

**Л. Г. Бойко, О. Д. Дегтярьов, Н. В. Піжанкова**

# **ГАЗОДИНАМІЧНІ АСПЕКТИ ПРОЄКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТА ВУЗЛІВ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2024

**УДК 621.****Б77**

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. ,  
канд. техн. наук

**Бойко, Л. Г.**

**Б77** Газодинамічні аспекти проектування проточної частини та вузлів газотурбінного двигуна [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Л. Г. Бойко, О. Д. Дегтярьов, Н. В. Піжанкова. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2024. – 136 с.

Навчальний посібник призначений для вивчення основ газодинамічного проектування проточної частини та основних вузлів газотурбінних двигунів. Посібник включає розділи, що відображають основні етапи проектування, а саме тепловий розрахунок двигуна на першій, початковій стадії, який сприяє вибору і оптимізації значень його основних газодинамічних параметрів, формування проточної частини та отримання її основних геометричних параметрів, а також проектувальні розрахунки багатоступеневих компресора і турбіни за середнім радіусом. Розділи мають теоретичні та практичні складові, що дає змогу навчатися і виконувати газодинамічні розрахунки основних вузлів двигунів та оздоблені великою кількістю прикладів. Посібник орієнтовано на застосування відповідного комплексу програм, розробленого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів «ХАІ»

Посібник призначений для бакалаврів і магістрів, що навчаються за освітніми програмами 142 «Енергетичне машинобудування» та 134 «Авіаційні двигуни і енергоустановки» при вивченні курсів «Теорія і розрахунок лопаткових машин», «Робочі процеси авіаційних двигунів», «Теорія повітряно- реактивних двигунів», «Газотурбінні установки, компресорні станції та газотранспортні мережі», а також випускних робіт бакалаврів і магістрів.

Іл. . Табл. . Бібліогр.: назв

**УДК 621.**

© Бойко Л. Г., Дегтярьов О. Д., Піжанкова Н. В.

© Національний аерокосмічний університет

«Харківський авіаційний інститут», 2024

## ЗМІСТ

Вступ	5
1. Термогазодинамічний розрахунок турбовального ГТД	8
1.1 Основні засади до виконання розрахунку	8
1.2. Вибір значень газодинамічних параметрів основних вузлів	10
1.3 Практична робота 1	21
1.4. Практична робота 2	33
1.5. Практична робота 3	39
1.6. Практична робота 4	44
2. Формування обліку гтд	54
2.1 Послідовність розрахунку	54
2.2 Вибір форми проточної частини компресора	58
2.3 Вибір форми проточної частини турбіни	60
2.4 Практична робота 6	61
2.5 Особливості узгодження параметрів турбокомпресору двоконтурного турбореактивного двигуна	79
3. Проектувальний газодинамічний розрахунок компресора за середнім радіусом	100
3.1 Порівняння форм проточних частин компресора	101
3.2 Розподіл роботи стискання між ступенями каскаду компресора	103
3.3 Розподіл ККД по ступенях компресора	107
3.4 Розподіл осьової швидкості за трактом компресора	108
3.5 Розподіл степені реактивності по ступенях	110
3.6 Вибір кутів натікання на РК	110
3.7 Практична робота 7	111
3.8 Обробка та аналіз результатів	117
3.9 Звіт	118
3.10 Приклад заповнення файлу вихідних даних	119

4. Проектувальний газодинамічний розрахунок осьової багатоступеневої турбіни за середнім радіусом	129
4.1 Основні параметри	130
4.2 Вибір форми проточної частини	132
4.3 Коефіцієнт навантаження ступеня	135
4.4 Особливості розрахунку охолоджуваних турбін та визначення витрати повітря для охолодження	135
4.5 ККД турбіни, яка охолоджується	140
4.6 Розподіл сумарної роботи розширення або потужності турбіни між ступенями. Призначення додаткових параметрів	141
4.7 Практична робота 8	148
ВИСНОВКИ	187
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	189

## ВСТУП

Процес проектування газотурбінного двигуна авіаційного або наземного призначення починається з вибору типу двигуна, визначення існуючих двигунів-аналогів та аналізу їх питомих параметрів.

На підставі цих даних мають бути обрані значення параметрів циклу двигуна, що проектується: температура газу перед турбіною і степінь підвищення тиску у компресорі. У подальшому ці параметри можуть бути скоректовані з метою поліпшення параметрів двигуна в цілому, а саме тяги (або потужності), питомої витрати палива, ККД, габаритних розмірів та ін.

Підвищені значення параметрів циклу дозволяють отримати більш досконалі та конкурентоздатні зразки двигунів у порівнянні з аналогами.

Початкові значення обраних параметрів та аналіз результатів виконаного на їх основі проектувального розрахунку двигуна дають змогу оцінити реалістичність цих параметрів з урахуванням сучасного рівня розвитку матеріалознавства та досконалості систем охолодження, а також отримати дані про можливості забезпечення заданих технічних завдань габаритних розмірів двигуна. У подальшому значення параметрів циклу можуть бути уточнені.

Під процесом проектування газотурбінного двигуна розуміють сукупність послідовно виконуваних розрахунків. Першим серед них є газодинамічне проектування проточної частини та її основних вузлів, визначення їх геометричних параметрів, включаючи форму профілів лопаткових вінців турбомашин. Далі виконують низку розрахунків вузлів, що дозволяють перевірити їх елементи на статичну міцність, коливання, провести оцінку ресурсу. Наступним етапом є розробка технологічного процесу виготовлення вузлів та їх елементів і необхідного обладнання.

У разі, якщо один з послідовних етапів проектування показує нераціональність отриманих на попередньому етапі параметрів, процедуру проектування має бути повторено.

Даний навчальний посібник має за мету викладення послідовності газодинамічного розрахунку проточної частини та вузлів газотурбінного двигуна стосовно навчального процесу, що проводиться, на кафедрі Теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «ХАІ» з використанням комплексу відповідного програмного забезпечення, розробленого викладачами кафедри.

До газодинамічного проектування газотурбінного двигуна віднесена послідовність таких розрахунків:

- термогазодинамічний розрахунок проточної частини газотурбінного двигуна та його питомих параметрів;
- узгодження режимів роботи та геометричних параметрів вузлів газогенератору;
- проектувальний газодинамічний розрахунок за середнім радіусом багатоступеневого компресора;
- проектувальний газодинамічний розрахунок за середнім радіусом охолоджуваної багатоступеневої турбіни.

Посібник доповнено методикою розрахунку впливу параметрів цикла: температури газу  $T_G^*$  та степені підвищення тиску у компресорі  $P_K^*$  на питомі параметри двигуна та його ККД з метою їх уточнення для визначення раціональності їх вибору або необхідності коригування.

Кожний з розділів посібника має стисле викладення теоретичної частини, що допомагає у виборі та підготовці вихідних даних для розрахунку, та практичної частини, яка забезпечує можливість виконання конкретних розрахунків за допомогою програмного забезпечення, та попередньої оцінки його результатів. Практична частина має оформлення у вигляді низки практичних робіт, деякі з яких вміщують окремі завдання. Це дає змогу визначити вплив факторів у вихідних даних на результати розрахунку та провести їх аналіз.

Видання посібника стало можливим завдяки вкладу вчених викладачів кафедри, які протягом багатьох років напрацьовували надані підходи, розробляли, зберігали та удосконалювали програмне забезпечення. Посилання на деякі з цих робіт наведені в тексті посібника.

Посібник має бути корисним для здобувачів вищої освіти за освітніми програмами 142 – Енергетичне машинобудування та 134 – Авіаційні двигуни і енергоустановки при вивченні навчальних курсів: «Теорія і розрахунок лопаткових машин», «Теорія повітряно-реактивних двигунів», «Газотурбінні установки, компресорні станції та газотранспортні мережі» та при виконанні курсових проектів з цих дисциплін та випускних робіт бакалаврів і магістрів.

## РОЗДІЛ 1

### ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБОВАЛЬНОГО ГТД

#### 1.1 ОСНОВНІ ЗАСАДИ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКУ.

**ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК** є першим етапом проектування будь-якого газотурбінного двигуна. Але для кожного типу двигуна він має свої особливості. Після виконання ряду наближень цей розрахунок дозволяє обрати найкращі (оптимальні) параметри робочого процесу і продовжити далі процес проектування.[1,2].

В даному розділі пропонується розглянути технологію виконання термогазодинамічного розрахунку на прикладі турбовального ГТД (ТВаД).[3]

Турбовальні двигуни у даний час використовуються у якості приводів газоперекачувальних агрегатів, електрогенераторів, а також в корабельних газотурбінних установках, газотурбінних транспортних установках (тепловози, танки, кар'єрна техніка) та можуть мати інше призначення . У авіації даний двигун використовується у гвинтокрилах для приводу повітряного гвинта. Близькими за методикою проведення термогазодинамічного розрахунку є турбогвинтовий двигун (ТГД) чи турбогвинтовентиляторний двигун (ТГВД). [2]

Термогазодинамічний розрахунок являє собою сукупність розрахунків параметрів основних вузлів двигуна у послідовності за напрямом течії, а саме вхідного пристрою, компресора, камери згоряння, турбіни та вихідного пристрою у характерних перерізах при заданих умовах на вході і режимі роботи двигуна.

Для його виконання використовують рівняння законів збереження газової та термодинаміки, які пов'язують контрольні перерізи між



вузлами, а також співвідношення теорії турбомашин і теорії повітряно-реактивних двигунів. Заданими вихідними даними мають бути параметри циклу двигуна, що проектується, а саме температура газу перед турбіною і степінь підвищення тиску у компресорі, а також деякі додаткові параметри, вибір значень яких є дуже важливий.

Основними результатами термогазодинамічного розрахунку є параметри, що характеризують потужність та економічність двигуна, який проектується.

У даному розділі посібника наведена послідовність першого етапу проектування ГТД, а саме його термогазодинамічного розрахунку, а також існуючі підходи до вибору вихідних даних і аналізу отриманих результатів.

При виконанні даного етапу проектування ГТД відомими є значення наступних параметрів:

$N$  – потужність двигуна,

а також початково прийняті значення параметрів циклу, які можуть бути уточнені у подальшому:

$T_g^*$  – температура газу перед турбіною,

$\pi_k^*$  – степінь підвищення тиску у компресорі.

Всі інші параметри основних вузлів і коефіцієнти, необхідні для проведення термогазодинамічного розрахунку двигуна, повинні бути обґрунтовано обрані.[4]

Після завершення розрахунку мають бути отримані значення питомих параметрів ГТД:

$$N_{e \text{ пит}} = \frac{N}{G_{II}} \left[ \frac{\text{кВт} \cdot \text{с}}{\text{кг}} \right], \quad (1)$$

де  $G_{II}$ -масова витрата повітря за секунду,

$$C_e = \frac{G_{\text{пал}}}{N} \left[ \frac{\text{кг} \cdot T_{\text{пал}}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right], \quad (2)$$

де  $G_{пал}$  -масова витрата палива за годину.

Ці дані дозволяють виконати порівняння спроектованого двигуна з прототипом або існуючими аналогами.

Далі наведені параметри основних вузлів, які необхідні для виконання розрахунку, та деякі рекомендації для їхнього вибору.

## 1.2. ВИБІР ЗНАЧЕНЬ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ

На рис. 1.1 наведена схема турбовального ГТД з вільною турбіною (ТВаД) з позначенням перерізів по тракту

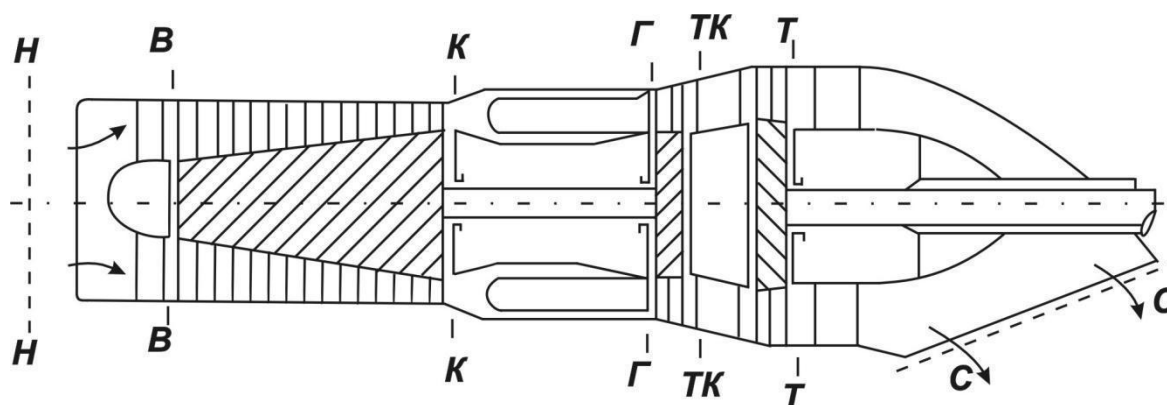


Рис. 1.1- Схема турбовального ГТД з вільною турбіною (ТВаД)

Н-Н -атмосферний переріз, досить далеко віддалений від вхідного пристрою (в ньому потік ламінарний, рівномірний, відповідає за параметрами висоті та швидкості польоту);

В-В - переріз у двигуні за вхідним пристроєм, на вході у компресор;

К-К - переріз за компресором;

Г-Г - переріз за камерою згоряння, на вході у турбіну;

ТК-ТК - переріз у двигуні за турбіною компресора;

Т-Т - переріз за турбіною;

С-С - переріз у двигуні за вихідним пристроєм (соплом).

На основі заданої потужності агрегату або двигуна для функціонування літального апарату, з урахуванням деякого запасу уточнюють значення необхідної потужності проектуемого приводу  $N$ . [5]

### 1.2.1. ККД компресору

Спираючись на відому формулу для ізоентропічного ККД компресора за параметрами загальмованої течії, який визначається як співвідношення ізоентропічної та підведеної робіт:

$$\eta_{KS}^* = \frac{L_{KS}^*}{L_K^*},$$

прийmemo до уваги втрати в опорах на валу у вигляді механічного ККД  $\eta'_M$ ,

тоді 
$$\eta_K = \eta_{KS}^* \cdot \eta'_M.$$

Значення  $\eta'_M$  приймають у діапазоні 0,985...0,995.

Величина  $\eta_{KS}^*$  відповідно до  $\pi_K^*$  розраховується за допомогою спрощеної залежності :

$$\eta_{KS}^* = \frac{\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_{CT}^*} - 1}$$

де  $\eta_{CT}^*$  – усереднене значення ККД ступенів компресору.[5]

Залежність  $\eta_{KS}^*$  від степені підвищення тиску багатоступеневих компресорів  $\pi_K^*$  для різних значень усереднених ККД ступенів наведена на рис. 1.2.

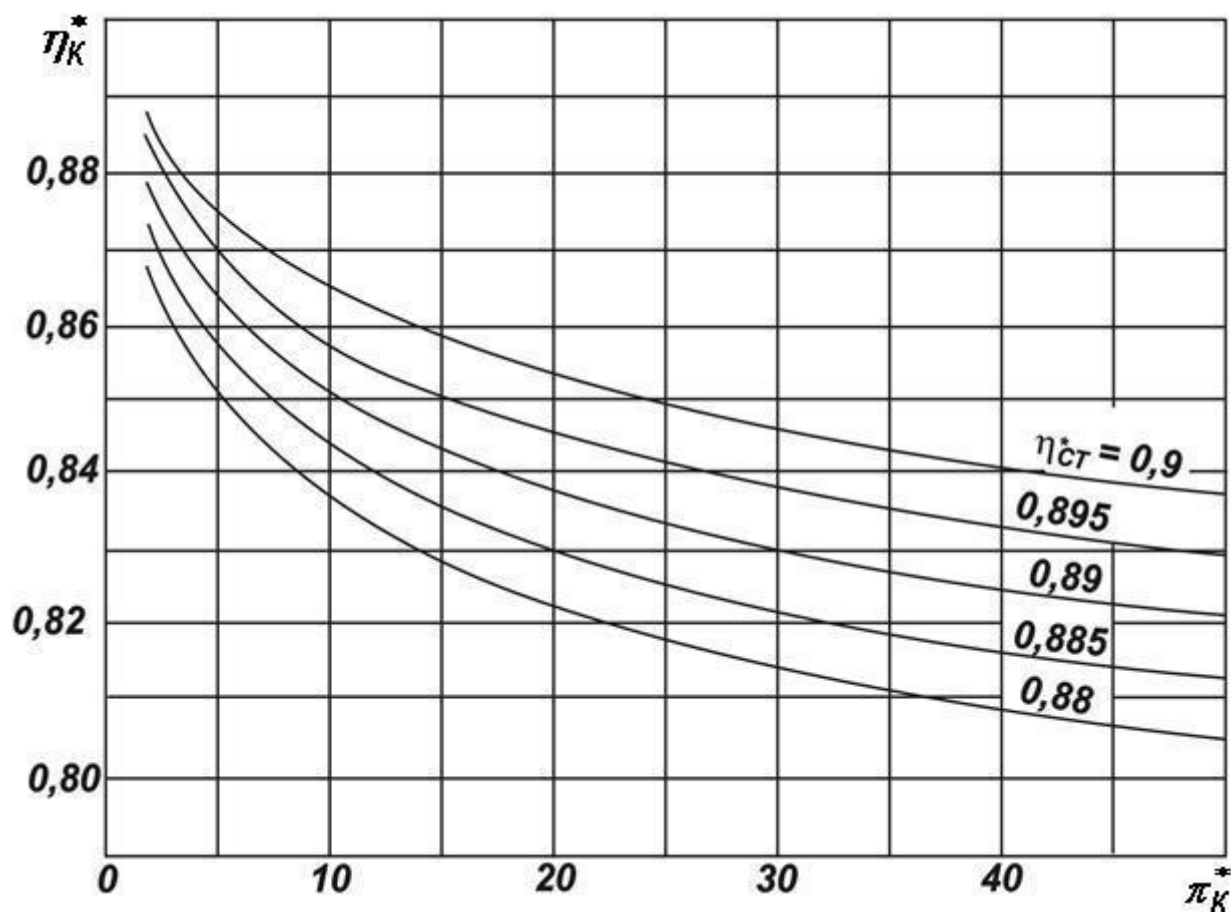


Рис.1.2 - Залежність ККД багатоступеневого компресору від степені підвищення тиску та ККД його ступенів

На розрахунковому режимі середнє значення ККД ступенів багатоступеневих осьових компресорів сучасних авіаційних двигунах лежить у діапазоні  $\eta_{ст}^* = 0,88...0,9$ . Для середньонавантажених дозвукових ступенів можна приймати  $\eta_{ст}^* = 0,89...0,9$ . В компресорах з високонавантаженими дозвуковими ступенями чи надзвуковими (трансзвуковими) вхідними ступенями значення середнього ККД ступенів є нижчим ( $\eta_{ст}^* = 0,88...0,89$ ).

У двигунах малої потужності часто застосовують відцентрові та осьовідцентрові компресори. ККД відцентрових компресорів є на 2...4 % нижчим за  $\eta_k^*$  багатоступеневих осьових компресорів.

Наявність перехідних каналів між каскадами компресора призводить до зниження  $\eta_k^*$  в залежності від гідравлічних втрат у цих каналах на 1...2 %. [2]

### 1.2.2 ККД багатоступеневої турбіни

Значення ККД авіаційних турбін, що не охолоджуються, за параметрами загальмованого потоку лежать у межах  $\eta_{т н.охл}^* = 0,9...0,92$ . Охолодження турбін призводить до зниження їх ККД. [5]

При великих значеннях температури газу перед турбіною  $T_{г}^*$  для забезпечення її працездатності потрібна певна кількість охолоджуючого повітря (витрата повітря на охолодження). Більшим значенням витрати повітря на охолодження лопаток турбіни і проточної частини відповідає й більше зниження ККД.

Для визначення ККД охолоджуємої турбіни використовуються наступні залежності від значень  $T_{г}^*$ :

$$\eta_T^* = \eta_{T \text{ н.ох.}}^* - 0,000125 (T_G^* - 1250) \text{ при } T_G^* > 1250 \text{ К.}$$

При  $T_G^*$  нижче за 1250 К охолодження лопаток турбіни можна не використовувати

$$\eta_T^* = \eta_{T \text{ н.ох.}}^* \text{ при } T_G^* \leq 1250 \text{ К,}$$

### 1.2.3. Коефіцієнти відновлення тиску у вхідному пристрої $\sigma_{вх}$ та перехідному каналі між турбіною компресора та силовою турбіною $\sigma_{пт}$

Вхідні пристрої у двигунах даного типу є дозвуковими дифузорами з криволінійними чи прямолінійними обводами. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв має значення  $\sigma_{вх} = 0,97...1,0$ . При наявності на вході в двигун пилезахисних пристроїв втрати повного тиску значно зростають:  $\sigma_{вх} = 0,92...0,96$ .

При наявності перехідного каналу між каскадами турбіни компресора та силової турбіни чи турбіни гвинта коефіцієнт відновлення повного тиску обирається у залежності від форми каналу у діапазоні  $\sigma_{пт} = 0,98...1,0$ . При відсутності каналу це значення дорівнює 1.0. [3,5]

### 1.2.4. Коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння

$\sigma_{кс}$

Втрати повного тиску в камерах згоряння зумовлені гідравлічним та тепловим супротивом течії. Гідравлічний супротив визначається втратами у дифузори камери, фронтівому пристрої при змішуванні струй та при повороті потоку ( $\sigma_{гидр} = 0,93...0,97$ ).

Тепловий супротив виникає внаслідок підводу тепла до газу, що рухається. Зазвичай приймають значення  $\sigma_{\text{тепл}} = 0,97 \dots 0,98$ .

Сумарні втрати повного тиску у камерах згоряння розраховують за формулою [1]

$$\sigma_{\text{КС}} = \sigma_{\text{гідр}} * \sigma_{\text{тепл}}$$

### 1.2.5. Коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_z$

Втрати тепла у камерах згоряння, головним чином, пов'язані з неповним згорянням палива та оцінюються коефіцієнтом повноти згоряння  $\eta_z$ . Цей коефіцієнт на розрахунковому режимі сягає значень  $\eta_z = 0,97 \dots 0,995$ .

Він відображає якість горіння та залежить від багатьох факторів. У сучасних двигунах бажано отримати найбільш високі значення цього коефіцієнту, проте високі температури у камерах згоряння ускладнюють процес повного згоряння палива. Тому для двигунів з високими значеннями  $T_g^*$  даний коефіцієнт має менші значення, ніж для двигунів з відносно низькими температурами робочого тіла у камері. [5]

### 1.2.6. Механічний ККД

За допомогою механічного ККД враховують втрати потужності у опорах ротору двигуна, сюди ж відносять втрати, пов'язані з відбором потужності на привід допоміжних агрегатів, що обслуговують двигун та літальний апарат. Ці величини, як правило, не перевищують 1...2 % від потужності, тому зазвичай  $\eta_m = 0,98 \dots 0,99$ . Більші значення механічного ККД відповідають двигунам більших розмірів. [5]

Також необхідно мати на увазі, що для ТГД и ТГВД у розрахунку питомої потужності та еквівалентної витрати палива враховується

ККД редуктора  $\eta_{ред.}$ . При розрахунку тяги враховують ККД повітряного гвинта двигуна  $\eta_B$ .

### 1.2.7. Коефіцієнт відновлення повного тиску у вихідному пристрої (в загальному випадку у реактивному насадку) $\sigma_{рн}$

Цей коефіцієнт відображає втрати повного тиску у вихідному пристрої двигуна та відповідає наступній формулі:

$$\sigma_{рн} = \frac{P_c^*}{P_t^*}$$

Варто зазначити, що на даний коефіцієнт впливають окрім геометрії проточної частини каналу, наявність систем шумопоглинання, утилізації тепла вихідних газів, системи зменшення інфрачервоного випромінення для авіаційних ГТД.

Чим простіше конструктивно виконаний вихідний пристрій, тим вище значення має даний коефіцієнт.

Зазвичай його призначають в діапазоні  $\sigma_{рн} = 0,97 \dots 0,995$ .

### 1.2.8. Швидкість виходу газу з вихідного пристрою $C_c$

Вихідні пристрої привідних ГТД наземних установок мають дифузорні канали.

Швидкість виходу газу з вихідного пристрою такого ГТД характеризує величину втраченої кінетичної енергії робочого тіла, і з цієї точки зору значення швидкості треба обирати як можна меншими, тому що це фактично є втратою потужності двигуна. З іншого боку,



при дуже малих значеннях  $C_c$  надмірно ростуть габарити двигуна, пов'язані із зростанням площі перерізу випускного каналу. Враховуючи ці вимоги, змінення швидкості течії на виході з вихідного пристрою ГТД гвинтокрила обирають в інтервалі  $C_c = 80 \dots 120$  м/с, а для двигунів наземного застосування рекомендовано значення  $C_c = 60 \dots 120$  м/с. [6]

Для ТГД і ТГВД швидкість течії на зрізі сопла знаходять відповідно припустимої розрахункової швидкості польоту літака з урахуванням того, що вона визначає частину сумарної тяги двигуна літака, що виробляється повітряним гвинтом і соплом одночасно.

Тому для ТГД та ТГВД значення швидкостей течії на виході з вихідного пристрою є трохи вищими.

Для ТГД на злітному режимі це значення обирають у інтервалі  $C_c = 100 \dots 220$  м/с, для ТГВД  $C_c = 200 \dots 300$  м/с.

### 1.2.9 Відбір повітря за компресором $\overline{\Delta G}_{отб}$

При експлуатації двигунів є необхідність у відборі повітря з проточної частини компресора. В даному навчальному варіанті методу розрахунка вважають, що весь відбір має місце у перерізі за компресором. Це повітря використовується для охолодження гарячих частин ГТД, наддув порожнин, ущільнень, подачі до салону літального апарату та інші технологічні потреби. Витрати відбираемого повітря визначають у відносних величинах.

$$\overline{\Delta G}_{відб} = \frac{G_{охол} + G_{пр}}{G_e},$$

де  $\overline{\Delta G}_{відб}$  - відносна величина відбору повітря за компресором;

$G_e$  - витрата повітря на вході в двигун (кг/с);

$G_{B_{охол}}$  - витрата повітря, що відбирається, для охолодження елементів проточної частини ГТД(кг/с);

$G_{пр}$  - витрата повітря для практичних потреб об'єкту, де встановлено ГТД(кг/с).

Рекомендовані для розрахунку значення даної величини розташовані в діапазоні:  $\Delta \bar{G}_{відб} = 0 \dots 0.12$ . [5]

Необхідно врахувати, що деякі двигуни, в особливості допоміжні силові установки (ДСУ), використовуються як повітрядувки (АІ-9). У таких двигунах відбір повітря для запуску основного двигуна може досягати значно більших величин.

### 1.2.10 Параметри палива

Для газотурбінних двигунів характерно використання різних видів палива. Це може бути авіаційний керосин, природний газ (метан) та ін. [3]

Параметри палива можна знайти у відповідних довідниках. Для використання в даному термогазодинамічному розрахунку необхідно ввести два параметри:  $H_u$  [кДж/кг]- низчу теплоутворну здібність палива і  $L_0$  [кг<sub>пов.</sub>/кг<sub>пал.</sub>]- стехіометричний коефіцієнт.

Для авіаційного керосину  $L_0 \approx 14,8$  кг<sub>повітря.</sub>/кг<sub>палива.</sub>,  $H_u \approx 43000$  кДж/кг.

Для природного газу (метан)  $L_0 \approx 17,2$  кг<sub>повітря.</sub>/кг<sub>топл.</sub>,  $H_u \approx 50500$  кДж/кг

### 1.2.11 Параметри, що описують редуктор, гвинтовентилятор та повітряний гвинт

У розрахунку ТВаД ці параметри враховуються. Значення їх приймають рівними 1,0. Якщо редуктор є, і його вплив треба врахувати у розрахунку ТВаД, то це робиться при обґрунтуванні потрібної потужності двигуна, збільшуючи її для компенсації втрат у редукторі.

В авіаційних двигунах ТГД або ТГВД часто використовують редуктор для зниження частоти обертання повітряного гвинта чи гвинтовентилятора. Рекомендований для розрахунку діапазон втрат потужності в редукторі складає:

$$\eta_{ред} = 0,975 \dots 1,0$$

Значення  $\eta_{ред} = 1,0$  говорить про відсутність редуктора в схемі двигуна.

Повітряний гвинт також має своє значення ККД

$$\eta_{пг} = 0 \dots 1,0$$

Варто зазначити, що при  $M=0$  його ККД дорівнює нулю, оскільки при визначенні його величини враховується швидкість польоту. Максимальне значення ККД повітряного гвинта задається при розрахункових значеннях висоти, швидкості польоту та може мати значення в діапазоні 0,85...0,9. При виконанні навчального варіанту проекту на злітному режимі ККД повітряного гвинта не враховується, його значення рекомендовано задати  $\eta_{пг} = 1,0$ .

У ТГВД є зростання тиску та температури на вході у двигун завдяки роботі стискання, що виробляється гвинто-вентилятором. Зміну цих параметрів описують відносними величинами, в діапазонах[2]

$$\bar{\pi}_{гв}^* = 1,02 \dots 1,05, \bar{T}_{гв} = 1,12 \dots 1,2.$$

Дані значення показують у скільки разів зростає тиск та температура на вході в двигун відносно значень параметрів навколишнього середовища. Для ТГД и ТВаД  $\overline{\pi}_{ГВ}^* = 1,0$ ,  $\overline{T}_{ГВ} = 1,0$ .

### 1.2.12 Визначення та вибір коефіцієнту запасу потужності для ГТД

Для стаціонарних ГТУ потужність, на яку проектується привід, зазвичай перевищує потужність споживача, що ураховується за допомогою коефіцієнта запасу потужності  $K_{зап.}$

Даний коефіцієнт повинен враховувати можливість роботи споживача на режимах вище номінального .

Для газоперекачувального агрегату, ГПА, приймають

$$K_{зап. ГПА} = 1,05 \dots 1,1.$$

Для енергоустановок значення цього коефіцієнту, що закладається при проектуванні, вище  $K_{зап. еу} = 1,12 \dots 1,2$ . Саме ці запаси дозволяють приводам електричних генераторів перевищувати свою х.

Для ГПА за наявності редуктора потужність привода знаходять

$$N_{п ГПА} = N_{ГПА} * \frac{K_{зап.}}{\eta_{ред.}}$$

При відсутності редуктора між турбіною силовою и споживачем  $\eta_{ред.} = 1,0$ . Якщо редуктор необхідний, значення його ККД беруть з його технічного опису чи обирають з даних аналогів. Зазвичай ККД редукторів лежать в діапазоні  $\eta_{ред.} = 0,97 \dots 0,99$ .

Для енергоустановок, призначених для приводу електрогенератора, формула для розрахування потужності з урахуванням його ККД приймає вид:

$$N_{п ЕУ} = N_{ген} * \frac{K_{зап.}}{\eta_{ред.} * \eta_{ген.}}$$

ККД генератора  $\eta_{ген.}$  знаходять з його технічного опису. Як правило, КПД електричного генератора лежать у межах  $\eta_{ген.} = 0,98... 0,99$ . [5]

Для авіаційних двигунів розрахунковий режим є режимом максимальної потужності двигуна. Дана потужність чи тяга двигуна дається у технічному завданні на проектування.

### 1.3 ПРАКТИЧНА РОБОТА 1

#### Проведення термогазодинамічного розрахунку ТВаД

Мета роботи - це ознайомлення з технологією проведення термогазодинамічного розрахунку ГТД і отримання навичок його виконання з використанням комплексу програм кафедри Теорії авіаційних двигунів ХАІ.

**Розглянемо послідовність виконання термогазодинамічного розрахунку ГТД.**

На підставі заданого значення потужності ГТД, що проектується,  $N$ , а також прийнятих початкових значень температури загальмованої течії газу перед турбіною  $T_g^*$  а також степені підвищення тиску у компресорі  $\pi_k^*$  необхідно провести такі роботи.

1. Вибрати у відповідності з п.1.2 значення газодинамічних параметрів основних вузлів для проведення розрахунку та пояснити їх вибір, занести їх значення в таблицю;

2. Підготувати файл вихідних даних;

3. З використанням пакету програм GTD провести розрахунок питомих параметрів  $N_{e\text{пит}}$ ,  $C_e$ , а також значень температури та тиску загальмованого потоку у контрольних перетинах, позначених на рис.1.1.

Розрахунок питомих параметрів проводиться для одиниці маси робочого тіла.

$$G_p = 1 \text{ кг/с,}$$

для режиму роботи на землі на місці  $H = 0.$ ,  $M_H = 0.$ , що має особливе значення для двигунів літальних апаратів.

Після виконання розрахунку та отримання значень  $N_{e\text{пит}}$ , використовуючи значення потужності двигуна  $N$ , визначають витрату повітря на вході

$$G_B = \frac{N}{N_{e\text{пит}}}.$$

Перед початком розрахунку повинен бути встановлений вид палива, яке буде використано.

### 1.3.1 Підготовка вихідних даних

Обрані у відповідності з п.1.2 значення вихідних даних заносять до табл. 1.3.1.

Таблиця 1.3.1 – Вихідні дані до розрахунку [5]

Параметр	$G_B$	$H$	$M_H$	$C_c$	$\eta_{TC}$	$\bar{\pi}_{GB}^*$	$\bar{T}_{GB}$	$\Delta \bar{G}_{\text{відб}}$
Ед.вимір.	кг/с	-	-	м/с	-	-	-	-

Значення								
----------	--	--	--	--	--	--	--	--

Параметр	$\sigma_{вх}$	$\sigma_{кс}$	$\eta_3$	$\sigma_{пт}$	$\sigma_{рн}$	$\eta_m$	$\eta_{ред}$	$\eta_{вв}$
Ед.вимір.	-	-	-	-	-	-	-	-
Значення								

Параметр	$T_g^*$	$\eta_{TK}^*$	$\pi_K^*$	$\eta_K$	$H_u$	$L_0$		
Ед.вимір .	$K$	-	-	-	кДж/кг	-		
Значення								

### 1.3.2 Робота з програмою. Заповнення файла вихідних даних

Програма GTD.exe дозволяє виконати термогазодинамічний розрахунок ГТД для декількох значень  $\pi_K^*$  и  $T_g^*$ . Число значень  $\pi_K^*$  та  $T_g^*$  у одному варіанті розрахунку (при одному зверненні до ЕОМ) можна міняти від одного до п'яти, тобто отримувати 25 варіантів комбінацій цих параметрів. [5]

Режим роботи програми (тип двигуна, число значень  $\pi_K^*$  і  $T_g^*$  в одному розрахунку) задається керуючим цілочисельним масивом, що має чотири елементи:

$$NT(4) / n_{T1}, n_{T2}, n_{T3}, n_{T4} /,$$

де  $n_{T1}$  – ознака типу двигуна, значення  $n_{T1} = 1$  відповідає типу ГТД ТВад,  $n_{T2}$  – число значень  $T_g^*$ ,  $n_{T2} = 1 \dots 5$  (в нашому випадку  $n_{T2} =$

1);  $n_{T3}$  – число значень  $\pi_K^*$ ,  $n_{T3} = 1 \dots 5$  (приймаємо  $n_{T3} = 1$ );  $n_{T4}$  – число значень  $E_P$ ,  $n_{T4} = 1 \dots 5$ .

