------|---------------------|------------|-------|
|                                                                             |                     | Перше      | Друге |
| 1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$ | Приймається [5]     | 23         | -     |
| 2. Максимальна температура газу в циклі $T_3$ , К                           | Задається завданням | 1450       | -     |
| 3. Температура зовнішнього повітря $T_{30B}$ , К                            | Приймається [5]     | 288,0      | -     |
| 4. Тиск зовнішнього повітря $P_{30B}$ , МПа                                 | Приймається [5]     | 0,1013     | -     |
| 5. Допустима температура за умовами міцності лопаток $T_d$ , К              | Приймається [5]     | 1090,0     | -     |
| 6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$            | Приймається [5]     | 0,9000     | -     |
| 7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$                | Приймається [5]     | 0,9950     | -     |
| 8. КВПТ у входному пристрої $v_{вх}$                                        | Приймається [5]     | 0,9850     | -     |
| 9. КВПТ у переходнику компресора $v_{\kappa}$                               | Приймається [5]     | 0,9950     | -     |
| 10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$                                         | Приймається [5]     | 0,9600     |       |
| 11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$                                        | Приймається [5]     | 0,9950     |       |
| 12. КВПТ опорного вінця ТН $v_{т3}$                                         | Приймається [5]     | 0,9950     |       |
| 13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$                                               | Приймається [5]     | 0,9850     |       |
| 14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$                                          | Приймається [5]     | 0,8800     |       |
| 15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$                                          | Приймається [5]     | 0,9000     |       |
| 16. Внутрішній ККД ТН $\eta_{т3}$                                           | Приймається [5]     | 0,9100     |       |

| Величина                                                                   | Спосіб визначення                                                                                                                             | Перше  | Друге  |
|----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|
| 17. Механічний ККД турбін $\eta_{mi}$                                      | Приймається [5]                                                                                                                               | 0,9950 |        |
| 18. Механічний ККД редуктора $\eta_p$                                      | Приймається [5]                                                                                                                               | 1,000  |        |
| 19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$                             | Приймається [5]                                                                                                                               | 0,9900 |        |
| 20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря $g_e$         | Приймається [5]                                                                                                                               | 0,0250 |        |
| 21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u$ , кДж/кг               | Вибирається з довідкової літератури [5]                                                                                                       | 50032  |        |
| 22. Стехіометрична кількість повітря $L_0$                                 | Вибирається з довідкової літератури [5]                                                                                                       | 17,18  |        |
| 23. Ефективна потужність ГТА $N_e$ , кВт                                   | Задається завданням                                                                                                                           | 25 000 |        |
| 24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$                           | Приймається [5]                                                                                                                               | 4,400  |        |
| 25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$                           | $\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$                                                                                                        | 5,2273 |        |
| 26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$                               | $\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$                                                                                                             | 1,4000 | 1,3959 |
| 27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$                                 | $\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}$<br>$\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1$ | 0,8748 | 0,8750 |
| 28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$ , К               | $\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$                                                                   | 198,87 | 196,98 |
| 29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$ , К                               | $T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$                                                                                                                   | 486,87 | 484,98 |
| 30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$ , К    | $T_{3ов} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$                                                                               | 374,99 | 374,18 |
| 31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пп1}$ , кДж/(кг·К) | $f(T_{сер.к1})$                                                                                                                               | 1,012  | 1,012  |
| 32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$        | $\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$                                                                                                             | 1,3959 | 1,3959 |
| 33. Тиск повітря на вході в КНТ $P_1$ , МПа                                | $P_{3ов} \cdot \nu_{вх}$                                                                                                                      | 0,0998 |        |
| 34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$ , МПа                           | $P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$                                                                                                                    | 0,522  |        |
| 35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$                               | $\frac{c_{пп1}}{c_{пп1} - R_{п}}$                                                                                                             | 1,3800 | 1,3737 |
| 36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$                                 | $\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}$<br>$\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1$ | 0,8784 | 0,8761 |

| Величина                                                                                                      | Спосіб визначення                                                                                                                                                                                                              | Перше   | Друге  |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|--------|
| 36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$ , К                                                        | $\frac{T_{1.2} \left( \pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$                                                                                                                                              | 279,23  | 274,80 |
| 37. Температура повітря за КВТ $T_2$ , К                                                                      | $T_{1.2} + \Delta T_{к2}$                                                                                                                                                                                                      | 764,21  | 759,78 |
| 38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$ , К                                       | $T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$                                                                                                                                                                            | 607,62  | 605,35 |
| 39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$ , кДж/(кг·К)                                    | $f(T_{сер.к2})$                                                                                                                                                                                                                | 1,055   | 1,055  |
| 40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$                                           | $\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$                                                                                                                                                                                              | 1,3737  | 1,3737 |
| 41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1.2}$ , МПа                                                               | $P_{2.1} \cdot \nu_{к}$                                                                                                                                                                                                        | 0,5190  |        |
| 42. Тиск повітря на виході з КВТ $P_2$ , МПа                                                                  | $P_{1.2} \cdot \pi_{к2}$                                                                                                                                                                                                       | 2,283   |        |
| 43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$ , кДж/(кг·К)   | $f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$                                                                                                                                                                                                    | 1,235   |        |
| 44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_3}$ , кДж/(кг·К) | $f(T_{сер.к3})$                                                                                                                                                                                                                | 1,120   |        |
| 45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_2}$ , кДж/(кг·К)    | $f(T_{сер.к3}^{вх})$                                                                                                                                                                                                           | 1,036   |        |
| 46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$                                                       | $\frac{c_{рп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{рп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{кз} - \left[ C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{рп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$ | 0,0181  |        |
| 47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння $\alpha$                                                    | $\frac{1}{g_{пал} L_0}$                                                                                                                                                                                                        | 3,208   |        |
| 48. Тиск на виході з КЗ $P_3$ , МПа                                                                           | $P_2 \cdot \nu_{кз}$                                                                                                                                                                                                           | 2,192   |        |
| 49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ(з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$                | Приймається [5]                                                                                                                                                                                                                | 2 (4,7) |        |
| 50. Коефіцієнт перерахунку еталонної витрати на натурні умови а                                               | Приймається $T_3 - T_{д} > 100$                                                                                                                                                                                                | 1,30    |        |
| 51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_t$                                   | Приймається 1,05...1,10                                                                                                                                                                                                        | 1,05    |        |
| 52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$                                                     | Приймається                                                                                                                                                                                                                    | 0,900   |        |

| Величина                                                                                        | Спосіб визначення                                                                                                                                          | Перше   | Друге |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|-------|
| 53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{ox1}$     | $a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left( \frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$           | 0,063   |       |
| 54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$ , К                                               | $T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$                                                                                                                       | 1345,0  |       |
| 55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{ox2}$ | Приймається [5]                                                                                                                                            | 2 (3,3) |       |
| 56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови $a$                             | Приймається<br>$T'_{3,2} - T_d > 100$                                                                                                                      | 1,30    |       |
| 57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_t$                     | Приймається<br>1,05...1,10                                                                                                                                 | 1,05    |       |
| 58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{t2}$                                       | Приймається [5]                                                                                                                                            | 0,98    |       |
| 59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{ox2}$     | $a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left( \frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$ | 0,0298  |       |
| 60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$                                | $\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$                                                                                                                  | 0,887   |       |
| 61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{t1}$                                                | $\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$                                                                                                      | 0,912   |       |
| 62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ $\beta_{t2}$                                                | $\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$                                                                                                           | 0,971   |       |
| 63. Коефіцієнт витрати газу для ТН $\beta_{t3}$                                                 | $\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$                                                                                                                             | 1,0051  |       |
| 64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$                                                | $\beta_{t3} + 0,004$                                                                                                                                       | 1,0091  |       |
| 65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{ср.т1}$ , К                                | $T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$                                                                                                       | 1327,9  |       |
| 66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ $c_{pr1}$ , кДж/(кг·К)               | $f(T_{ср.т1}, \alpha)$                                                                                                                                     | 1,262   |       |
| 67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{t1}$                                   | $\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_T}$                                                                                                                            | 1,2956  |       |
| 68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ $C_2$            | $\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$                                                                                                 | 0,9213  |       |
| 69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$ , К                                             | $C_2 \cdot \Delta T_{к2}$                                                                                                                                  | 253,19  |       |
| 70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}$ , К                                              | $T_3 - \Delta T_{т1}$                                                                                                                                      | 1216,8  |       |
| 71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$ , кДж/(кг·К)            | $f(T_{4,1}^*, \alpha)$                                                                                                                                     | 1,234   |       |

| Величина                                                                                              | Спосіб визначення                                                                                                                                                                                                     | Перше  | Друге |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|-------|
| 72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,1}^*}$ , кДж/(кг·К)                    | $f(T_{4,1}^*)$                                                                                                                                                                                                        | 1,187  |       |
| 73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$ , К | $\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$ | 1185,3 |       |
| 74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{t1}$                                                             | $\left( \frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$                                                                                                            | 2,597  |       |
| 75. Тиск газу перед ТВТ $P_3$ , МПа                                                                   | $P_2 \cdot v_{k3}$                                                                                                                                                                                                    | 2,192  |       |
| 76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$ , МПа                                                                  | $\frac{P_3}{\pi_{t1}}$                                                                                                                                                                                                | 0,844  |       |
| 77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$ , К                                                          | $T_{3,2} = T_{4,1}$                                                                                                                                                                                                   | 1185,3 |       |
| 78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$ , К                                 | $T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$                                                                                                                                                         | 1096,7 |       |
| 79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{pr2}$ , кДж/(кг·К)               | $f(T_{сер.т2}, \alpha)$                                                                                                                                                                                               | 1,220  |       |
| 80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$                                             | $\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$                                                                                                                                                                                       | 1,3090 |       |
| 81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ $C_1$                           | $\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$                                                                                                                                                            | 0,8583 |       |
| 82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{t2}$ ,                                                     | $C_1 \cdot \Delta T_{k1}$                                                                                                                                                                                             | 169,07 |       |
| 83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$ , К                                                  | $T_{3,2} - \Delta T_{t2}$                                                                                                                                                                                             | 1016,3 |       |
| 84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4,2}^*}$ , кДж/(кг·К)                       | $f(T_{4,2}^*, \alpha)$                                                                                                                                                                                                | 1,196  |       |
| 85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,2}^*}$ , кДж/(кг·К)                    | $f(T_{4,2}^*)$                                                                                                                                                                                                        | 1,145  |       |
| 86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$ , К | $\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$                                                   | 1007,7 |       |
| 87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{t2}$                                                             | $\left( \frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{r2}}{k_{r2}-1}}$                                                                                                    | 2,0772 |       |
| 88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$ , МПа                                                               | $P_{4,1} \cdot v_{t1}$                                                                                                                                                                                                | 0,8440 |       |
| 89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$ , МПа                                                                  | $\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$                                                                                                                                                                                            | 0,4063 |       |