Кожному значенню  $\pi_K^*$  відповідає своє значення ККД компресора,  $\eta_K$ , та для кожного значення  $T_G^*$  задається своє значення ККД турбіни, що надає потужність компресору  $\eta_{TK}^*$ .

Блок вихідних даних включає до себе: значення  $G_n = 1.$ ,  $H = 0.$ ,  $M_H = 0.$ ,  $C_C$ ,  $\eta_{ТВ}^*$ ,  $\sigma_{ВХ}$ ,  $\sigma_{КС}$ ,  $\eta_T$ ,  $\sigma_{ПТ}$ ,  $\sigma_{РН}$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_{РЕД}$ ,  $\eta_B$ ,  $T_G^*$  ( $n_{T2}$  значень),  $\eta_{TK}^*$  ( $n_{T2}$  значень),  $\pi_K^*$  ( $n_{T3}$  значень),  $\eta_K$  ( $n_{T3}$  значень),  $E_P$ ,  $\sigma_{РВД}$  и  $\sigma_{РНД}$  ( $n_{T4}$  значень).

Частина даних  $G_B$ ,  $H$ ,  $M_H$ ,  $C_C$ ,  $\eta_{ТВ}^*$ ,  $\overline{\pi}_{ГВ}^*$ ,  $\overline{T}_{ГВ}$ ,  $\overline{\Delta G}_{ОТБ}$  вводиться безпосередньо за ідентифікаторами у наданому порядку, а інша частина згрупована у масиви. Схема розміщення параметрів у файлі вихідних уданих показана в табл. 1.3.2.

Таблица1.3.2 –Розміщення параметрів у файлі вихідних даних

День	Місяц	рік						
	ь							
$n_{T1}$	$n_{T2}$	$n_{T3}$	$n_{T4}$					
$G_B$	$H$	$M_H$	$C_C$	$\eta_{ТВ}^*$	$\overline{\pi}_{ГВ}^*$	$\overline{T}_{ГВ}$	$\overline{\Delta G}_{ОТБ}$	
$\sigma_{ВХ}$	$\sigma_{КС}$	$\eta_3$	$\sigma_{ПТ}$	$\sigma_{РН}$	$\eta_m$	$\eta_{РЕД}$	$\eta_{пз}$	



$T_{Г1}^*$	$T_{Г2}^*$	$T_{Г3}^*$	$T_{Г4}^*$	$T_{Г5}^*$
$\eta_{TK1}^*$	$\eta_{TK2}^*$	$\eta_{TK3}^*$	$\eta_{TK4}^*$	$\eta_{TK5}^*$
$\pi_{K1}^*$	$\pi_{K2}^*$	$\pi_{K3}^*$	$\pi_{K4}^*$	$\pi_{K5}^*$
$\eta_{K1}$	$\eta_{K2}$	$\eta_{K3}$	$\eta_{K4}$	$\eta_{K5}$
$E_{P1}$	$E_{P2}$	$E_{P3}$	$E_{P4}$	$E_{P5}$
$\sigma_{РВД1}$	$\sigma_{РВД2}$	$\sigma_{РВД3}$	$\sigma_{РВД4}$	$\sigma_{РВД5}$
$\sigma_{РНД1}$	$\sigma_{РНД2}$	$\sigma_{РНД3}$	$\sigma_{РНД4}$	$\sigma_{РНД5}$
$H_u$	$L_0$			

Частина величин, наведених у таблиці, в розрахунку ТВаД не використовується. Наприклад, це величини  $\overline{\pi}_{ГВ}^*$ ,  $\overline{T}_{ГВ}$ ,  $\eta_{пг}$ ,  $\eta_{ред}$ , які відносяться до інших типів двигунів, а також  $E_P$ ,  $\sigma_{РНД}$  и  $\sigma_{РВД}$ , пов'язані з регенерацією тепла. Усі ці величини варто прийняти рівними 1 або не брати до уваги їх значення.

Якщо при виборі вихідних даних чи їх записі допущені грубі помилки, то розрахунок не виконується, а на друк виводиться інший масив та вказується число помилок. У цьому масиві з таким же порядком слідування величин, як і у першому масиві, замість правильним значень, а невірні значення виводяться без змін. Помилковими вважаються величини, що виходять за такі інтервали їх значень:

$$G_n = 0,1 \dots 200 \text{ кг/с}, H = 0 \dots 50 \text{ км}, M_H = 0 \dots 2, C_c = 30 \dots 500 \text{ м/с}, T_{Г}^* = 600 \dots 3000 \text{ К}, \pi_K^* = 1,5 \dots 50, \eta_K = 0,5 \dots 1, \eta_{TK}^* = 0,7 \dots 1, \eta_{ТВ}^* = 0,7 \dots 1, \overline{\pi}_{ГВ}^* = 1 \dots 2, \overline{T}_{ГВ} = 1 \dots 1,3, \sigma = 0,7 \dots 1, \eta_{ред} = 0,7 \dots 1, \eta_{пг} = 0,5 \dots 1.$$

Після вводу вихідних даних в файл GTD.dat, розрахунок виконується шляхом запуску програми GTD.exe. Після запуску монітора з'являються варіанти у такому вигляді:

1-розрахунок 2- тест 3- повтор

Необхідно натиснути клавішу “3” для виконання розрахунку з заповненого файлу GTD.dat. Після виконання розрахунку програмою створюється файл GTD.rez, у цій же папці , також заповнюється файл вихідних даних для виконання наступного етапу проекту, формування обліку ГТД, **sgtd.dat**. Для коректного розрахунку всі вказані файли повинні знаходитися в одній папці. [3, 5]

### 1.3.3. Приклад підготовки вихідних даних

Необхідно спроектувати двигун для приводу газоперекачувального агрегату потужністю 6,3 МВт.

Прийняті наступні параметри циклу:

$$T_r^* = 1296 \text{ K}, \pi_k^* = 16,15,$$

Прототипом для проектування обрано турбовальний двигун АИ-336-1/2-6,3. [8]

Двигун працює без використання редуктора.

Проектування газотурбінного двигуна виконується на, так званому, «розрахунковому» режимі. При цьому потужність , на яку проектується двигун , перевищує потужність споживача з її збільшенням з урахуванням величини коефіцієнту запасу потужності .

### Визначення коефіцієнту запасу потужності для ГТД

У випадку, який розглядається, необхідно спроектувати двигун для приводу газоперекачувального агрегату потужністю 6,3 МВт без використання редуктора.

Тоді  $\eta_{ред.} = 1,0$ , потужність двигуна, що проектується, повинна бути у діапазонні:

$$N_{пгПА} = N_{ГПА} * K_{зап.} = 6,3 * (1,05... 1,12) = 6,615... 7,056 \text{ МВт}$$

Визначаємо потужність двигуна рівною

$$N_{дв} = 7,0 \text{ МВт.}$$

**Далі виконують вибір основних параметрів вузлів ГТД.**

ККД компресора:

Приймаємо

$$\eta_{ст}^* = 0,89; k = 1,4; \pi_K^* = 16,15; \eta_m = 0,988$$

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_K^{*\frac{k-1}{k \cdot \eta_{ст}^*}} - 1} = \frac{16,15^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{16,15^{\frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,89}} - 1} = 0,8411$$

$$\eta_K = \eta_{КС}^* \cdot \eta'_M = 0,8411 * 0,988 = 0,831.$$

ККД турбіни компресора та силової турбіни :

$$\eta_{T.охол}^* = \eta_{T.неохол}^* - 0,000125(T_G^* - 1250);$$

$$\eta_{T.неохол}^* = \eta_{TC}^* = 0,91;$$

$$\eta_{TK}^* = 0,91 - 0,000125 * (1296 - 1250) = 0,904$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої прийнятий

$$\sigma_{вх} = 0,98.$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у камері згорання

$$\sigma_{кзг} = \sigma_{гидр} * \sigma_{тепл} = 0,97 \cdot 0,985 = 0,955.$$

Коефіцієнт повноти згорання палива прийнятий

$$\eta_з = 0,985.$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у вихідному пристрої

$$\sigma_{рн} = 0,985.$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між турбіною компресора та силовою турбіною

$$\sigma_{пт} = 1,0.$$

Механічний ККД



Значення	0,98	0,955	0,985	1,00	0,985	0,985	1,00	1,00
Параметр	$T_r^*$	$\eta_{TK}^*$	$\pi_K^*$	$\eta_K$	$H_u$	$L_0$		
Од.вимір.	$K$	-	-	-	кДж/кг	-		
Значення	1296	0,904	16,15	0,831	50500	17,2		

У випадку розрахунку двигуна на одному режимі, називаємому розрахунковим, з одним значенням степені підвищення тиску та з одним значенням температури за камерою згоряння при відсутності регенерації тепла таблиця прийме вигляд:

День	Місяць	рік					
1	1	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.079
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

#### 1.3.4. Результати розрахунку

У разі відсутності грубих помилок у вихідних даних та успішного завершення розрахунку, друкується заголовок файлу результатів з вказівкою типу двигуна, який розраховано :

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД (ТВД или ТВВД). Далі виводиться частина вихідних даних та величини, загальні для всіх варіантів розрахунку :

$$\begin{aligned} \text{Вихідні дані : } & \mathbf{G}_e = \quad , \Delta \bar{G}_{отб} = \quad , H_u = \quad , L_0 = \\ \mathbf{H} = & \quad , \mathbf{M}_H = \quad , \mathbf{C}_C = \quad , \eta_{ТВ}^* = \quad , \bar{\pi}_{ГВ}^* = \quad \bar{T}_{ГВ} = \quad , \eta_{пз} = \quad , \\ \sigma_{ВХ} = & \quad , \sigma_{КС} = \quad , \eta_{Г} = \quad , \sigma_{ПТ} = \quad , \sigma_{РН} = \quad , \eta_m = \quad , \eta_{РЕД} = \quad , \\ \mathbf{T}_H = & \quad , \mathbf{T}_H^* = \quad , \mathbf{T}_B^* = \quad , \mathbf{P}_H = \quad , \mathbf{P}_H^* = \quad , \mathbf{P}_e^* = \quad , \mathbf{V}_H = \end{aligned}$$

У даному випадку це один варіант, який має наступну схему друку блоку для одного варіанту розрахунку ТГД, ТГВД або ГТД:

СХЕМА ДРУКУ:

$N_{eуд}$	$N_e$	$C_e$	$q_T$	$\alpha_{КС}$	$G_{п}$	$F_C$	$\lambda_C$
$T_K^*$	$T_{TK}^*$	$T_T^*$	$P_K^*$	$P_{Г}^*$	$P_{TK}^*$	$P_T^*$	$P_C^*$
$\eta_K$	$\eta_{TK}^*$	$L_K$	$L_{TK}$	$L_{ТС}$	$\pi_{TK}^*$	$\pi_{ТВ}^*$	$\pi_{ТС}^*$
$\eta_{дв}$	$L_{СВ}$	$\eta_P$	$C_{PG}$	$k_{Г}$	$R_{Г}$	$P$	$C_{уд}$
$C_{Pп}$	$k_{п}$	$R_{п}$					

**Примітка .** Дана схема друку використовується для ТГД або ТГВД. При розрахунку ТВаД два останніх параметри у 4 -му рядку – сумарна тяга двигуна  $P$  та питома витрата палива  $C_{уд}$  – не визначаються.

Для ТВаД також у першому рядку замість  $N_{eуд}$ ,  $N_e$ ,  $C_e$  друкуються значення  $N_{eуд}$ ,  $N_e$ ,  $C_e$ .

Перед блоком кожного варіанту розрахунку друкуються значення  $T_G^*$  и  $\pi_K^*$ . Якщо число варіантів одного розрахунку більше дев'яти, то виконують скорочений вивід. При цьому на друк виводять у вигляді одного рядка для кожного варіанту наступні величини:

для ГТД –  $T_G^*$ ,  $\pi_K^*$ ,  $N_{eуд}$ ,  $C_e$ ,  $\eta_K$ ,  $\eta_{TK}^*$ .

В розглянутому вище випадку приклад файлу результатів розрахунку буде мати вигляд :

Таблица 1.3.4- Результати розрахунку

```

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1      ДАТА 01. 2.23
TG= 1296. 0000. 0000. 0000. 0000. ANTK= .904 .000 .000 .000 .000
PIK= 16.15 00.00 00.00 00.00 00.00 ANK = .831 .000 .000 .000 .000
ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД
ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO=.079 HU= .5050E+08 LO= 17.20
H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB=.910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НПД=1.000
TH=288.15 THO=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0
СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC
          ТК ТТК ТТ РК РГ РТК РТ РС
          НК NTK LK LTK LTB ПТК ПТВ ПТ
          КПД LCB NP CPГ КГ РГ
          CPB KB RB
ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.7
221.3 221.3 .2205 .1472E-01 3.950 48.80 .2559E-01 .1643
688.4 912.0 724.7 .1604E+07 .1532E+07 .2991E+06 .1045E+06 .1029E+06
.8310 .9040 .4177E+06 .4538E+06 .2213E+06 5.121 2.863 14.66
.3233 .2494E+06 .9003 1182. 1.321 287.3

```



1033. 1.385 287.0

У разі успішного завершення розрахунку при заданих значеннях  $\pi_k^*$ ,  $T_g^*$  та вибраних значень газодинамічних параметрів основних вузлів отримані значення питомих параметрів  $N_{e\text{ пит}}$ ,  $C_e$ . На основі цього можна отримати витрату повітря на вході у двигун для розрахункового режиму

$$G_B = \frac{N}{N_{e\text{ пит}}}$$

Звіт з практичної роботи 1 повинен мати :

1. Схему ГТД, який проектується, із вказівкою усіх перерізів вздовж проточної частини.

2. Обрані для розрахунку значення параметрів циклу  $\pi_k^*$ ,  $T_g^*$  . а також основних параметрів вузлів з обґрунтуванням.

3. Таблицю вихідних даних до розрахунку .

4. Таблицю результатів розрахунку.

5. Отримані у розрахунку графіки зміни  $T^*$  та  $P^*$  за трактом ГТД.

6. Питомі параметри двигуна  $N_{e\text{ пит}}$ ,  $C_{e\text{ пит}}$ , отримані при розрахунку, а також значення витрати на вході  $G_B$ .

7. Короткі висновки .

## 1.4. ПРАКТИЧНА РОБОТА 2

**Дослідження впливу температури газу перед турбіною на питомі параметри ГТД**

Для виконання цього розрахунку використовується створений раніш файл вихідних даних. Всі величини, включаючи  $\pi_k^*$  ,

залишаються незмінними, окрім величини  $T_G^*$ . Приймаємо число значень цієї величини  $n_{T2} = 5$  та обираємо 5 значень  $T_G^*$ , які відрізняються на 25 К та 50 К від вихідного у сторону зменшення та зростання.

При зростанні  $T_G^*$  (при  $T_G^* > 1250$  К) потрібно збільшити витрату повітря для охолодження, що призводить до зниження ККД турбіни. Тому для проведення розрахунку необхідно виконати розрахунок  $\eta_{TK}^*$  та заповнити таблицю 1.4.1, сюди ж потім додати результати розрахунку.

Таблиця 1.4.1 – Значення ККД турбіни та питомих параметрів ГТД

$T_G^*$	К					
$\eta_{TK}^*$	-					
$N_{e\text{пит}}$	кВт/кг					
$C_e$	$\frac{\text{кг}_T}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$					

Вносимо корекцію у існуючий файл вихідних даних та виконуємо розрахунок. Отримуємо по 5 значень  $N_{e\text{пит}}$  и  $C_e$ , відповідні різним значенням  $T_G^*$ , заносимо до таблиці.

Будуємо графіки  $N_{e\text{пит}} = f(T_G^*)$ ,  $C_e = f(T_G^*)$ , записуємо висновки про вплив  $T_G^*$  на ці параметри.

Звіт з Практичної роботи 2 повинен мати:

1. Завдання на практичну роботу
2. Таблиця 1.4.1

3. Файл вихідних даних

4. Файл результатів розрахунку

5. Графіки залежностей  $N_{e\text{ пум}} = f(T_{г}^*)$ ,  $C_{e\text{ пум}} = f(T_{г}^*)$

6. Висновки .

Приклад вихідних даних, файлу результатів розрахунку та графіки представлено в таблицях 1.4.2, 1.4.3, 1.4.4, 1.4.5 та рисунках 1.4.1, 1.4.2.

Таблиця 1.4.2 – Значення ККД турбіни ГТД

$T_{г}^*$	К	1296	1256	1216	1336	1376
$\eta_{ТК}^*$	-	0.904	0.909	0.910	0.899	0,894

Таблиця 1.4.3- Вихідні дані для Практичної роботи 2

01	02	23					
1	5	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.079
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	1256.0	1216.0	1336.0	1376.0			
.904	.909	.910	.899	.894			
16.150	16.150	16.150	16.150	16.150			
.831	.831	.831	.831	.831			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

Таблиця 1.4.4 - Результати розрахунків до Практичної роботи 2

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 1 1      ДАТА 1. 2.23

TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 12.47 15.47 18.47 21.47 ANK = .831 .847 .845 .843 .841

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000

TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПTK ПTB ПT

КПД LCB NP CPГ КГ PГ

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.7

221.3 221.3 .2205 .1472E-01 3.950 48.80 .2559E-01 .1643

688.4 912.0 724.7 .1604E+07 .1532E+07 .2991E+06 .1045E+06 .1029E+06

.8310 .9040 .4177E+06 .4538E+06 .2213E+06 5.121 2.863 14.66

.3233 .2494E+06 .9003 1182. 1.321 287.3

ТГ=1256.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 698.1

200.3 200.3 .2263 .1367E-01 4.254 45.32 .2465E-01 .1673

688.4 868.8 698.1 .1604E+07 .1532E+07 .2822E+06 .1045E+06 .1030E+06

.8310 .9090 .4177E+06 .4542E+06 .2003E+06 5.427 2.700 14.65

.3151 .2261E+06 .8998 1173. 1.324 287.3

ТГ=1216.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 673.1

177.6 177.6 .2358 .1263E-01 4.603 41.88 .2376E-01 .1703

688.4 825.6 673.1 .1604E+07 .1532E+07 .2624E+06 .1046E+06 .1030E+06

.8310 .9100 .4177E+06 .4547E+06 .1776E+06 5.836 2.509 14.64

.3023 .2012E+06 .8989 1165. 1.327 287.3

ТГ=1336.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 751.2

242.3 242.3 .2153 .1573E-01 3.696 52.16 .2653E-01 .1615

688.4 954.9 751.2 .1604E+07 .1532E+07 .3154E+06 .1044E+06 .1028E+06

.8310 .8990 .4177E+06 .4533E+06 .2423E+06 4.855 3.021 14.67

.3311 .2725E+06 .9008 1190. 1.318 287.3

$T_G^* = 1376.0$   $PK = 16.150$   $SR = .000$   $SR1 = 1.000$   $SR2 = 1.000$   $TCO = 778.0$   
 263.4 263.4 .2115 .1680E-01 3.460 55.72 .2749E-01 .1587  
 688.4 997.9 778.0 .1604E+07 .1532E+07 .3314E+06 .1044E+06 .1028E+06  
 .8310 .8940 .4177E+06 .4528E+06 .2634E+06 4.621 3.176 14.68  
 .3370 .2958E+06 .9012 1198. 1.316 287.4

Таблиця 1.4.5 – Значення ККД турбіни та питомих параметрів ГТД

$T_G^*$	К	1296	1256	1216	1336	1376
$\eta_{TK}^*$	-	0.904	0.909	0.910	0.899	0,894
$N_{e\text{пит}}$	кВт/кг	221,3	200,3	177,6	242,3	263,4
$C_e$	$\frac{кг_T}{кВт * год}$	0,2205	0,2263	0,2358	0,2153	0,2115

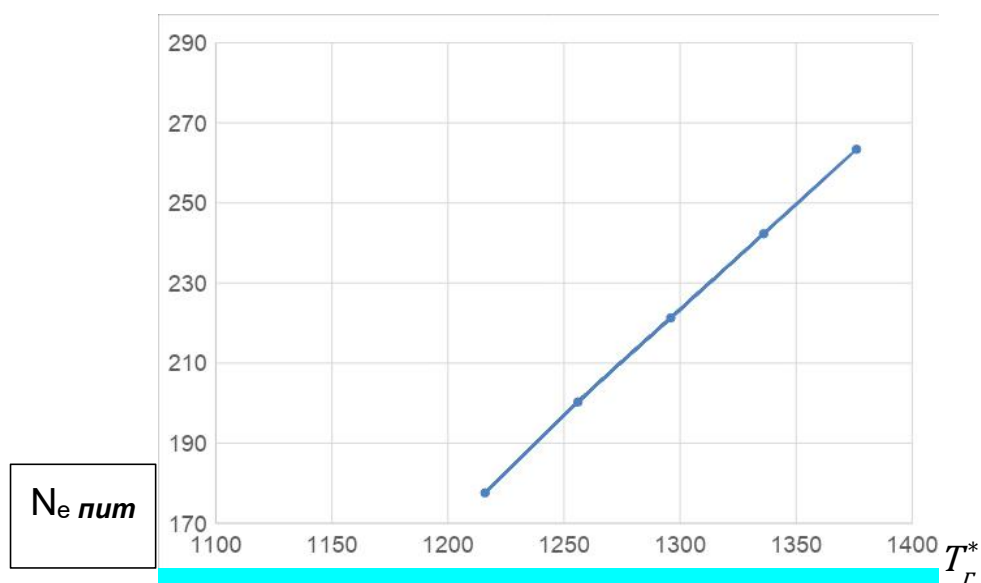


Рисунок 1.4.1-Залежність  $N_{e\text{пит}}$  від  $T_G^*$

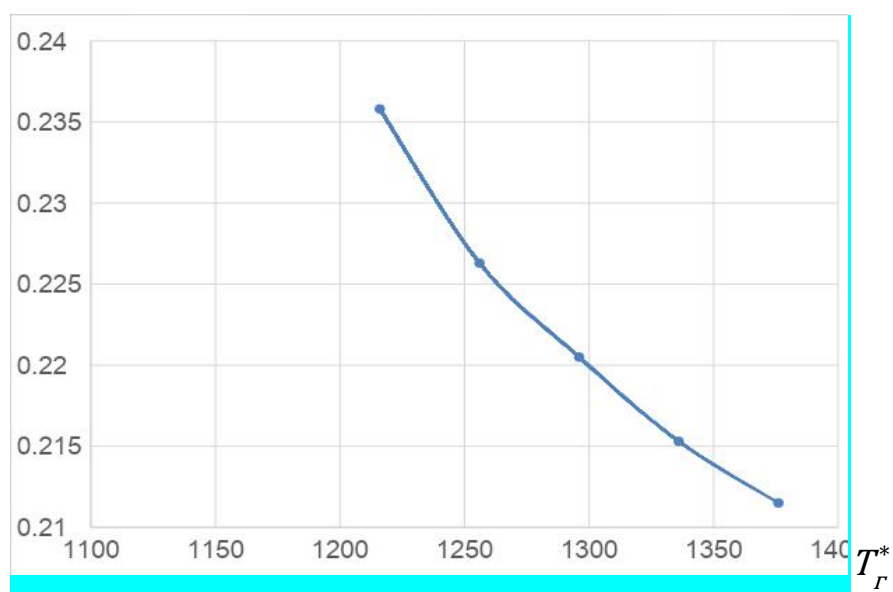
$C_e$ 

Рисунок 1.4.2 -Залежність  $C_e$  від  $T_r^*$

### 1.5. ПРАКТИЧНА РОБОТА 3

Дослідження впливу степені підвищення тиску у компресорі на питомі параметри ГТД

Використовуємо файл вихідних даних сформований у Практичній роботі 1. Всі величини, включаючи  $T_g^*$ , залишаються незмінними,  $n_{T2} = 1$ . Приймаємо  $n_{T3} = 5$  та обираємо 5 значень  $\pi_k^*$ , збільшуючи та зменшуючи вихідне значення на 2 та 3 одиниці. Усього повинно бути 5 значень.

Значення ККД компресора  $\eta_{ks}^*$  залежить від  $\pi_k^*$ . Визначаємо 5 значень (при тих же значеннях  $\eta_{ст}^*$ , що і в Практичній роботі 1) за допомогою рис.1.2. Результати заносимо в таблицю. Значення ККД должно враховувати механічні втрати:  $\eta_k = \eta_{ks}^* \cdot \eta_m$ , сюди ж після закінчення розрахунку записуємо його результати

Таблиця 1.5.1-Значення ККД компресора и питомих параметров ГТД

$\pi_k^*$	-					
$\eta_{ks}^*$	-					
$\eta_k$	-					
$N_e$ пит.	кВт/кг					
$C_e$	$\frac{кг_T}{кВт * год}$					

Заносимо значення  $\pi_K^*$  та  $\eta_K$  в файл вихідних даних. Виконуємо розрахунок, отримуємо значення, заносимо їх в таблицю и будуємо графіки залежностей  $N_{e\text{ пум}} = f(\pi_K^*)$ ,  $C_e = f(\pi_K^*)$ ,

Звіт з Практичної роботи 3 повинен мати :

- 1.Завдання на практичну роботу
- 2.Таблицю 1.5.1 з вихідними даними та результатами розрахунку
- 3.Файл вихідних даних
4. Файл результатів розрахунку
5. Графіки залежностей  $N_{e\text{ пум}} = f(\pi_K^*)$ ,  $C_e = f(\pi_K^*)$ .
- 6.Висновки.

Приклад вихідних даних, файлу результатів розрахунку та графіки представлено у таблицях 1.5.2, 1.5.3, 1.5.4, 1.5.5 та на рисунках 1.5.1, 1.5.2.

Таблиця 1.5.2-Значення ККД компресора

$\pi_K^*$	16.15	15.15	14.15	17.15	18.15
$\eta_{KS}^*$	0.841	0.842	0.844	0.840	0.839
$\eta_K$	0.831	0.832	0.833	0.830	0.829

Таблиця 1.5.3 -Вихідні дані для Практичної роботи 3

01	02	23					
1	1	5	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.079
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	1296.0	1296.0	1296.0	1296.0			



.904	.904	.904	.904	.904
16.150	15.150	14.150	17.150	18.150
.831	.832	.833	.830	.829
.000	.000	.000	.000	.000
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
.5050E+08	17.2			

### Таблиця 1.5.4 –Результати розрахунку в Практичній роботі 3

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 5 1            ДАТА 14. 2.10

TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ: G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 NPD=1.000

TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПTK ПTB ПT

КПД LCB NP CPГ КГ PГ

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.7

221.3 221.3 .2205 .1472E-01 3.950 48.80 .2559E-01 .1643

688.4 912.0 724.7 .1604E+07 .1532E+07 .2991E+06 .1045E+06 .1029E+06

.8310 .9040 .4177E+06 .4538E+06 .2213E+06 5.121 2.863 14.66

.3233 .2494E+06 .9003 1182. 1.321 287.3

ТГ=1296.0 ПК=15.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 734.7

225.1 225.1 .2211 .1501E-01 3.874 49.76 .2595E-01 .1632

675.7 925.1 734.7 .1504E+07 .1437E+07 .3000E+06 .1044E+06 .1029E+06

.8320 .9040 .4038E+06 .4385E+06 .2251E+06 4.789 2.872 13.76

.3225 .2536E+06 .9003 1182. 1.321 287.3  
 ТГ=1296.0 ПК=14.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 745.5  
 228.6 228.6 .2221 .1531E-01 3.797 50.77 .2633E-01 .1620  
 662.2 938.7 745.5 .1405E+07 .1342E+07 .3002E+06 .1044E+06 .1029E+06  
 .8330 .9040 .3892E+06 .4226E+06 .2286E+06 4.470 2.875 12.85  
 .3210 .2575E+06 .9003 1183. 1.321 287.3  
 ТГ=1296.0 ПК=17.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 715.5  
 217.3 217.3 .2203 .1444E-01 4.027 47.87 .2527E-01 .1654  
 700.6 899.5 715.5 .1703E+07 .1626E+07 .2975E+06 .1045E+06 .1029E+06  
 .8300 .9040 .4310E+06 .4684E+06 .2173E+06 5.466 2.848 15.57  
 .3236 .2449E+06 .9003 1181. 1.321 287.3  
 ТГ=1296.0 ПК=18.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 706.9  
 213.0 213.0 .2205 .1417E-01 4.103 46.98 .2496E-01 .1664  
 712.3 887.4 706.9 .1802E+07 .1721E+07 .2954E+06 .1045E+06 .1029E+06  
 .8290 .9040 .4438E+06 .4824E+06 .2130E+06 5.826 2.827 16.47  
 .3233 .2402E+06 .9002 1181. 1.322 287.3

Таблиця 1.5.5-Значення ККД компресора та питомих параметрів ГТД

$\pi_K^*$	-	16.15	15.15	14.15	17.15	18.15
$\eta_{KS}^*$	-	0.841	0.842	0.844	0.840	0.839
$\eta_K$	-	0.831	0.832	0.833	0.830	0.829
$N_{епит}$	кВт/кг	221.3	225.1	228.6	217.3	213.0
$C_e$	$\frac{кг_T}{кВт * год}$	0.2205	0.2211	0.2221	0.2203	0.2205

$N_{e\text{ пит}}$

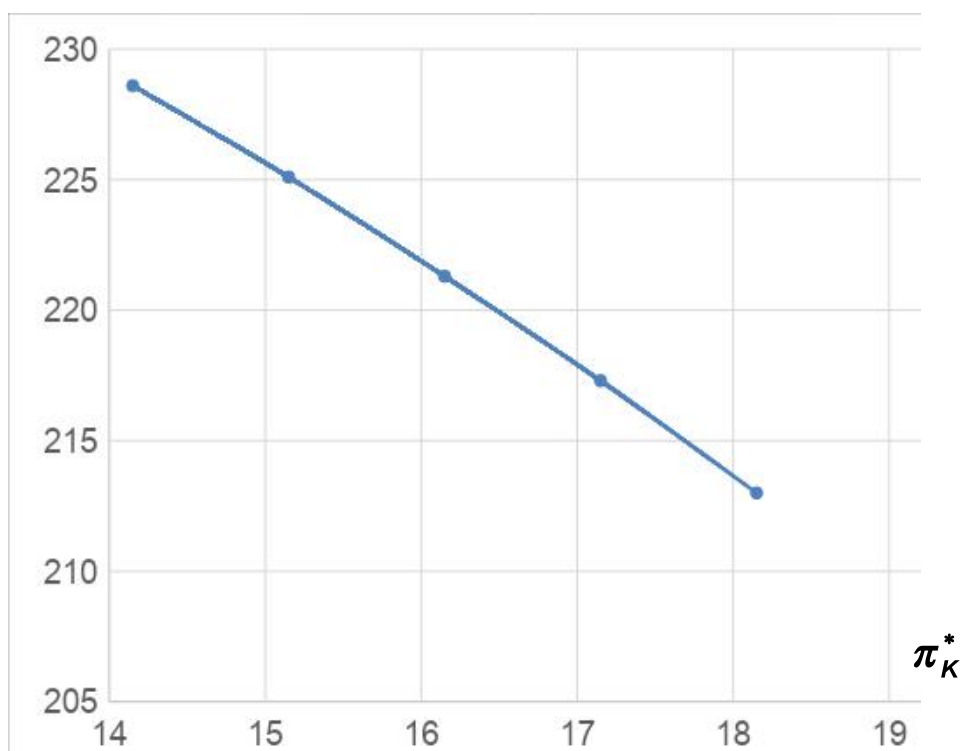


Рисунок 1.5.1 - Залежність  $N_{e\text{ пит}}$  від  $\pi_k^*$

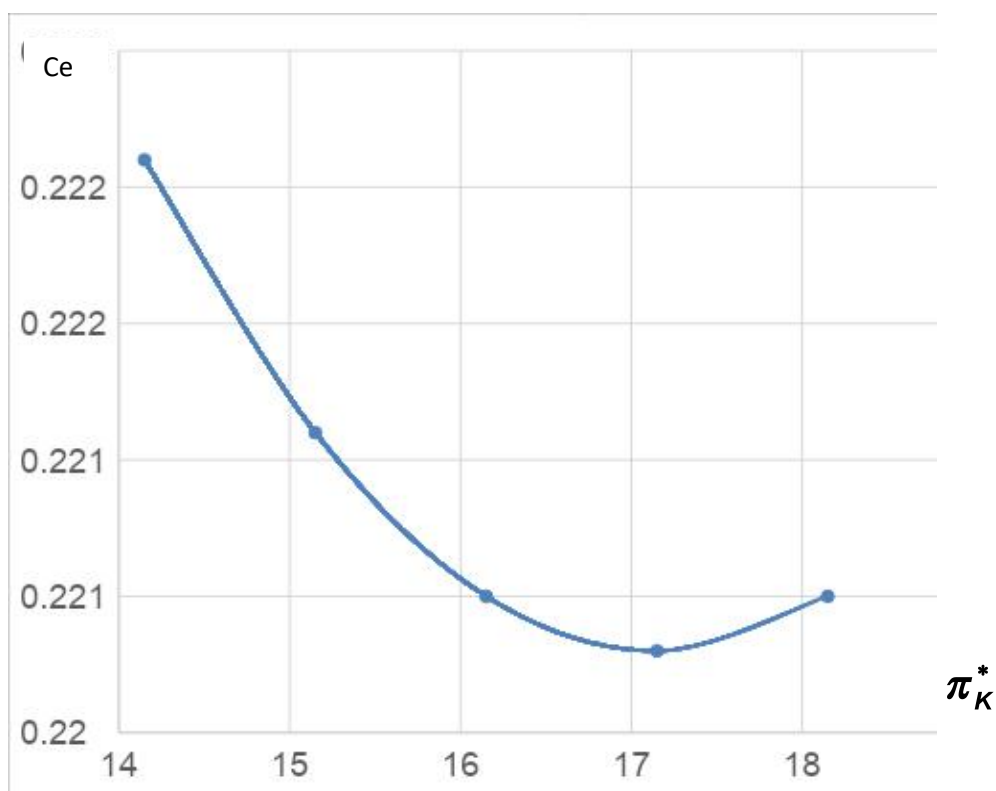


Рисунок 1.5.2 - Залежність  $C_e$  від  $\pi_k^*$

## 1.6. ПРАКТИЧНА РОБОТА 4

**Дослідження впливу витрати повітря, яке відбирається, на параметри ГТД**

Величина  $\Delta \bar{G}_{\text{отб}}$  розраховується як відношення

$$\Delta \bar{G}_{\text{отб}} = \frac{\Delta G_{\text{отб}}}{G_B}$$

Повітря відбирається у перерізі за компресором. У реальному двигуні витрата повітря, яке відбирається, може складати до 20...25% від усієї, яка проходить через двигун. Для того, щоб

визначити, як впливають витрати відібраного повітря на параметри ГТД, проведемо розрахунок.

Файл вихідних даних приймемо відповідним Практичній роботі 1. Задамо 5 значень  $\Delta\bar{G}_{OTB}$  і занесемо їх у таблицю 1.6.1.

Виконаємо послідовно 5 розрахунків, змінюючи лише одне значення  $\Delta\bar{G}_{OTB}$  у файлі вихідних даних.

Проведемо аналіз результатів розрахунку. Занесемо у таблицю 1.6.1.