| Величина                                                                                              | Спосіб визначення                                                                         | Перше  | Друге  |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|
| 90. Тиск газу перед турбіною нагнітача $P_{3.3}$ , МПа                                                | $P_{4.2} \cdot v_{t2}$                                                                    | 0,4043 |        |
| 91. Температура газу перед ТН $T_{3.3}$ , К                                                           | $T_{3.3} = T_{4.2}$                                                                       | 1007,7 |        |
| 92. Тиск газу за ТН $P_4$ , МПа                                                                       | $\frac{P_{30B}}{v_{TB}}$                                                                  | 0,1034 |        |
| 93. Міра розширення газу в ТН $\pi_{T3}$                                                              | $\frac{P_{3.3}}{P_4}$                                                                     | 3,911  |        |
| 94. Середня температура газу для процесу розширення в ТН у першому наближенні $T_{сер.т3}$ , К        | $T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$                                       | 889,72 |        |
| 95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТН $c_{pг3}$ , кДж/(кг·К) | $f(T_{сер.т3}, \alpha)$                                                                   | 1,175  | 1,174  |
| 96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТН $k_{г3}$                                              | $\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_{г}}$                                                         | 1,325  | 1,325  |
| 97. Температурний перепад у ТН $\Delta T_{т3}$ , К                                                    | $T_{3.3} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$ | 260,54 | 260,73 |
| 98. Температура газу за ТН $T_4$ , К                                                                  | $T_{3.3} - \Delta T_{т3}$                                                                 | 747,13 | 746,94 |
| 99. Середнє значення температури процесу розширення в ТН $T_{сер.т3}$ , К                             | $T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$                                       | 877,40 |        |
| 100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$ , кВт/(кг/с)                                                  | $c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$               | 301,52 |        |
| 101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$ , кг/с                                            | $\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$                                                     | 82,91  |        |
| 102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$ , кг/с                                                        | $G_{к1пр} \cdot v_{вх}$                                                                   | 81,67  |        |
| 103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$ , кг/с                                                        | $G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$                                                                | 80,85  |        |
| 104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$ , кг/с                                           | $G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$                                                                | 72,42  |        |
| 105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал, год}$ , кг/год                                         | $g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$                                                        | 4729,9 |        |
| 106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$ , кг/с                                                           | $\beta_{т1} \cdot G_{к2}$                                                                 | 73,73  |        |
| 107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox1}$ , кг/с                          | $G_{к1} \cdot g_{ox1}$                                                                    | 5,106  |        |
| 108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$ , кг/с                                                           | $\beta_{т2} \cdot G_{к1}$                                                                 | 79,33  |        |
| 109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox2}$ , кг/с                          | $G_{к1} \cdot g_{ox2}$                                                                    | 2,408  |        |

Продовження табл. 2.3

| Величина                                                              | Спосіб визначення                       | Перше  | Друге |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|--------|-------|
| 110. Витрата газу через ТН $G_{\text{ТЗ}}$ , кг/с                     | $\beta_{\text{ТЗ}} \cdot G_{\text{к1}}$ | 82,09  |       |
| 111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{\text{ГВ}}$ , кг/с | $\beta_{\text{ГВ}} \cdot G_{\text{к1}}$ | 82,41  |       |
| 112. Питома витрата палива на ГТА $C_{N_e}$ , кг/(кВт·год)            | $G_{\text{нал}_{200}} / N_e$            | 0,1892 |       |
| 113. Ефективний ККД ГТА $\eta_e$                                      | $\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$        | 0,3803 |       |

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## РОЗДІЛ 3

### ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

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 стикуються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

#### 3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

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

**КНТ:** тиск повітря на вході в КНТ  $P_1 = 0,0998$  МПа; тиск повітря на виході з КНТ  $P_2 = 0,522$  МПа; температура повітря перед КНТ  $T_1 = 288$  К

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

температура повітря за КНТ  $T_2 = 484,98 \text{ К}$ ; витрата повітря через КНТ  $G_k = 81,67 \text{ кг/с}$ .

**КВТ:** тиск повітря на вході в КВТ  $P_1 = 0,519 \text{ МПа}$ ; тиск повітря на виході з КВТ  $P_2 = 2,283 \text{ МПа}$ ; температура повітря перед КВТ  $T_1 = 484,98 \text{ К}$ ; температура повітря за КВТ  $T_2 = 759,78 \text{ К}$ ; витрата повітря через КВТ  $G_k = 80,85 \text{ кг/с}$ .

Розрахункова схема компресора наведена на рис.3.1. Результати розрахунку зведені до табл.3.1.

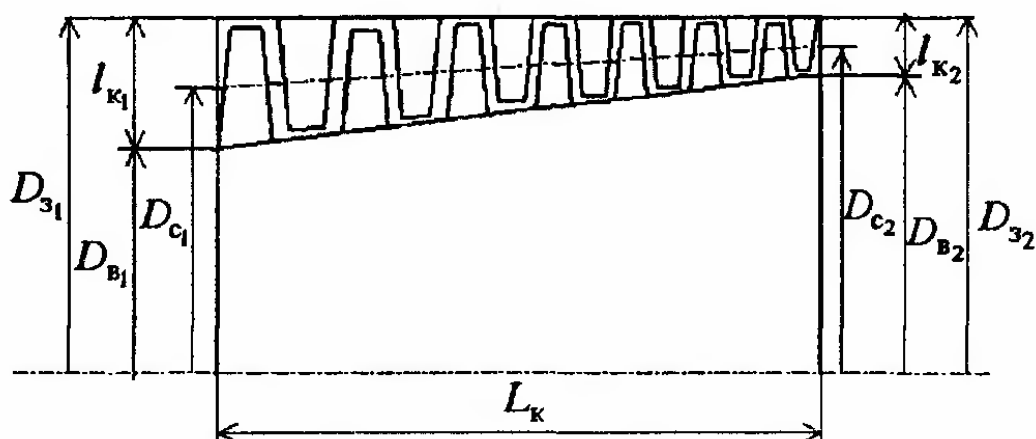


Рис.3.1. Розрахункова схема компресора

| Величина                                                                         | Спосіб визначення                                                                                                             | КНТ   | КВТ   |
|----------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|
| 1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$ , м/с | Приймається [5]                                                                                                               | 295   | 250   |
| 2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$ , м/с           | Приймається (0.45...0.55)                                                                                                     | 0,50  | 0,50  |
| 3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор $c_{a1}$ , м/с      | $\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$                                                                                                   | 147,5 | 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 $\lambda_{c_{a1}}$        | $\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$                                                                               | 0,475 | 0,311 |
| 6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$                  | $\lambda_{c_{a1}} \left[ \frac{k_n+1}{2} \left( 1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$ | 0,681 | 0,472 |

| Величина                                                                         | Спосіб визначення                                                                                                                                            | КНТ    | КВТ    |
|----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|
| 7. Кільцева площа на вході в компресор $F_1$ , м <sup>2</sup>                    | $\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left( \frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$ | 0,5046 | 0,1807 |
| 8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{вТ}}$                                     | Приймається [5]                                                                                                                                              | 0,45   | 0,70   |
| 9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{31}$ , м                           | $\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{вТ}}^2)}}$                                                                                                               | 0,898  | 0,672  |
| 10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{в1}}$ , м                  | $\bar{d}_{\text{вТ}} \cdot D_{31}$                                                                                                                           | 0,404  | 0,470  |
| 11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}$ , м                    | $\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{в1}})$                                                                                                                        | 0,651  | 0,571  |
| 12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}$ , м          | $(D_{31} - D_{\text{в1}}) / 2$                                                                                                                               | 0,247  | 0,101  |
| 13. Частота обертання ротора компресора $n_k$ , об/хв                            | $\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$                                                                                                                   | 6277   | 7108   |
| 14. Матеріал лопаток компресора                                                  | Приймається [5]                                                                                                                                              | BT3-1  | X17H2  |
| 15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$ , кг/м <sup>3</sup>  | Приймається [5]                                                                                                                                              | 4540   | 7850   |
| 16. Межа міцності матеріалу лопатки $\sigma_k$ , МПа                             | Приймається [5]                                                                                                                                              | 970    | 950    |
| 17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$ , МПа  | $9,8 \cdot \left( \frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$                                                                 | 112,7  | 89,5   |
| 18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$ | $\sigma_k / \sigma_{\text{к1}}$                                                                                                                              | 8,61   | 10,62  |
| 19. Осьова швидкість на виході з компресора $c_{a2}$ , м/с                       | $(0,9?1,0) c_{a1}$                                                                                                                                           | 140,1  | 118,8  |
| 20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури $T_2$                | $\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$                                                                                                                              | 1,387  | 1,359  |
| 21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$               | $\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$                                                                                                              | 0,348  | 0,237  |
| 22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$                 | $\lambda_{c_{a2}} \left[ \frac{k_n + 1}{2} \left( 1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$                        | 0,523  | 0,472  |

| Величина                                                                       | Спосіб визначення                                                                                                                                            | КНТ                     | КВТ                     |
|--------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора $F_2$ , м <sup>2</sup>        | $\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left( \frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$ | 0,1637                  | 0,0666                  |
| 24. Діаметри на виході з компресора, м                                         | Приймається                                                                                                                                                  | $D_3 = \text{const}$    | $D_B = \text{const}$    |
|                                                                                | $D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$                                                         | 0,898<br>0,773<br>0,835 |                         |
|                                                                                | $D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$                                                                   |                         | 0,470<br>0,553<br>0,512 |
|                                                                                | $(D_{32} - D_{B2}) / 2$                                                                                                                                      | 0,062                   | 0,041                   |
| 26. Міра підвищення тиску в компресорі $\pi_k$                                 | Приймається [5]                                                                                                                                              | 5,227                   | 4,40                    |
| 27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{k_{ст}}$                  | Приймається [5]                                                                                                                                              | 1,21                    | 1,17                    |
| 28. Число ступенів компресора $z_k$                                            | Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{ст}}}$                                                                                                                    | 9                       | 9                       |
| 29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ck}$ , м <sup>2</sup> | $\frac{F_1 + F_2}{2}$                                                                                                                                        | 0,3342                  | 0,1237                  |
| 30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м        | Приймається                                                                                                                                                  | $D_3 = \text{const}$    | $D_B = \text{const}$    |
|                                                                                | $D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$                                                         | 0,898<br>0,617<br>0,757 |                         |
|                                                                                | $D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$                                                                |                         | 0,470<br>0,615<br>0,543 |
|                                                                                |                                                                                                                                                              |                         |                         |

Продовження табл.3.1

| Величина                                                                               | Спосіб визначення                                                                      | КНТ   | КВТ   |
|----------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|
| 31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{кк}}, \text{м}$ | $(D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}})/2$                                                    | 0,141 | 0,073 |
| 32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{лк}}$                      | $D_{\text{сс}}/l_{\text{кк}}$                                                          | 5,388 | 7,483 |
| 33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$           | $0,087353 + 0,02604 v_{\text{лс}} + 0,00092 v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$ | 1,047 | 1,137 |
| 34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$       | $l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$                                             | 0,147 | 0,082 |
| 35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$                         | $L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$                                                    | 1,324 | 0,824 |
| 36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$                   | $0,20 \cdot D_{31}$                                                                    | 0,197 | —     |
| 37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$         | $0,46 \cdot D_{31}$                                                                    | 0,404 | —     |
| 38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$                         | $0,27 \cdot D_{32}$                                                                    | 0,305 | —     |

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

### 3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

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

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

витрата повітря через камеру згоряння  $G_{п.кз} = 72,42$  кг/с; годинна витрата палива на двигун  $G_{пал.год} = 4730$  кг/год; витрата повітря на виході з дифузора  $G_{п.диф} = 80,85$  кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння  $\eta_{кз} = 0,995$ ; нижча наявна теплотворна здатність палива  $H_u = 50032$  кДж/кг; стехіометрична кількість повітря  $L_0 = 17,18$ .

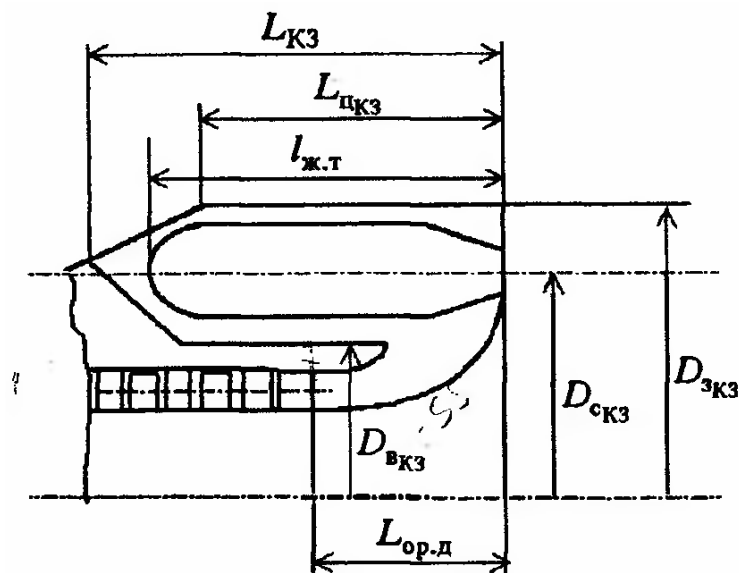


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.2.

Таблиця 3.2

| Величина                                                                                                  | Спосіб визначення                                              | Числове значення      |          |          |          |          |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------|----------|----------|----------|----------|
| 1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$ , Па                                                | $p_2 \cdot 10^6$                                               | 2,283·10 <sup>6</sup> |          |          |          |          |
| 2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння $Q_v$ , кДж/(м <sup>3</sup> ·год·Па)                 | Приймається [5]                                                | 900                   |          |          |          |          |
| 3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$ , м <sup>3</sup>                                                | $(G_{нал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$   | 0,11457               |          |          |          |          |
| 4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$                                                                          | Приймається [6]                                                | 12                    | 14       | 16       | 18       | 20       |
| 5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$ , м <sup>3</sup>                                                 | $V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$                                          | 0,009548              | 0,008184 | 0,007161 | 0,006365 | 0,005729 |
| 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                                                                   | $\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$ | 0,180                 | 0,171    | 0,163    | 0,157    | 0,151    |
| 9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$ , м                                                                   | $d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$                                       | 0,539                 | 0,512    | 0,489    | 0,471    | 0,454    |
| 10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами $e$                                                 | $0,25 \cdot d_{ж.т.}$                                          | 0,045                 | 0,043    | 0,041    | 0,039    | 0,038    |
| 11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{сз}$ , м                                               | $\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$         | 0,867                 | 0,958    | 1,045    | 1,129    | 1,210    |
| 12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_r$                                   | Приймається (1.10...1.25)                                      | 1,20                  |          |          |          |          |
| 13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$ , кг/с                   | $(G_{нал_{год}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$              | 27,087                |          |          |          |          |
| 14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$ , кг/с | $G_{нал_{диф}} - G_{п1}$                                       | 53,766                |          |          |          |          |

| Величина                                                                                                          | Спосіб визначення                                                       | Числове значення |       |       |       |       |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|------------------|-------|-------|-------|-------|
| 15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$ , м <sup>2</sup> | $\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$           | 0,304            | 0,320 | 0,334 | 0,348 | 0,360 |
| 16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$ , м <sup>2</sup>                | $2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$                                          | 0,760            | 0,799 | 0,836 | 0,870 | 0,901 |
| 17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{зкз}}$ , м                                               | $D_{\text{скз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$ | 1,146            | 1,224 | 1,299 | 1,374 | 1,447 |
| 18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{вкз}}$ , м                                              | $D_{\text{скз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$ | 0,588            | 0,692 | 0,791 | 0,884 | 0,973 |
| 19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$ , м                                                           | $0,51 \cdot D_{\text{с2квт}}$                                           | 0,215            |       |       |       |       |
| 20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$ , м                                                             | $1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$                                            | 0,619            | 0,588 | 0,563 | 0,541 | 0,522 |

Приймаємо число жарових труб  $n_{\text{ж.т.}} = 14$ .

### 3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

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

**ТВТ:** витрата газу через ТВТ  $G_T=73,73$  кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ  $G_{ox}=5,106$  кг/с; температура газу перед ТВТ  $T_3=1470$  К; температура газу за ТВТ  $T_4=1185$  К; тиск газу перед ТВТ  $P_3=2,192$  МПа; тиск газу за ТВТ  $P_4=0,844$  МПа; внутрішній ККД ТВТ  $\eta_T=0,88$ ;

**ТНТ:** витрата газу через ТНТ  $G_T=79,33$  кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ  $G_{ox}=2,408$  кг/с; температура газу перед ТНТ  $T_3=1185$  К; температура газу за ТНТ  $T_4=1008$  К; тиск газу перед ТНТ  $P_3=0,844$  МПа; тиск газу за ТНТ  $P_4=0,406$  МПа; внутрішній ККД ТНТ  $\eta_T=0,90$ ;

**СТ:** витрата газу через СТ  $G_T=82,09$  кг/с; температура газу перед СТ  $T_3=1008$  К; температура газу за СТ  $T_4=747,1$  К; тиск газу перед СТ  $P_3=0,404$  МПа; тиск газу за СТ  $P_4=0,1030$  МПа; внутрішній ККД СТ  $\eta_T=0,91$ .

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

Розрахункова схема осьових турбін газотурбінного двигуна наведена на рис.3.3.

Середні діаметри на вході в ТНТ та СТ визначають при компонуванні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на 5...20%. У вільній силій турбіні середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

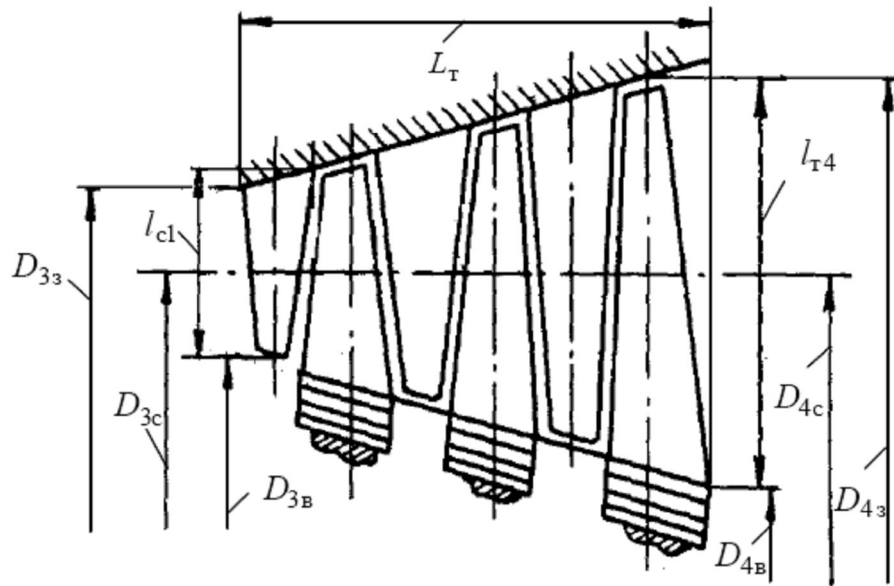


Рис.3.3. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.3.3.