Таблиця 1.6.1-Значення відносної витрати повітря, яке відбирається, на питомі параметри ГТД

$\Delta\bar{G}_{OTB}$	-	.05	.10	.15	.20
$N_{e\text{ пит}}$	кВт/кг				
$C_e$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} * \text{год}}$				

Зображуємо графіки залежностей  $N_{e\text{уд}} = f(\Delta\bar{G}_{OTB})$  и  $C_e = f(\Delta\bar{G}_{OTB})$ . Формуємо висновки.

Звіт з Практичної роботи 4 повинен мати:

- 1.Завдання на Практичну роботу 4
2. Файли вихідних даних
3. Файли результатів розрахунку.
4. Таблицю 1.6.1

5. Графіки залежностей  $N_{e\text{ ПИТ}} = f(\Delta\bar{G}_{\text{ОТБ}})$ ,  $C_e = f(\Delta\bar{G}_{\text{ОТБ}})$ .

6. Висновки

Приклад вихідних даних, файли результатів розрахунку та графіки представлено у таблицях 1.6.2, 1.6.3, 1.6.4 та на рисунках 1.6.1, 1.6.2.

Таблиця 1.6.2- Вихідні дані для практичної роботи 4,

5 варіантів.

14	02	23					
1	1	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.000
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

14	02	23					
1	1	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.050
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			

.000	.000	.000	.000	.000
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
.5050E+08	17.2			

14	02	23					
1	1	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.100
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

14	02	23					
1	1	1	1				
1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.150
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

14	02	23	
1	1	1	1

1.000	.000	.000	80.000	0.910	1.000	1.000	0.200
0.980	.955	.985	1.000	.985	.985	1.000	1.000
1296.0	.0	.0	.0	.0			
0.904	.000	.000	.000	.000			
16.150	.000	.000	.000	.000			
.831	.000	.000	.000	.000			
.000	.000	.000	.000	.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000			
.5050E+08	17.2						

Таблиця 1.6.3- Результати розрахунків 5 варіантів для практичної роботи 4

при  $\overline{\Delta G_{отб}} = 0$

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1      ДАТА 14. 2.10

TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO=.079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 NPD=1.000

TH=288.15 THO=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПTK ПTB ПT

КПД LCB NP CPГ КГ RГ

CPB KB RB

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.2

257.8 257.8 .2055 .1472E-01 3.950 52.98 .2557E-01 .1644

688.4 942.3 724.2 .1604E+07 .1532E+07 .3494E+06 .1045E+06 .1029E+06



.8310 .9040 .4177E+06 .4179E+06 .2578E+06 4.384 3.344 14.66  
 .3468 .2894E+06 .9018 1182. 1.321 287.3  
 1033. 1.385 287.0

при  $\overline{\Delta G_{отб}} = 0,05$

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1            ДАТА 14. 2.10  
 TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894  
 PИK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829  
 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД  
 ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20  
 H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000  
 SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 NPD=1.000  
 TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0  
 СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT AKC GT FC LC  
 ТК ТТК ТТ РК РГ РТК РТ РС  
 НК NTK LK LTK LTB ПТК ПТВ ПТ  
 КПД LCB NP CPГ КГ РГ  
 CPB KB RB

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.5  
 235.4 235.4 .2138 .1472E-01 3.950 50.33 .2558E-01 .1643  
 688.4 923.7 724.5 .1604E+07 .1532E+07 .3178E+06 .1045E+06 .1029E+06  
 .8310 .9040 .4177E+06 .4399E+06 .2354E+06 4.819 3.042 14.66  
 .3334 .2649E+06 .9009 1182. 1.321 287.3  
 1033. 1.385 287.0

при  $\overline{\Delta G_{отб}} = 0,10$

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1            ДАТА 14. 2.10  
 TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000

TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПTK ПTB ПT

КПД LCB NP CPГ КГ PГ

CPB KB RB

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 724.9

210.5 210.5 .2265 .1472E-01 3.950 47.68 .2560E-01 .1643

688.4 903.0 724.9 .1604E+07 .1532E+07 .2853E+06 .1045E+06 .1029E+06

.8310 .9040 .4177E+06 .4644E+06 .2105E+06 5.368 2.731 14.66

.3147 .2375E+06 .8998 1182. 1.321 287.3

1033. 1.385 287.0

при  $\Delta \bar{G}_{отб} = 0,15$

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1 ДАТА 14. 2.10

TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000

TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПТК ПТВ ПТ

КПД LCB NP CPГ КГ RГ

CPB KB RB

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 725.6

182.4 182.4 .2469 .1472E-01 3.950 45.04 .2562E-01 .1642

688.4 879.9 725.6 .1604E+07 .1532E+07 .2521E+06 .1045E+06 .1029E+06

.8310 .9040 .4177E+06 .4917E+06 .1824E+06 6.076 2.413 14.66

.2888 .2067E+06 .8982 1182. 1.321 287.3

1033. 1.385 287.0

при  $\Delta \bar{G}_{отб} = 0,20$

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1 ДАТА 14. 2.10

TG= 1296. 1256. 1216. 1336. 1376. ANTK= .904 .909 .910 .899 .894

PIK= 16.15 15.15 14.15 17.15 18.15 ANK = .831 .832 .833 .830 .829

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

ВИХІДНІ ДАНІ G= 1.00 DGO= .079 HU= .5050E+08 LO= 17.20

H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .910 ПБВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000

SB= .980 SK= .955 N3= .985 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 NPД=1.000

TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO= 99299. VH= .0

СХЕМА ДРУКУ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC

TK TTK TT PK PГ PTK PT PC

NK NTK LK LTK LTB ПТК ПТВ ПТ

КПД LCB NP CPГ КГ RГ

CPB KB RB

ТГ=1296.0 ПК=16.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 726.4

150.6 150.6 .2814 .1472E-01 3.950 42.39 .2565E-01 .1641

688.4 853.9 726.4 .1604E+07 .1532E+07 .2182E+06 .1045E+06 .1029E+06

.8310 .9040 .4177E+06 .5224E+06 .1506E+06 7.017 2.089 14.66

.2533 .1717E+06 .8956 1182. 1.321 287.3

1033. 1.385 287.0

Таблиця 1.6.1-Значення відносної витрати відібраного повітря  $\Delta\bar{G}_{отб}$  та питомі параметри ГТД

$\Delta\bar{G}_{отб}$	-	.05	.10	.15	.20
$N_{e\text{ ПИТ}}$	кВт/кг	235.4	210.5	182.4	150.6
$C_e$	$\frac{кг_Т}{кВт * ч}$	.2138	.2265	.2469	.2814

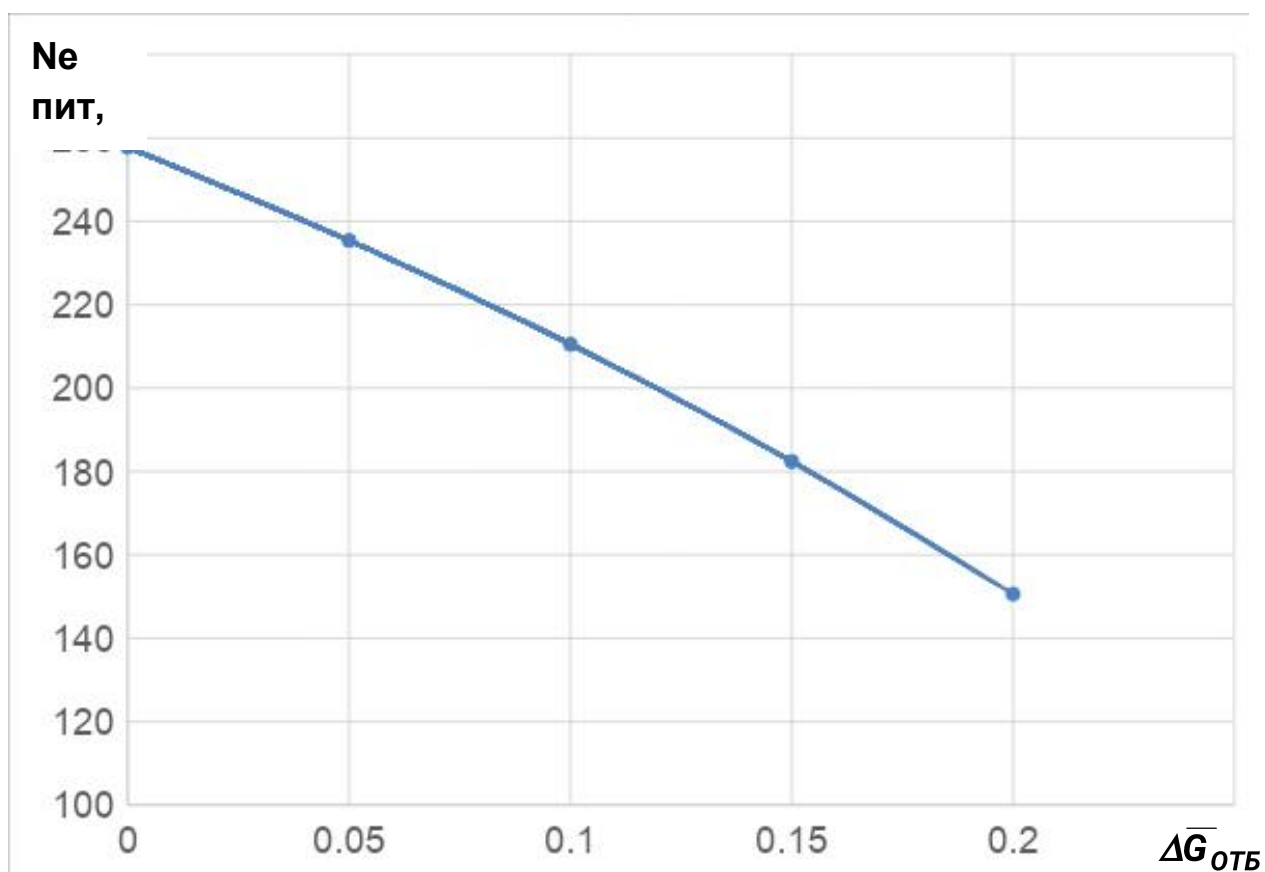


Рисунок 1.5.1 - Залежність  $N_{e\text{ ПИТ}}$  від витрати відібраного повітря

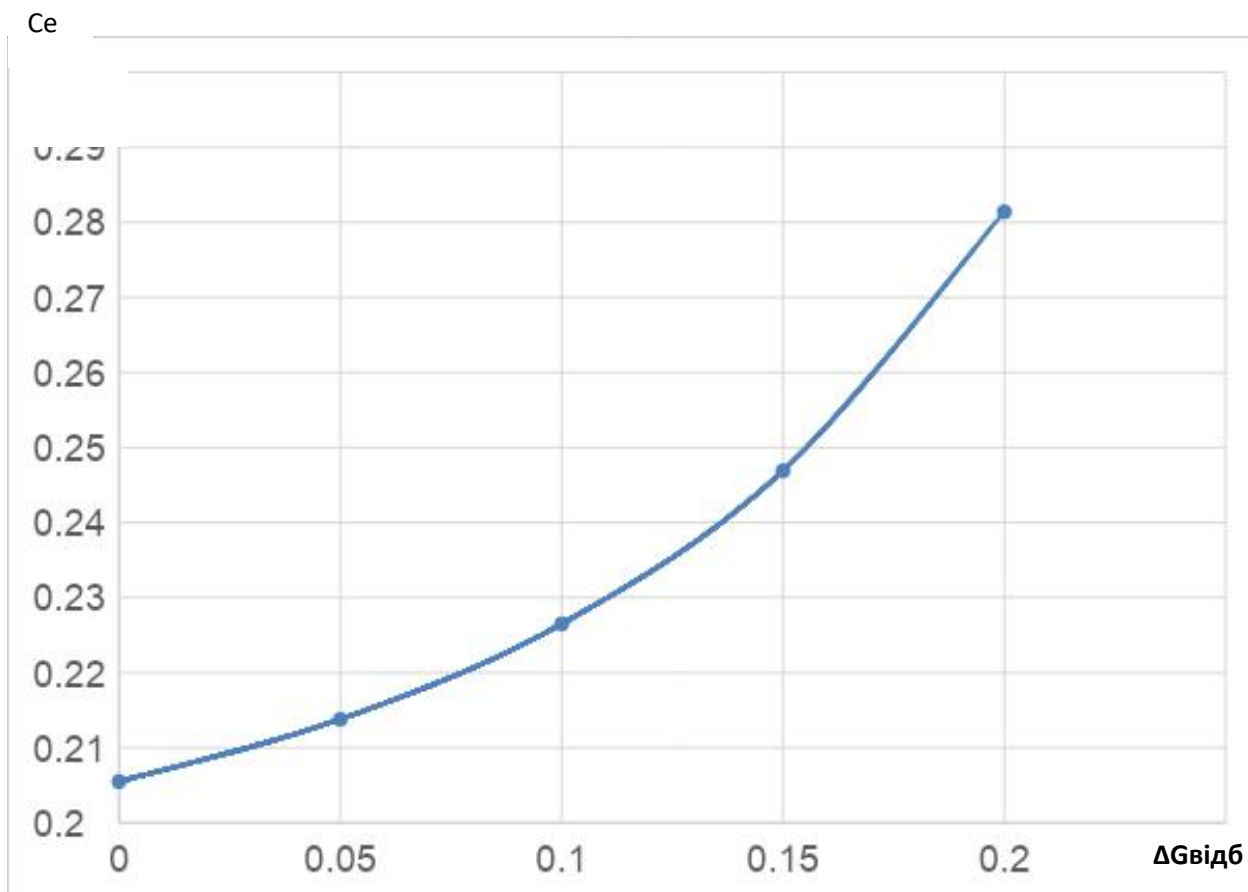


Рисунок 1.5.2-Залежність Ce від витрати повітря, що відбирається

Після завершення першого етапу газодинамічного проектування, проведення термогазодинамічного розрахунку переходять до другого етапу ,формуванню обліку ГТД.

## РОЗДІЛ 2

### 5. ФОРМУВАННЯ ОБЛІКУ ГТД

Формування обліку є одним з найбільш важливих етапів проектування ГТД, від якості якого залежить успішність наступних етапів. Він дозволяє узгодити та оптимізувати геометричні та газодинамічні параметри основних вузлів двигуна, що визначають форму проточної частини у заданих перерізах. [6]

Таким чином, етап формування обліку дозволяє отримати:

- геометричні параметри проточної частини;
- частоти обертання роторів;
- число ступенів лопаткових машин відповідних каскадів;
- газодинамічні навантаження, що припадають у середньому на ступінь компресору та турбіни;
- інші параметри, які необхідні для виконання наступних етапів проектування.

Формування обліку ГТД проводиться після виконання термогазодинамічного розрахунку (Розділ 1) та ґрунтоване на його результатах .

#### 2.1 ПОСЛІДОВНІСТЬ РОЗРАХУНКУ

Основні відомості про процес формування обліку ГТД та технологія його виконання більш детально представлені в роботах [7,8].

На рис. 2.1 наведено схему однокаскадного газогенератора ГТД без камери згорання. Розглянемо спрощену послідовність проведення узгодження компресора та турбіни при формуванні проточної частини.

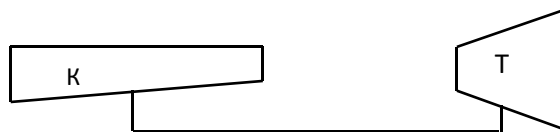


Рисунок 2.1- Схематичне зображення однокаскадного газогенератора

Послідовність виконання операцій у процесі узгодження геометричних та газодинамічних параметрів компресора і турбіни з урахуванням результатів, отриманих у Розділі 1, представлено нижче.

1) На основі обраних значень швидкості течії на вході в РК першого ступеня компресора  $C_\theta$ , його відносного діаметра втулки  $\bar{d}_{1em}$ , а також значення колової швидкості на периферії РК  $U_{1k}$  на вході, для заданої витрати  $G_\theta$  розраховуємо площу прохідного перерізу та діаметрів на вході у компресор  $D_{1K}$ ,  $D_{1em}$  і  $D_{1cp}$  (периферійний, втулковий та середній діаметри, відповідно).

Обирати форму проточної частини компресора, відносний діаметр втулки на вході у компресор бажано відповідно двигуна-прототипа, якщо він відомий. Рекомендований діапазон при завданні швидкості на вході у компресор  $C_\theta = 150-210$  м/с. На виході з нього призначають значення швидкості на 5 – 50 м/с меншим, ніж у вхідному перерізі. У випадку складної форми проточної частини (за відсутності відповідності якійсь з класичних форм, див. п. 2.2), при формуванні обліка треба призначати ту форму, яка є найбільш близькою за зовнішнім виглядом до двигуна-аналога. Повна корекція проточної частини буде проведена у проектувальному розрахунку компресора.

Значення колової швидкості  $U_{1k}$  лежать у достаньому широкому діапазоні (200 – 480 м/с). Від цієї величини залежить частота

обертання ротору та навантаження ступенів. Значення колової швидкості у значній мірі залежить від призначення двигуна. На початку цю величину можна прийняти, спираючись на дані двигуна-прототипу.

2) На основі обраної форми проточної частини компресора та значення швидкості на виході з компресору  $C_K$  знаходять його діаметральні розміри у перерізі К:  $D_{KK}$ ,  $D_{Kcp}$ ,  $D_{Kem}$ , розраховують відносний діаметр втулки на виході з компресору  $\bar{d}_K = \frac{D_{KBT}}{D_{KK}}$ .

3) У відповідності з обраним числом ступенів  $z_K$  у каскаді компресора та за знайденим осередненим значенням колової швидкості на периферії компресора  $U_{Kcp}$  розраховують осереднене значення коефіцієнту витраченого напору, який відображає навантаження на ступінь

$$\bar{H}_{Zcp} = \frac{L_K^*}{z_K^* U_{Kcp}^2}$$

Рекомендований діапазон значень цього коефіцієнту складає 0,20...0,30. В деяких компресорах для досягнення більшого запасу стійкої роботи може бути прийнятним зниження цього коефіцієнту до значення 0,17. Подальше зниження не доцільне, оскільки це призведе до збільшення числа ступенів. Прийняті трохи більші за вказані значення осередненого коефіцієнту витраченого напору по ступенях дає можливість створити компресор з меншою кількістю ступенів.

4) На підставі обраних значень швидкості на вході до турбіни визначають газодинамічну функцію  $q(\lambda_T)$ . Також задається відношення середнього діаметра на виході з робочого колеса останнього ступеню турбіни високого тиску  $D_{cpTBT}$  до зовнішнього діаметру на вході до компресору  $D_{1K}$  за даними, які відповідають двигуну-прототипу  $\frac{D_{cpTBT}}{D_{1K}}$ . Задається швидкість потоку на виході з турбіни високого тиску  $C_{T TBT}$ , яка зазвичай лежить у діапазоні 160 – 200 м/с. [4]



5) На підставі заданої (обраної) форми проточної частини турбіни (см. п. 2.3), числа ступенів  $z_T$ , швидкості течії на виході  $C_T$  твТ розраховують площу та діаметри у перерізі на виході з турбіни (зовнішній, середній, внутрішній). При кількості ступенів у турбіні рівному 2 та більше розраховують значення колової швидкості на середньому діаметрі (на відміну від компресора, де ця швидкість визначається на периферійному діаметрі)  $U_{cpT}$ . Після цього визначають середній коефіцієнт навантаження для турбіни  $\mu_{zcp}$

$$\mu_{zcp} = \frac{L_T^*}{z_T^* U_{cpT}^2}$$

6) Для силової турбіни коефіцієнт навантаження задається сумарним для всіх ступенів. Спираючись на нього, розраховують частоту обертання силової турбіни, якщо ця величина не була вказана у завданні на проектування.

Величина  $\mu_{zcp}$  у випадку охолоджуваної турбіни компресору.

має знаходитися у діапазоні 1,3 – 1,7. [6]

Для багатоступеневої силової турбіни чи турбіни вентилятора середнє значення навантаження ступеня  $\mu_{zcp}$  повинно відповідати діапазону 1,4 – 2,0. [6]

Шляхом коректування заданих кінематичних параметрів та колової швидкості  $u_K$  можна змінювати геометричні параметри компресора і турбіни, а також коефіцієнти навантаження ступенів.

Побудова форми проточної частини ГТД, що проектується, спирається на вибір значної кількості геометричних і кінематичних співвідношень, які використовують для різних типів ГТД.

При наявності перехідних каналів між каскадами компресора проточна частина виконується конфузornoю (яка звужується) та має зростання швидкості, зазвичай у діапазоні 3 – 20 м/с. При наявності перехідних каналів між каскадами турбінами проточна частина виконується диффузornoю (яка розширюється) зі зменшенням швидкості у діапазоні 2 – 20 м/с.

## 2.2 ВИБІР ФОРМИ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ КОМПРЕСОРА

В меридіональному перерізі двигуна визначають три основних форми проточної частини компресора, див. рис. 2.2. При її виборі у процесі узгодження необхідно використовувати рекомендації робіт [ 1,2,6,7 ].

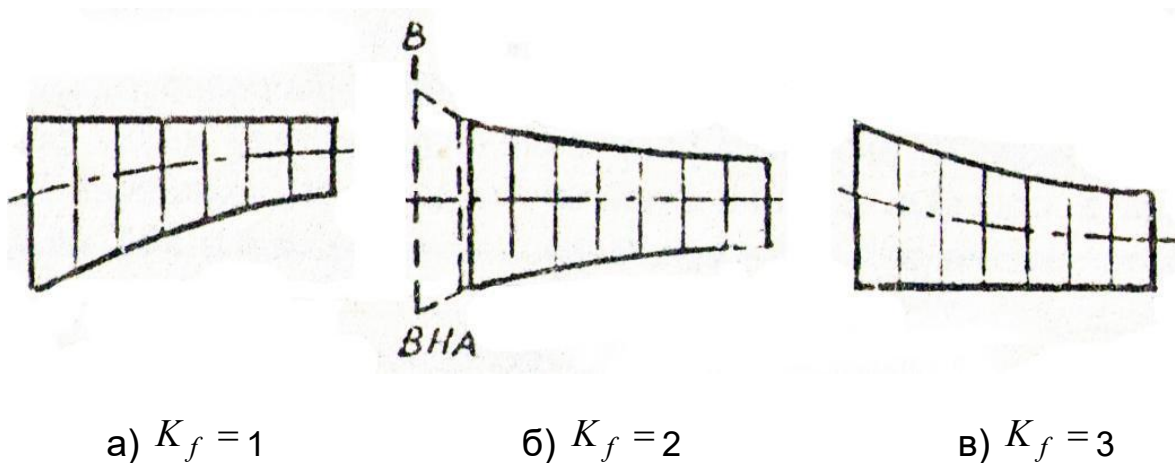


Рисунок 2.2 - Схематичне зображення проточних частин осьового компресора:

а)  $D_K = const$ ; б)  $D_{cp} = const$ ; в)  $D_{em} = const$

Розглянемо переваги та недоліки різних форм проточної частини компресора, зафіксувавши вхідний переріз, та порівняймо компресори з однаковими діаметрами та висотою лопатки у вхідному перерізі, але різними формами проточної частини при однаковій витраті повітря, однаковій роботі, що підводиться, та однаковій частоті обертання ротора.

Компресор з постійним зовнішнім діаметром  $D_K = const$  (рис.2.2а) має постійне значення колової швидкості на периферії  $U_{1K}$ , що дозволяє у зіставленні з іншими проточними частинами отримувати менше значення коефіцієнту витраченої роботи ступенів  $\bar{H}_{zi} = \frac{L_{zi}^*}{U^2}$ . Це є

перевагою даної форми проточної частини, та дозволяє передати потоку задану величину роботи з використанням меншого числа ступенів у порівнянні з іншими формами. Окрім того, при постійному зовнішньому діаметрі спрощується технологія виготовлення корпусу компресора, а також величини радіальних зазорів не залежать від осьових переміщень ротору.

Однак використання даної форми проточної частини при високих значеннях  $\pi_K^*$  призводить до значного зниження висоти лопаток останніх ступенів, підвищення рівня втрат (особливо за рахунок кінцевих ефектів) та зниження ККД.

Тому, прийнято, що значення відносного діаметру втулки у останніх ступенів не має перевищувати  $\bar{d}_K = 0,92$ . Виключеннями можуть бути компресори з великими зовнішніми діаметрами та більшим значенням витрати повітря, у яких лопатка останнього ступеню має більшу висоту. Наприклад, двигун ГТД-110, у якого висота лопатки останнього ступеня більше за 0,1 м, а відносний діаметр втулки на виході з компресору близький до 0,93.

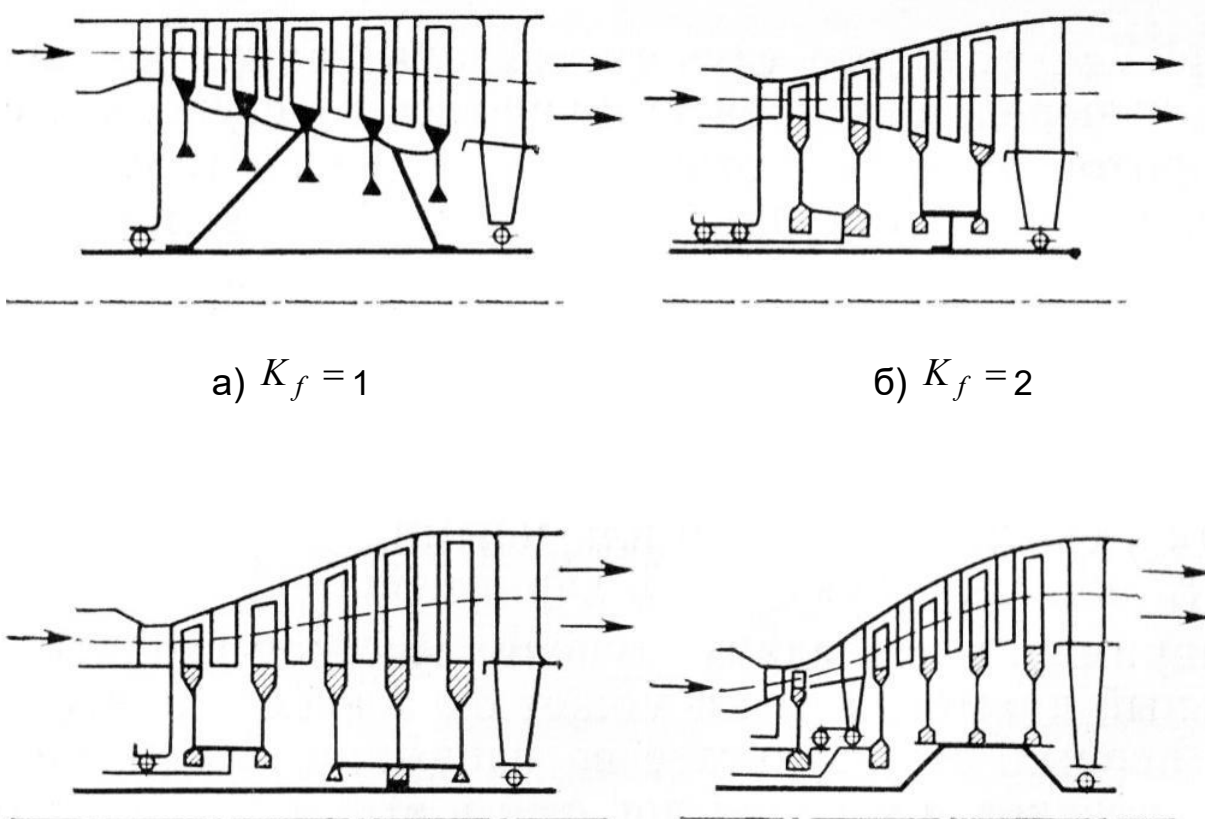
При виконанні проточної частини компресора з постійним втулковим діаметром  $D_{em} = const$  (рис. 2.2в) висота лопаток останніх ступенів може бути більшою при рівних умовах у порівнянні з проточною частиною, у якої  $D_K = const$ . Перевагою даної форми проточної частини може бути технологічність виробництва ротора компресора. Крім того, таку форму проточної частини іноді використовують для розташування над нею будь-яких елементів двигуна, незначно збільшуючих максимальний діаметральний переріз двигуна.

Зокрема, у більшості двигунів, спроектованих у НВО “Зоря-Машпроект”, над частиною КВТ, виконаного за формою  $D_{em} = const$ , розташована камера згоряння, що дозволяє зменшити довжину машини та валів газогенератора, виконавши їх більш стійкими до прогибів. [8]

Форма проточної частини, яка має  $D_{cp} = const$ , є проміжною між розглянутими вище двома формами. Її недоліком є менша технологічність. Перевагою її є нерізка зміна втулкового та зовнішнього діаметрів вздовж проточної частини, що забезпечує більш рівномірний безвідливний рух потоку у областях у кінців лопаток.

### 2.3 ВИБІР ФОРМИ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБИНИ

Форми проточної частини, наведені на рис. 2.3, є класичними та найбільш розповсюдженими.



в)  $K_f = 3$  г)

Рисунок 2.3 – Схематичне зображення форми меридіональних обводів проточної частини багатоступеневих турбін:

а)  $D_K = const$ ; б)  $D_{cp} = const$ ; в)  $D_{em} = const$ ; г)  $D_K \uparrow, D_{em} \uparrow$

Форми проточних частин, що мають постійний зовнішній діаметр (рис. 2.3а) та зростаючі зовнішній та втулковий діаметри (рис. 2.3г), тобто зростаючий вздовж проточної частини  $D_{cp}$ , а відповідно, і колову швидкість на середньому радіусі  $u_{cp}$ , дозволяють зменшити коефіцієнт завантаження ступеня

$$\mu_{cm} = \frac{L_{cm}^*}{u_{cp}^2}.$$

Проточні частини, які показані на рис. 2.3 а та 2.3 в, мають деякі переваги у технології виготовлення. Однак ці ж форми мають найбільшу схильність до відриву потоку від торцевих поверхонь у силу більших односторонніх кутів розкриття проточних частин. У випадку  $D_{cp} = const$  вірогідність такого відриву від обмежуючих поток у меридіональній площині стінок зменшується.

Слід зазначити, що більшість турбін та компресорів за формою проточної частини не відповідають повністю класичним формам з постійними середнім, втулковим чи периферійним діаметрами.

Наприклад, на рисунку 2.3 г показано турбіну, у якій і зовнішній, і втулковий діаметри зростають вздовж проточної частини, але менш змінюється за величиною втулковий діаметр. Для такого варіанту турбіни приймаємо для розрахунку форму з  $K_f = 3$ . [3]

## 2.4 ПРАКТИЧНА РОБОТА 6

## **Узгодження параметрів турбокомпресора турбовального ГТД**

**Мета роботи:** ознайомлення та отримання навичок роботи з методикою формування обліку та узгодження параметрів турбовального ГТД (ТВаД) і відповідним пакетом програм, а також проведення розрахунку.

### **2.4.1 Технологія проведення розрахунку узгодження параметрів газогенератору ТВаД**

Формування обліку ГТД виконується звичайно з використанням великого числа послідовних наближень. В процесі навчання при виконанні розрахунку можна спиратися на наявні двигуни-прототипи, що дозволить скоротити час проведення роботи.

Розрахунок має виконуватися на комп'ютері у тій же папці, де був виконаний термогазодинамічний розрахунок двигуна, що проектується. Попередньо треба повторити термогазодинамічний розрахунок для автоматичного заповнення файлу вихідних даних програми формування обліку ГТД. Після цього, поки не буде занесено новий варіант термогазодинамічного розрахунку двигуна у цю ж папку, файл вихідних даних для формування обліку залишиться незмінним.

У якості прикладу розглянемо турбовальний ГТД з двовальним газогенератором. Його схему представлено на рис.2. 4.

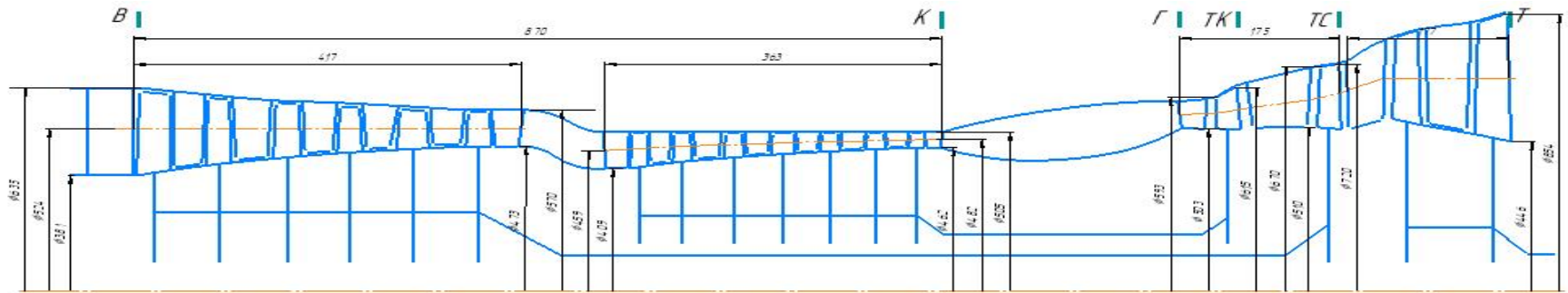


Рисунок 2.4- Схематичне зображення ТВаД з двовальним газогенератором





Таблиця 2.2 – Кінематичні параметри КВТ и ТВТ

$C_{BKBT}$	$C_{KKBT}$	$U_{KKBT}$		$q(\lambda_T)_T$ BT	$C_{TBT}$
м/с	м/с	м/с		–	м\с

$K_{f\ KBT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини КВТ, в програмі **kfko**,

$z_{KBT}$  – число осьових ступенів КВТ, в програмі означений як  $Zok$ ,

$D_{K0}$ ,  $D_{em0}$  – зовнішній та втулковий діаметри на вході до КВТ, в програмі визначаються  $Dko$  та  $Dvto$ , відповідно,

$$\bar{d}_0 = \frac{D_{em0}}{D_{K0}} \text{ – відносний діаметр втулки на вході до КВТ,}$$

$D1вцк$  – зовнішній діаметр на вході до ВЦК,

$Dкко$  – зовнішній діаметр на виході з осьової частини компресора,

$D2$  – зовнішній діаметр робочого колеса ВЦК,

$D2/ Dко$  – співвідношення діаметрів зовнішнього робочого колеса ВЦК та зовнішнього діаметра на вході до осьової частини КВТ,

$D4$  – діаметр на виході із ВЦК за направляючим апаратом,

$D4/D2$  – відношення діаметрів на виході із ступеня ВЦК та виході з робочого колеса ВЦК,

$D_{KTBT}$ ,  $D_{emTBT}$  – зовнішній та втулковий діаметри на виході з ТВТ,

$$D_{cp\ TBT} = \frac{D_{K\ TBT} + D_{em\ TBT}}{2} - \text{середній діаметр на виході з ТВТ};$$

$\frac{D_{cp\ TBT}}{D_{K0}}$  – відношення середнього на виході з ТВТ до зовнішнього діаметра на вході до КВТ, в програмі позначаються як  $D_{сртвд} \backslash D_{ко}$ , відповідно

$z_{TBT}$  – число ступенів ТВТ, в програмі позначається як  $Z_{твд}$ ;

$C_{B0}$ ,  $C_{K0}$  – осьові швидкості течії на вході та виході з КВТ, позначаються у програмі як  $C_{во}$  і  $C_{ко}$ , відповідно,

$C_{вс}$  – швидкість на вході у ВЦК, при його відсутності значення задається рівним  $C_{ко}$ ,

$C_{к}$  – швидкість течії на виході з компресору, при відсутності ВЦК задається рівною  $C_{ко}$ ,

$U_{KBT}$  – колова швидкість на периферії на вході до 1 РК КВТ, в програмі позначається як  $U_{квд}$ ,

$K_{f\ TBT}$  – коефіцієнт, визначаючий форму проточної частини ТВТ, в програмі позначається як  $k_{ф\ твд}$ ,

$q(\lambda_{\Gamma})$  – газодинамічна функція, яка визначає витрату на вході у ТВТ, у програмі позначається як  $q(l_{\Gamma})$ ,

$C_{T\ TBT}$  – осьова складова швидкості на виході з ТВТ, у програмі позначається як  $C_{т\ твд}$ .