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

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

Таблиця 3.3

| 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 тепловий перепад на турбіну $H_a^*$ , кДж/кг | $(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_p \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$      | $3,633 \cdot 10^5$ | $2,293 \cdot 10^5$ | $3,374 \cdot 10^5$ |
| 4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня $\nu_T$     | Приймається [5]                                                       | 21                 | 8                  | 6                  |

| Величина                                                                         | Спосіб визначення                                                                                                                                                                       | ТВТ   | ТНТ   | СТ    |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|
| 5. Коренева міра реактивності ступеня $\rho_k$                                   | Приймається [5]                                                                                                                                                                         | 0,02  | 0,03  | 0,04  |
| 6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі $\rho_1$               | $\rho_k + \frac{2 \cdot v_r - 1}{v_r^2}$                                                                                                                                                | 0,128 | 0,264 | 0,346 |
| 7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi_{c_1}$                        | Приймається (0,97...0,98)                                                                                                                                                               | 0,97  | 0,97  | 0,97  |
| 8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток $c_1$ , м/с                 | $\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_r} (1 - \rho_1)}$                                                                                                                                 | 714,5 | 522,7 | 322,3 |
| 9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури $T_3$             | $\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$                                                                                                                                                         | 1,315 | 1,312 | 1,329 |
| 10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$                                     | $\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$                                                                                                                                        | 0,998 | 0,839 | 0,560 |
| 11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$ , град | Приймається [5]                                                                                                                                                                         | 14    | 14    | 20    |
| 12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$                                      | $\lambda_{C1} \left[ \frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[ 1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$         | 0,999 | 0,970 | 0,776 |
| 13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня $F_{3c}$ , м <sup>2</sup>      | $\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left( \frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$ | 0,136 | 0,351 | 0,616 |
| 14. Середній діаметр на вході в турбіну $D_{C_3}$ , м                            | Визначається конструктивно                                                                                                                                                              | 0,958 | 0,958 | 1,095 |
| 15. Висота соплової лопатки 1 ступеня $l_{c1}$ , м                               | $F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$                                                                                                                                                          | 0,045 | 0,117 | 0,179 |
| 16. Висота робочої лопатки 1 ступеня $l_{p1}$ , м                                | $1,05 \cdot l_{c1}$                                                                                                                                                                     | 0,047 | 0,122 | 0,188 |
| 17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня $v_T$                 | $D_{C_3} / l_{p1}$                                                                                                                                                                      | 20,26 | 7,82  | 5,82  |
| 18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$                                  | $\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$                                                                                                                                               | 0,547 | 0,660 | 0,718 |
| 19. Частота обертання ротора турбіни $n_T$ , об/хв                               | Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача                                                                                                               | 7108  | 6277  | 3700  |
| 20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня $U_3$ , м/с        | $(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$                                                                                                                                                    | 356,6 | 314,9 | 212,1 |
| 21. Дійсна характеристика 1-го ступеня $v_d$                                     | $\frac{U_3}{C_1}$                                                                                                                                                                       | 0,499 | 0,602 | 0,658 |
| 22. Різниця в значеннях $v_d$ і $v_{опт}$                                        | $v_{опт} / v_d$                                                                                                                                                                         | 1,096 | 1,095 | 1,091 |

| Величина                                                                       | Спосіб визначення                                                                                                                                            | ТВТ   | ТНТ   | СТ    |
|--------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|
| 23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну $D_{3c}$ , м                          | $D_{3c} + l_{c1}$                                                                                                                                            | 1,003 | 1,075 | 1,274 |
| 24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну $D_{\beta_3}$ , м                    | $D_{3c} - l_{c1}$                                                                                                                                            | 0,913 | 0,841 | 0,916 |
| 25. Матеріал лопаток турбіни                                                   | Приймається [5]                                                                                                                                              | ЧС88  | ЧС88  | ЧС70  |
| 26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{m3}$ , кг/м <sup>3</sup>          | Визначається за довідковими даними [5]                                                                                                                       | 8100  | 8100  | 8120  |
| 27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{m3}$ , К                      | Приймається $T_{m3}=T_d$                                                                                                                                     | 1090  | 1090  |       |
|                                                                                | $T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left( \frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$                                                           |       |       | 980   |
| 28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}$ , МПа   | Визначається за довідковими даними [5]                                                                                                                       | 247   | 247   | 410   |
| 29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$         | $\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}}{9,8 \cdot \left( \frac{\rho_{m3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$                                                   | 3,57  | 1,77  | 4,80  |
| 30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни $c_{a4}$ , м/с              | $(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$                                                                                                        | 207,4 | 151,7 | 121,3 |
| 31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури $T_4$          | $\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$                                                                                                                           | 1,312 | 1,329 | 1,344 |
| 32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{ca4}$          | $\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$                                                                                                | 0,333 | 0,264 | 0,244 |
| 33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$                                   | $\lambda_{ca4} \left[ \frac{k_z + 1}{2} \left( 1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$                              | 0,505 | 0,408 | 0,377 |
| 34. Кільцева площа на виході з турбіни $F_4$ , м <sup>2</sup>                  | $\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left( \frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$ | 0,162 | 0,397 | 1,448 |
| 35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{m4}$ , К                | Приймається $T_{m4}=T_d$                                                                                                                                     | 1090  | 1090  |       |
|                                                                                | $1,07 \cdot T_4$                                                                                                                                             |       |       | 900   |
| 36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{m4}}$ , МПа  | Визначається за довідковими даними [4]                                                                                                                       | 247   | 247   | 617   |
| 37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{міц4}$ | $\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left( \frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$                                                      | 2,99  | 1,56  | 3,07  |

| Величина                                                                               | Спосіб визначення                                   | ТВТ           | ТНТ   | СТ            |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|---------------|-------|---------------|
| 38. Діаметри на виході з турбіни                                                       | Приймається                                         | $D_c = const$ |       | $D_e = const$ |
|                                                                                        | $D_{c4} = D_{c3}$                                   | 0,958         | 0,958 |               |
|                                                                                        | $D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$    | 0,904         | 0,826 |               |
|                                                                                        | $D_{з4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$    | 1,012         | 1,090 |               |
|                                                                                        | $D_{в4} = D_{в3}$                                   |               |       | 0,916         |
|                                                                                        | $D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$      |               |       | 1,638         |
|                                                                                        | $D_{c4} = 0,5(D_{в4} + D_{з4})$                     |               |       | 1,277         |
| 39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$ , м                                      | $(D_{з4} - D_{в4})/2$                               | 0,053         | 0,132 | 0,361         |
| 40. Відносна висота лопатки останнього ступеня $v_{т4}$                                | $D_{4c} / l_{т4}$                                   | 17,80         | 7,26  | 3,54          |
| 41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$ , м <sup>2</sup> | $\frac{F_3 + F_4}{2}$                               | 0,149         | 0,374 | 1,032         |
| 42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня                                | Приймається                                         | $D_c = const$ |       | $D_e = const$ |
|                                                                                        | $D_{cc} = D_{3c}$                                   | 0,958         | 0,958 |               |
|                                                                                        | $D_{вc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ | 0,909         | 0,834 |               |
|                                                                                        | $D_{зc} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ | 1,007         | 1,082 |               |
|                                                                                        | $D_{вc} = D_{в3}$                                   |               |       | 0,916         |
|                                                                                        | $D_{зc} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$   |               |       | 1,467         |
|                                                                                        | $D_{cc} = 0,5(D_{вc} + D_{зc})$                     |               |       | 1,192         |
| 43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тc}$ , м              | $(D_{зc} - D_{вc})/2$                               | 0,049         | 0,124 | 0,276         |
| 44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тc}$                 | $D_{cc} / l_{тc}$                                   | 19,38         | 7,71  | 4,32          |

|                                                                                  |                                                                                       |       |       |       |
|----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|
| 45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стт}}$     | $0,23065 + 0,05899 v_{\text{тс}} + 0,00331 v_{\text{тс}}^2 + 0,00003 v_{\text{тс}}^3$ | 2,399 | 0,868 | 0,545 |
| 46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стт}}, \text{м}$ | $l_{\text{тс}} \cdot \bar{L}_{\text{стт}}$                                            | 0,119 | 0,108 | 0,150 |
| 47. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{т}}, \text{м}$                   | $L_{\text{стт}} \cdot z_{\text{т}}$                                                   | 0,119 | 0,108 | 0,601 |

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.3.4.

Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.06.01.ДР.

## РОЗДІЛ 4

### ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегата 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 третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок одноступінчастої турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. 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 ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня.