### **Каскад низького тиску**

Таблиця 2.3 – Геометричні параметри КНТ и ТНТ

$K_{f\ KHT}$	$D_{K\epsilon}$	$D_{\epsilon m\epsilon}$	$\bar{d}_{\epsilon\ KHT}$	$z_{KHT}$		$K_{f\ THT}$	$D_{K\ THT}$	$D_{\epsilon m\ THT}$	$D_{cp\ THT}$	$\frac{D_{cp\ THT}}{D_{K\epsilon}}$	$z_{THT}$
-	мм	мм	Розрахунок	-		-	мм	мм	Мм	Розрахунок	-

Таблиця 2.4 – Кінематичні параметри КНТ и ТНТ

$C_{BKHT}$	$C_{KKHT}$	$U_{KHT}$	$C_{\Gamma\ THT}$	$C_{T\ THT}$	$\sigma_{BH}$
м/с	м/с	м/с	м/с	м/с	-

$K_{f\ KHT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини КНТ, в програмі позначається як kfkнд

$z_{KHT}$  – число ступенів КНТ, в програмі позначається як Zок,

$D_{K\epsilon}$ ,  $D_{\epsilon m\epsilon}$  – зовнішній та внутрішній діаметри на вході у КНТ, в програмі позначаються як Dк та Dвткнд, відповідно,

$$\bar{d}_{\epsilon} = \frac{D_{\epsilon m\epsilon}}{D_{K\epsilon}} \text{ – відносний діаметр втулки на вході у КНТ,}$$

$K_{f\ THT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини турбіни низького тиску, в програмі позначається як kftнд;

$z_{THT}$  – число ступенів ТНТ, в програмі позначається як Zтнд,

$D_{K\ THT}$ ,  $D_{\epsilon m\ THT}$  – зовнішній та втулковий діаметри виході з ТНТ,

$$D_{cpTHT} = \frac{D_{KTHT} + D_{emTHT}}{2} \text{ – середній діаметр на виході з ТНТ,}$$

$$\frac{D_{cpTHT}}{D_{K\epsilon}} \text{ – відношення середнього діаметра на виході з ТНТ до}$$

зовнішнього діаметра на вході у КНТ, в програмі визначаються як  $D_{сртнд}$  и  $D_K$ , відповідно;

$C_{BKHT}$  ,  $C_{KKHT}$  – осьові швидкості на вході та виході з КНТ, позначаються  $C_B$  та  $C_{Kкнд}$ , відповідно;

$U_{KHT}$  – колова швидкість на периферії 1 РК на вході у КНТ, позначається у програмі як  $U_K$ ;

$C_{ГТНТ}$  ,  $C_{ТТНТ}$  – осьові швидкості на вході та виході з ТНТ, в програмі позначаються  $C_{гнд}$  и  $C_{тнд}$ ;

$\sigma$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між ТВТ і ТНТ, в програмі позначається  $\sigma_{пвн}$ .

### Силовая турбина

Таблица 2.5 – Геометричні параметри ТС

$K_{fTC}$	$z_{TC}$	$D_{cpTC}$	$D_K$	$\frac{D_{cpTC}}{D_K}$	$z_{TC}$
–	–	мм	мм	Розрахунок	
				-	

Таблица 2.6 – Газодинамічні параметри ТС

$\mu_{z_{TC}}$	$C_{Г_{TC}}$	$C_T$	$\sigma_{TH_{TC}}$
–	м/с	м/с	–

Вище використані наступні позначення.

$K_{f_{TC}}$  – цілочисельний ідентифікатор форми проточної частини ТС, в програмі позначається kftc;

$z_{TC}$  – число ступенів силової турбіни, в програмі позначається як Ztc;

$D_{cp_{TC}}/D_K$  – відношення середнього діаметра вільної турбіни на виході з останнього ступеня, до зовнішнього діаметра КНТ на вході, в програмі позначається Dсртс/Dк;

$\mu_{z_{TC}}$  – сумарне осереднене значення коефіцієнту навантаження вільної турбіни,  $\mu_{z_{TC}} = L_{TC}/u_{cp_{TC}}^2$ , в програмі позначається як Mztc,

$C_{Г_{TC}}$ ,  $C_T$  – осьові швидкості на вході та виході з вільної турбіни, в програмі позначаються Cгтс та Ст, відповідно;

$\sigma_{TH_{TC}}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі від ТНТ до вільної турбіни, в програмі позначаються Sртнс. Інші параметри, які необхідні для проведення діалогу, заносимо до таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Параметри ГТД

$N_e$	$L_{КНТ}/L_K$	$\eta_{КНТ}$	$\sigma_{НДВТ}$
кВт	–	–	–

--	--	--	--

$N_e$  – потужність (кВт);

$L_{КНТ}/L_K$  – відношення роботи КНТ до сумарної роботи обох каскадів компресора;

$\eta_{КНТ}$  – КПД КНТ;

$\sigma_{НДВТ}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між КНТ та КВТ.

Значення геометричних параметрів можуть бути отримані, спираючись на креслення двигуна-прототипу, інші параметри обирають з наведених нижче рекомендованих діапазонів для турбовальних двокаскадних ГТД.

### 2.4.3 Рекомендовані діапазони значень вихідних даних

За допомогою наведених нижче даних контролюємо, чи вірно були обрані або розраховані вихідні дані.

#### Каскад низького тиску

1)  $L_{КНТ}/L_K$  – 0,3...0,48, частіше 0,35...0,45, в програмі позначається  $L_{кнд}/L_k$ ;

2)  $\eta_{КНТ}^*$  – 0,85...0,885, в програмі позначається як ККДкнд. Далі ККД компресорів уточнюється з урахуванням того, що різниця між ККД компресорів низького та високого тиску  $\eta_{КНТ}^* - \eta_{КВТ}^* = 0,5...2 \%$ , і кожне зі значень ККД ( $\eta_{КНТ}^*$  та  $\eta_{КВТ}^*$ ) не перевищує 0,885.

3)  $\sigma_{HB}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між КНТ і КВТ. Діапазон зміни даної величини складає 0,96...1,0, в програмі позначається як  $S_{HB}$ .

### Каскад високого тиску

4) Відношення роботи осьової частини КВТ до роботи усього компресора  $\frac{L_{OK}^*}{L_{KBT}^*}$  визначає, яка частина роботи КВТ передається потоку у його осьовій частині, інша частина роботи передається у відцентровому компресорі (ВЦК), якщо він є. За наявності у конструкції відцентрового або осьовідцентрового компресора значення цього відношення може бути в діапазоні 0...0,99. За відсутності ВЦК у КВТ значення цього коефіцієнту прирівнюється до 1,0. В програмі позначається як  $L_{OK}/L_{KBT}$ .

5) ККД осьової частини осьовідцентрового компресора у програмі позначається ККДок\*. (при відсутності ВЦК він дорівнює 1,0).

6)  $\sigma_{ПК}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між осьовою та відцентровою частиною компресору. В програмі позначається як  $S_{ПК}$ . Діапазон рекомендованих значень складає 0,97...1,0. При відсутності даного перехідника чи відсутності ВЦК –  $S_{ПК} = 1,0$ .

7) Для ГТУ значення  $U_{кКВТ}$  складає 320...420 м/с, іноді до 450 м/с, допускається розбіжність за частотою обертання від прототипу до 10 %.

8) Форму проточної частини і число ступенів приймають у відповідності до прототипу.

9) Для ГТУ значення швидкості течії на вході до КВТ складає 160...190 м/с.

10) Швидкість потоку на виході з КВТ зазвичай має значення 120...160 м/с.

11) Для ГТУ швидкість потоку на виході з КНТ має бути меншою за швидкість на вході до КВТ на 5...15 %.

### **Аналіз результатів розрахунку на відповідність заданим діапазонам значень**

Для КВТ коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_z = 0,2...0,3$ ,

для останнього ступеню  $\bar{d}_{em} = 0,92$ ,

$q(\lambda_r)$  газодинамічна функція витрати на вході до ТВТ, що визначає висоту лопатки повинна мати значення 0,26...0,34.

**Для ТВТ повинно дотримуватися  $0,065 \leq \frac{h}{D_{cpr}} \leq 0,32$**

12)  $D_{cprTVT} / D_{KBV}$  – за даними прототипу або в діапазоні 0,96...1,3.

13)  $\mu_z$  ступеня турбіни дорівнює 1,35...1,8 (краще 1,45...1,6).

14) Для ГТУ  $C_{TVT}$  – швидкість потоку на виході з ТВТ складає 170...190 м/с (ця величина призначена для коректного завдання швидкості на вході до ТНТ).

### **Каскад низького тиску**

15)  $\bar{d}_{emKHT} = \frac{D_{втKHT}}{D_{кKHT}}$  – відносний діаметр на вході у КНТ приймаємо у відповідності з прототипом.

16) Для ГТУ  $C_{вKHT}$  – осьова швидкість на вході у КНТ – 160...200 м/с (частіше 170...190 м/с).



17)  $z_{cm}$  и  $K_f$  – число ступенів та форму проточної частини, обирають у відповідності з протипом.

18) Для ГТУ  $C_{K_{KHT}}$  – осьова швидкість на виході з КНТ – 150...180 м/с, ця величина повинна бути меншою ніж швидкість на вході до КНТ та швидкість на вході до КВТ.

19) Для ГТУ  $U_{K_{KHT}} = 280...380$  м/с (розбіжність з частотою обертання КНТ прототипу не має бути більшою за 10 %).

У випадку наявності відхилення значень цих параметрів від рекомендацій по діаметрах та за частотами обертання, треба змінити відношення  $L_{KHT}/L_K$ .

20)  $D_{cp_{THT}}/D_{B_{KHT}}$  – приймають у відповідності з прототипом, зазвичай у діапазоні 0,8...1,1.

21)  $C_{Г_{THT}} = C_{Г_{ТВТ}}$  – у випадку відсутності перехідного каналу між ТВТ і ТНТ. За наявності перехідного каналу швидкість на вході до ТНТ  $C_{Г_{THT}}$  знижують на 5...20 %, при цьому можна урахувати співвідношення площин на вході та виході з каналу, зазвичай ця величина знаходиться у діапазоні 160-190 м/с.

22)  $\mu_{Z_{THT}}$  – коефіцієнт навантаження ступеня ТНТ дорівнює 1,3...1,8, зазвичай, він нижче, ніж у ТВТ.

23)  $C_{THT}$  – швидкість потоку на виході з ТНТ складає 170...200 м/с, частіше 180...190 м/с.

#### Контролюємо значення:

$$\bar{H}_{z_{KHT}} = 0,2...0,28 \text{ (для ГТД «Івченко-Прогрес»)}$$

$$\bar{H}_{z_{KHT}} = 0,17...0,25 \text{ (для ГТД «Зоря-Машпроект»)}$$

$$\text{для ТНТ } 0,065 \quad h/D_{cp} \quad 0,32$$

## Силова турбіна

$D_{cpTC} / D_K$  – беруть відповідно до прототипу, у випадку відсутності перехідного каналу між ТНТ та ТС це значення приймають рівним  $D_{cpTHT} / D_K$ .

$\mu_Z$  – сумарне значення для всіх ступенів, в середньому на одну ступінь має бути  $\mu_{Zcm} = 1,4 \dots 2,0$  (бажано  $\mu_{Zcm} = 1,8$ ).

$C_{ГТС}$  – для ГТУ швидкість на вході до ТС приймається у діапазоні 170...190 м/с;

$C_{ТС}$  – для ГТУ швидкість на виході з ТС знаходиться в дапазоні 180...210 м/с.

За відсутності перехідного каналу між ТС та ТНТ швидкості на вході у силову турбіну та на виході з ТНТ рівні  $C_{ГТС} = C_{THT}$ .

За наявності перехідного каналу зменшення швидкості у ньому може дорівнювати 50 м/с, хоча рекомендоване зниження швидкості складає 5...15 м/с.

Слід зауважити, що всі середні діаметри турбін для даного розрахунку беруть у перерізі на виході з відповідних турбін.

**Контролюємо значення для вільної турбіни:**  $h/D_{cp} = 0,32$ .

Програма має графічний супровід, який дозволяє отримувати схему двигуна.

### 2.4.4 Приклад виконання формування обліку ТВаД

Розрахунок проводимо з використанням результатів, отриманих у Практичній роботі 1.

В якості прототипу прийнято двигун АИ-336-1/2-6,3.

На його основі необхідно спроектувати двигун потужністю 7МВт.

В таблиці 2.8 представлено результати виконаного раніше термогазодинамічного розрахунку.

Таблиця 2.8 – Результати термогазодинамічного розрахунку ГТД

```

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1          ДАТА 01. 2.20
TG= 1296. 0000. 0000. 0000. 0000. ANTK= .904 .000 .000 .000 .000
PIK= 16.15 00.00 00.00 00.00 00.00 ANK = .831 .000 .000 .000 .000
ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД
ВИХІДНІ ДАНІ:  G= 1.00  DGO=.079  HU= .5050E+08  LO= 17.20
H= .00  MN=.000  CC= 80.0  NTB=.910  ПВВ=1.000  ТВВ=1.000  NB=1.000
SB= .980  SK= .955  NG= .985  SPT=1.000  SPH= .985  NM= .985  НРД=1.000
TH=288.15  THO=288.15  ТВО=288.15  PH=101325.  PHO=101325.  PBO= 99299.  VH= .0
СХЕМА ДРУКУ:  NEY  NE  CE  QT  АКС  GT  FC  LC
              ТК  ТТК  ТТ  РК  РГ  РТК  РТ  РС
              НК  NTK  LK  LTK  LTB  ПТК  ПТВ  ПТ
              КПД  LCB  NP  СРГ  КГ  RГ
              СРВ  KB  RB
ТГ=1296.0  ПК=16.150  SR= .000  SR1=1.000  SR2=1.000  TCO= 724.7
221.3  221.3  .2205  .1472E-01  3.950  48.80  .2559E-01  .1643
688.4  912.0  724.7  .1604E+07  .1532E+07  .2991E+06  .1045E+06  .1029E+06
.8310  .9040  .4177E+06  .4538E+06  .2213E+06  5.121  2.863  14.66
.3233  .2494E+06  .9003  1182.  1.321  287.3
1033.  1.385  287.0

```

Обрані значення та запитання програми:

1) Ввести значення потужності  $N_e$  в кВт:

7000

- |  |                           |
|--|---------------------------|
| 2) Ввести значення Lкнд/Lк, КПДкнд, Sнв  | 0.38 0.87 0.99            |
| 3) Ввести значення Lok/Lквд, КПДок* и Spк  | 1.0 1.0 1.0               |
| 4) Ввести значення kфко, Zок, Dвто/Dко, D1цбк/Dкко<br>D2/Dко, D4/D2  | 1 7 0.792 1.0 1.0 1.0     |
| 5) Ввести значення Cво, Ско, Cвс, Ск, Уквд   | 170. 140. 140. 140. 372.  |
| 6) Ввести значення kфтвд, Zтвд, Dсртвд/Dко,<br>q(lr) и Cттвд   | 3 1 1.17 0.3 180.         |
| 7) Ввести значення kфкнд, Zкнд, Dвткнд/Dк,<br>Cв, Cккнд, Uk  | 2 6 0.615 180. 160 343    |
| 8) Ввести значення kфтнд, Zтнд, Dсртнд/Dк,<br>Cгтнд, Cтнд, Cтпвн   | 3 1 1.03 175 190 0.99     |
| 9) Ввести значення kфтс, Zтс, Dсртс/Dк, Mзтс,<br>Cгтс, Cт и Cтпнс  | 2 2 1.03 2.97 190 200 1.0 |
| 10) Ввести значення відносної довжини переходів від КНТ до КВТ<br>(sp(2)), від ТВТ до ТНТ (sp(3)) і від ТНТ до ТС (sp(4))  | 0.2 0.1 0.                |
| 11) Ввести значення коефіцієнтів Kвкнд та Kвквд, що позначають наявність<br>або відсутність ВНА чи подвоєної решітки СА (якщо ця величина дорівнює 0 -<br>ВНА нема, 1 - ВНА є, 2-є ВНА та подвоєна решітка СА, 3 - нема ВНА, але є<br>подвоєна решітка СА) | 1 2                       |
| 12) Ввести значення коефіцієнта Кохол твд, Кохол тнд и Кохол тс (Кохл =<br>1.25 - охолоджувана, Кохл = 1. - неохолоджувана)  | 1.25 1. 1.                |

Після деяких кроків програма потребує відповідь:

Для продовження розрахунку треба натиснути - 0, якщо натиснути 1 або Enter, програма повернеться на 1 крок назад, 2 та Enter – повернеться на 2 кроки назад, якщо 3 та Enter – на самий початок до

завдання потужності, якщо натиснути 0 та Enter. програма перейде до наступного крока.

Необхідно обрати потрібне значення серед запропонованих програмою коефіцієнтів і виконати дію.

Результати розрахунку представлено в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Формування обліку газогенератору двовального ТВаД  
Формування обліку ГГ та ТС ГТД-2-1 ( КВД - ОК чи ОЦК )

Вихідні дані:

$N_{уд} = 221.3$      $C_e = .2205$      $K_{ПДк} = .8310$      $K_{ПДтк} = .9040$   
 $L_k = 417700.$      $L_{тк}^* = 453760.$      $L_{тс}^* = 221310.$      $K_{ПДтс} = .9100$   
 $C_{рг} = 1181.7$      $K_{г} = 1.3213$      $C_{рв} = 1033.1$      $K_{в} = 1.3847$   
 $N_e = 7000.$      $G_{в} = 31.63$   
 $d_{ов} = .615$      $D_{сртн/Дк} = 1.030$      $D_{сртс/Дк} = 1.030$   
 $d_{ово} = .916$      $D_{1цс/Дкко} = 1.000$      $D_{2цс/Дко} = 1.000$   
                    $D_{4цс/Д2цс} = 1.000$      $D_{сртв/Дко} = 1.170$   
 $L_{кн/Лк} = .380$      $K_{ПДкн}^* = .870$      $S_{ркнв} = .990$   
 $L_{ок/Лкв} = 1.000$      $K_{ПДок}^* = .867$      $S_{ркоц} = 1.000$   
 $M_{зтс} = 2.968$      $S_{ртвн} = .990$      $S_{ртнс} = 1.000$   
 $U_k = 343.0$      $U_{квд} = 372.0$

Результати розрахунку:

\* КНТ \*     $K_{ф} = 2$      $Z_k = 6.$   
 $L_k^* = 157139.$      $\Pi_{ік}^* = 3.897$      $K_{ПД}^* = .8700$      $U_k = 343.0$   
 $D_k = .5887$      $d_{об} = .6150$      $d_{ок} = .8291$      $H_{zc} = .2457$   
                    $n_{нд} = 11127.$   
 \* ОК ВТ \*     $K_{ф} = 1$      $Z_k = 7.$   
 $L_k^* = 256384.$      $\Pi_{ік}^* = 4.186$      $K_{ПД}^* = .8666$      $U_k = 372.0$   
 $D_k = .4774$      $d_{об} = .7920$      $d_{ок} = .9159$      $H_{zc} = .2647$   
                    $n_{вд} = 14881.$   
 \* ТВТ \*     $K_{ф} = 3$      $Z_{т} = 1.$   
 $L_{т}^* = 281331.$      $\Pi_{іт}^* = 2.545$      $K_{ПД}^* = .9040$      $(h/D)_{г} = .0677$   
 $U_{сп} = 429.0$      $M_z = 1.528$      $D_{сп} = .5586$      $(h/D)_{т} = .0943$

Sp = 173.6 Tw\* = 1135.8

\* ТНТ \* Kφ = 3 Zτ = 1.

Lτ\* = 172429. Πit\* = 2.032 КПД\* = .8707 (h/D)r = .0912

Ucp = 345.1 Mz = 1.447 Dcp = .6064 (h/D)τ = .1331

Sp = 158.5 Tw\* = 962.4

\* TC \* Kφ = 2 Zτ = 2.

Lτ\* = 221310. Πit\* = 2.863 КПД\* = .9100 (h/D)r = .1331

Ucp = 273.0 Mz = 2.968 Dcp = .6064 (h/D)τ = .2937

Sp = 219.0 Tw\* = 756.3 nтс = 8600.

Переріз \ Параметр: Т\* : Р\* : С : С/акр : F

: К : Па : м/с : --- : кв.м

В - В	288.	99299.	180.0	.5808	.1693
К КНТ - К КНТ	440.	386999.	160.0	.4177	.0695
В КВТ - В КВТ	440.	383129.	170.0	.4438	.0667
К - К	688.	1603700.	140.0	.2923	.0289
Г - Г	1296.	1531500.	124.8	.1917	.0626
Т ТВТ - Т ТВТ	1058.	601750.	180.0	.3060	.0924
Г ТНТ - Г ТНТ	1058.	595733.	175.0	.2975	.0958
Т ТНТ - Т ТНТ	912.	299070.	190.0	.3479	.1537
Г ТС - Г ТС	912.	299070.	190.0	.3479	.1537
Т - Т	725.	104460.	200.0	.4108	.3393

Дн1 Dcp1 Dвт1 Дн2 Dcp2 Dвт2 Zст

КНТ	.5887	.4887	.3621	.5321	.4887	.4411	6.
ОК ВТ	.4774	.4307	.3781	.4774	.4578	.4373	7.
ТВТ	.5794	.5427	.5059	.6113	.5586	.5059	1.
ТНТ	.6312	.5784	.5257	.6871	.6064	.5257	1.
ТС	.6871	.6064	.5257	.7845	.6064	.4283	2.

Далі запускаємо програму FOGT.exe і отримуємо наступну схему представлену на рис.2.5.

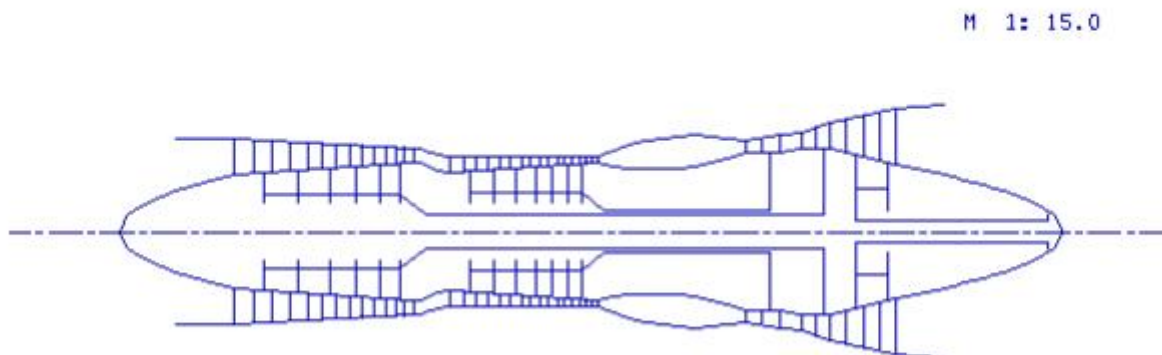


Рисунок 2.5 – Схема проточної частини, отримана в результаті розрахунку двовального ТВаД-2-1

Таким чином, проведений розрахунок дозволив отримати основні геометричні та газодинамічні параметри вузлів проточної частини проектуемого ТВаД, є можливість перейти до наступного етапу проектування.

## 2.5 ОСОБЛИВОСТІ УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТУРБОКОМПРЕСОРУ ДВОКОНТУРНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГУНА

**Мета цього підрозділу:** ознайомлення з методикою формування обліку та узгодження параметрів **двоконтурного турбореактивного двигуна (ТРДД)** та відповідним пакетом програм, придбання навичок проведення розрахунку.

### 2.5.1 Технологія проведення розрахунку узгодження параметрів турбокомпресора ТРДД

Формування обліку ТРДД виконується з використанням досить великого числа послідовних наближень. В процесі навчання можливо спиратися на наявні двигуни-прототипи, що дозволяє значно скоротити процес. Можливо також створення проекту нового двигуна, тоді бажано використовувати відповідні рекомендації по співвідношенням геометричних та термодинамічних параметрів.

Як і у випадку розрахунку ТВаД, цей розрахунок також проводиться у відповідній папці, у якій було виконано термогазодинамічний розрахунок двигуна.

Перед початком розрахунку обліку ТРДД для автоматичного заповнення файлу вихідних даних необхідно повторити його термогазодинамічний розрахунок, який було виконано раніше. Після цього, поки не буде проведено повторно термогазодинамічний розрахунок двигуна у цій же папці, файл вихідних даних для формування обліку залишиться незмінним. У якості прикладу використано трьохвальний ТРДД. Його схема з наведеними геометричними параметрами надана на рис.2.6.



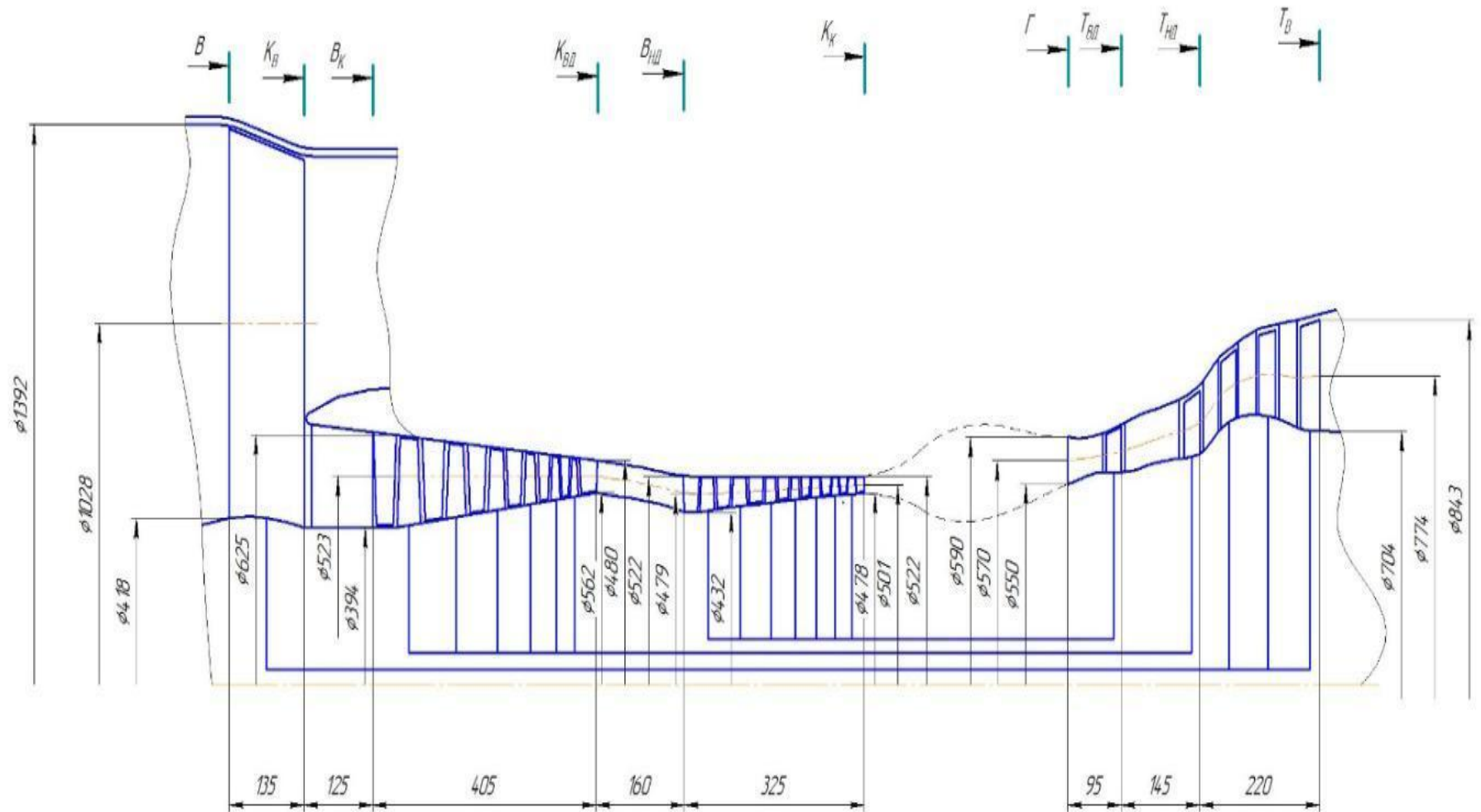


Рисунок 2.6. Схематичне зображення ТРДД з трьохвальним газогенератором

Розрахунок виконується з використанням програми SLRD3 для ТРДД с трьохвальним газогенератором, SLRD2 для ТРДД з двовальним газогенератором, короткий опис яких наведено в [3]. Робота з програмою ведеться у діалоговому режимі.

### 2.5.1 Підготовка вихідних даних

Вихідні дані для розрахунку готуються з використанням геометричних співвідношень двигуна-прототипу, які можна визначити спираючись на повздовжній розріз, наданий у роботі [6].

### Каскад високого тиску

Для виконання розрахунку необхідно підготувати геометричні та газодинамічні співвідношення, які представлено в таблицях 2.10 ...2.16.

Таблиця 2.10 – Геометричні параметри КВТ та ТВТ для двигуна без відцентрового компресора.

$K_{f\text{КВТ}}$	$D_{K0}$	$D_{\text{вм}0}$	$\bar{d}_0$	$z_{\text{КВТ}}$	$K_{f\text{ТВТ}}$	$D_{\text{КТВТ}}$	$D_{\text{вмТВТ}}$	$D_{\text{срТВТ}}$	$\frac{D_{\text{срТВТ}}}{D_{K0}}$	$z_{\text{ТВТ}}$
–	мм	мм	розрахунок	–	–	мм	мм	розрахунок	розрахунок	–
			–					–	–	

Таблиця 2.11 – Кінематичні параметри КВТ и ТВТ

$C_{BKBT}$	$C_{KKBT}$	$U_{KKBT}$	$q(\lambda_{\Gamma})$	$C_{TBT}$
м/с	м/с	м/с	–	

$K_{f\ KBT}$  -коефіцієнт, що визначає форму проточної частини КВТ, в програмі позначається як k<sub>fko</sub>

$z_{KBT}$  – число осьових ступенів КВТ, в програмі позначається як Z<sub>ок</sub>;

$D_{K0}$ ,  $D_{em0}$  – зовнішній та втулковий діаметри на вході у КВТ, в програмі позначаються як D<sub>ко</sub> і D<sub>вто</sub>, відповідно;

$\bar{d}_0 = \frac{D_{em0}}{D_{K0}}$  – відносний діаметр втулки на вході у КВТ;

D<sub>1</sub> вцк – зовнішній діаметр на вході у ВЦК;

D<sub>кко</sub> – зовнішній діаметр на виході з осьової частини компресора;

D<sub>2</sub> – зовнішній діаметр робочого колеса ВЦК;

D<sub>2</sub>/ D<sub>ко</sub> – відношення діаметрів зовнішнього робочого колеса ВЦК та зовнішнього діаметра на вході у осьову частину КВТ

D<sub>4</sub> – діаметр на виході з ВЦК за направляючим апаратом

D<sub>4</sub>/D<sub>2</sub> – відношення діаметрів на виході з ВЦК і на виході з робочого колеса ВЦК;

$D_{KTBT}$ ,  $D_{emTBT}$  – зовнішній та втулковий діаметри виході з ТВТ;

$D_{cpTBT} = \frac{D_{KTBT} + D_{emTBT}}{2}$  – середній діаметр на виході з ТВТ

$\frac{D_{cp\ TBT}}{D_{K0}}$  – відношення середнього діаметра на виході з ТВТ до зовнішнього діаметра на вході у КВТ, у програмі позначаються відповідно як  $D_{сртвд}$  і  $D_{ко}$ ;

$z_{TBT}$  – число ступенів ТВТ, в програмі позначено як  $Z_{твд}$ ;

$C_{B0}, C_{K0}$  – осьові швидкості течії на вході і виході з КВТ, позначаються в програмі як  $C_{во}$  і  $C_{ко}$ , відповідно;

$C_{вс}$  – швидкість потоку на вході у ВЦК, при його відсутності ці значення рівні  $C_{ко}$ ;

$C_{к}$  – швидкість течії на виході з компресора, при відсутності ВЦК задається рівною  $C_{ко}$ ;

$U_{KBT}$  – колова швидкість на периферії 1 РК на вході КВТ, в програмі позначається як  $U_{квд}$ ;

$K_{f\ TBT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини ТВТ, в програмі позначається  $k_{фтвд}$ ;

$q(\lambda_{\Gamma})$  – витратна газодинамічна функція на вході у ТВТ, в програмі позначається як  $q(l_{\Gamma})$ ;

$C_{T\ TBT}$  – осьова складова швидкості на виході з ТВТ, в програмі позначається як  $C_{ттвд}$ .

### **Каскад низького (середнього) тиск**

Таблиця 2.12 – Геометричні параметри КНТ (КСТ) і ТНТ (ТСТ)

,  
!!!!