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

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступеня 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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1

| Найменування параметра                                                                     | Спосіб визначення                                                | Чисельне значення |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|-------------------|
| 1                                                                                          | 2                                                                | 3                 |
| 1. Витрата робочого тіла $G$ , кг/с                                                        | Див. розділ 2                                                    | 79,33             |
| 2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:                                   |                                                                  |                   |
| тиск $p_0$ , Па                                                                            | Див. розділ 2                                                    | $844 \cdot 10^3$  |
| температура $T_0$ , К                                                                      | Див. розділ 2                                                    | 1185              |
| 3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:                                  |                                                                  |                   |
| тиск $p_2$ , Па                                                                            | Див. розділ 2                                                    | $406 \cdot 10^3$  |
| температура $T_2$ , К                                                                      | Див. розділ 2                                                    | 1008              |
| 4. Швидкість потоку на вході до ступеня $c_0$ , м/с                                        | Приблизно дорівнює осьової швидкості $c_{a3}$<br>(див. розділ 3) | 100               |
| 5. Частота обертання ротора $n$ , об/хв                                                    | Див. розділ 3                                                    | 6277              |
| 6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ , Дж/(кг·К) | Див. розділ 2                                                    | 1254              |

Продовження табл. 4.1

| 1                                                                                                                 | 2                                                                                                            | 3                   |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|
| 7. Показник ізоентропи робочого тіла $k$                                                                          | Див. розділ 2                                                                                                | 1,300               |
| 8. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла                                | $\frac{k-1}{k}$                                                                                              | 0,231               |
| 9. Газова стала робочого тіла $R$ , Дж/(кг·К)                                                                     | $c_p m$                                                                                                      | 289,7               |
| 10. Швидкість звуку на вході до ступеня $a_0$ , м/с                                                               | $\sqrt{kRT_0}$                                                                                               | 668,1               |
| 11. Число Маха на вході до ступеня $M_0$                                                                          | $c_0/a_0$                                                                                                    | 0,150               |
| 12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня:<br><br>тиск $p_0^*$ , Па<br><br>температура $T_0^*$ , К    | $p_0 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$<br>$T_0 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$ | 856 383<br><br>1189 |
| 13. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*$ , Дж/кг                                                           | $c_p T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$                              | 236 115             |
| 14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$ , м/с | $\sqrt{2\Delta h_a^*}$                                                                                       | 687,2               |
| 15. Віяловість ступеня $\lambda$                                                                                  | Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки                                   | 9,5                 |

| 1                                                                                 | 2                                                                            | 3       |
|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|---------|
| 16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі $\rho_k$                      | Береться 0,03...0,05                                                         | 0,03    |
| 17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі $\rho$                       | $\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$                                    | 0,229   |
| 18. Кут виходу потоку з соплової решітки $\alpha'_1$ , град                       | Береться 11...15                                                             | 14,0    |
| 19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\phi$                                 | Береться 0,950...0,975                                                       | 0,97    |
| 20. Наявний теплоперепад в соплових каналах $\Delta h_{ac}^*$ , Дж/кг             | $\Delta h_a^*(1 - \rho)$                                                     | 181 940 |
| 21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_1$ , м/с                        | $\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$                                               | 585,1   |
| 22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1 / c_{ад}$                                | $\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1 - \rho}}$                               | 0,536   |
| 23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами $u_1$ , м/с     | $c_{ад} v_{ад}$                                                              | 368,4   |
| 24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{cp1}$ , м           | $\frac{60u_1}{\pi n}$                                                        | 1,122   |
| 25. Втрати енергії в соплових каналах $q_c$ , Дж/кг                               | $(1 - \phi^2)\Delta h_{ac}^*$                                                | 10 753  |
| 26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:<br><br>тиск $p_1$ , Па | $p_0^* \left[ 1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ | 487 517 |

| 1                                                                                                                                                                                              | 2                                                                                                                                                                                          | 3                   |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|
| температура $T_1$ , К                                                                                                                                                                          | $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$                                                                                                                                                               | 1052                |
| густина $\rho_1$ , кг/м <sup>3</sup>                                                                                                                                                           | $\frac{p_1}{RT_1}$                                                                                                                                                                         | 1,60                |
| 27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$                                                                                                                                                  | $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$                                                                                                                                               | 0,546               |
| 28. Відношення тисків в соплах $\varepsilon_1$                                                                                                                                                 | $p_1/p_0^*$                                                                                                                                                                                | 0,569               |
| 29. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі $\alpha_1$ , град:<br><br>при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$<br><br>при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$ | $\alpha_1'$<br><br>$\arcsin \left[ \sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right]$ | 14<br><br>—         |
| 30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки $a_1$ , м/с                                                                                                                                   | $\sqrt{kRT_1}$                                                                                                                                                                             | 629,6               |
| 31. Число Маха на виході з соплових каналів $M_1$                                                                                                                                              | $c_1/a_1$                                                                                                                                                                                  | 0,929               |
| 32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток $l_c$ , м                                                                                                                                         | $\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$                                                                                                                                           | 0,100               |
| 33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$ , град                                                                                                                      | Береться 4...20                                                                                                                                                                            | 12,0<br>(6,0 + 6,0) |
| 34. Осьовий зазор в ступені $s$ , м                                                                                                                                                            | Береться 0,005...0,015                                                                                                                                                                     | 0,026               |

| 1                                                                                                                | 2                                                                                                                                                                         | 3     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| 35. Коефіцієнт $(l/B)_c$                                                                                         | $(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$<br>за рис.3Д [12, с.288]                                                                                                                       | 1,58  |
| 36. Ширина соплових лопаток $B_c$ , м                                                                            | $\frac{l_c}{(l/B)_c}$                                                                                                                                                     | 0,063 |
| 37. Коефіцієнт $(l/B)_p$                                                                                         | $(l/B)_p = f(\lambda)$<br>за рис.3Д [12, с.288]                                                                                                                           | 2,50  |
| 38. Радіальний зазор $\delta_r$ , м                                                                              | Береться $(0,005...0,01)l_c$                                                                                                                                              | 0,001 |
| 39. Ширина робочих лопаток $B_p$ , м                                                                             | $\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$ | 0,045 |
| 40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p$ , м                                                            | $B_p \cdot (l/B)_p$                                                                                                                                                       | 0,114 |
| 41. Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2}$ , м                                                   | $D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$                                                                                         | 1,122 |
| 42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_2$ , м/с                       | $\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$                                                                                                                                                | 368,4 |
| 43. Віяловість ступеня $\lambda$                                                                                 | $D_{cp2}/l_p$                                                                                                                                                             | 9,87  |
| 44. Мінімально допустима при знайдений величині $\lambda$ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$ | $\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$                                                                                                                          | 0,222 |
| 45. Перевірка умови <sup>1</sup>                                                                                 | $\left  \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right  \cdot 100\% \approx (0...5)\%$                                                                                     | 3,2 % |

<sup>1</sup> Тут  $\rho$  – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

| 1                                                                         | 2                                                                                                         | 3      |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 46. Кут установки соплових лопаток $\alpha_y$ , град                      | $\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288]<br>(кут $\alpha_0$ береться рівним $90^\circ$ ) | 37,0   |
| 47. Хорда профілю соплової лопатки $b_c$ , м                              | $\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$                                                                               | 0,105  |
| 48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$               | Береться 0,75...0,90                                                                                      | 0,88   |
| 49. Крок соплової решітки $t_c$ , м                                       | $\bar{t}_c b_c$                                                                                           | 0,092  |
| 50. Кількість соплових лопаток $z_c$                                      | $\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$                                                                                 | 38     |
| 51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали $w_1$ , м/с           | $\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$                                                            | 244,5  |
| 52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі $\beta_1$ , град   | $\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$                                                                   | 35,4   |
| 53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi$                          | Береться 0,94...0,97                                                                                      | 0,96   |
| 54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці $\Delta h_{ap}$ , Дж/кг | $\rho \Delta h_a^*$                                                                                       | 54 176 |
| 55. Наявний теплоперепад в робочій решітці $\Delta h_{ap}^*$ , Дж/кг      | $\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$                                                                         | 84 055 |
| 56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_2$ , м/с        | $\psi \sqrt{2 \left( \Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$                                  | 393,6  |
| 57. Втрати енергії в робочій решітці $q_p$ , Дж/кг                        | $(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$                                                                      | 6 590  |

| 1                                                                           | 2                                                      | 3      |
|-----------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------|
| 58. Густина робочого тіла на виході із ступеня $\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup> | $\frac{p_2}{RT_2}$                                     | 1,39   |
| 59. Швидкість звуку на виході із ступеня $a_2$ , м/с                        | $\sqrt{kRT_2}$                                         | 616,2  |
| 60. Число Маха на виході із ступеня $M_{w_2}$                               | $w_2/a_2$                                              | 0,639  |
| 61. Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2$ , град                    | $\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$         | 21,3   |
| 62. Кут установки профілів робочих лопаток $\beta_y$ , град                 | $\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288] | 73,0   |
| 63. Хорда профілю робочих лопаток $b_p$ , м                                 | $\frac{B_p}{\sin \beta_y}$                             | 0,048  |
| 64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$                    | $0,4 \rho + 0,6$                                       | 0,692  |
| 65. Крок робочої решітки $t_p$ , м                                          | $\bar{t}_p b_p$                                        | 0,033  |
| 66. Кількість робочих лопаток $z_p$                                         | $\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$                              | 107    |
| 67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_2$ , м/с         | $\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$         | 142,7  |
| 68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$ , Дж/кг                   | $c_2^2/2$                                              | 10 175 |
| 69. Кут виходу потоку із ступеня $\alpha_2$ , град                          | $\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$           | 90,7   |
| 70. Колові складові абсолютних швидкостей:                                  |                                                        |        |

|                                     |                     |       |
|-------------------------------------|---------------------|-------|
| за сопловою решіткою $c_{1u}$ , м/с | $c_1 \cos \alpha_1$ | 567,8 |
|-------------------------------------|---------------------|-------|

Продовження табл. 4.1

| 1                                                                                                                   | 2                                                                  | 3                    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|----------------------|
| за робочою решіткою $c_{2u}$ , м/с                                                                                  | $c_2 \cos \alpha_2$                                                | -1,6                 |
| 71. Колова робота ступеня $l_u$ , Дж/кг                                                                             | $u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$                                          | 208 598              |
| 72. Коловий ККД ступеня $l_u$                                                                                       | $\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$                                         | 0,883                |
| 73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:                                                              |                                                                    |                      |
| число щілин $z$                                                                                                     | Залежно від конструкції ущільнення                                 | 6                    |
| коефіцієнт витрати $\mu$                                                                                            | Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)                   | 0,75                 |
| радіальний зазор $\delta_{щ}$ , м                                                                                   | Береться 0,0004...0,0020                                           | 0,001                |
| діаметр втулки $d_{вт}$ , м                                                                                         | Визначається з конструкції ущільнення                              | 0,336                |
| кільцева площа щілини $f$ , м <sup>2</sup>                                                                          | $\pi d_{вт} \delta_{щ}$                                            | $1,06 \cdot 10^{-3}$ |
| 74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$ , кг/с                                                             | $\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$                         | 0,380                |
| 75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$                                            | $\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$                                        | 0,0042               |
| 76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:<br><br>осьовий зазор в ущільненні по бандажу $\delta_a$ , м | Залежно від конструкції ущільнення <sup>2</sup><br>(0,001...0,005) | 0,005                |