$K_{f\ KHT}$	$D_{K\epsilon}$	$D_{\epsilon m\epsilon}$	$\bar{d}_{\epsilon\ KHT}$	$z_{KHT}$		$K_{f\ THT}$	$D_{K\ THT}$	$D_{\epsilon m\ THT}$	$D_{cp\ THT}$	$\frac{D_{cp\ \epsilon x\ THT}}{D_{K\epsilon\ KHT}}$	$z_{THT}$
			розрахунок						розрахунок	розрахунок	
			–						–	–	

Таблиця 2.13 – Кінематичні параметри КНТ (КСТ) та ТНТ (ТСТ)

$C_{B\ KHT}$	$C_{K\ KHT}$	$U_{KHT}$	$C_{\Gamma\ THT}$	$C_{T\ THT}$	$\sigma_{BH}$
м/с	м/с	м/с	м/с	м/с	–

$K_{f\ KHT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини КНТ, в програмі позначено  $k_{fкнд}$

$z_{KHT}$  – число ступенів КНТ, в програмі позначено як  $Z_{ок}$ ;

$D_{K\epsilon}$ ,  $D_{\epsilon m\epsilon}$  – зовнішній та втулковий діаметри на вході у КНТ (КСТ), в програмі позначені як  $D_k$  та  $D_{вткнд}$ , відповідно;

$\bar{d}_{\epsilon} = \frac{D_{\epsilon m\epsilon}}{D_{K\epsilon}}$  – відносний діаметр втулки на вході у КНТ (КСТ);

$K_{f\ THT}$  – коефіцієнт, що визначає форму проточної частини турбіни низького (середнього) тиску, в програмі позначається як  $k_{fтнт}$ ;

$z_{THT}$  – число ступенів ТНТ (ТСТ), в програмі позначається  $Z_{тнд}$ ;

$D_{K\ THT}$ ,  $D_{\epsilon m\ THT}$  – зовнішній та втулковий діаметри на виході з ТНТ (ТСТ);



Таблиця 2.15 – Кінематичні параметри КНД (КСД) та ТНД (ТСТ)

$C_{в \text{ вент}}$	$C_{к \text{ вент}}$	$U_{к \text{ вент}}$	$C_{г \text{ т вент}}$	$C_{т \text{ т вент}}$	$\sigma_{т \text{ нв}}$
м/с	м/с	м/с	м/с	м/с	–

Вище використані наступні позначення

$K_{f \text{ вент}}$  – целочисельний коефіцієнт, що визначає форму проточної частини вентилятора, в програмі позначений як  $k_f \text{ вент}$ ;

$Z_{\text{вент}}$  – число ступенів вентилятора, в програмі позначений як  $Z_{\text{вент}}$ ;

$D_{к \text{ вент}}$ ,  $D_{вт \text{ вент}}$  – зовнішній та втулковий діаметри на вході у вентилятор, в програмі позначені як  $D_{к \text{ вент}}$  і  $D_{вт \text{ вент}}$ , відповідно;

$\bar{d}_{вт \text{ вент}} = \frac{D_{вт \text{ вент}}}{D_{к \text{ вент}}}$  – відносний діаметр втулки на вході у вентилятор, в програмі позначається як  $D_{вт \text{ вент}} \setminus D_{к \text{ вент}}$ ;

$C_{в \text{ вент}}$ ,  $C_{к \text{ вент}}$  – осьові швидкості течії на вході та виході з вентилятору, в програмі позначені  $C_{в \text{ вент}}$  і  $C_{к \text{ вент}}$ , відповідно;

$U_{к \text{ вент}}$  – колова швидкість на периферії 1 РК вентилятора, в програмі позначається як  $U_{к \text{ вент}}$ ;

$K_{f \text{ т вент}}$  – целочисельний коефіцієнт, що визначає форму проточної частини турбіни вентилятора, в програмі позначений як  $k_{f \text{ т вент}}$ ;

$Z_{т \text{ вент}}$  – число ступенів турбіни вентилятора, в програмі позначений  $Z_{т вент}$ ;

$D_{ср \text{ т вент}}$  – середній діаметр на виході з турбіни вентилятора, в програмі позначений  $D_{ср \text{ т вент}}$ ;

$\frac{D_{ср \text{ т вент}}}{D_{к \text{ вент}}}$  – відношення середнього діаметра на виході з турбіни вентилятора до зовнішнього діаметра на вході до вентилятора у програмі позначено як  $D_{ср \text{ т вент}} \setminus D_{к \text{ вент}}$ ;

$C_{г\text{т вент}}$ ,  $C_{т\text{т вент}}$  – осьові швидкості на вході та виході з турбіни вентилятора, в програмі позначені як  $C_{г\text{тв}}$  и  $C_{т\text{тв}}$ , відповідно;

$\sigma_{тнв}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між ТНТ и ТВТ, в програмі позначається як  $\sigma_{тпнв}$ .

Інші параметри, які необхідні для проведення діалогу з програмою, заносять до таблиці 2.16.

Таблица 2.16- Параметри ТРДД

$P$	$L_{КНТ}/L_K$	$\eta_{КНТ}$	$\sigma_{НТВТ}$
Н	–	–	–

$P$  – тяга двигуна, в Н;

$L_{КНТ}/L_K$  – відношення роботи КНТ (КСТ) до сумарної роботи обох внутрішніх каскадів компресора;

$\eta_{КНТ}$  – КПД КНТ (КСТ);  $\sigma_{НТВТ}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між КНТ і КВТ

Значення геометричних параметрів, що є вихідними даними, можуть бути отримані, спираючись на креслення двигуна-прототипа, інші параметри обирають з наведених нижче рекомендованих діапазонів для двоконтурних двигунів.

### 2.5.2 Рекомендовані діапазони значень вихідних даних для ТРДД

1)  $L_{КНТ}/L_K$  – відношення приймають рівним 0,3...0,48, частіше 0,35...0,45, в програмі позначене як  $L_{кнд}/L_k$ ;



2)  $\eta_{KHT}^*$  призначають в діапазоні 0,85...0,885, в програмі позначено як КПДкнд\*, далі ККД\* компресора уточнюють з урахуванням, що різниця між ККД компресорів низького і високого тиску  $\eta_{KHT}^* - \eta_{KBT}^* = 0,5...2 \%$ , причому кожне зі значень ККД\* ( $\eta_{KHT}^*$  и  $\eta_{KBT}^*$ ) не перевищує 0,885;

3)  $\sigma_{HB}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між КНТ и КВТ призначають в діапазоні 0,96...1,0, в програмі позначено як Скнв, у випадку відсутності даного каналу  $\sigma_{HB} = 1$ .

### Каскад високого тиску

4) відношення роботи осьової частини КВТ до роботи усього компресора  $\frac{L_{OK}^*}{L_{KBT}^*}$  визначає, яка частина роботи КВТ передається потоку в осьовій його частині, інша частина роботи передається у відцентровому компресорі (ВЦК). При наявності відцентрового чи осьовідцентрового компресора значення цього відношення може бути у діапазоні 0...0,99, за його відсутністю значення цього коефіцієнту дорівнює 1,0, в програмі позначений як Лок/Лквд;

5) ККД осьової частини осьовідцентрового компресора у програмі позначається як КПДок\*, (при відсутності ВЦК він дорівнює 1,0);

6)  $\sigma_{ПК}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між осьовою і відцентровою частиною компресора, в програмі позначається як Спк, діапазон рекомендованих значень складає 0,97...1,0, за відсутністю ВЦК і цього перехідника  $\sigma_{ПК} = 1,0$ ;

7) для ТРДД колова швидкість  $U_{KKBТ}$  дорівнює 320...450 м/с, іноді допускається збільшення цієї швидкості до 500 м/с, дозволене відхилення за частотою обертання вала каскада ВТ від прототипу до 10 %;

8) форму проточної частини і число ступенів компресора приймають у відповідності прототипу;

9) для ТРДД швидкість потоку на вході у КВТ складає 160...200 м/с;

10) значення швидкості на виході з КВТ приймають у діапазоні 120...160 м/с;

11) для ТРДД значення швидкості на виході з КНТ призначають меншим у порівнянні зі швидкістю на вході у КВД на 5...15 %.

12)  $q(\lambda_T)$  – газодинамічна функція витрати за параметрами на

вході до ТВТ, що визначає висоту лопатки ТВТ, знаходиться у діапазоні 0,26...0,34

13)  $D_{cp\,TBT} / D_{KBV}$  приймають у відповідності з прототипом чи у діапазоні 0,96...1,3;

14)  $\mu_Z$  ступеню турбіни за рекомендаціями складає 1,35...1,8 (бажано 1,45...1,7);

15) для ТРДД  $C_{TBT}$  – швидкість на виході з ТВТ обирають у діапазоні 170...200 м/с (ця ж величина використовується для коректного завдання швидкості на вході до ТНТ);

**Контролюємо правильність обраних параметрів за результатами розрахунку:**

коефіцієнт витраченого напору для КВТ повинен знаходитися у діапазоні  $\bar{H}_z = 0,2...0,3$ ,

для останнього ступеня КВТ  $\bar{d}_{sm} = 0,92$ .

для ТВТ значення повинно знаходитися у межах  $0,065 \leq \frac{h}{D_{cp\,T}} \leq 0,30$

**Каскад низького (середнього) тиску**

$$16) \bar{d}_{\text{вм} KHT} = \frac{D_{\text{вм} KHT}}{D_{\kappa KHT}} \text{ – відносний діаметр на вході до КНТ (КСТ)}$$

приймаємо у відповідності з прототипом;

17) для ТРДД  $C_{\text{в} KHT}$  – осьову швидкість на вході до КНТ (КСТ) визначають у діапазоні 160...210 м/с (частіше 170...190 м/с);

18)  $Z_{\text{см}}$  и  $K_{f KHT}$  – обирають у відповідності з прототипом;

19) для ТРДД  $C_{\text{к} KHT}$  – осьову швидкість на виході з КНТ (КСТ) призначають у діапазоні 160...180 м/с, її значення повинно бути меншим ніж значення швидкостей на вході до КНТ (КСТ) та на вході до КВТ;

20) для ТРДД обирають значення  $u_{KHT} = 280...450 \text{ м/с}$  (відхилення від частоти обертання ротору КНТ (КСТ) прототипу не повинно бути більш за 10 %).

21)  $D_{\text{ср} THT} / D_{\text{в} KHT}$  – приймають у відповідності до прототипу, зазвичай у діапазоні 0,8...1,1;

22)  $C_{\Gamma THT} = C_{\Gamma TBT}$  – у випадку відсутності перехідного каналу між ТВТ і ТНТ, за наявності перехідного каналу швидкість на вході у ТНТ  $C_{\Gamma THT}$  знижують на 5...20 % порівняно з Сттвт, при цьому можна врахувати співвідношення площин на вході та виході з цього каналу, зазвичай це значення лежить у діапазоні 160-190 м/с;

23)  $\mu_{Z THT}$  – коефіцієнт навантаження на один ступінь ТНТ знаходиться в діапазоні 1,3...1,8, що зазвичай нижче, чим для ступеня ТВТ;

24)  $C_{THT}$  – швидкість на виході з ТНТ знаходиться у діапазоні 170...200 м/с, частіше 180...190 м/с.

**Контролюємо отримані результати:**

значення коефіцієнту витраченого напору ступеню КНТ  $\bar{H}_{z_{КНТ}} = 0,2...0,28$  (діапазон значень цього коефіцієнту для ступенів КНТ зазвичай нижче ніж для ступенів КВТ),

для турбіни низького тиску перевіряємо відповідність результатів співвідношенню

$$0,035 \quad h/D_{cp} \quad 0,32.$$

У випадку наявності відхилення значень цих параметрів від рекомендацій, а також суттєвих розбіжностей по діаметрах та за частотами обертання від параметрів двигуна-прототипа, треба змінити відношення  $L_{КНТ}/L_K$ .

### Каскад вентилятору

25)  $\bar{d}_{вт\ вент}$  – відносний діаметр втулки на вході до вентилятора обирають у відповідності до прототипу, зазвичай ця величина знаходиться у діапазоні 0,25...0,5;

26) для ТРДД  $C_{в\ вент}$  – осьова швидкість течії на вході до вентилятора знаходиться у діапазоні 170...250 м/с (частіше 180...210 м/с);

27)  $z_{вент}$  и  $K_{f\ вент}$  приймають у відповідності до прототипу;

28) для ТРДД  $C_{к\ вент}$  – осьова швидкість потоку на виході з вентилятора знаходиться у діапазоні 160...200 м/с, її значення має бути меншим за значення швидкості на вході до КНТ (КСТ) або на вході до КВТ при двовальному газогенераторі;

29) для ТРДД колова швидкість кінців лопаток вентилятору  $U_{к\ вент} = 280...450$  м/с (відхилення від частоти обертання вентилятору прототипу не більше за 10 %), у деяких випадках колова швидкість може бути підвищена до 500 м/с.

У випадку, якщо отримано суттєве відхилення від рекомендованих значень за частотою обертання чи навантаженні ступенів слід змінити значення  $U_{вент}$ .

30)  $\frac{D_{cp\ TB}}{D_{KB}}$  – відношення приймають у відповідності до прототипу, це значення лежить у широкому діапазоні, але не більше за 1,0;

31)  $C_{r\ TB} = C_{r\ THT}$  приймають у випадку відсутності перехідного каналу між ТВ і ТНТ, за його наявності швидкість течії на вході до турбіни вентилятора  $C_{r\ TB}$  знижують на 5...20 % порівняно зі швидкістю на виході з ТНТ, при цьому можна урахувати і співвідношення площин на вході і виході з каналу, зазвичай ця величина знаходиться у діапазоні 160...190 м/с;

32)  $\mu_{z\ TB}$  – коефіцієнт навантаження одного ступеню турбіни вентилятора знаходиться у межах 1,3...1,9, іноді вище, але в цих випадках важче досягти осьового напрямку виходу потоку з турбіни;

33)  $C_T$  – швидкість на виході з турбіни вентилятора приймають рівною 180...250 м/с, частіше вона знаходиться у межах 190...220 м/с.

### Контролюємо:

$H_{z\ ВЕНТ} = 0,16...0,28$ , це рекомендований діапазон, але в деяких сучасних ТРДД коефіцієнт витраченої роботи вентиляторів досягає значення 0,32 і більше).

Для турбіни вентилятора це відношення повинно знаходитися у межах

$$0,065 \leq h/D_{cp} \leq 0,32.$$

У випадку, якщо отримано суттєве відхилення від рекомендованих значень за частотою обертання чи навантаженні ступенів слід змінити значення  $U_{ВЕНТ}$ .

Програма має графічний супровід, який дозволяє отримати схему двигуна.

### Приклад виконання термогазодинамічного розрахунку та формування обліку ТРДД, порядок його виконання

Необхідно спроектування двигун тягою 71.000 Н з наступними параметрами:

Степінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_K^* = 20,07$

Температура газів на виході з камери згоряння  $T_r^* = 1457 K$

Степінь двоконтурності  $m=5.5$ .

В якості прототипу обрано двигун Д-36, який має трьохвальний газогенератор. В таблиці 2.17 наведено результати термогазодинамічного розрахунку проектуемого двигуна.

Таблиця 2.17 - Результати термогазодинамічного розрахунку ТРДД

```

ТГДР ТРДД  NT= 1  1  1  1  1          ДАТА  20. 10. 23
ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРДД
ВИХІДНІ ДАНІ:      GB=  1.00  TФ= 1800.  DGO= .080
H=   .00  MH=  .000  NB1= .885  NB2= .880  LBO= .550  NTB= .920  PCO=1.000
SBO= .995  SBK= .990  SK=  .938  S2=  .995  SCM=1.000  SФ= 1.000  SФН=1.000
NG=  .995  NФ= 1.000  NMBД= .985  NMB= .990  FI=  .995  FI2= .995  PCO2=1.000
SB=  .995  TH= 288.15  THO=288.15  PH=101325.  PHO=101325.  PB=100818.  VH=  .0
СХЕМА ДРУКУ :   RY      R      CY      QT      АКС      FK2      RY2      CC2
                  GT      PC2      SC2      LC2      PФН2      PCO2      CPГ      КГ
                  RO      ТКВ1     ТК2      ТК      ТТВД      ТТ      PK2      P2
                  НКВД     НТВД     PKB1     PBВД     PK      PГ      PТВД     PT
                  PiB2     PiB1     PiKBД     LB2      LB1      LKBД     LТВД     LTB
                  ПТВД     ПТВ      ПТО      ПС1      SC1      FK1      RY1      CC1
                  LC1      PCO1     PC1      PC2      FC1      FC2
M= 5.500  TГ=1457.0  ПК1=20.070  ПБ20= 1.620  НК1= .833
281.      281.      .373E-01  .189E-01  3.28      .247E-02  284.      284.
10.5      1.57      .995      .848      .159E+06  .158E+06  .123E+04  1.30
1.00      313.      334.      753.      .106E+04  825.      .160E+06  .159E+06
.842      .874      .131E+06  .130E+06  .202E+07  .190E+07  .377E+06  .118E+06
1.59      1.30      15.6      .465E+05  .256E+05  .446E+06  .493E+06  .284E+06
5.03      3.19      16.1      1.17      .998      .131E-02  266.      266.
.513      .118E+06  .101E+06  .101E+06  .131E-02  .247E-02

```

Необхідно виконати термогазодинамічний розрахунок у тій же папці, де знаходиться програма для формування обліку. Для ТРДД з трьохвальним газогенератором розрахунок виконується з використанням програми SLRD3 для ТРДД.

#### Вибрані значення та запити програми:

- 1) Ввести значення тяги Р в Н: 71000
- 2) Ввести значення Lкнд/Lк, КПДкнд\*, Скнв: 0,42 0,872 0,99

#### Узгодження КВД та ТВД

- 3) Ввести значення Lок/Lквд, КПДок\* и Spк 1 1 1
- 4) Ввести значення kфко, Zок, Dвто/Dко, D1цбк/Dкко, D2/Dко, D4/D2  
1 7 0,83 1 1 1 1
- 5) Ввести значення Cво, Ско, Cвс, Ск, Уквд: 180 140 140 140 370
- 6) Ввести значення kфтвд, Zтвд, Dсртвд/Dко, q(lr) и Сттвд  
3 1 1,14 0,32 185

#### Узгодження КНД и ТНД

- 7) Ввести значення kфкнд, Zкнд, Dвткнд/Dк, Cв, Cккнд, Укнд  
2 6 0,63 180 175 363
- 8) Ввести значення kфтнд, Zтнд, Dсртнд/Dк, Cгтнд, Сттнд, Стпвн  
1 3 1,075 175 185 0,99

#### Узгодження вентилятора и ТВ

- 9) Ввести значення kфвент, Zвент, Dвтвент/Dк, Cв, Cквент, Ук  
2 1 0,3 200 180 455
- 10) Ввести значення kфтв, Zтв, Dсртв/Dк, Cгтв, Стд, Стпнв

2 3 0,49 185 210 1

Ввести значення відносної довжини переходів ВЕНТ.-КНД (sp(1)),  
КНД - КВД (sp(2)), ТВД - ТНД (sp(3)), ТНД - ТВ (sp(4))

0,2 0,4 0,15 0

Ввести значення коефіцієнтів Кввент, Квкнд и Квквд (0, - ВНА нема ,  
1-ВНА є, 2. - є ВНА и ДСА, 3 - є ДСА)

Примітка: при Zвент-1 - Квентт =  $ba/hcp$  (0,25....0,35)

0,32 1 2

Ввести значення коефіцієнтів Кохл твд, Кохл тнд і К охл тв  
(Кохл=1,25 - охолоджуема К= 1 не охолоджуема)

1,25 1,25 1,0

Результати розрахунку наведені в таблиці 2.18.

Таблиця 2.18 Результати розрахунку обліку ТРДД

Формування обліку ГГ и ТВК ТРДД-3 ( КВт - ОК або ВЦК )

Вихідні дані:

Руд = 280.9    Суд = .0373    КПДк= .8415    КПДтк= .8740  
 Lк = 446500.    Lтк\*= 492700.    Lтв\*= 284100.    КПДтв= .9200  
 Lv2 = 46480.    Lv1 = 25570.    КПД2= .8800    КПД1 = .8850  
 Срг =1230.0    Кг =1.3050    Срв =1004.0    Кв =1.4000  
 Р = 71000.    Gво = 252.76    Gв1 = 38.89  
 до = .300    Dсртв/Дк = .490  
 дов = .630    Dсртн/Дкн=1.075  
 дово= .830    D1цс/Дкко=1.000    D2цс/Дко =1.000



$$D4цс/D2цс=1.000 \quad Dсртв/Dкo=1.140$$

$$Lкн/Lк = .420 \quad КПДкн^* = .872 \quad Spкнв = .990$$

$$Lок/Lкв=1.000 \quad КПДок^* = .880 \quad Spкoц = 1.000$$

$$Spквк = .990 \quad Spтвн = .990 \quad Spтнв = 1.000$$

$$Uк = 455.0 \quad Uкнд = 363.0 \quad Uквд = 370.0$$

Результати розрахунку:

$$* \text{ВЕНТ} * \quad Kф = 2 \quad Zк = 1.$$

$$Lк^* = 46480. \quad Пiк^* = 1.587 \quad КПД^* = .8800 \quad Uк = 455.0$$

$$Dк = 1.3171 \quad доb = .3000 \quad док = .4576 \quad Hzс = .2363$$

$$пв = 6598.$$

$$* \text{КНТ} * \quad Kф = 2 \quad Zк = 6.$$

$$Lк^* = 185655. \quad Пiк^* = 4.277 \quad КПД^* = .8720 \quad Uк = 363.0$$

$$Dк = .6003 \quad доb = .6300 \quad док = .8541 \quad Hzс = .2605$$

$$пнд = 11549.$$

$$* \text{ОК ВТ} * \quad Kф = 1 \quad Zк = 7.$$

$$Lк^* = 256380. \quad Пiк^* = 3.680 \quad КПД^* = .8799 \quad Uк = 370.0$$

$$Dк = .4996 \quad доb = .8300 \quad док = .9185 \quad Hzс = .2675$$

$$пвд = 14144.$$

$$* \text{ТВТ} * \quad Kф = 3 \quad Zт = 1.$$

$$Lт^* = 285766. \quad Пiт^* = 2.414 \quad КПД^* = .8565 \quad (h/D)г = .0688$$

$$Uср = 415.7 \quad Mz = 1.6539 \quad Dср = .5695 \quad (h/D)т = .0959$$

$$Sp = 165.7 \quad Tw^* = 1294.9$$

$$* \text{ТНТ} * \quad Kф = 3 \quad Zт = 1.$$

$$Lт^* = 206934. \quad Пiт^* = 2.064 \quad КПД^* = .8815 \quad (h/D)г = .0883$$

$$Uср = 380.2 \quad Mz = 1.4315 \quad Dср = .6453 \quad (h/D)т = .1351$$

$$Sp = 195.3 \quad Tw^* = 1114.8$$

$$* \text{ТВ} * \quad Kф = 2 \quad Zт = 3.$$

$$Lт^* = 284100. \quad Пiт^* = 3.193 \quad КПД^* = .9200 \quad (h/D)г = .1351$$

$$Uср = 222.9 \quad Mz = 5.7155 \quad Dср = .6454 \quad (h/D)т = .3055$$

$$Sp = 151.8 \quad Tw^* = 845.7$$

ПерерізіПараметр:  $T^*$  :  $P^*$  :  $C$  :  $C/акр$  :  $F$

:  $K$  :  $Па$  :  $м/с$  : --- :  $кв.м$

В - В	288.	100800.	200.0	.6439	1.2399
К В1 - К В1	313.	131200.	180.0	.5409	.9708
В КНТ - В КНТ	313.	129888.	180.0	.5557	.1707
К КНТ - К КНТ	498.	555497.	175.0	.4285	.0618
В КВТ - В КВТ	498.	549942.	180.0	.4407	.0610
К - К	753.	2023000.	140.0	.2788	.0307
Г - Г	1457.	1898000.	131.8	.1914	.0661
Т ТВТ - Т ТВТ	1225.	786138.	185.0	.2930	.0977
Г ТНД - Г ТНД	1225.	778277.	175.0	.2772	.1039
Т ТНД - Т ТНД	1056.	377000.	185.0	.3156	.1767
Г ТВ - Г ТВ	1056.	377000.	185.0	.3156	.1767
Т - Т	826.	118100.	210.0	.4052	.3998

	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Zст
ВЕНТ	1.3171	.9724	.3951	1.2504	.9724	.5722	1.
КНТ	.6003	.5017	.3782	.5395	.5017	.4608	6.
ОК ВТ	.4996	.4591	.4147	.4996	.4797	.4589	7.
ТВТ	.5911	.5530	.5149	.6241	.5695	.5149	1.
ТНТ	.6662	.6121	.5581	.7325	.6453	.5581	1.
ТВ	.7326	.6454	.5582	.8426	.6454	.4482	3.

Після виконання декількох кроків програма запитує про подальші кроки.

Повтор розрахунку - 1, 2, або 3, продовження - 0.

Якщо натиснути 1 та Enter, то програма повернеться на 1 крок назад,

2 та Enter – повернеться на 2 кроки назад,

При натисканні 3 та Enter – програма повернеться у самий початок до завдання тяги.

Якщо натиснути 0 та Enter – програма перейде до наступного кроку. Необхідно обрати значення із запропонованого на даному кроці програмою набору і виконати дію.

Далі запускаємо програму FOGT.exe і отримуємо схему трьохвального ТРДД, яка наведена на рис 2.7.

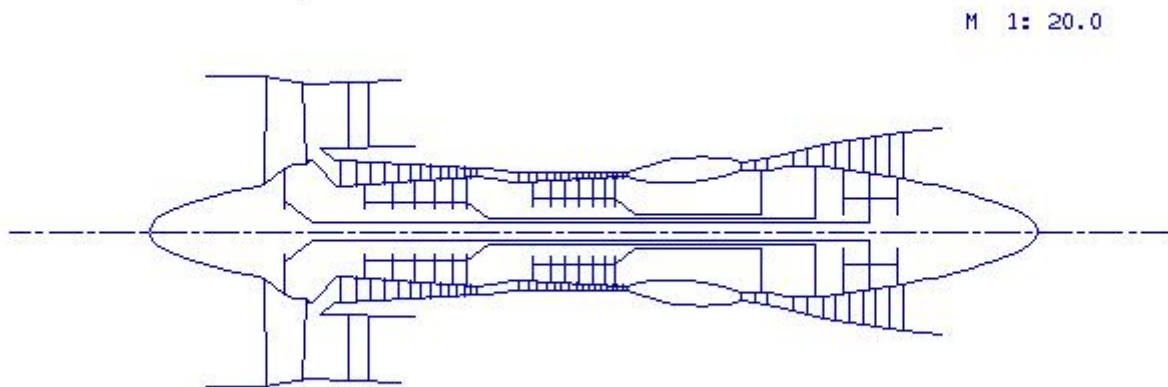


Рисунок 2.7- Схема проточної частини, яка отримана у результаті розрахунку трьохвального ТРДД-3

Таким чином, маємо результат викання формування обліку трьохвального двоконтурного двигуна, і можна переходити до наступних етапів проектування.

----

### РОЗДІЛ 3

## 6. ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА ЗА СЕРЕДНІМ РАДІУСОМ

При ескізному проектуванні газотурбінного двигуна після виконання термогазодинамічного розрахунку та узгодження вузлів газогенератора виконують газодинамічні розрахунки компресора та турбіни.

В конструкції сучасних ГТД процес підвищення тиску робочого тіла реалізують за допомогою осьових багатоступневих компресорів. Тому наступним етапом проектування є газодинамічний розрахунок багатоступневого осьового компресора.

Для виконання даного етапу використовується метод проектувального газодинамічного розрахунку багатоступневого осьового компресора за середнім радіусом, представлений у роботі [9].

На рис. 3.1 схематично показано проточну частину двокаскадного осьового компресора, на прикладі якого будемо розглядати метод розрахунку.

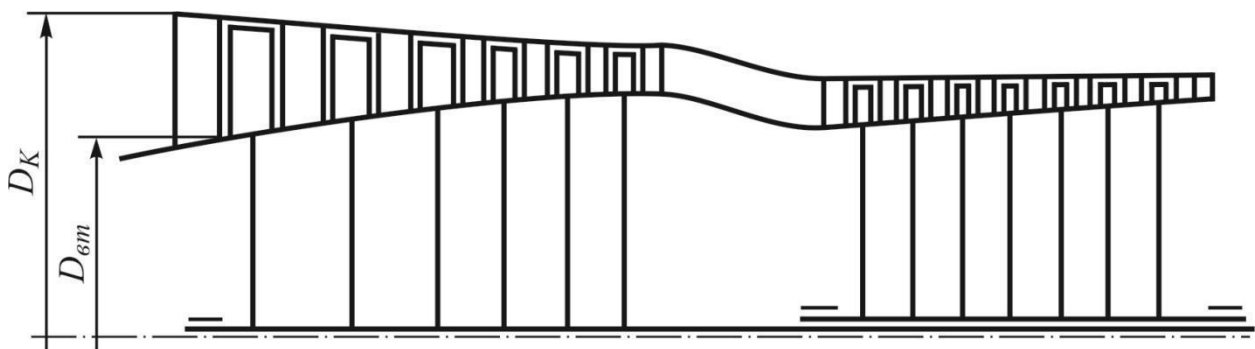


Рисунок 3.1 – Проточна частина двокаскадного компресора

Газодинамічний розрахунок компресора виконується поступово. Кожен каскад розглядається окремо.

Для проведення розрахунку компресора використовуємо дані, отримані у результаті термогазодинамічного розрахунку та узгодження елементів конструкції газогенератора, розділи 1 та 2 даного посібника.

На підставі цих розрахунків маємо величини параметрів потоку на вході  $T_B^*$ ,  $P_B^*$ , витрату повітря  $G_B$ , степінь підвищення тиску у компресорі у цілому  $\pi_K^*$  та у першому каскаді  $\pi_{K1}^*$ , ККД компресора та роботу, яку потрібно підвести, з урахуванням механічного ККД. До початку проведення даного розрахунку визначені також: форма проточної частини каскадів, її основні геометричні параметри ( $D_n = const$ ,  $D_{cp} = const$ ,  $D_{em} = const$  або їх комбінація), число ступенів у каскадах КНТ і КВТ  $Z_{K1}$  и  $Z_{K2}$ .

### 3.1 Порівняння форм проточних частин компресора

Газодинамічний розрахунок компресора виконують при заданій формі проточної частини його каскадів або компресора в цілому, при цьому часто використовують одну з наданих форм проточної частини (див.рис.3.2):

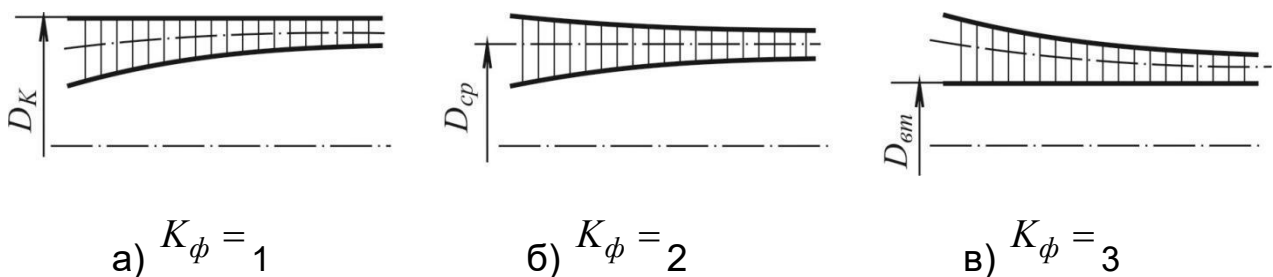


Рисунок 3.2 – Приклади форми проточної частини осьового компресора:

$$а - D_K = const; \quad б - D_{cp} = const; \quad в - D_{em} = const$$

С початку вибір форми проточної частини компресора виконано при формуванні обліку газогенератора ГТД у розділі 2. Однак при подальшому більш детальному проектувальному розрахунку вузла компресора форма може бути уточнена при зберіганні діаметральних розмірів на вході та виході кожного каскаду. Можливим є використання комбінованих форм проточних частин з урахуванням їх переваг. Тому нижче звернемося до їх зіставлення.

Перевагою форми проточної частини  $D_K = const$  (див. рис. 2а), є максимальна у порівнянні з іншими проточними частинами величина колової швидкості на кінцях лопаток  $u_k$ , а, відповідно, і величина витраченої (і переданої) потоку механічної роботи при однакових

значеннях коефіцієнту витраченого напору  $\bar{H}_z = \frac{H_z}{u_k^2}$  буде максимальною.

Це дозволяє при заданому значенні  $H_z$  реалізувати задане  $\pi_k^*$  в меньшому числі ступенів. Окрім того, постійний зовнішній діаметр проточної частини має переваги, що визначаються конструктивними та технологічними умовами. Дана форма проточної частини не впливає на величину радіального зазору при осьових переміщеннях ротора та дозволяє обрати його величину меншою у порівнянні з іншими формами.

Однак за високих значень  $\pi_k^*$ , притаманних сучасним двигунам, така проточна частина призводить до значного зростання відносного діаметра втулки останніх ступенів. Втрати енергії, що визначаються у ступеня з достатньо короткими лопатками вторинними ефектами та перетіканням потоку у радіальному зазорі, зростають, викликаючи суттєве зниження ККД цих ступенів. Зростання діаметрів дисків останніх ступенів призводить до збільшення маси ротора.

Компресор, що має проточну частину з постійним втулковим діаметром  $D_{em} = const$  (см. рис. 2в), дозволяє підвищити висоту лопаток останніх ступенів і знизити рівень кінцевих втрат енергії. Однак колова швидкість по кінцях лопаток  $u_{ki}$  вздовж проточної частини зменшується у

порівнянні зі значенням цієї швидкості на вході до РК 1-го ступеню,  $u_{k1}$ , що призводить до зниження величини переданої роботи ступенів (при заданому значенні коефіцієнту  $\bar{H}_{z_i}$ ) і, відповідно, при заданій сумарній величині  $H_{z\Sigma}$  для компресора в цілому до зростання числа ступенів, його осьових габаритів та маси.

У зв'язку з тим, що диски робочих колес мають рівні діаметри, така конструкція має деякі технологічні переваги.

Проточна частина компресора, що має  $D_{cp} = const$  (см. рис. 2б), є компромісною з точки зору аеродинаміки, однак за технологічністю поступається двом розглянутим вище формам проточних частин. Більш детально про це див. п.2.3.

### 3.2 Розподіл роботи стискування між ступенями каскаду компресора

Для проведення проектувального розрахунку компресора необхідно у вихідних даних задати роботу, що передається потоку у кожному ступені, тобто здійснити розподіл сумарної роботи між ступенями.

Тому. перш за все, знаходимо величину роботи компресора у цілому за параметрами загальмованого потоку  $L_K^*$  з урахуванням механічного ККД, який визначає втрати у опорах,  $\eta_m = 0,985 \dots 0,995$ , його величину обрано у термогазодинамічному розрахунку:

$$L_K^* = L_K \eta_m.$$

При визначеному значенні числа ступенів  $Z_K$  для кожного каскаду, враховуючи, що сумарна величина роботи теж відома

$$\sum_{i=1}^{Z_K} H_{z_i} = L_K^*,$$

знаходимо величину середнього значення навантаження ступенів:

$$H_{Z_{cp}} = \frac{L_K^*}{Z_K} .$$

Розподіл уздовж проточної частини навантаження за ступенями  $H_{Z_i}$  не приймається рівномірним тому, що :

а) перший ступінь має найнижчі значення  $\bar{d}_{em}$ , і відповідно, найвищі довжини лопаток, при цьому температура повітря на вході у компресор має відносно низькі значення, що призводить до високих значень чисел Маха у периферійних перерізах, тому для виключення появи критичних значень  $M_{W_1}$  у дозвуковому компресорі навантаження перших ступенів (першого та другого) має бути обмежене;

б) на нерозрахункових режимах роботи компресора кути натікання на лопатки РК 1-го ступеня можуть додатково зростати, що призводить до збільшення навантаження цього ступеня;

в) на течію у перших ступенях найбільш суттєво впливає нерівномірність та пульсації потоку, що надходить, за цією причиною перші ступені мають менше навантаження, ніж подальші ступені;

г) останні ступені з-за малих висот лопаток мають знижені значення ККД та низькі швидкості потоку, що не дозволяє призначати високі значення закрутки потоку і, відповідно, навантаження ступеня;

д) тому, як висновок, варто більшу частину роботи стискання реалізовувати у середніх ступенях.

Якісно зміна робіт стискання по ступенях вдовж проточної частини у відповідності до рекомендацій [6], може виглядати подібно до зображеного на рис.3.3.



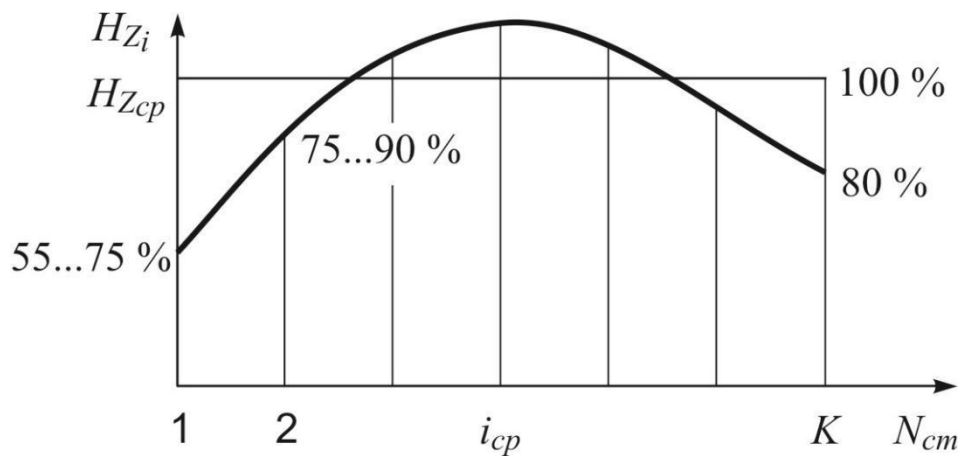


Рисунок 3.3 – Розподіл роботи стискання по ступенях компресора

Розподіливши сумарну величину  $H_Z$  по ступенях каскаду КНТ, отримаємо орієнтовні значення  $H_{Z_i}$ , заносимо їх до таблиці

$$H_Z = \sum_{i=1}^K H_{Z_i}$$

3.1. Розрахуємо суму  $\sum_{i=1}^K H_{Z_i}$ , яка у першому наближенні не відповідає заданому значенню  $H_Z$ , далі знаходимо поправний коефіцієнт

$$K_{H_Z} = \frac{H_Z}{\sum_{i=1}^n H_{Z_i}}$$

і отримуємо нові значення  $H_{Z_i}$  для кожного ступеня

$$H_{Z_i} = K_{H_Z} H_{Z_i}$$

ці значення заносимо до таблиці 3.1 .

Таблиця 3.1 – Розподіл роботи стискання по ступенях КНТ

Величина	Розмірність	$N_{cm}$							
		1	2	3	4	5	6	7	$\Sigma$
$H_{Z_i}$	кДж/кг								
$H_{Z_i}$	кДж/кг								

При проектуванні двокаскадного компресора роботи всередині кожного каскаду розподіляються окремо з урахуванням того, що компресор високого тиску може мати більш високі частоти обертання, і відповідно, більш високе навантаження ступенів. Аналогічно проводиться розподіл робіт у КВТ. Ці результати необхідно привести у табл.3.2.

Таблиця 3.2 – Розподіл роботи стискання по ступенях КВТ

Величина	Розмірність	$N_{cm}$							
		1	2	3	4	5	6	7	$\Sigma$
$H_{Z_i}$	кДж/кг								
$H_{Z_i}$	кДж/кг								

Далі перевіряють, чи припустимі прийняті величини коефіцієнтів витраченого напору, розрахувавши їх значення як

$$\bar{H}_{z_i} = \frac{H_{z_i}}{u_{\kappa_i}^2}.$$

Якщо проточна частина компресору виконана з  $D_{cp} = const$  або  $D_{cm} = const$ , то для визначення колової швидкості на зовнішньому діаметрі кожного ступеня можна використовувати наближену формулу

$$U_{K_i} = U_K \cdot 1 - 1 - \frac{D_{KK}}{D_{KB}} \frac{i-1}{Z_K},$$

де  $U_K$  и  $U_{K_i}$  – колова швидкість на зовнішньому діаметрі РК першого та  $i$ -го ступенів, відповідно ;

$D_{KB}$  и  $D_{KK}$  –зовнішній діаметр компресора на вході до РК першого ступеня .

Для середньонавантажених дозвукових ступенів осьового компресора значення коефіцієнту витраченого напору лежать в діапазоні

$$\bar{H}_Z = 0,23 \dots 0,27,$$

а для сильно навантажених –

$$\bar{H}_Z = 0,27 \dots 0,31.$$

Максимальне значення коефіцієнту витраченого напору розраховується

як 
$$\bar{H}_{Z_{1\max}} = (0,9 \dots 1,0) \bar{d}_1^2.$$

Для компресора с  $D_{em} = const$  величину  $\bar{H}_{Z_{1\max}}$  зменшують до

величини 
$$\bar{H}_{Z_{1\max}} = (0,8 \dots 0,9) \bar{d}_1^2.$$

### 3.3 Розподіл ККД по ступенях компресора

В силу причин, вказаних у підрозділі 3.2, перші ступені компресора мають значення ККД нижчі, ніж осереднене значення ККД ступенів

компресору в цілому  $\eta_{cmcp}^*$  . Це значення приймалося при розрахунку

загального ККД компресора на підставі заданого значення  $\pi_K^*$  в термогазодинамічному розрахунку (див. розділ 1). Тому при призначенні ККД окремих ступенів найбільші значення мають середні ступені, які працюють у найбільш сприятливих умовах, див. рис. 3.4.

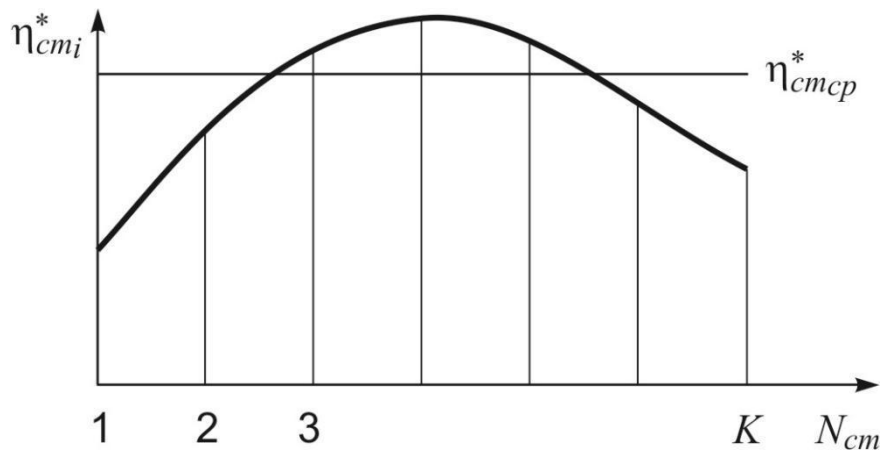


Рисунок 3.4 – Розподіл ККД по ступенях компресора

ККД перших ступенів зазвичай мають значення 0,84...0,86, середніх-0,88...0,92 і останніх – 0,86...0,87. Вочевидь, що більш високі значення ККД у цих діапазонах відповідають більш високій якості проектування.

### 3.4 Розподіл осьової швидкості за трактом компресора

По мірі руху потоку вздовж проточної частини компресора при підвищенні тиску зростає щільність робочого тіла, і при забезпеченні умов збереження витрати

$$G_g = \rho C_a F = const$$

повинні знижуватися значення осьової швидкості  $C_a$  і площі поперечного перерізу  $F$ . Один з цих параметрів, а саме значення  $C_{a_i}$  на вході у робоче колесо кожного ступеня повинен бути заданий для виконання розрахунку. Всі значення  $C_{a_i}$  складають масив, який заноситься до файлу вихідних даних. На підставі заданих значень  $C_{a_i}$  будуть розраховані значення геометричних параметрів проточної частини при заданій її формі.

На рис.3.5 у відповідності з роботою [6] наведені можливі варіанти розподілу  $C_{a_i}$  по ступенях компресору.

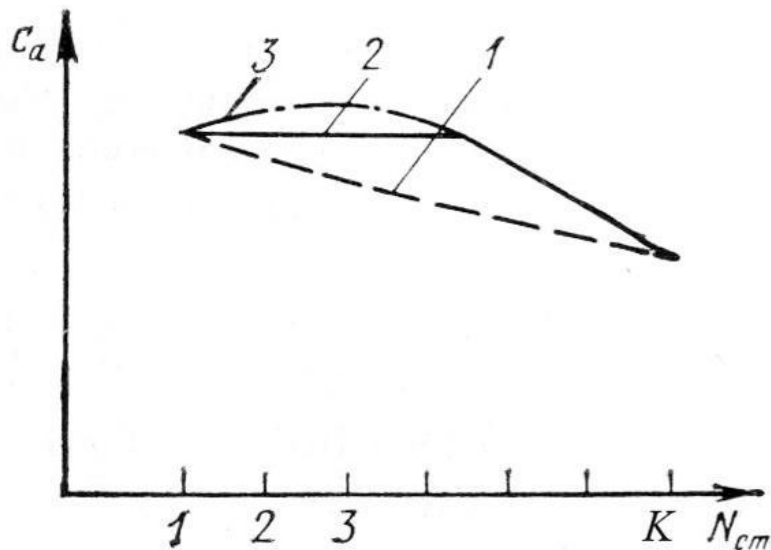


Рисунок 3.5 – Розподіл значень  $C_a$  вздовж проточної частини компресора

Зменшення значень  $C_a$  при заданій густоті решіток призводить до зниження  $\Delta W_u$  і, відповідно, зниження роботи ступеню. В свою чергу, зростання  $C_a$  призводить до зниження площі прохідного перерізу компресора, збільшення  $\bar{d}_{em}$  та зменшення висот лопаток. Результатом цього є зростання долі вторинних втрат у їх загальному балансі та зниження ККД ступенів.

Тому зниження  $C_a$  повинно проводитися від ступеню до ступеню повільно, у границях одного ступеню не більше ніж на 10-15 м/с, а то й менше, особливо на перших ступенях.

Іноді на перших ступенях доцільно зберігати або збільшувати значення  $C_a$  (див. криві 2 і 3 на рис.3 5).

Величина осьової швидкості  $C_{ak}$  на виході з останнього ступеня КВТ була призначена при виконанні термогазодинамічного розрахунку (див. розділ 1,  $C_k$ ).

Значення швидкості на вході до робочого колеса першого ступеня у

даному розрахунку може бути приблизно підібрано, спираючись на геометричні розміри прототипу, розрахувавши величину  $F_1$ . Використовуючи рівняння витрати:

$$G_g = m \frac{P_g^*}{\sqrt{T_g^*}} q(\lambda_1) F_1,$$

де  $m = \sqrt{\frac{k}{R} \frac{2}{k+1} \frac{\kappa+1}{\kappa-1}}$ .

На підставі відомих значень параметрів загальмованої течії на вході  $P_g^*$ ,  $T_g^*$ , а також витрати визначаємо газодинамічну функцію  $q(\lambda_1)$ , а по ній за допомогою таблиць, знаходимо приведену швидкість  $\lambda_1$ , і далі

$$C_{a1} = \lambda_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} R T_g^*}.$$

Після цього приймаються значення  $C_{a_i}$  для проміжних ступенів. Отриманий графік розподілу  $C_{a_i}$  вздовж проточної частини необхідно представити у проекті.

### 3.5 Розподіл степені реактивності по ступенях

У відповідності з рекомендаціями [6], степінь реактивності  $\rho_{\kappa_i}$  у перших ступенях дозвукових компресорів зазвичай обирають близькою до 0,5 і далі або приймають її значення незмінним для всіх ступенів, або поступово збільшують до останніх.

### 3.6 Вибір кутів натікання на РК

В даному розрахунку спрощено приймаємо, що кути натікання на всі ступени  $i_i = 0$  град., при необхідності їх значення можуть бути уточнені у наступних варіантах розрахунку.

### 3.7 ПРАКТИЧНА РОБОТА 7

**Метою** практичної роботи є отримання навичок виконання проєктивального газодинамічного розрахунку багатоступеневого компресора по середньому радіусу у системі ескізного проєктування ГТД.

Розрахунок багатоступеневого компресора виконується у відповідності до методу [10] з застосуванням програмного модуля GDROK.

При виконанні практичної роботи будемо використовувати дані, які отримані в результаті попередніх термогазодинамічного розрахунку та формування обліку турбовального двигуна у практичних роботах 1 та 6. Двигун виконано двокаскадним, за прототип для нього обрано AI- 336-1\2-6.3.

#### 3.7.1 Підготовка вихідних даних

Нижче наведено величини, що входять до файлу вихідних даних та їх послідовність при заповненні файлу .

**Дата**

$$NR(5) / N_K, K_{\phi_1}, K_{\phi_2}, Z_1, Z_K, K_R /,$$

$$D(4) / T_B^*, P_B^*, k, R /,$$

$$G_B, \pi_K^*, \pi_1^*, U_{K_1}, U_{K_2}, C_K,$$

$$d_{em1}/D_{K1}, D_{cpB2}/D_{cpK1}, \sigma_{BHA}, \sigma_{HA}, \sigma_{HB}, K_G, m$$

$$C1A(20) / C_{1a1}, C_{1a2}, \dots, C_{1ai}, \dots, C_{1a20} /,$$

$$HZ(20) / H_{Z1}, H_{Z2}, \dots, H_{Zi}, \dots, H_{Z20} /,$$

$$AN(20) / \eta_{cm1}^*, \eta_{cm2}^*, \dots, \eta_{cmi}^*, \dots, \eta_{cm20}^* /,$$

$$RK(20) / \rho_{K1}, \rho_{K2}, \dots, \rho_{Ki}, \dots, \rho_{K20} /,$$

$$AI(20) / i_{PK1}, i_{PK2}, \dots, i_{PKi}, \dots, i_{PK20} /,$$

$$DH(20) / D_{KO1}, D_{KO2}, \dots, D_{KOi}, \dots, D_{KO20} /,$$

де

**Дата** – число, місяць, рік виконання розрахунку, 8 позицій

без точок з пропусками однієї позиції (наприклад 20 01 24);

$N_K$  – число каскадів компресора;

$K_{\phi_1}, K_{\phi_2}$  – коефіцієнти, що визначають форму проточної частини першого та другого каскадів компресора,

$$K_{\phi} = 1 \quad \text{при} \quad D_K = const.$$

$$K_{\phi} = 2 \quad \text{при} \quad D_{cp} = const.$$

$$K_{\phi} = 3 \quad \text{при} \quad D_{em} = const.$$

$Z_1, Z_K$  – число ступенів першого каскаду та загальне число

ступенів компресора ( $Z_K \leq 20$ );

$K_R = 1$  – ідентифікатор способу завдання проточної частини,



при прийнятому значенні 1 форми проточної частини будуть відповідати коефіцієнтам  $K_\phi$  для кожного каскаду

компресора, при завданні даної величини рівною 2 програма звернеться до масиву даних  $D_{KO_i}$  та по співвідношенню діаметрів  $D_{KO_i} = D_{K_i} / D_{K_1}$  буде визначатися відносне значення периферійного діаметра кожного ступеня;

це значення ідентифікатора використовують для завдання складної форми проточної частини компресора, яка не відповідає формі, що визначається коефіцієнтами  $K_\phi$ ,

у такому випадку масив формується для усього компресора без поділення на каскади;

$T_B^*$  – температура загальмованого потоку на вході у компресор, К;

$P_B^*$  – тиск загальмованого потоку на вході до компресора, Па;

$k$  – показник ізоентропи;

$R$  – газова постійна, Дж/(кг·К);

$G_B$  – витрата робочого тіла (повітря) через вхідний переріз компресора, кг/с;

$\pi_K^*$  – загальна степінь підвищення повного тиску у компресорі;

$\pi_1^*$  – степінь підвищення повного тиску у першому каскаді двокаскадного компресора;

$U_{K_1}, U_{K_2}$  – колові швидкості на зовнішньому діаметрі робочого колеса першого ступеня компресору та першого ступеня його другого каскаду, м/с;

$C_K$  – швидкість потоку на виході з компресора, м/с;

$d_{em_1} / D_{K_1}$  – відносний діаметр втулки на вході до робочого колеса першого ступеня компресора;

$D_{cpB2} / D_{cpK1}$  – відношення середнього діаметру першого ступеня другого каскаду до середнього діаметра останнього ступеня першого каскаду ;

$\sigma_{BHA}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному направляючому апараті компресора;

$\sigma_{HA}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску в направляючому апараті компресора;

$\sigma_{HB}$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у перехідному каналі між каскадами компресора;

$K_G$  – коефіцієнт, який враховує **захарщення** площі прохідного перерізу торцевими прикінцевими шарами на вході до робочого колеса першого ступеня компресора;

$m$  – степінь двоконтурності , а для розглядаємого турбовального типу двигуна цей коефіцієнт у програмі

дорівнює 0, якщо витрата повітря між каскадами компресора не змінюється.

Далі йдуть величини, що задаються у вигляді масивів, розмірність яких дорівнює 20. Число елементів масивів, які використовуються, дорівнює загальному числу ступенів у компресорі:

$C_{1a_i}$  – осьова швидкість на вході до робочого колеса  $i$ -го ступеня, м/с;

$H_{Z_i}$  – затрачений напір (робота)  $i$ -го ступеня, кДж/кг;

$\eta_{cm_i}^*$  – ізоентропичний ККД по загальмованим параметрам

$i$ -го ступеня;

$\rho_{K_i}$  – кинематична степінь реактивності  $i$ -го ступеня;

$i_{PK_i}$  – кут натікання (атаки) потоку на лопатки робочого колеса  $i$ -го ступеня, град,

величини кутів при проектуванні визначаються у відповідності з рекомендаціями, для учбового розрахунку ці кути призначаються рівними 0;

$D_{KO_i}$  – відношення зовнішнього діаметру робочого колеса

$i$ -го ступеня до зовнішнього діаметра РК першого ступеня компресора,

$$D_{KO_i} = D_{K_i} / D_{K_1}.$$

Вибір та призначення цих параметрів роблять окремо для кожного каскаду.

Таблиця 3.3 – Вихідні дані до розрахунку

$N_K$	$K_{\phi_1}$	$K_{\phi_2}$	$Z_1$	$Z_K$	$K_R$	$T_B^*$	$P_B^*$	$k$	$R$	$G_B$	$\pi_K^*$	$\pi_1^*$
–	–	–	–	–	–	К	Па	–	–	кг/с	–	–

$U_{K_1}$	$U_{K_2}$	$C_K$	$d_{em_1} / D_{K_1}$	$D_{cpB2} / D_{cpK1}$	$\sigma_{BHA}$	$\sigma_{HA}$	$\sigma_{HB}$	$K_G$	$m$
м/с	м/с	м/с	–	–	–	–	–	–	–
									1

Таблиця 3.4 – Вихідні дані до розрахунку. Розподіл параметрів за трактом

Величин	Розмірність	$N_{cm}$
---------	-------------	----------

a		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$C_{1a_i}$	м/с													
$H_{Z_i}$	кДж/кг													
$\eta_{cm_i}^*$	—													
$\rho_{K_i}$	—													
$i_{PK}$	град													
$D_{K0_i}$														

### 3.7.2 Результати розрахунку

Результати розрахунку виводяться на друк у наступному вигляді:

#### ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРУ

$N_K$	$K_{\phi_1}$	$K_{\phi_2}$	$Z_1$	$Z_K$	$K_R$		
$\pi_K^*$	$\pi_1^*$	$G_B$	$n_1$	$n_2$	$k$	$R$	
$T_B^*$	$P_B^*$	$P_H^*$	$\sigma_{BHA}$	$\sigma_{HA}$	$\sigma_{HB}$	$m$	
$N_{cm}$	$D_K$	$D_{cp}$	$D_{sm}$	$\bar{d}$	$\eta_{cm}^*$	$M_{W_1}$	$M_2$
$N_{cm}$	$C_a$	$C_{1u}$	$C_{2u}$	$C_1$	$C_2$	$U_{cp}$	$U_K$
$N_{cm}$	$H_Z$	$\rho_K$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\beta_1$	$\beta_{1л}$	$\beta_2$

$$N_{cm} \quad \pi_{cm}^* \quad \bar{H}_{Tcr} \quad \bar{C}_{a\ cr} \quad \bar{H}_T \quad \bar{C}_a \quad K_G \quad K_H$$

$$N_{cm} \quad T_2^* \quad T_1 \quad T_2 \quad P_2^* \quad P_3^* \quad P_1 \quad P_2$$

Наведені вище параметри зрукуються у вигляді стовпчиків відповідно числу ступенів.

$$\pi_K^* = \eta_K^* =$$

$$\pi_1^* = \eta_1^* =$$

$$\pi_2^* = \eta_2^* =$$

При аналізі результатів газодинамічного розрахунку компресора необхідно враховувати та **контролювати** наступне:

– зменшення кута угла  $\beta_1 < 25^\circ$  небажане тому, що призводить до зниження ККД ступеня;

– зниження значення коефіцієнту витрати  $\bar{C}_a = \frac{C_a}{U_K} < 0,4$  також збільшує втрати енергії у решітках ступеня та знижує ККД;

– значення чисел  $M_{W_1}$  або  $M_2$  для дозвукових ступенів на середньому радіусі вище ніж 0,83...0,85 можуть призводити до появи хвильових втрат у решітках профілів.

Приклад заповнення файлу вихідних даних та результатів розрахунку двокаскадного 14 ступеневого компресора представлено в п. 3.10 и 3.11 даного розділу посібника.

### 3.8 Обробка та аналіз результатів

Для аналізу отриманих результатів вони повинні бути графічно оброблені. Це варто виконувати у такій послідовності:

1. Побудувати графіки залежностей коефіцієнту теоретичного напору  $\bar{H}_{Ti}$ , ступіні підвищення тиску ступеня  $\pi_{cmi}^*$ , числа Маха в відносному русі на вході до робочого колеса ступенів  $M_{W1i}$  від номера ступеню  $N_{cm}$ .

2. Оцінити відповідність розрахованих параметрів відповідно існуючим вимогам та обмеженням,

### 3.9 Звіт

Звіт по даній практичній роботі повинен включати у себе наступне .

1. Короткий опис методу та програми розрахунку, їх призначення.
2. Перелік вихідних даних, які необхідні для проведення розрахунку, отриманих на попередніх етапах проектування ГТД.
3. Таблицю значень вихідних даних (табл.3.1).
4. Графіки залежностей  $H_{Zi}$  и  $C_{ai}$  від номера ступенів  $N_{cm}$ , які надані у вихідних даних.
5. Файл вихідних даних .
6. Файл результатів розрахунку.
7. Графіки залежностей  $\bar{H}_{Ti}$ ,  $\pi_{cmi}^*$ ,  $M_{W1i}$  від номера ступеню.
8. Проточна частина КНД та КВД, яка отримана
9. Висновки

### 3.10 Приклад заповнення файлу вихідних даних

#### Перша строка:

Дата 28 03 23

#### Друга строка:

$N_K = 2$  – число каскадів компресора;

$K_{\phi_1} = 2$  – коефіцієнт, який визначає форму проточної частини першого каскаду (КНТ);

$K_{\phi_2} = 1$  - коефіцієнт, який визначає форму проточної частини другого каскаду компресора (КВТ);

$Z_1 = 6$  – число ступенів першого каскаду (КНТ);

$Z_K = 13$  – загальна кількість ступенів компресора (КНТ+КВТ);

$K_R = 1$  – ідентифікатор способу завдання проточної частини .

#### Третя строка:

$T_B^* = 288\text{K}$  - температура загальмованого потоку на вході до компресору;

$P_B^* = 99299\text{ Па}$  – тиск загальмованого потоку на вході до компресору ;

$k = 1,385$  - показник ізоентропи робочого тіла (повітря) ;

$R = 286,78 \frac{\text{Дж}}{\text{кг К}}$  – фізична константа робочого тіла (повітря) ;

#### Четверта строка:

$G_B = 31,63\text{ кг/с}$  – витрата робочого тіла (повітря) через компресор;

$\pi_K^* = 16,15$  – загальна степінь підвищення повного тиску у двох каскадах;

$\pi_1^* = 3,897$  – степінь підвищення повного тиску у КНТ;

$U_{K_1} = 343$  м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першого ступеня компресору низького тиску (КНТ);

$U_{K_2} = 372$  м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першого ступеня компресора високого тиску (КВТ);

$C_K = 140$  м/с -швидкість потоку на виході з компресора ;

### **П'ята строка:**

$\bar{d}_1 = 0,615$  –відносний діаметр втулки на вході до робочого колеса першого ступеня КНТ;

$D_{cpB2} / D_{cpK1} = 0,8813$  –відношення середнього діаметру першого ступеня другого каскада до середнього діаметра останнього ступеня першого каскаду компресора;

$\sigma_{BHA} = 0,985$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному направляючому апараті компресору;

$\sigma_{HA} = 0,980$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у направляючому апараті компресора;

$\sigma_{HB} = 0,990$  коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між каскадами компресора;

$K_{G1} = 1,02$  – коефіцієнт у рівнянні витрати, який враховує захаращення проточної частини примежевим шаром на торцевих поверхнях.

### **Масиви,які вводять.**

У масивах для всіх ступенів задають величини , які треба попередньо розрахувати та визначити. Кожен масив має максимально 20 значень . Заповнюють значення за наданим порядком ступінь за ступенем, кількість елементів, що використана, відповідає числу ступенів у компресорі:

$C_a$  – осьова швидкість на вході до робочого колеса ступеня , м/с;



$H_z$  – витрачений напір (робота) ступеня,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$\eta_{SCT}^*$  – ізоентропічний ККД ступеня по параметрах загальмованого потоку;

$\rho_K$  – кинематична степінь реактивності ступеню;

$i_H$  – кут натікання на робочі лопатки ступеня на середньому радіусі, град;

$D_{KO_i}$  – відношення зовнішнього діаметра робочого колеса  $i$ -го ступеня до зовнішнього діаметру РК першого ступеня компресору, цей масив не задіяно у даному розрахунку тому. що  $K_R = 1$ .

Таблиця 3.5 – Параметри ступенів компресорів НТ та ВД

Величина	Розм.	$N_{cm}$					
		1	2	3	4	5	6
$C_{1a_i}$	м/с	180	180	179	178	172	164
$H_{Z_i}$	кДж/кг	27,58	28,08	27,58	26,58	25,09	22,23
$\eta_{cm_i}^*$	–	0,890	0,900	0,905	0,905	0,900	0,890
$\rho_{K_i}$	–	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59	0,60
$i_{PK}$	град	0	0	0	0	0	0

### КВД

Величина	Розм.	$N_{cm}$						
		7	8	9	10	11	12	13
$C_{1a_i}$	м/с	170	166	162	158	154	150	145

$H_{Z_i}$	кДж/кг	35,64	36,64	37,14	37,54	37,14	36,64	37,05
$\eta_{cm_i}^*$	–	0,890	0,900	0,905	0,907	0,905	0,900	0,890
$\rho_{K_i}$	–	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
$i_{PK}$	град	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 3.6 – Вихідні дані у файлі gdrok.dat

28 03 23

2 2 1 6 13 1

288.15 99299.0 1.385 286.76

31.63 16.150 3.897 343.00 372.00 140.00

.6150 .8813 .9850 .9800 .9900 1.0200 0.0000

180.00 180.00 179.00 178.00 172.00 164.00 170.00 166.00 162.00 158.00

154.00 150.00 145.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00

27.58 28.08 27.58 26.58 25.09 22.23 35.64 36.64 37.14 37.54

37.14 36.64 35.64 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00

.8900 .9000 .9050 .9050 .9000 .8900 .8900 .9000 .9050 .9070

.9050 .9000 .8900 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000

.5500 .5600 .5700 .5800 .5900 .6000 .5500 .5500 .5500 .5500

.5500 .5500 .5500 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000

.0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000

.0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000

1.0000 0.9818 0.9636 0.9454 0.9273 0.9091 0.8909 0.7413 0.7413 0.7413

0.7413 0.7413 0.7413 0.7413 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000

В файлі після цієї строки йде короткий опис величин, які введені Для розрахунку цей текст не має значення , тому з розглядання його виключено .

При запуску програми gdrok.exe видається запит, 1-розрахунок , 2- тест, 3 – повтор. Необхідно натиснути 3 та клавішу Enter.

Після цього буде виконано розрахунок з результатами у файлі `gdrok.rez`, представленими в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку :

ГДР МОК Дата 28. 3.23

$N_k=2$   $K_{\phi 1}=2$   $K_{\phi 2}=1$   $z_1=6$   $z_k=13$   $K_r=1$

$P_k=16.150$   $P_{k1}=3.897$   $G=31.63$   $n_1=10780.3$   $n_2=14423.1$   $k=1.38$   $R=286.76$

$T_b=288.15$   $P_b=99299.0$   $P_{10}=97809.5$   $S_{ba}=.985$   $S_{na}=.980$   $S_{nb}=.990$   $m=.00$

Нст	Dk	Dcp	Dvt	Dot	КПД	Mw1	Mc2
1	.6076	.5044	.3737	.6150	.8812	.8354	.7520
2	.5883	.5044	.4035	.6859	.8906	.8060	.7143
3	.5745	.5044	.4229	.7360	.8946	.7746	.6769
4	.5640	.5044	.4368	.7745	.8935	.7458	.6374
5	.5571	.5044	.4456	.7999	.8870	.7104	.5941
6	.5525	.5044	.4513	.8169	.8746	.6714	.5547
7	.4926	.4446	.3907	.7931	.8788	.7234	.6382
8	.4926	.4515	.4064	.8250	.8883	.6983	.6158
9	.4926	.4572	.4188	.8503	.8926	.6723	.5927
10	.4926	.4617	.4287	.8703	.8939	.6476	.5706
11	.4926	.4654	.4365	.8862	.8909	.6226	.5483
12	.4926	.4683	.4427	.8988	.8849	.5994	.5269
13	.4926	.4705	.4473	.9081	.8737	.5757	.5061
Нст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uk
1	180.0	180.0	79.11	177.1	196.6	252.6	343.0
2	180.0	179.5	74.76	175.8	194.9	251.3	332.1
3	179.0	178.5	72.20	172.7	193.0	248.4	324.3
4	178.0	175.0	70.56	168.6	191.5	243.0	318.4
5	172.0	168.0	69.87	163.6	185.6	234.5	314.5
6	164.0	162.8	71.83	156.0	179.0	225.4	311.8
7	170.0	168.0	93.16	207.4	193.9	266.9	372.0
8	166.0	164.0	94.06	211.6	190.8	267.7	372.0
9	162.0	160.0	95.64	214.1	188.1	267.3	372.0

10	158.0	156.0	97.13	215.9	185.5	266.4	372.0
11	154.0	152.0	99.47	216.2	183.3	264.3	372.0
12	150.0	147.5	101.6	216.2	181.2	261.7	372.0
13	145.0	142.5	104.2	215.6	178.5	258.5	372.0

Nct	Hz	Rk	al1	al2	be1	be1л	be2
1	.2758E+05	.5500	66.27	45.46	41.20	41.20	59.13
2	.2808E+05	.5600	67.44	45.60	40.60	40.60	58.75
3	.2758E+05	.5700	68.03	45.95	40.10	40.10	57.88
4	.2658E+05	.5800	68.38	46.06	39.73	39.73	56.43
5	.2509E+05	.5900	67.89	45.76	38.68	38.68	54.21
6	.2223E+05	.6000	66.35	46.22	37.61	37.61	51.65
7	.3564E+05	.5500	61.28	39.01	35.02	35.02	52.07
8	.3664E+05	.5500	60.46	37.78	33.90	33.90	51.27
9	.3714E+05	.5500	59.44	36.77	32.98	32.98	50.29
10	.3754E+05	.5500	58.42	35.85	32.13	32.13	49.29
11	.3714E+05	.5500	57.14	35.11	31.43	31.43	48.10
12	.3664E+05	.5500	55.89	34.30	30.75	30.75	46.85
13	.3564E+05	.5500	54.30	33.46	30.00	30.00	45.57

Nct	Пст	Нтк	Сак	Kg	Кн	U1	U2
1	1.327	.2373	.5248	1.020	.9880	284.7	284.7
2	1.306	.2609	.5420	1.022	.9760	284.7	284.7
3	1.275	.2720	.5519	1.024	.9640	284.7	284.7
4	1.243	.2755	.5591	1.026	.9520	284.7	284.7
5	1.211	.2699	.5470	1.028	.9400	284.7	284.7
6	1.172	.2463	.5259	1.031	.9280	284.7	284.7
7	1.271	.2812	.4570	1.033	.9160	335.7	338.4
8	1.260	.2929	.4462	1.035	.9040	341.0	343.1
9	1.246	.2982	.4355	1.037	.9000	345.3	347.0
10	1.231	.3014	.4247	1.039	.9000	348.7	350.1
11	1.213	.2982	.4140	1.041	.9000	351.5	352.6
12	1.195	.2942	.4032	1.043	.9000	353.7	354.5
13	1.176	.2862	.3898	1.046	.9000	355.3	355.3

Nct	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
-----	-----	----	----	-----	-----	----	----

1	314.9	269.4	284.0	.1344E+06	.1317E+06	.7680E+05	.9269E+05
2	342.1	296.5	311.5	.1755E+06	.1720E+06	.1061E+06	.1253E+06
3	368.8	324.0	338.9	.2238E+06	.2194E+06	.1415E+06	.1652E+06
4	394.6	351.1	366.0	.2783E+06	.2727E+06	.1837E+06	.2123E+06
5	418.9	377.9	392.3	.3371E+06	.3303E+06	.2334E+06	.2661E+06
6	440.5	403.4	415.9	.3949E+06	.3870E+06	.2883E+06	.3210E+06
7	475.0	422.3	440.5	.4968E+06	.4869E+06	.3291E+06	.3787E+06
8	510.5	457.4	475.8	.6262E+06	.6136E+06	.4249E+06	.4860E+06
9	546.5	493.4	511.9	.7799E+06	.7643E+06	.5426E+06	.6163E+06
10	582.9	529.9	548.6	.9602E+06	.9410E+06	.6837E+06	.7716E+06
11	618.9	566.6	585.1	.1164E+07	.1141E+07	.8498E+06	.9510E+06
12	654.5	603.0	621.3	.1391E+07	.1364E+07	.1039E+07	.1154E+07
13	689.0	639.0	656.6	.1636E+07	.1604E+07	.1251E+07	.1376E+07

Дкк    Dск    Dвк    Док    Тк    Рк    Ск

.5475   .5044   .4573   .8352   427.8   .3485E+06   161.5

.4926   .4727   .4519   .9174   679.5   .1526E+07   140.0

Пк = 16.150   КПД = .8388   Lк =413520.

Пк1= 3.897   КПД1= .8693   Lк1=157140.

Пк2= 4.186   КПД2= .8664   Lк2=256380.

Пк2= 4.154   КПД2= .8681   Lк2=275070.

Програма має графічний супровід, вихідний файл GFK.DAT заповнюється автоматично . Файл програми графічного супроводу GFK.EXE.

Після його запуску при двокаскадному компресорі на екрані показується запит: ввести відносну довжину перехідного каналу, яка дорівнює відношенню довжини перехідного каналу до зовнішнього діаметру на вході до КВТ компресора. Для даного компресора відповідно прототипу призначено це відношення рівним 0,2.

Далі з'являється можливість обрати необхідні графіки, які пронумеровано цифрами 1,2,3,4,5 . Приклади графіків представлено нижче.