<sup>2</sup> Осьового зазору може і не бути.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

| 1                                                                                           | 2                                                                                                                                                                       | 3                    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|
| коефіцієнт витрати осьового зазора $\mu_a$                                                  | Береться рівним 0,5                                                                                                                                                     | 0,5                  |
| коефіцієнт витрати радіального зазора $\mu_r$                                               | Береться 0,75...0,80                                                                                                                                                    | 0,75                 |
| число ущільнювальних гребенів радіального зазору $z$                                        | Залежно від конструкції ущільнення                                                                                                                                      | 3                    |
| 77. Еквівалентний радіальний зазор $\delta_e$ , м                                           | Для обандажених робочих лопаток:<br>$\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу:<br>$0,75 \delta_r$ | $7,50 \cdot 10^{-4}$ |
| 78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зав}}$ | $\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$                                                        | 0,0197               |
| 79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$ , кг/м <sup>3</sup>           | $0,5(\rho_1 + \rho_2)$                                                                                                                                                  | 1,49                 |
| 80. Коефіцієнт $K_t$                                                                        | Береться<br>$(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$                                                                                                                               | $0,6 \cdot 10^{-3}$  |
| 81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$              | $K_t \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$                                   | 0,0046               |
| 82. Внутрішній ККД ступеня $\eta_i$                                                         | $\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{зав}} - \xi_{\text{тр}}$                                                                                                        | 0,855                |
| 83. Внутрішній теплоперепад ступеня $\Delta h_i$ , Дж/кг                                    | $\Delta h_a^* \eta_i$                                                                                                                                                   | 201 866              |
| 84. Внутрішня потужність ступеня $N_i$ ,                                                    | $G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$                                                                                                                                            | 16 014               |

|     |  |  |
|-----|--|--|
| кВт |  |  |
|-----|--|--|

За результатами розрахунку будуємо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## РОЗДІЛ 5

### КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

#### 5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 2).

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

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

**Турбіну низького тиску (ТНТ)** проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора низького тиску. Турбіна складається із соплового апарата, ротора, опорного вінця (рис.5.1).

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

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

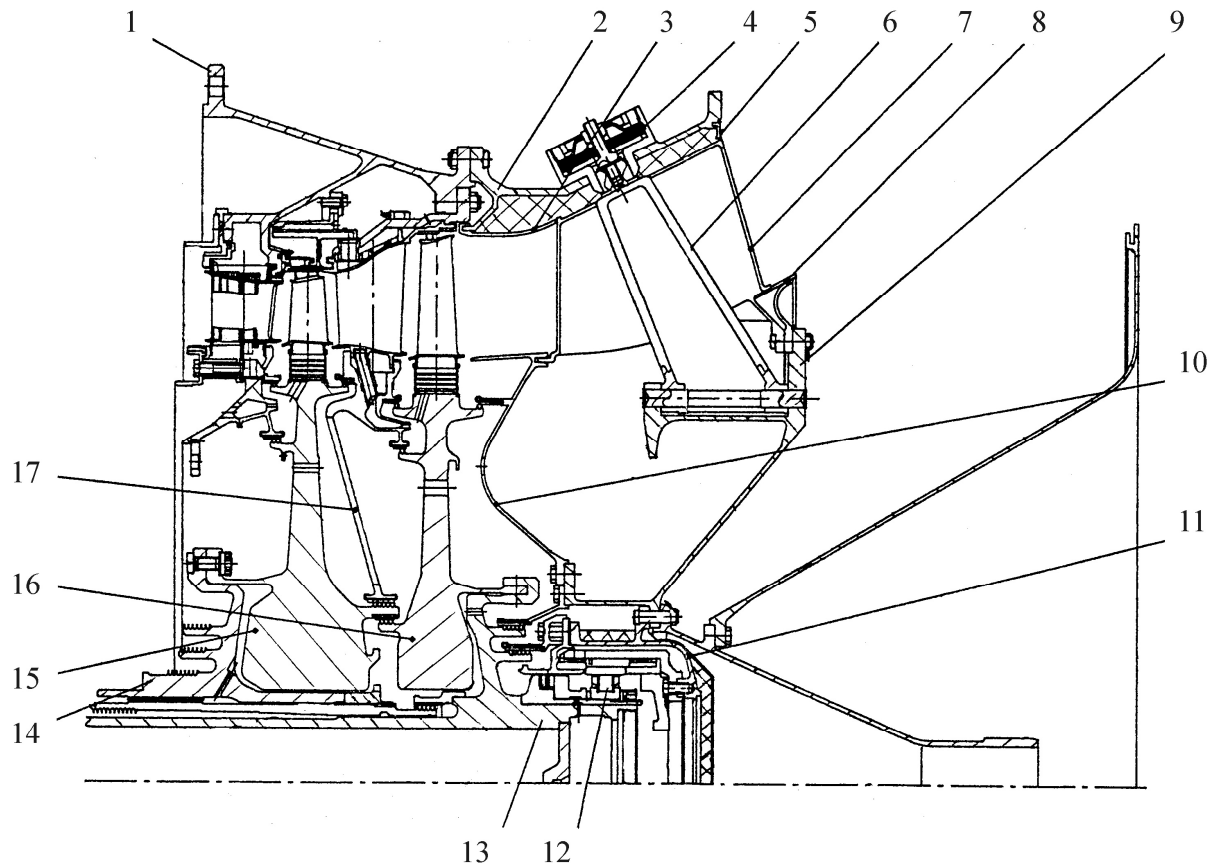


Рис.5.1. Турбіни високого і низького тисків проектуємого ГТА:

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

## 5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі (табл.4.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки  $D_{cp2} = 1,122$  м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток  $l_p = 0,114$  м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки  $u_{2cp} = 368,4$  м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки  $c_{1cp} = 585,1$  м/с;

відношення  $(u / c_1)_{cp} = 368,4/585,1 = 0,630$ ;

кут виходу потоку із ступеня  $\alpha_{2cp} = 90,7^0$ ;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки  $c_{2cp} = 142,7$  м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки  $\beta_{2cp} = 21,3^0$ ;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів  $w_{2cp} = 393,6$  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.5.1.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Таблиця 5.1

| Найменування параметра                                              | Спосіб визначення                                                                                                                                                       | Характерні перерізи |                             |                         |
|---------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------|
|                                                                     |                                                                                                                                                                         | у кореня<br>лопаток | на середнь-<br>ому діаметрі | на периферії<br>ступеня |
| 1                                                                   | 2                                                                                                                                                                       | 3                   | 4                           | 5                       |
| 1. Радіус перерізу $r$ , м                                          | Для кореневого перерізу:<br>$r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p);$ для середнього:<br>$r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2};$ для периферійного:<br>$r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$ | 0,504               | 0,561                       | 0,618                   |
| 2. Відносний радіус $\bar{r}$                                       | $\frac{2r}{D_{cp2}}$                                                                                                                                                    | 0,899               | 1                           | 1,101                   |
| 3. Колова швидкість $u$ , м/с                                       | $u_{2cp} \bar{r}$                                                                                                                                                       | 331,1               | 368,4                       | 405,7                   |
| 4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_1$ , м/с | $\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$                                                                                                | 647,4               | 585,1                       | 534,6                   |
| 5. Кут виходу потоку з соплового апарату $\alpha_1$ , град          | $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$                                                                                                                        | 12,6                | 14                          | 15,4                    |
| 6. Характеристика ступеня $u / c_1$                                 | $\left( \frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$                                                              | 0,511               | 0,630                       | 0,759                   |
| 7. Кут входу потоку до робочої решітки $\beta_1$ , град             | $\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left( \frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$                                 | 25,2                | 35,4                        | 52,2                    |
| 8. Відносна швидкість входу до робочої решітки $w_1$ , м/с          | $\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$                                                                                                                        | 332,3               | 244,5                       | 179,1                   |

| 1                                                           | 2                                                                                                                                                                                                                      | 3     | 4     | 5     |
|-------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|-------|
| 9. Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_2$ , град     | $\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$                                                                                                                 | 23,4  | 21,3  | 19,4  |
| 10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки $w_2$ , м/с | $\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$                                                                                                                                                                        | 358,9 | 393,6 | 428,7 |
| 11. Кут виходу потоку із ступеня $\alpha_2$ , град          | <p>При <math>\alpha_{2cp} &lt; 90^\circ</math>:</p> $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ <p>при <math>\alpha_{2cp} &gt; 90^\circ</math>:</p> $180^\circ + \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$ | 90,7  | 90,7  | 90,5  |
| 12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем $c_2$ , м/с      | $\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$                                                                                                                                                                       | 142,7 | 142,7 | 142,7 |
| 13. Міра реактивності $\rho$                                | $\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$                                                                                            | 0,062 | 0,229 | 0,355 |

### 5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

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

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

середній діаметр на виході з робочої решітки  $D_{cp2} = 1,122$  м;

довжина робочої лопатки  $l = 0,114$  м;

число робочих лопаток на вінці  $z = 107$ ;

температура газу перед робочими каналами  $T_1 = 1052$  К;

тиск газу перед робочими каналами  $p_1 = 487\,517$  Па;

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

допустима температура металу робочих лопаток  $T_{доп} = 1090$  К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4):  
швидкості  $c_1 = 585,1$  м/с та  $c_2 = 142,7$  м/с; кути  $\alpha_1 = 14,0^\circ$  та  $\alpha_2 = 90,7^\circ$ ;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

| Параметри                                               | Кореневий<br>переріз | Середній<br>переріз | Периферій-<br>ний переріз |
|---------------------------------------------------------|----------------------|---------------------|---------------------------|
| Кут входу потоку до робочої<br>решітки $\beta_1$ , град | 25,2                 | 35,4                | 52,2                      |
| Кут виходу потоку з робочої<br>решітки $\beta_2$ , град | 23,4                 | 21,3                | 19,4                      |

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

$$T_{розр} = T_1 = 1052 \text{ К.}$$

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

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

Густина матеріалу  $\rho$  при температурі 20 °С складає 8100 кг/м<sup>3</sup>.