При натисканні 1

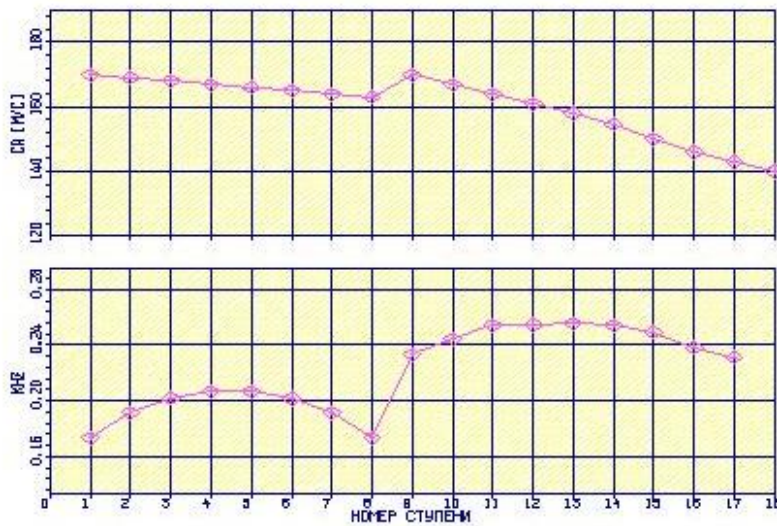


Рисунок 3.6 - Розподіл осьової швидкості та коефіцієнту витраченого напору по ступенях компресору

При натисканні 2

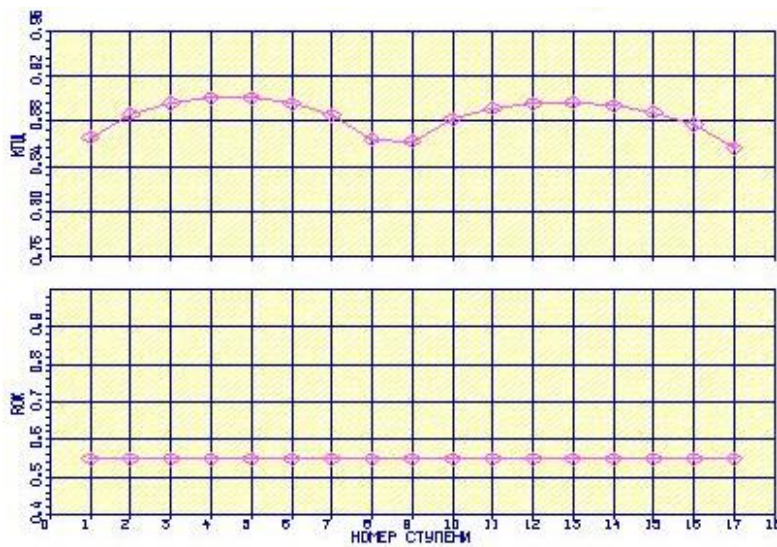


Рисунок 3.7- Розподіл ККД і степені реактивності по ступенях компресора.

При натисканні 3

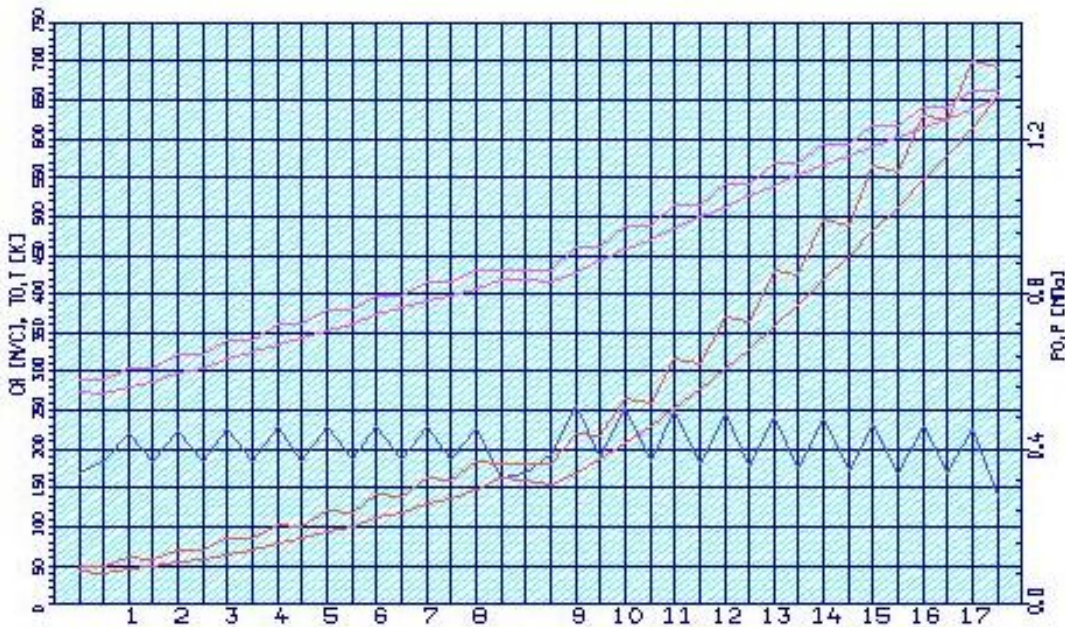


Рисунок 3.8 - Розподіл повних та статичних температур, тисків та швидкостей по НА та РК ступенів компресору

При натисканні 4 з'являється запит ввести подовження для лопаток РК та НА. Це відношення довжини лопатки до її хорди. На рисунку представлено результат при виборі обох значень рівними 2.0.

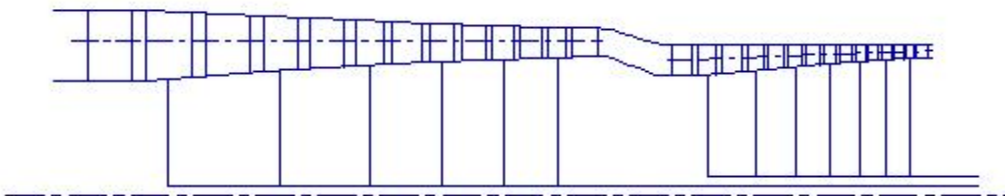


Рисунок 3.9 - Схема проточної частин компресора

При натисканні 5 програма запитує ввід  $N_t$  - 1 або 10 та  $K_v$  - 4.0 або 5.0. При вводі  $N_t = 10$  на рисунках будуть надані значення швидкостей та кутів у трикутниках, при  $N_t = 1$  - трикутники на рисунках будуть без інформації про значення кутів та швидкостей.  $K_v$  - це два можливі варіанти масштабу трикутників на малюнках.

У даному прикладі були введені значення 10 5.

См. 1

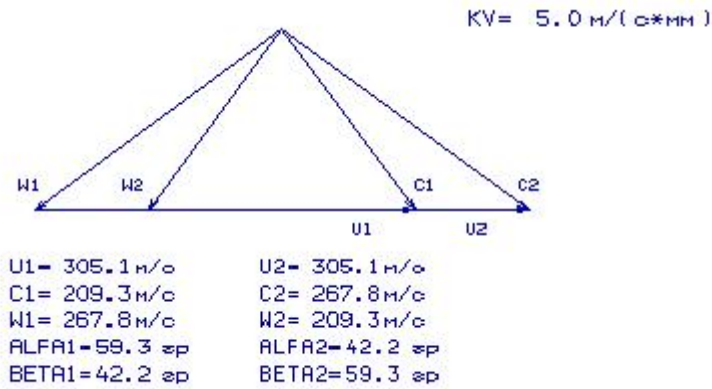


Рисунок 3.10 - Трикутники швидкостей 1-го ступеня

Аналогічні трикутники можна отримати для всіх ступенів , перехід до наступного ступеня виконують шляхом натискання на кнопку Enter. Для виходу з режиму графічної обробки натискаєте пробіл. Для повного виходу з програми графічного супроводу натисніть 0 та кнопку Enter.



## РОЗДІЛ 4

### ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОСЬОВОЇ БАГАТОСТУПЕНЕВОЇ ТУРБІНИ ЗА СЕРЕДНІМ РАДІУСОМ

Після виконання термогазодинамічного розрахунку ГТД, основи якого наведені у Розділі 1, і узгодження параметрів його основних вузлів, якому присвячено Розділ 2, проводиться проектувальний розрахунок турбомашин, що входять до його складу. Основи проектувального розрахунку компресора за середнім радіусом викладено у Розділі 3.

У даному розділі розглянуті основні теоретичні положення та послідовність проведення проектувального розрахунку багатоступеневої осьової газової турбіни.

Турбіни сучасних ГТД авіаційного та наземного призначення мають високі температури газу на вході та є високонавантаженими.

Відповідно, їх проточні частини мають працювати у складних умовах і, як правило, потребують охолодження, що обумовлює зниження ККД турбіни та двигуна в цілому. [9]

Наявність охолодження турбіни на початковому рівні враховано у Розділі 1, при виконанні термогазодинамічного розрахунку двигуна в процесі вибору його параметрів, у даному розділі вплив цього ефекту на параметри турбіни буде уточнено.

Як і у випадку багатоступеневого компресору, проектувальний розрахунок турбіни виконується за середнім радіусом. Він дає можливість

визначити основні геометричні та газодинамічні параметри турбіни, які забезпечують її роботу в системі ГТД на розрахунковому режимі.

На рис.4.1 схематично надана багатоступенева турбіна турбовального ГТД, який має двокаскадний газогенератор і силову турбіну. Його багатоступенева турбіна включає до себе турбіну каскаду високого тиску ТВТ, турбіну каскаду низького тиску, ТНТ, та силову турбіну, яку іноді називають вільною. Перерізи, позначені індексами Г і Т, визначають вхід до турбіни того чи іншого каскаду або вихід з неї, відповідно, або вхід та вихід з турбіни в цілому.

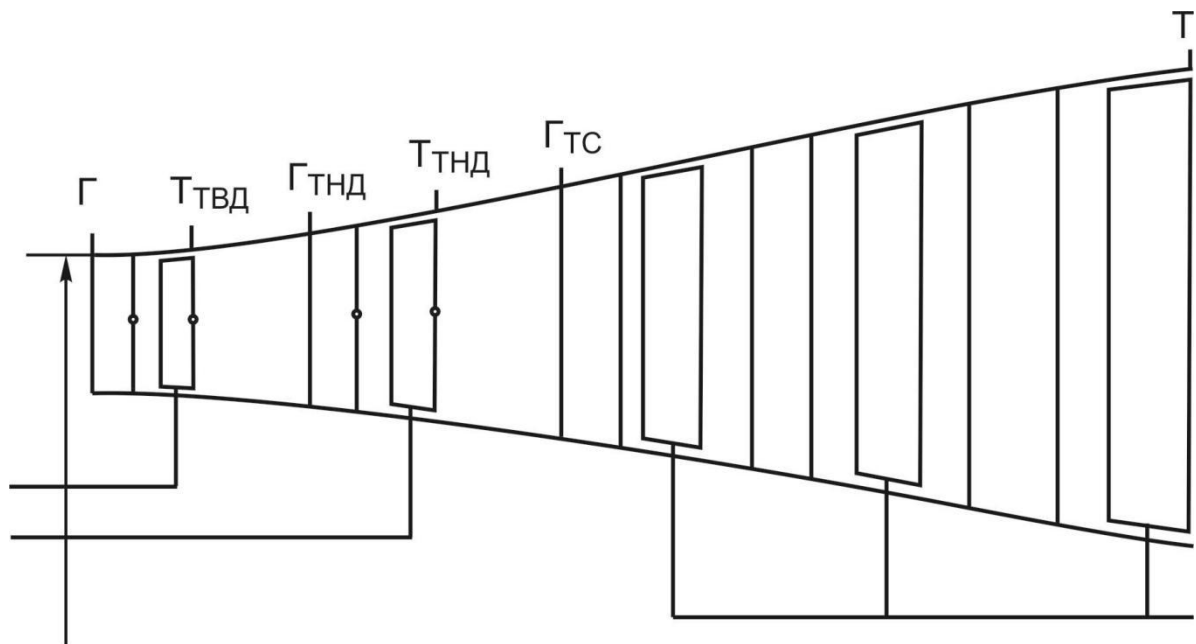


Рисунок 4.1- Схематичне зображення проточної частини турбіни двокаскадного ТВад

#### 4.1 Основні параметри

Процес розширення у багатоступеневій турбіні може бути охарактеризований тими ж параметрами, що і в ізольованому ступені турбіни. Серед них означимо деякі найбільш важливі.

Степінь зниження тиску за параметрами загальмованого потоку як відношення повного тиску на вході і виході з турбіни:

$$\pi_T^* = \frac{P_\Gamma^*}{P_T^*}.$$

Аналогічно багатоступеневому компресору степінь зниження тиску у багатоступеневій турбіні визначається як добуток степеней зниження тиску її ступенів:

$$\pi_T^* = \pi_I^* \cdot \pi_{II}^* \cdot \dots \cdot \pi_n^*,$$

де  $n$  – кількість ступенів.

Степінь зниження тиску також може визначатися відношенням значення загальмованого тиску на вході до значення статичного тиску на виході:

$$\pi_T = \frac{P_\Gamma^*}{P_T}.$$

Ізоентропічний ККД турбіни за параметрами загальмованої течії визначають як відношення дійсної роботи турбіни до ізоентропічної роботи, обидві роботи за загальмованими параметрами :

$$\eta_{ST}^* = \frac{L_T^*}{L_{ST}^*}.$$

Досить часто при розрахунку турбіни застосовують потужнісний (ефективний ККД) як

відношення дійсної роботи за параметрами загальмованої течії до значення Располагаємої ізоентропічної роботи:

$$\eta_e^* = \frac{L_T^*}{L_{ST}}$$

## 4.2 Вибір форми проточної частини

Форма проточної частини суттєво впливає на термогазодинамічні параметри турбіни, розподіл навантаження між ступенями, тому її вибору в процесі проектування приділяють особливу увагу. У Розділі 2 це питання було розглянуто, і початкову форму проточної частини обрано, однак остаточне її уточнення виконується безпосередньо в процесі проектувального розрахунку багатоступеневої турбіни, тобто саме на даному етапі. Детальне формування проточної частини кожного ступеня є дуже важливим, від неї залежать значення енергообміну, ККД та інших параметрів турбіни. [9]

Розрізняють кілька найпоширеніших форм проточних частин турбіни, які можуть бути скомбіновані у багатоступеневій машині.

На рис 4.2.1 наведено приклад проточної частини турбіни з постійним зовнішнім діаметром.  $D_n = \text{const}$ .

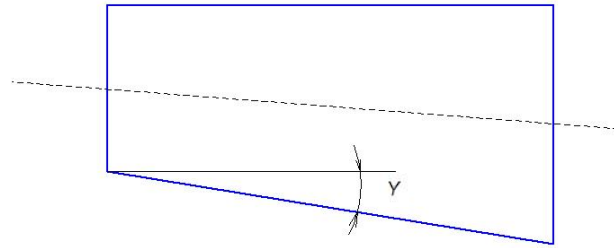


Рисунок 4.2.1 – Проточна частина турбіни з  $D_n = \text{const}$

Зі зменшенням середнього діаметра знижується колова швидкість на цьому радіусі та теплоперепад, який може бути спрацьований на кожному ступені.

У свою чергу, рис. 4.2.2 відображає проточну частину з постійним середнім діаметром,  $D_{\text{cp}} = \text{const}$ .

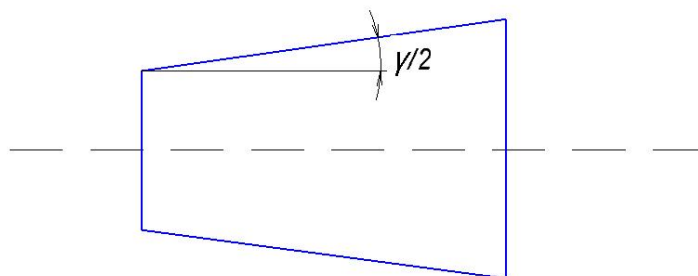


Рисунок 4.2.2 – Проточна частина турбіни з постійним середнім діаметром

На рис.4.2.3 наведено проточну частину турбіни з постійним втулковим діаметром.

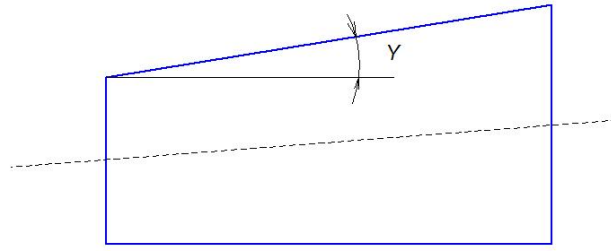


Рисунок 4.2.3 – Проточна частина турбіни з  $D_{em} = const$

Схеми, що показані на рис.4.2.1 та 4.2.3, мають деякі технологічні переваги. Перевагою схеми рис.4.2.2 є найменш ймовірний відрив потоку від поверхонь втулки або корпусу. Більш детально зіставлення проточних частин надано у розділі 2.

Форма проточної частини визначається багатьма факторами, серед яких: заданий розподіл робіт між ступенями, частоти обертання валів у багатовальних конструкціях, прийнятні значення степені реактивності та ін. параметрів ступенів, а також конструктивні та технологічні особливості.

Різноманітність реально застосовуваних форм проточних частин турбіни є великою. Так, наприклад, у двигунах з великими степенями двоконтурності, коли має місце велика різниця частот обертання валу вентилятора і валу каскаду високого тиску, застосовують схеми, у яких суттєво відрізняються середні діаметри першого та останнього ступенів, тобто у конструкції має місце зростання як зовнішнього, так і втулкового діаметрів одночасно.

Задана форма проточної частини турбіни істотно впливає на роботу [9] ступенів і, насамперед, на прийнятний розподіл навантаження між ними. При незмінному значенні частоти обертання зміна колової швидкості на середньому радіусі пропорційна зміні радіусу, що визначає

коефіцієнт навантаження ступеня.

### 4.3 Коефіцієнт навантаження ступеня

Коефіцієнт навантаження ступеня є одним з найбільш важливих параметрів, оскільки він визначає роботу, яку можна отримати у даному ступені при заданій коловій швидкості. Його розраховують як

$$\mu_{CT} = \frac{L_{CT}^*}{U_{cp}^2}.$$

У турбінах авіаційних ГТД, зазвичай він становить 1,2 – 1,8, при тому більшим його значенням відповідають менші значення ККД ступеня та, відповідно, ресурс двигуна. [9]

Загальна оцінка навантаженості багатоступеневої турбіни може бути виконана за середнім коефіцієнтом навантаження ступенів:

$$\mu_T = \frac{L_T^*}{\sum_i^n U_{cp i}^2}, \Sigma$$

де і-номер ступеня

### 4.4 Особливості розрахунку охолоджуваних турбін та визначення витрати повітря для охолодження

Витрата повітря при охолодженні істотно впливає на параметри робочого процесу в двигуні, а саме на ККД його вузлів, перед усім: турбіни і компресору, з проточної частини якого це повітря відбирається.

Необхідна витрата охолоджувача пов'язана з прийнятною для конструкції глибиною охолодження лопаток і проточної частини. Цей параметр можна охарактеризувати за допомогою коефіцієнта ефективності охолодження.

Коефіцієнт ефективності охолодження лопаток визначають як:

$$\theta = \frac{T_{\Gamma \max}^* - T_{\text{Л.доп}}^*}{T_{\Gamma \max}^* - T_{\text{П.охол}}^*},$$

де  $T_{\text{Л.доп}}^*$  - допустима температура для матеріалу лопатки з міркувань міцності при відсутності охолодження, зазвичай вона дорівнює  $T_{\text{Л.доп}} = 1150 \dots 1250 \text{ K}$  і може мати більше значення при застосуванні нових матеріалів, [6]

$T_{\text{П.охол}}^*$  - температура повітря, відібраного з компресора для охолодження

$$T_{\text{П.охол}}^* = T_{\text{за комп}}^* + \Delta T_{\text{підігрів}}^*$$

$\Delta T_{\text{підігрів}}^* = 30 \dots 60 \text{ K}$  - приріст температури при перекачуванні повітря з компресора до турбіни,

$$T_{\Gamma \max}^* = T_{\Gamma}^* + k_{\text{НЕР}} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\text{К}}^*) - \text{для соплового апарату,}$$

де  $k_{\text{НЕР}}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність течії робочого тіла на виході з компресору.  $k_{\text{НЕР}} = 0,25 \dots 0,4$ ,

$$T_{\Gamma \max}^* = 0,95 \cdot T_1^* - \text{для робочого колеса.}$$

Розглянемо зіставлення різних способів охолодження. На рис.4.3 зображено залежність коефіцієнту ефективності охолодження від відносної витрати повітря, що охолоджує, при різних способах охолодження.



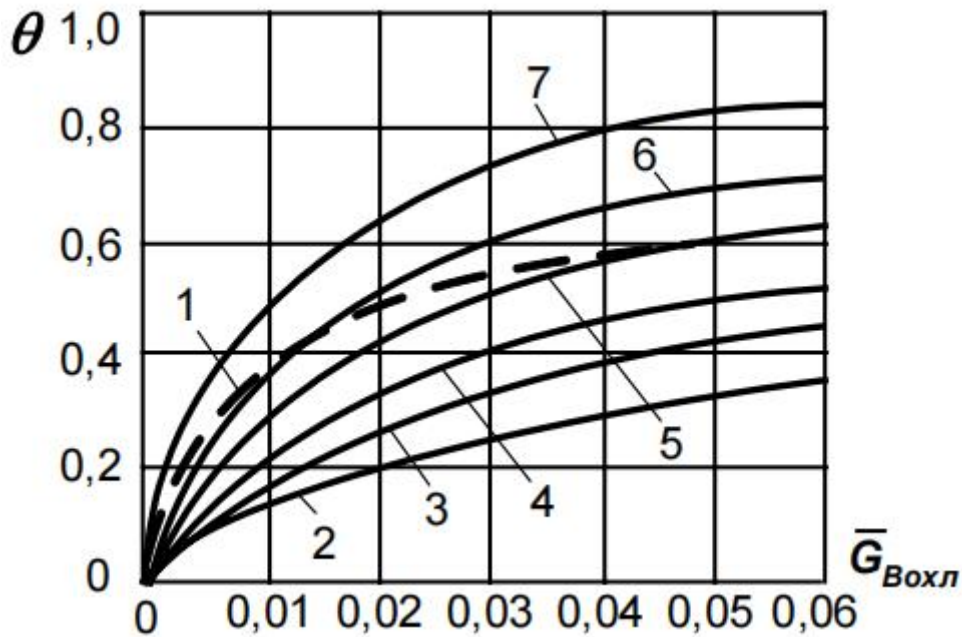


Рисунок 4.3- Вплив витрати охолоджуючого повітря та способу охолодження на коефіцієнт ефективності охолодження

1- оболочкова лопатка, 2-4 - конвективне охолодження, 5-комбіноване конвективно -плівкове охолодження, 6 - плівкове охолодження, 7 - ефузійне або пористе охолодження

Графік, наведений на рисунку 4.3, відображає зміну ефективності охолодження від витрати повітря для різних способів охолодження. Після досягнення значення  $\bar{G}_{охол.} = 0.06$  коефіцієнт ефективності охолодження практично не збільшується при збільшенні витрати повітря. Зображені на рисунку залежності не є загальними і будуть змінюватись при зміні складових сплаву, що використовується, конструктивної побудови і організації системи охолодження. [9]

На рис. 4.4 наведено як приклад один з найбільш поширених способів охолодження ступенів турбіни: конвективно - плівкове охолодження соплового апарату і конвективне охолодження робочого колеса.

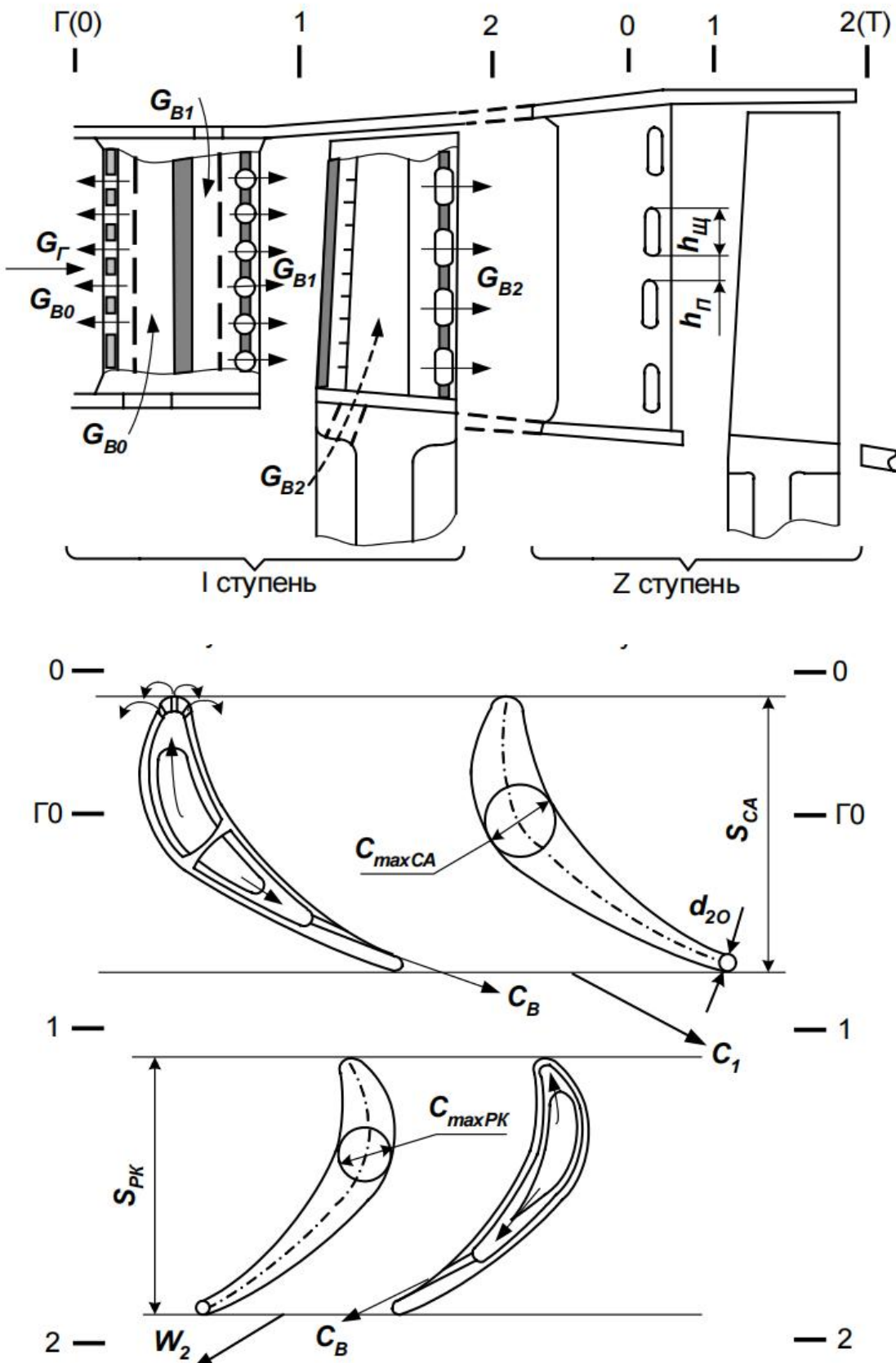


Рисунок 4.4 - Схема охолодження соплових та робочих лопаток ступеня турбіни

При порівнянні ефективності того чи іншого способу охолодження необхідно враховувати, що у загальному випадку охолодження лопаток крім позитивного ефекту пов'язано з появою втрат трьох видів:

- втрати потужності на прокачування охолоджувача через систему охолодження;
- зменшення роботи розширення газу внаслідок відведення тепла при охолодженні;
- збільшення гідравлічних втрат в охолоджуваних решітках профелів лопаткових вінців, завдяки їх збільшеним товщинам, а також, що є дуже суттєвим,
- зниження ККД компресору у разі відбору повітря з його проточної частини .

Слід також зауважити, що певна кількість повітря йде на охолодження дисків та корпусу.

Необхідно так само зазначити, що розрахунок турбіни з охолоджуваними лопатками відрізняється від розрахунку неохолоджуваної турбіни. Ця різниця полягає в тому, що витрата повітря для охолодження кожного лопаткового вінця заздалегідь невідома, тому з початку проводять розрахунок без урахування охолодження. Потім підбирають витрату повітря для потрібної глибини охолодження, і далі параметри ступеня розраховують з урахуванням охолодження. Витрата газу через кожен вінець вздовж проточної частини змінюється внаслідок домішування додаткової витрати повітря, що надходить з системи охолодження.

При виконанні проектів у навчальному процесі витрата повітря для охолодження може бути задана на підставі досвіду виконаних раніше розрахунків.

Особливість розрахунку турбін, що охолоджуються, також полягає в наступному:

– для ступенів з лопатками без охолодження загальна робота турбіни може бути розрахована як

$$L_T^* = \sum_{i=1}^n L_{CTi}^*$$

де  $i$  – номер ступеня,

$n$  - їх загальна кількість,

– для ступенів, що мають охолодження, підсумовують необхідну потужність з урахуванням зміни витрати газу при підводі охолоджуючого повітря у проточну частину.

$$N_T = \sum_{i=1}^n N_{CTi}$$

тобто

$N_T = L_{CT1}^* \cdot G_1 + L_{CT2}^* \cdot G_2 + \dots + L_{CTN}^* \cdot G_N$ , де витрату робочого тіла через кожен ступінь розраховано з урахуванням підведення охолоджуючого повітря.

#### 4.5 ККД турбіни, яка охолоджується

Наявність охолодження призводить до втрат енергії, які поділяють на такі:

– термодинамічні, які пов'язані із зменшенням корисної роботи турбіни при відведенні деякої частини тепла в процесі охолодження;

- газодинамічні, що обумовлені особливостями конструкції профелів лопаток турбін, а саме їх стовщенням, а також змішуванням і вихореутворенням в потоці, де виводиться охолоджувач, який пройшов через канали лопаток.

ККД турбіни, що охолоджується, є нижчим, за ККД турбіни без охолодження, а саме

$$\eta_{T. охол}^* = \eta_{T. неохол}^* - \Delta\eta$$

що може бути оцінено як

$$\eta_{T. \text{ охол}}^* = \eta_{T. \text{ неохол}}^* * (1 - 0,5 * \sum_{i=1}^n \Delta \bar{G}_{\text{ охол}})$$

де n – кількість вінців, що охолоджуються.

#### **4.6 Розподіл сумарної роботи розширення або потужності турбіни між ступенями. Призначення додаткових параметрів**

Після визначення кількості ступенів, яка дозволяє отримати необхідну для реалізації циклу роботу, проводиться розподіл цієї роботи між ступенями, який можна виконати у різний спосіб, а саме

А) рівномірний розподіл (даний варіант є найбільш вигідним з точки зору отримання більших значень ККД, але має ряд недоліків);

Б) З метою зменшення кількості вінців, що є охолоджуваними, і, відповідно, витрати необхідного для цього повітря, використовують спрацювання більш високого значення теплоперепаду на перших ступенях. Тоді за першими ступенями спостерігається більш суттєве зниження температури робочого тіла, що дає можливість проектувати наступні ступені без застосування охолодження. Спрацювання більшого теплоперепаду на перших ступенях вимагає великої кривизни профілів та спеціального профілювання лопаток для реалізації великого значення кута повороту потоку у ступені, що впливає на ККД.

В) Застосування більш високих теплоперепадів на останніх ступенях дозволяє дещо збільшити її ККД, проте при заданій колій швидкості на середньому радіусі величини робіт на цих ступенях мають

бути обмежені для забезпечення кута виходу потоку з останніх ступенів турбіни в абсолютному русі не більшим за  $\alpha_2 = 85...90^\circ$ .

Тому задану потужність розподіляють серед ступенів таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останнього ступеня не перевищував орієнтовно 1,5 для забезпечення напрямку виходу потоку зі ступеня, близького до осьового.

Кінцевий варіант розподілу роботи між ступенями, його оптимізація можлива після аналізу отриманих параметрів турбіни, що проектується, у вигляді результатів її розрахунку.

#### **4.6.1 Визначення додаткових геометричних параметрів і параметрів течії, необхідних для розрахунку**

При виконанні проектувального розрахунку турбіни мають бути отримані параметри течії у ступенях на вході і виході з лопаткових вінців на середньому радіусі вздовж проточної частини, які у подальшому можуть бути використані при побудові ґраток профелів.

Для визначення геометричних та потокових параметрів турбіни слід ураховувати наступне. При русі потоку у проточній частини йде процес розширення, знижується щільність течії, і для збереження заданого значення витрати необхідно збільшувати або швидкості, або площіні прохідних перерізів. З одного боку зростання швидкості на виході з соплового апарату  $C_1$  обмежене, і збільшення площіні поперечного перерізу також обмежене кутами розкриття проточної частини. Також є граничні значення щодо кутів виходу потоку з СА, які визначені для

перших ступенів днаієннями  $\alpha_1 = 15 - 20^\circ$ , а для останніх  $\alpha_1 = 30 - 35^\circ$ . Тому, урахування наявних обмежень викликає необхідність коректування форми проточної частини та деяких інших вихідних даних.

Щодо степені реактивності, то її значення намагаються зробити невеликим, наприклад,  $\rho_T = 0,2 \dots 0,25$ , коли потрібно забезпечити великі значення коефіцієнта навантаження

$$\mu = \frac{L_{cr}^*}{U_{cp}^2}.$$

де  $L_{cr}^* = C_{2U} \cdot U_2 + C_{1U} \cdot U_1$ .

Зазвичай значення степені реактивності призначають у діапазоні  $0,2 \dots 0,45$ . Вибір цієї величини має суттєвий вплив на параметри турбінного ступеня та його ККД. Для першого ступеня багатоступеневої турбіни зазвичай призначають  $\rho_T = 0,3 \dots 0,36$ . На останніх ступенях значення степені реактивності варто приймати більшими для забезпечення її позитивного значення у втулки ( $\rho_{TBT} > 0$ ) при високих значеннях довжин лопаток. Окрім того, її значення впливає на величину кута потоку на виході з турбіни. [9]

При виконанні розрахунків турбіни мають бути задані деякі додаткові значення.

Відносна величина радіального зазору над лопатками РК

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2},$$

де  $\Delta_r$ —радіальний зазор в гарячому стані,

$h_2$  – висота робочої лопатки на виході,

для робочих вінців з бандажними полками  $\bar{\Delta}_r \approx 0...$

Якщо бандажних полок немає, то рекомендований діапазон для цієї величини складає  $\bar{\Delta}_r = 0,002...0,01$ .

На рисунку 4.5 зображено схему проточної частини ступеня турбіни, де показано радіальний зазор та інші параметри ступеня.

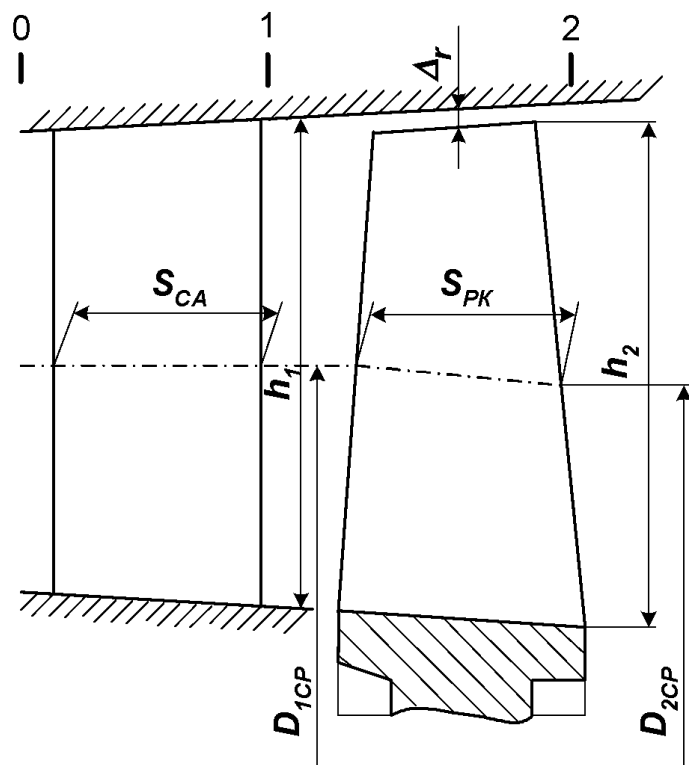


Рисунок 4.5 - Схема турбінного ступеня

Крім того, у вихідних даних повинні бути задані

$\bar{C}_B, \bar{C}_r$  - відношення швидкості повітря на виході з отворів у лопатці при плівковому (через носову частину лопатки) охолодженні до середньої швидкості газу в вхідному перерізі та відношення середньої швидкості повітря через отвори в вихідному перерізі до швидкості газу за решіткою які задаються в діапазонах:



$$\bar{C}_B = 0,4..0,6; \bar{C}_r = 0,75..0,85.$$

Відносна висота щілини для випуску охолоджуючого повітря:

$$\bar{h}_{щ} = \frac{h_{щ}}{(h_{щ} + h_n)},$$

де  $h_{щ}$ — висота щілини,

$h_n$ — висота перемички.

При наявності щілини для випуску повітря у лопатці призначають  $\bar{h}_{щ} = 0,50...0,85$ .

При відсутності щілини ця величина не приймає участі у розрахунках, тому значення її в цьому випадку неважливе.

На рис. 4.6 наведено пояснення щодо визначення висоти щілини та перемички.

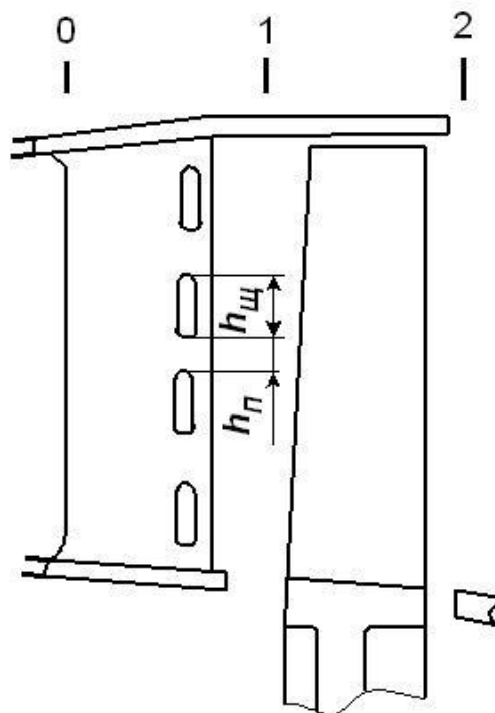


Рисунок 4.6 - Схема розташування щілин у охолоджуваній лопатці турбінного ступеня

Крім того, має бути заданий відносний діаметр вихідної кромки лопатки, який визначає кромкові втрати на виході з лопаткового вінця:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a},$$

де  $d_2$  - діаметр вихідної кромки профеля лопатки,  
а - "горло" міжлопаткового каналу.

Для лопаток, які не є охолоджувані, призначають:  $\bar{d}_2 = 0,04 \dots 0,10$ ,  
для лопаток, що є охолоджувані  $\bar{d}_{2o} = 0,10 \dots 0,15$ .

Геометричні параметри (середні діаметри проточної частини і висоти лопаток) призначають за даними розділу 2. Але, слід зауважити, що значення висот лопаток та середніх діаметрів проточної частини турбіни можна змінювати для отримання більш прийнятних значень параметрів (ККД, потужності, швидкостей, кутів та ін.) або для повторення форми проточної частини двигуна - прототипу. У практиці проектування турбін часто зустрічаються форми проточних частин, відмінні від наведених вище досить простих класичних форм. Змінювати значення висот лопаток та середніх діаметрів турбіни потрібно усвідомлено, з розумінням мети таких змін та на підставі комплексного аналізу одержуваних результатів.

Для розрахунку також необхідно визначити і надати у файлі вихідних даних товщини лопаток, а саме

$\bar{C}_{CA}$ — відносна максимальна товщина профіля лопатки СА на середньому радіусі,

$\bar{C}_{PK}$ — відносна максимальна товщина профіля лопатки РК на середньому радіусі.

Для лопаток вінців, що не охолоджуються, призначають:

$$\bar{C}_{CA} = 0,10 \dots 0,15, \quad \bar{C}_{PK} = 0,10 \dots 0,15..$$

Для охолоджуваних вінців ці величини обирають більшими в залежності від способу охолодження і витрати охолоджувального повітря у діапазонах:

$$\bar{C}_{CA} = 0,15 \dots 0,20; \quad \bar{C}_{PK} = 0,20 \dots 0,25.$$

Пояснення до визначення основних геометричних параметрів профілів у ґратках СА і РК надані на рис. 4.7.

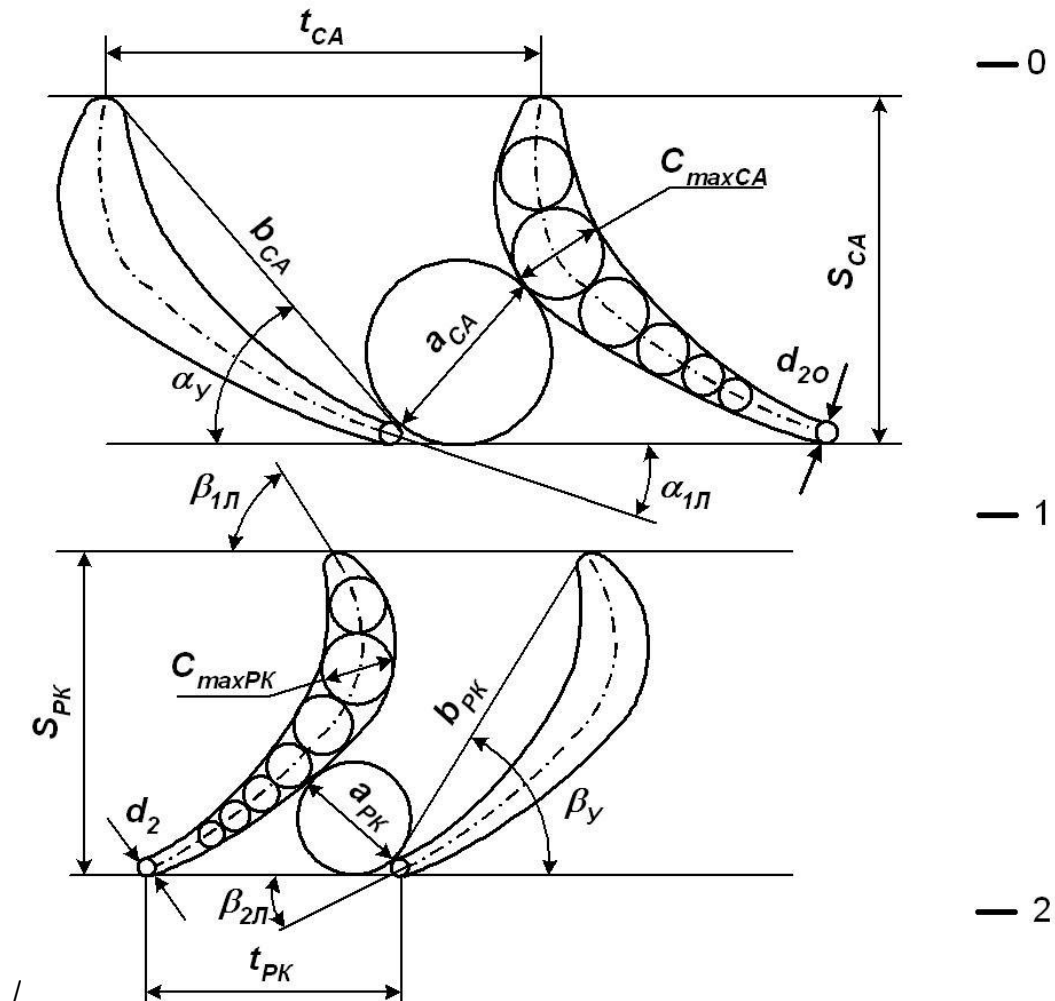


Рисунок 4.7 - Геометричні параметри решіток профілів соплового апарату і робочого колеса ступеня турбіни

## 4.7 ПРАКТИЧНА РОБОТА 8

Метою даної практичної роботи є ознайомлення з методикою проектувального розрахунку осьової багатоступеневої газової турбіни за середнім радіусом та отримання навичок роботи з відповідною програмою.

Проектувальний газодинамічний розрахунок осьової турбіни виконується за методикою, що викладена у навчальному посібнику [11]. Метою розрахунку є визначення геометричних параметрів у характерних перетинах турбіни та параметрів потоку і ККД.

Газодинамічний розрахунок осьової газової турбіни проводиться на ЕОМ за допомогою програм GDRGT та GFT. В процесі розрахунку отримуємо основні газодинамічні і геометричні параметри ступенів, графічну побудову проточної частини турбіни, зображення розподілу параметрів течії та трикутники швидкостей. Програма GFT забезпечує графічне зображення результатів розрахунку.

### 4.7.1 Порядок виконання роботи

Наведена нижче практична робота виконується на прикладі двовального ТВаД у такій послідовності.

1. На основі геометричних параметрів, отриманих у розділі 2, і креслення двигуна - прототипу побудувати початковий ескіз проточної частини багатоступеневої турбіни з указанням розмірів.

2. Провести розрахунок значень середніх діаметрів і висот лопаток, заповнити таблицю 4.1, форма таблиці корегуються в залежності від числа ступенів.

3. Провести розрахунок вихідних даних та вибір параметрів у відповідності з п.п. 4.7.2 та 4.6.

4. Підготувати таблицю 4.5, додавши до неї дані з п.4.7.2 для кожного ступеня турбіни.

5. Ознайомитися з прикладом оформлення файлу вихідних даних до розрахунку. Записати основні позначення величин, їх фізичніе толмачення.

6. Розглянути відповідні межі зміни параметрів турбіни (п.4.6).

7. Заповнити файл вихідних даних у відповідності з таблицею 4.2, п.4.7.2.

8. Виконати розрахунок, провести аналіз файлу результатів. Перевірити відповідність параметрів межам, що вказані.

9. Провести при необхідності корекцію файлу вихідних даних з метою підвищення якості результатів розрахунку (за вказівкою викладача ).

10. Скласти звіт з практичної роботи (у відповідності з п.4.7.5).

#### 4.7.2 Підготовка вихідних даних

1. Визначення потужностей ступенів турбін ТВТ та ТНТ. У двигуна, що проектується, вони є одноступеневі:

а) турбіна високого тиску

$$N_{ТВТ} = \frac{L_{КВТ}^* * G_{П КВТ}}{\eta_{т вт}}, \text{ ДЖ/КГ}$$

б) турбина низького тиску

$$N_{ТВТ} = \frac{L_{КНТ}^* * G_{П КНТ}}{\eta_{т нт}}, \text{ ДЖ/КГ}$$

де  $L_{КВТ}^*$  та  $L_{КНТ}^*$  –приймаємо відповідно проведеного раніше розрахунку компресора ( $L_{к1}$  та  $L_{к2}$ );

$G_{П КВТ}$  – масова витрата повітря на вході до компресора високого тиску.

$G_{П КНТ}$  масова витрата повітря на вході до компресора низького тиску.

$\eta_{м НТ}$  та  $\eta_{м ВТ}$  – механічні ККД роторів КНТ та КВТ ( див.тепловий розрахунок , раздел 1

в)  $N_C$  –потужність силової турбіни треба поділити між ступенями. Це можна зробити у різний спосіб.

З метою розвантаження останнього ступеня силової турбіни потужність розподіляють таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останнього ступеня не перевищував 1,5 для забезпечення наряду виходу потоку зі ступеня, наближеного до осьового. У якості першого наближення можна запропонувати наступний варіант розподілу потужностей по ступенях:

$$N_{СТ1} = 0,4 * N_C , N_{СТ2} = 0,35 * N_C , N_{СТ3} = 0,25 * N_C$$

2. Витрата газу через турбіну  $G_G$

$$G_G = G_{П} - \Delta G_{отб} + G_{палива} \text{ чи}$$

$$G_G = G_{П}(1 - \Delta \bar{G}_{отб} + q_{палива})$$

де  $\Delta \bar{G}_{отб}$  –відносна витрата відібраного з проточної частини компресора повітря (у тому числі і на охолодження);

$q_{палива}$  –відносна витрата палива.

Обидва параметри  $\Delta \bar{G}_{отб}$  и  $q_{пал}$  – визначені у тепловому розрахунку , розділ 1. Іноді існує необхідність у корекції витрати відіюраного повітря для отримання необхідних параметрів потужності турбіни.

#### 4.7.3 Зміст файлу вихідних даних

Дата

$Kz, Kc, P_T^*$

$DH(10) / G_{Г'}, T_{Г'}^*, P_{Г'}^*, T_{II}, \bar{\Delta}_{Г'}, \bar{C}_B, \bar{C}_{Г'}, \bar{h}_{Щ'}, \bar{d}_2, \bar{d}_{20} /$

$AMC(8) / N_{CT1}, N_{CT2}, \dots, N_{CTi}, \dots, N_{CT8} /,$

$WC(8) / n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_8 /,$

$RC(8) / \rho_{T1}, \rho_{T2}, \dots, \rho_{Ti}, \dots, \rho_{T8} /,$

$D1C(8) / D_{1CP1}, D_{1CP2}, \dots, D_{1CPI}, \dots, D_{1CP8} /,$

$D2C(8) / D_{2CP1}, D_{2CP2}, \dots, D_{2CPI}, \dots, D_{2CP8} /,$

$H1(8) / h_{11}, h_{12}, \dots, h_{1i}, \dots, h_{18} /,$

$H2(8) / h_{21}, h_{22}, \dots, h_{2i}, \dots, h_{28} /,$

$CMC(8) / \bar{C}_{CA1}, \bar{C}_{CA2}, \dots, \bar{C}_{CAi}, \dots, \bar{C}_{CA8} /,$

$CMP(8) / \bar{C}_{PK1}, \bar{C}_{PK2}, \dots, \bar{C}_{PKi}, \dots, \bar{C}_{PK8} /,$

$GB0(8) / \bar{G}_{п01}, \bar{G}_{п02}, \dots, \bar{G}_{п0j}, \dots, \bar{G}_{п08}, /,$

$GB1(8) / \bar{G}_{п11}, \bar{G}_{п12}, \dots, \bar{G}_{п1j}, \dots, \bar{G}_{п18}, /,$

$GB2(8) / \bar{G}_{п21}, \bar{G}_{п22}, \dots, \bar{G}_{п2j}, \dots, \bar{G}_{п28}, /,$

$ADN(4) / k_{\Gamma}, R_{\Gamma}, C_{P\Gamma}, M_{OTH} /.$

### Вихідні дані, що входять до файлу

$Kz$  – загальна кількість ступенів турбіни –  $Z_T$  ( $Z_T = 1 \dots 8$ );

$Kc$  – число ступенів вільної турбіни –  $Z_{TC}$ ;

$P_T^*$  – повний тиск газового потоку на виході з турбіни, Па;

$G_{\Gamma}$  – масова витрата газу на вході до турбіни, кг/с;

$T_{\Gamma}^*, P_{\Gamma}^*$  – параметри загальмованого газового потоку на вході до турбіни, К, Па (з розрахунку «Узгодження», розділ 2);

$T_{II}$  – температура повітря, що охолоджує лопаткові вінці СА або РК,

$\bar{\Delta}_{\Gamma}$  – відносна величина радіального зазору над лопатками РК,

$$\bar{\Delta}_{\Gamma} = \Delta_{\Gamma} / h_2,$$

де  $\Delta_{\Gamma}$  – величина радіального зазору;  $h_2$  – висота робочої лопатки;



$\bar{C}_B$ ,  $\bar{C}_G$  - відношення швидкості повітря на виході з отворів у лопатці при плівковому (через носову частину лопатки) охолодженні до середньої швидкості газу в вхідному перерізі та відношення середньої швидкості повітря через отвори в вихідному перерізі до швидкості газу за решіткою.

$\bar{h}_{\text{щ}}$  – відносна висота щілини для випуску охолоджувального повітря,

$$\bar{h}_{\text{щ}} = h_{\text{щ}} / (h_{\text{щ}} + h_{\text{п}}),$$

де  $h_{\text{п}}$  – висота перемички, див. рис.4.6;

$\bar{d}_2$ ,  $\bar{d}_{20}$  – відносні товщини вихідних кромek лопаток, що визначають втрати на кромках для неохолоджуємих та охолоджуємих вінцях відповідно ,

де  $\bar{d}_2 = d_2/a$ , див. рис. 4.7;

$N$  – потужність ступеня , кВт;

$n$  – частота обертання ротору турбінного ступеня, об/хв;

$\rho_T$  – термодинамічна степінь реактивності ступеня на середньому діаметрі;

$D_{1CP}$ ,  $D_{2CP}$  – значення середнього діаметра на вході та на виході з РК, м;

$h_1$ ,  $h_2$  – висоти лопаток на вході та виході з РК, м;

$\bar{C}_{CA}$ ,  $\bar{C}_{PK}$  – відносна максимальна товщина профелів

лопаток CA та РК на середньому діаметрі:

$$\bar{C}_{CA} = C_{max CA} / b_{CA}; \quad \bar{C}_{PK} = C_{max PK} / b_{PK} \text{ (рис. 4.7).}$$

Далі йдуть параметри, які визначають витрату охолоджувального повітря.

$\Delta \bar{G}_{\pi 0i}$  – відносна витрата повітря на плівкове охолодження лопаток СА:

$$\Delta \bar{G}_{\pi 0i} = \Delta G_{\pi 0i} / G_r;$$

$\Delta \bar{G}_{\pi 1i}$  – відносна витрата повітря, що використовується на конвективне охолодження лопаток СА:

$$\Delta \bar{G}_{\pi 1i} = \Delta G_{\pi 1i} / G_r;$$

$\Delta \bar{G}_{\pi 2i}$  – відносна витрата повітря на конвективне охолодження робочих лопаток:

$$\Delta \bar{G}_{\pi 2i} = \Delta G_{\pi 2i} / G_r.$$

Таким чином, програма дозволяє розраховувати параметри турбін при використанні трьох способів охолодження.

Якщо задаються значення  $\Delta \bar{G}_{\pi 0i} > 0$ ;  $\Delta \bar{G}_{\pi 1i} = 0$  - охолодження СА плівкового типу. Більш точно спосіб охолодження визначається після виконання розрахунку на міцність лопатки турбіни.

Якщо задаються значення  $\Delta \bar{G}_{\pi 0i} > 0$ ;  $\Delta \bar{G}_{\pi 1i} > 0$  - охолодження СА конвективно – плівкового типу.

Якщо задаються  $\Delta \bar{G}_{\pi 0i} = 0$ ;  $\Delta \bar{G}_{\pi 1i} > 0$  - охолодження СА конвективного типу.

Якщо задано  $\Delta \bar{G}_{\pi 0 i} = 0$ ;  $\Delta \bar{G}_{\pi 1 i} = 0$ , то охолодження СА даного ступеня не виконується.

Для робочого колеса в даному варіанті програми передбачений лише конвективний спосіб охолодження як найбільш поширений. За його наявності приймають  $\Delta \bar{G}_{\pi 2 i} > 0$ .

Якщо  $\Delta \bar{G}_{\pi 2 i} = 0$ , то охолодження РК даного ступеня турбіни не використовується.

Вихідні дані для розрахунку газової турбіни розміщують у файлі GDRGT.DAT. Приклад змісту такого файлу наведено нижче у табл.4.5,4.6.

#### 4.7.4 Зміст файлу результатів розрахунку

Результати розрахунку, які отримують у програмі GDRGT.EXE, заносять у файл GDRGT.REZ. Схема друку результатів газодинамічного розрахунку турбінного ступеня представлена нижче:

$D_{1CP}$	$D_{2CP}$	$h_1$	$h_2$	$\bar{C}_{CA}$	$\bar{C}_{PK}$	$n$	
$N_{CT}$	$L_{CT}^*$	$\pi_{CT}^*$	$\pi_{CT}$	$\eta_{CT}^*$	$\rho_T$	$\rho_{TVT}$	$T_{1W}^*$
$U_1$	$C_1$	$C_{1A}$	$C_{1U}$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$\lambda_1$	$\lambda_{1W}$
$U_2$	$C_2$	$C_{2A}$	$C_{2U}$	$\alpha_2$	$\beta_2$	$\lambda_2$	$\lambda_{2W}$

$T_1$	$T_1^*$	$P_1$	$P_1^*$	$T_2$	$T_2^*$	$P_2$	$P_2^*$
$G_1$	$G_2$	$S_{CA}$	$b_{CA}$	$\alpha_y$	$t_{CA}$	$\varphi$	$Z_{CA}$
$P_U$	$P_A$	$S_{PK}$	$b_{PK}$	$\beta_y$	$t_{PK}$	$\psi$	$Z_{PK}$
$T_{ЛСА}$	$T_{ЛРК}$	$\sigma_{\Sigma}$					

Далі розташовані результати розрахунку наступного ступеня

### Основні позначення у файлі результатів розрахунку

$L_{СТ}^*$  – робота ступеня, що розрахована за загальмованими параметрами, Дж/кг;

$\pi_{СТ}^*$  – степінь зниження повного тиску у ступені;

$\pi_{СТ}$  – степінь зниження тиску від повного тиску на вході у ступінь до статичного на виході з нього;

$\eta_{СТ}^*$  – ККД ступеня, що розрахований за загальмованими параметрами;

$\rho_T, \rho_{ТВ}$  – термодинамічна степінь реактивності ступеня, відповідно, на середньому діаметрі та у втулки;

$T_{iW}^*$  – температура гальмування потоку перед РК у відносному русі, К;

$U_1, U_2$  – колова швидкість на середньому діаметрі на вході і на виході з РК, м/с;

$C_1, C_2$  – швидкість потоку на середньому діаметрі на вході та виході з РК, м/с;

$C_{1A}, C_{2A}, C_{1U}, C_{2U}$  – витратні та колові складові абсолютної швидкості на середньому діаметрі на вході та виході з РК, м/с;

$\alpha_1, \alpha_2$  – кути потоку в абсолютному русі на середньому діаметрі на вході та виході з РК, град;

$\beta_1, \beta_2$  – кути потоку у відносному русі на середньому діаметрі на вході та виході з РК, град;

$\lambda_1, \lambda_{1W}, \lambda_2, \lambda_{2W}$  – приведені швидкості потоку в абсолютному та відносному русі на середньому діаметрі на вході та виході з РК, відповідно ;

$T_1, T_1^*, T_2, T_2^*$  – значення статичної та повної температури на середньому діаметрі на вході та виході з РК, К;

$P_1, P_1^*, P_2, P_2^*$  – значення статичного та повного тиску на середньому діаметрі на вході та виході з РК, Па;

$G_1, G_2$  – масова витрата робочого тіла на вході та виході з РК, кг/с;

$S_{CA}, S_{PK}$  – ширина решіток лопаток СА і РК на середньому діаметрі в меридиональному перерізі, м;

$b_{CA}, b_{PK}$  – хорди лопаток СА і РК на середньому діаметрі, м;

$\alpha_y, \beta_y$  – кути установки лопаток СА і РК на середньому діаметрі, град;



$h_L =$	М																	
$= \frac{D_H - D_{BT}}{2}$																		

#### 4.7.5 Звіт з практичної роботи

Звіт має такі складові.

1. Мета роботи
2. Схематичне зображення проточної частини турбіни двугуна-прототипу з вказанням діаметральних розмірів  $D_H$  ,  $D_B$  ,  $D_{BT}$  ,  $D_{BT}$  всіх ступенів.
3. Таблицю 4.1, що відображає геометричні параметри проточної частини
4. Перелік вихідних даних, які необхідні для розрахунку
5. Розрахунки при підготовці вихідних даних
6. Роздруківку файлу вихідних даних
7. Роздруківку файлу результатів розрахунку
8. Аналіз отриманих результатів, що мають відхилення величин від припустимих значень.
9. Висновки про необхідність корекції вихідних даних та проведення повторного розрахунку.

#### 4.7.6 Приклад виконання розрахунку

Для підготовки вихідних даних треба використовувати результати розрахунків з попередньо виконаних практичних робіт та теоретичні викладки розділів 4.1...4.6.





Срг =1181.7 Кг =1.3213 Срв =1033.1 Кв =1.3847

**Ne = 7000. Gв = 31.63**

дов = .615 Дсрtn/Dк =1.030 Дсртс/Dк =1.030

дово= .916 D1цс/Dкко=1.000 D2цс/Dко =1.000

D4цс/D2цс=1.000 Дсртв/Dко=1.170

Lкн/Lк = .380 КПДкн\* = .870 Сркнв = .990

Lок/Lкв=1.000 КПДок\* = .867 Сркоц =1.000

Mzтс =2.968 Сртвн = .990 Сртнс =1.000

Uк = 343.0 Uквт = 372.0

Результати розрахунку :

\* КНТ \* Кф = 2 Zк = 6.

Lк\* = 157139. Пік\* = 3.897 КПД\* = .8700 Uк = 343.0

Dк = .5887 дов = .6150 док = .8291 Hzс = .2457

пнт =11127.

\* ОК ВТ \* Кф = 1 Zк = 7.

Lк\* = 256384. Пік\* = 4.186 КПД\* = .8666 Uк = 372.0

Dк = .4774 дов = .7920 док = .9159 Hzс = .2647

пвт =14881.

\* ТВТ \* Кф = 3 Zт = 1.

Lт\* = 281331. Піт\* = 2.545 КПД\* = .9040 (h/D)г = .0677

Uср = 429.0 Mz = 1.528 Дср = .5586 (h/D)т = .0943

Sp = 173.6 Tw\* =1135.8

\* ТНТ \* Кф = 3 Zт = 1.

Lт\* = 172429. Піт\* = 2.032 КПД\* = .8707 (h/D)г = .0912

Uср = 345.1 Mz = 1.447 Дср = .6064 (h/D)т = .1331

Sp = 158.5 Tw\* = 962.4

\* TC \* Кф = 2 Zт = 2.

Lт\* = 221310. Піт\* = 2.863 КПД\* = .9100 (h/D)г = .1331

Uср = 273.0 Mz = 2.968 Дср = .6064 (h/D)т = .2937

Sp = 219.0 Tw\* = 756.3 **птс = 8600.**

Переріз \Параметр: Т\* : Р\* : С : С/акр : F

: К : Па : м/с : --- : кв.м

в - в 288. 99299. 180.0 .5808 .1693

к кнт - к кнт 440. 386999. 160.0 .4177 .0695

в квт - в квт 440. 383129. 170.0 .4438 .0667

к - к 688. 1603700. 140.0 .2923 .0289

г - г 1296. **1531500.** 124.8 .1917 .0626

т твт - т твт 1058. 601750. 180.0 .3060 .0924

ГТНТ - ГТНТ 1058. 595733. 175.0 .2975 .0958  
 ТТНТ - ТТНТ 912. 299070. 190.0 .3479 .1537  
 ГТС - ГТС 912. 299070. 190.0 .3479 .1537  
 Т - Т 725. **104460.** 200.0 .4108 .3393

ДН1 **Дсп1** Двт1 ДН2 **Дсп2** Двт2 Zст  
 КНТ .5887 .4887 .3621 .5321 .4887 .4411 6.  
 ОК ВТ .4774 .4307 .3781 .4774 .4578 .4373 7.  
 ТВТ .5794 **.5427** .5059 .6113 **.5586** .5059 1.  
 ТНТ .6312 **.5784** .5257 .6871 **.6064** .5257 1.  
 ТС .6871 **.6064** .5257 .7845 **.6064** .4283 2.

Таблиця 4.4. Результати розрахунку осьового копресора ( розділ 3,табл.3.7)

ГДР МОК Дата 28. 3.23

Нк= 2 Кф1= 2 Кф2= 1 z1= 6 zk= 13 Кг= 1

Пк=16.150 Пк1= 3.897 G= 31.63 **n1= 10780.3 n2= 14423.1** k= 1.38 R= 286.76

Тв=288.15 Рв= 99299.0 P1o= 97809.5 Сва= .985 Сна= .980 Снв= .990 m= .00

Нст	Дк	Дсп	Двт	Дот	ККД	Mw1	Mc2
1	.6076	.5044	.3737	.6150	.8812	.8354	.7520
2	.5883	.5044	.4035	.6859	.8906	.8060	.7143
3	.5745	.5044	.4229	.7360	.8946	.7746	.6769
4	.5640	.5044	.4368	.7745	.8935	.7458	.6374
5	.5571	.5044	.4456	.7999	.8870	.7104	.5941
6	.5525	.5044	.4513	.8169	.8746	.6714	.5547
7	.4926	.4446	.3907	.7931	.8788	.7234	.6382
8	.4926	.4515	.4064	.8250	.8883	.6983	.6158
9	.4926	.4572	.4188	.8503	.8926	.6723	.5927
10	.4926	.4617	.4287	.8703	.8939	.6476	.5706
11	.4926	.4654	.4365	.8862	.8909	.6226	.5483
12	.4926	.4683	.4427	.8988	.8849	.5994	.5269
13	.4926	.4705	.4473	.9081	.8737	.5757	.5061
Нст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	180.0	180.0	79.11	177.1	196.6	252.6	343.0
2	180.0	179.5	74.76	175.8	194.9	251.3	332.1
3	179.0	178.5	72.20	172.7	193.0	248.4	324.3
4	178.0	175.0	70.56	168.6	191.5	243.0	318.4
5	172.0	168.0	69.87	163.6	185.6	234.5	314.5
6	164.0	162.8	71.83	156.0	179.0	225.4	311.8

7	170.0	168.0	93.16	207.4	193.9	266.9	372.0
8	166.0	164.0	94.06	211.6	190.8	267.7	372.0
9	162.0	160.0	95.64	214.1	188.1	267.3	372.0
10	158.0	156.0	97.13	215.9	185.5	266.4	372.0
11	154.0	152.0	99.47	216.2	183.3	264.3	372.0
12	150.0	147.5	101.6	216.2	181.2	261.7	372.0
13	145.0	142.5	104.2	215.6	178.5	258.5	372.0

№ст	Hz	Rk	al1	al2	be1	be1л	be2
1	.2758E+05	.5500	66.27	45.46	41.20	41.20	59.13
2	.2808E+05	.5600	67.44	45.60	40.60	40.60	58.75
3	.2758E+05	.5700	68.03	45.95	40.10	40.10	57.88
4	.2658E+05	.5800	68.38	46.06	39.73	39.73	56.43
5	.2509E+05	.5900	67.89	45.76	38.68	38.68	54.21
6	.2223E+05	.6000	66.35	46.22	37.61	37.61	51.65
7	.3564E+05	.5500	61.28	39.01	35.02	35.02	52.07
8	.3664E+05	.5500	60.46	37.78	33.90	33.90	51.27
9	.3714E+05	.5500	59.44	36.77	32.98	32.98	50.29
10	.3754E+05	.5500	58.42	35.85	32.13	32.13	49.29
11	.3714E+05	.5500	57.14	35.11	31.43	31.43	48.10
12	.3664E+05	.5500	55.89	34.30	30.75	30.75	46.85
13	.3564E+05	.5500	54.30	33.46	30.00	30.00	45.57

№ст	Пст	Нтк	Сак	Kg	Кн	U1	U2
1	1.327	.2373	.5248	1.020	.9880	284.7	284.7
2	1.306	.2609	.5420	1.022	.9760	284.7	284.7
3	1.275	.2720	.5519	1.024	.9640	284.7	284.7
4	1.243	.2755	.5591	1.026	.9520	284.7	284.7
5	1.211	.2699	.5470	1.028	.9400	284.7	284.7
6	1.172	.2463	.5259	1.031	.9280	284.7	284.7
7	1.271	.2812	.4570	1.033	.9160	335.7	338.4
8	1.260	.2929	.4462	1.035	.9040	341.0	343.1
9	1.246	.2982	.4355	1.037	.9000	345.3	347.0
10	1.231	.3014	.4247	1.039	.9000	348.7	350.1
11	1.213	.2982	.4140	1.041	.9000	351.5	352.6
12	1.195	.2942	.4032	1.043	.9000	353.7	354.5
13	1.176	.2862	.3898	1.046	.9000	355.3	355.3

№ст	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	314.9	269.4	284.0	.1344E+06	.1317E+06	.7680E+05	.9269E+05
2	342.1	296.5	311.5	.1755E+06	.1720E+06	.1061E+06	.1253E+06
3	368.8	324.0	338.9	.2238E+06	.2194E+06	.1415E+06	.1652E+06
4	394.6	351.1	366.0	.2783E+06	.2727E+06	.1837E+06	.2123E+06

5	418.9	377.9	392.3	.3371E+06	.3303E+06	.2334E+06	.2661E+06
6	440.5	403.4	415.9	.3949E+06	.3870E+06	.2883E+06	.3210E+06
7	475.0	422.3	440.5	.4968E+06	.4869E+06	.3291E+06	.3787E+06
8	510.5	457.4	475.8	.6262E+06	.6136E+06	.4249E+06	.4860E+06
9	546.5	493.4	511.9	.7799E+06	.7643E+06	.5426E+06	.6163E+06
10	582.9	529.9	548.6	.9602E+06	.9410E+06	.6837E+06	.7716E+06
11	618.9	566.6	585.1	.1164E+07	.1141E+07	.8498E+06	.9510E+06
12	654.5	603.0	621.3	.1391E+07	.1364E+07	.1039E+07	.1154E+07
13	<b>689.0</b>	639.0	656.6	.1636E+07	.1604E+07	.1251E+07	.1376E+07

Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск
.5475	.5044	.4573	.8352	427.8	.3485E+06	161.5
.4926	.4727	.4519	.9174	679.5	.1526E+07	140.0

Пк = 16.150    ККД = .8388    Lк = 413520.

Пк1 = 3.897    ККД1 = .8693    **Lк1 = 157140.**

Пк2 = 4.186    ККД2 = .8664    **Lк2 = 256380.**

Далі виконують підготовку вихідних даних до розрахунку турбіни. Рекомендовані та прийняті значення занесені в таблицю 4.5.

Таблиця 4.5- Вихідні дані до розрахунку турбіни

Параметри	Позначення	Один. вимір.	Рекомендований діапазон значень, отримані дані з розрахунків на попередніх етапах або розрахункова формула	Прийняте значення
Загальна кількість ступенів турбіни	$K_z$	-	Таблиця 4.3	4
Кількість ступенів силової турбіни	$K_c$	-	Таблиця 4.3	2
Повний тиск	$P_T^*$	Па	Таблиця 4.3	104460

за турбіною				
Витрата газу	$G_G$	кг/с	$G_G = G_{II}(1 - \Delta \bar{G}_{отб} + q_{палива})$ Таблиця 4.2, 4.3 $G_G = 31,63 * (1 - 0,079 + 0,01472) = 29,60 \text{ кг / с}$	29,62
Повна температура за камерою згоряння	$T_G^*$	К	Таблиця 4.2	1296
Повний тиск за камерою згоряння	$P_G