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

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

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

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

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

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

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Таблиця 5.2

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1052 (\lg 30000 + 20) = 25750.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 313,1 \text{ МПа}.$$

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину  $B_p$ , м;

кут установки  $\beta_y$ , град;

хорду  $b$ , м;

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

найбільшу товщину  $\delta$ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії  $h$ , м (рис.5.3).

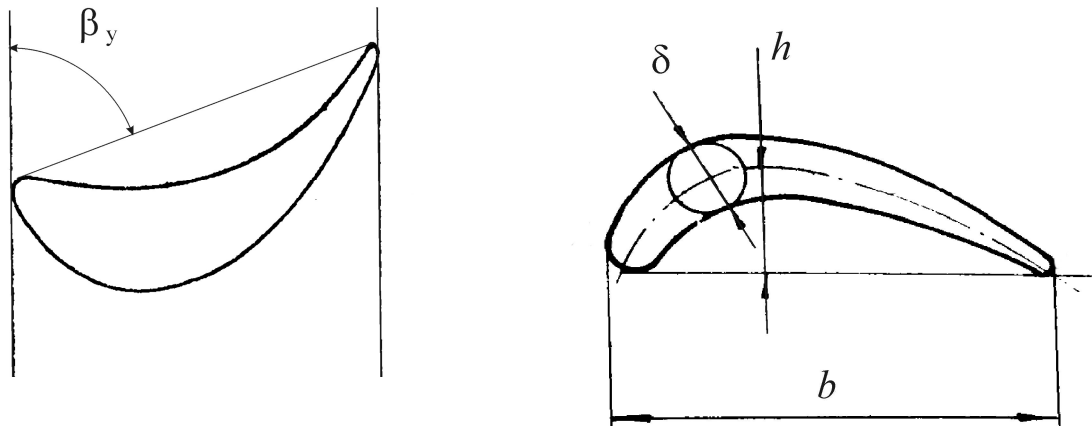


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.4.1), 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  $\delta$  зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де  $t_p$  – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

| Переріз      | Ширина профілю, м | Кут установки профілю, град | Хорда профілю, м | Найбільша товщина профілю, м | Найбільша висота підйому середньої лінії, м | Площа профілю, м <sup>2</sup> |
|--------------|-------------------|-----------------------------|------------------|------------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------|
| Кореневий    | 0,051             | 67,2                        | 0,055            | 0,014                        | 0,019                                       | $5,90 \cdot 10^{-4}$          |
| Середній     | 0,045             | 61,4                        | 0,051            | 0,008                        | 0,018                                       | $3,03 \cdot 10^{-4}$          |
| Периферійний | 0,038             | 53,3                        | 0,047            | 0,002                        | 0,012                                       | $0,87 \cdot 10^{-4}$          |

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

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

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

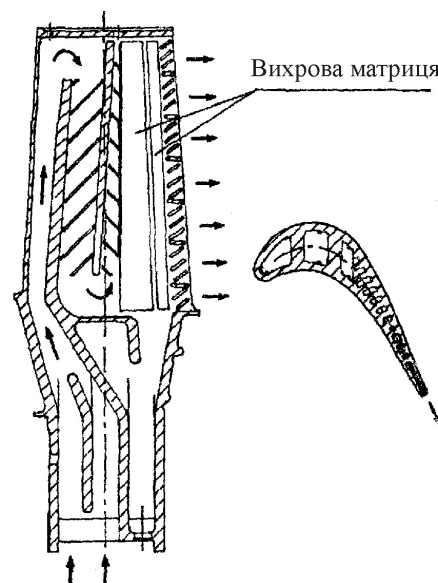


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис.5.4 [4].

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

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

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

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

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

де  $F_o = 5,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3);  $x$  – висота досліджуваного перерізу, м;  $a$  та  $m$  – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{(5,90 - 3,03) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,813,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{0,114^{0,813}} = 2,94 \cdot 10^{-3},$$

де  $F_{\text{сп}} = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  та  $F_{\text{п}} = 0,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,87 \cdot 10^{-4}}{5,90 \cdot 10^{-4}} = 0,147.$$

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,  $\text{м}^2$ ;

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

Кутова швидкість обертання ротора

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

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{107} \cdot 8100 \cdot (657)^2 \cdot (0,619)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,038 = 5976 \text{ Н,}$$

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

де радіус центру ваги бандажної полиці  $r_6 = 0,619$  м, товщина бандажної полиці  $\Delta_6 = 0,002$  м та ширина бандажної полиці  $h_6 = 0,038$  м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{0,813 + 0,147}{0,813 + 1} \cdot \left[ \frac{8100 \cdot 657^2}{2} 1,122 \cdot 0,114 + \frac{5976}{5,90 \cdot 10^{-4}} \right] = 123,8 \text{ МПа.}$$

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

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат:  $u - a$  та  $\xi - \eta$  (рис.5.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий ( $u$ ) та осьовий ( $a$ ) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

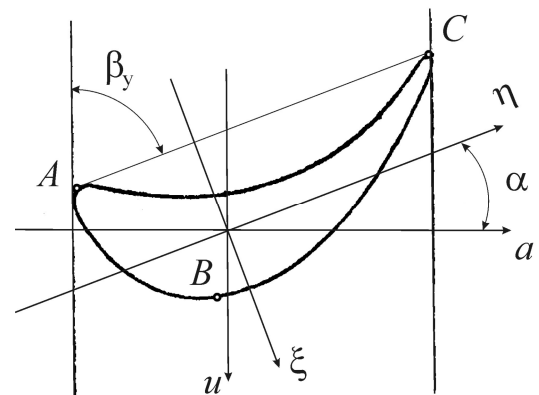


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,2 = 22,8^\circ,$$

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

де  $\beta_y = 67,2^\circ$  – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю  $A$ ,  $B$  і  $C$ , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)<sup>1</sup>. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

$$\begin{aligned}
 W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[ 1 + \left( \frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\
 &= -0,053 \frac{0,055 \cdot 0,014^3}{0,019} \left[ 1 + \left( \frac{0,019}{0,014} \right)^2 \right] = -1,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\eta B} &= 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left( \frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = \\
 &= 0,084 \cdot 0,055 \cdot 0,014^2 \frac{1 + \left( \frac{0,019}{0,014} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,019}{0,014}} = 1,60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi A} &= -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = -3,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi B} &= -\infty; \\
 W_{\xi C} &= 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = 2,80 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,
 \end{aligned}$$

де  $b = 0,055$  м – хорда профілю кореневого перерізу;  $\delta = 0,014$  м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу;  $h = 0,019$  м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

<sup>1</sup> 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.

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:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{79,33}{107}(585,1 \cos 14 + 142,7 \cos 90,7) = 419,6 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{79,33}{107}(585,1 \sin 14 - 142,7 \sin 90,7) + \frac{3,14 \cdot 1,122}{107} 0,114 \cdot (487517 - 406001) = 305,3 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 305,3 \sin 22,8 + 419,6 \cos 22,8 = 505,2 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 305,3 \cos 22,8 - 419,6 \sin 22,8 = 118,6 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки  $A$ :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-3,73 \cdot 10^{-6}} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки  $B$ :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{1,60 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-\infty} = -18,0 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки  $C$ :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{2,80 \cdot 10^{-6}} = 26,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 26,7 \text{ МПа}.$$

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{io}^r \right| = 123,8 + 0,2 \cdot 26,7 = 129,1 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{po} = 123,8 \text{ МПа}$  – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{313,1}{129,1} = 2,43,$$

де  $\sigma_{дл} = 313,1 \text{ МПа}$  – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, 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.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## 5.4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ СУФЛЮВАННЯ ТА РОЗВАНТАЖЕННЯ

### ГТД

**Система суфлювання** служить для підтримання в масляних порожнинах двигуна (завдяки сполученню порожнин з атмосферою) такого тиску повітря, при якому забезпечується нормальна робота масляної системи й ущільнень.

Масло, яке подається на змащення й охолодження підшипників, стікає в масляні порожнини 1, 27, 33, 42, 44 двигуна (рис.5.6), які відділені від проточної частини й атмосфери лабіринтовими ущільненнями 4, 8, 14, 20, 24, 25, 29, 32, 45 і від порожнин підпору графітовими радіально-торцевими контактними ущільненнями 3, 9, 13, 21, 23, 26, 30, 31, 46.

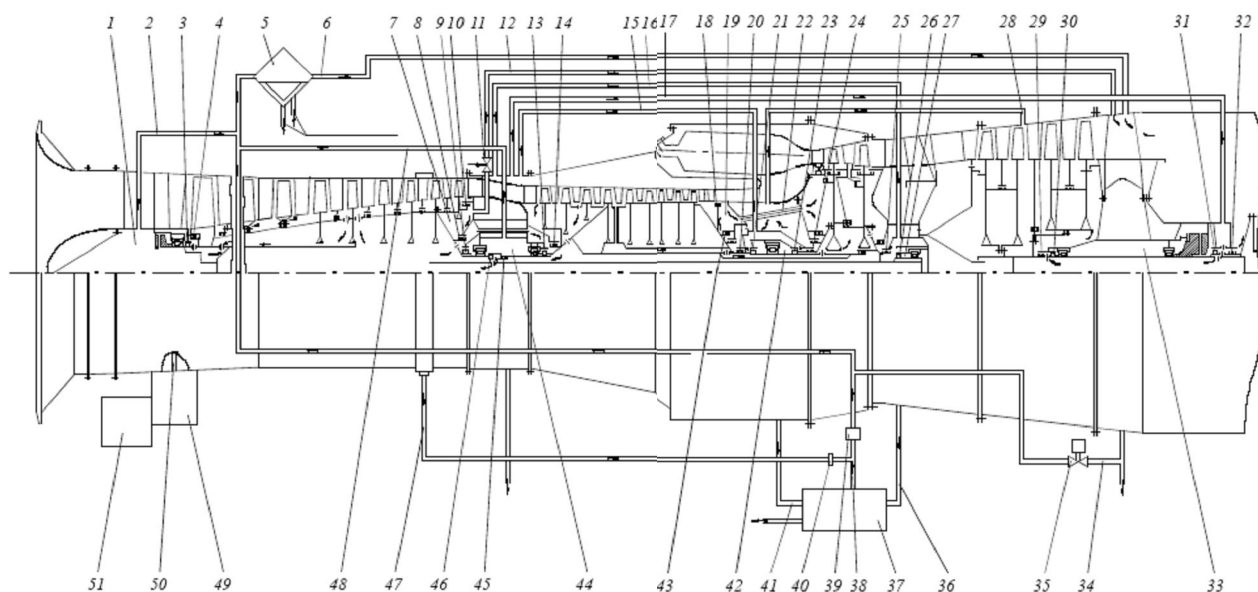


Рис.5.6. Система суфлювання і розвантаження ГТД:

6 – труба відведення повітря зі статичного масловіддільника; 7 – розвантажувальна порожнина КНТ; 10, 18, 43 – лабіринтові ущільнення; 11 – регулювальний кран; 12 – труба стравлювання повітря з розвантажувальної порожнини КНТ; 19 – розвантажувальна порожнина КВТ; 22 – труба перепуску повітря; 28 – труба стравлювання повітря з міжлабіринтових порожнин заднього корпусу КВТ; інші позиції описані в тексті

Для запобігання попаданню масла в проточну частину двигуна ущільнення всіх масляних порожнин, крім ущільнення 3 у передньому корпусі

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

КНТ і міжвального ущільнення 46, підпираються повітрям із проточної частини перехідника. Ущільнення 3 підпирається повітрям за третім ступенем КНТ, ущільнення 46 – повітрям з проточної частини КВТ. До ущільнень 21 і 23 заднього корпусу КВТ, ущільнень 26 опорного вінця ТНТ, 30 і 31 опорного вінця ТС повітря з проточної частини перехідника підводиться по трубах 15, 16 і 17 відповідно.

Для зниження перепаду тиску на контактних ущільненнях 9, 13 і 46 перехідника надлишкове повітря з порожнин підпору стравлюється в порожнину ротора КНТ, а звідти надходить на вхід у спрямний апарат четвертого ступеня КНТ. Повітря з міжлабіринтових порожнин заднього корпусу КВТ стравлюється в проточну частину силової турбіни по трубах 28.

Для зменшення витрачання стравлюваного повітря і підтримання оптимального перепаду тиску на контактних ущільненнях застосована система суфлювання з наддуванням масляних порожнин заднього корпусу КВТ 42, опорного вінця ТНТ 27 і зв'язаного з ними масловіддільного бака (МВБ) 37. Наддування масляних порожнин досягається за допомогою регулятора перепаду тиску (РПТ) 39, встановленого на трубі 38 суфлювання МВБ у статичний масловіддільник 5. Для забезпечення стійкої роботи регулятора на вхід у РПТ по трубі 47 підводиться повітря за шостим ступенем КНТ. Необхідна подача повітря забезпечується за допомогою встановленої на цій трубі змінної дросельної шайби 40.

Оскільки тиск повітря перед ущільненнями (тиск підпору) завжди вищий за тиск у масляних порожнинах, то повітря по зазорах в ущільненнях протікає в масляні порожнини, перешкоджаючи виходу масла й утворюючи в цих порожнинах маслоповітряну суміш. Маслоповітряна суміш і відпрацьоване масло з масляних порожнин 42 заднього корпусу КВТ і 27 опорного вінця ТНТ надходять по зливних трубах 41 і 36 у МВБ 37. Маслоповітряна суміш з МВБ, масляних порожнин переднього корпусу КНТ 1 і перехідника 44 надходить по трубах відповідно 38, 2, і 48 у статичний масловіддільник 5 для відділення масла від

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

повітря. Очищене від масла повітря відводиться зі статичного масловіддільника в проточну частину опорного вінця силової турбіни трубою 6, а масло, що відокремилося, зливається в циркуляційний бак. Масло з масляної порожнини переднього корпусу КНТ 1 по каналу 50 стояка зливається в нижню коробку приводів 49. З нижньої коробки приводів, масляних порожнин перехідника, опорного вінця ТС і МВБ масло відкачується маслоагрегатом 51 і повертається в систему змащення.

Автоматичний клапан 35, установлений на трубі суфлювання 34 масляної порожнини ТС, забезпечує перепад тисків на контактних ущільненнях, який виключає викид масла з масляної порожнини при запуску, зупинці і на холостому ходу двигуна.

**Система розвантаження** призначена для забезпечення припустимого осьового навантаження на упорні підшипники двигуна. Для цього на виході з КНТ і КВТ створені розвантажувальні порожнини.

Розвантажувальна порожнина КНТ 7 (див. рис.5.6) обмежена лабіринтовими ущільненнями 8 і 10. При необхідності зниження навантаження на опору ТКНТ повітря з розвантажувальної порожнини КНТ може стравлюватися по трубі 12 у проточну частину опорного вінця силової турбіни. При цьому підтримування необхідної величини тиску в розвантажувальній порожнині здійснюється за допомогою регулювального крана 11.

Розвантажувальна порожнина КВТ 19 обмежена лабіринтовими ущільненнями 18 і 43. Для підтримання необхідного тиску повітря з розвантажувальної порожнини КВТ перепускається по трубах 22 у порожнину перед робочим колесом ТВТ, а регулювання осьових зусиль здійснюється заміною лабіринтового ущільнення 18 ущільненням іншого діаметра, зазначеного в кресленні КВТ. Заміна лабіринтового ущільнення проводиться після вимірювання осьових зусиль при розбиранні двигуна.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## РОЗДІЛ 6

### ОХОРОНА ПРАЦІ НА ОБ'ЄКТІ, ДЕ РОЗМІЩУЄТЬСЯ ГТА

#### 6.1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

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

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

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

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

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

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

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## 6.2. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ТА ШКІДЛИВИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин. До того ж, сам об'єкт транспортування – природний газ – становить загрозу виникнення вибухопожежної ситуації на газоперекачувальній станції. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метана  $\text{CH}_4$ , етана  $\text{C}_2\text{H}_6$ , пропана  $\text{C}_3\text{H}_8$ , бутана  $\text{C}_4\text{H}_{10}$  і пентана  $\text{C}_5\text{H}_{12}$ . Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу – токсичні.

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 „Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.6.1).

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Таблиця 6.1

| Речовина                                                    | Пил | Сажа<br>(C) | Оксид<br>вуглецю<br>CO | Аль-<br>дегід<br>CH <sub>2</sub> O | Бенз-<br>пірен<br>C <sub>20</sub> H <sub>12</sub> | Ок-<br>сид<br>азоту<br>NO <sub>2</sub> | З'єднання<br>сірки |                                |
|-------------------------------------------------------------|-----|-------------|------------------------|------------------------------------|---------------------------------------------------|----------------------------------------|--------------------|--------------------------------|
|                                                             |     |             |                        |                                    |                                                   |                                        | SO <sub>2</sub>    | H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> |
| Гранично<br>допустима<br>концентрація,<br>мг/м <sup>3</sup> | —   | 4           | 20                     | 0,7                                | 0,00015                                           | 9                                      | —                  | 1                              |

У виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, горячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії *теплоти*, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується температура шкіри та тканин, що розташовані глибше. Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променевий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.6.2).

**Освітлення робочої зони.** Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходження людей, на сходах.

Таблиця 6.2

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

Згідно з нормами СНіП II-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.6.3).

Таблиця 6.3

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

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

**Шум.** За своєю природою шум в ГТА ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрозабірним трактом ГТА. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135...145 дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрозабірні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (вихревий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат, призводить до нестационарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

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

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

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

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

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

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.6.4).

Таблиця 6.4

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

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

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

Аналіз зареєстрованих великих пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для

пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 25 МВт простої теплової схеми для приводу нагнітача природного газу для компресорної станції магістрального газопроводу.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури  $T_3 = 1450 \text{ K}$  та міри підвищення тиску  $\pi_k = 23$ .

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата  $\eta_e = 0,380$ , питома потужність  $N_{уд} = 302 \text{ кВт/(кг/с)}$ , питома витрата палива  $C_{Ne} = 0,189 \text{ кг/(кВт·год)}$ , температура газів на виході з ГТА  $T_4 = 747 \text{ K}$ .

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компонування.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 9 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової чотириступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного двигуна UGT 25000 (модифікація ДН80), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

6. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску.

7. Детально розроблена система суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.

8. У розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі компресорної станції.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ващиленко, Н. В. Конструкции судовых турбоагрегатов. Ч. 3. Системы ГТД и их элементы (с атласом) [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко, С. В. Рудометов. – Николаев: НКИ, 1984. – 42 с.
2. Ващиленко, Н. В. Тепловые расчеты судовых газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
3. Дашевский, Ю. Я. К вопросу о повышении температуры газа перед турбиной в двигателях разработки ЦНИОКР "Машпроект" [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, В. И. Сербин // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 1. – С. 51-56.
4. Дашевский, Ю. Я. Система охлаждения двигателя ГТД 110 [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, Н. Г. Кузьмичева, И. И. Финько // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 199-204.
5. Клясс, О. В. Применение методики фазового расчета "Phasomr" для прогнозирования прочностных свойств и контроля выделения топологически плотноупакованных фаз в лопаточных сплавах [Текст] / О. В. Клясс, В. А. Крещенко // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 2. – С. 88-90.
6. Мандель, В. С. Лабораторные работы по разделу "Конструкция и конструктивные расчеты деталей турбомашин" [Текст] / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1977. – 73 с.
7. Мандель, В. С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашины [Текст]: учеб. пособие / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

8. Термопрочность деталей машин [Текст] / под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.

9. Романовський, Г. Ф. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, Ю. О. Султанський, В. І. Харченко. – Миколаїв: НУК, 2011. – 216 с.

10. Романовський, Г. Ф. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, М. П. Седько. – Миколаїв: НУК, 2008. – 292 с.

11. Романовський, Г. Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

12. Романовський, Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.

13. Сорока, Я. Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Я. Х. Сорока. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.

14. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

|     |      |          |        |      |                  |      |
|-----|------|----------|--------|------|------------------|------|
|     |      |          |        |      | 142.2237ст.06.КР | Арк. |
|     |      |          |        |      |                  |      |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |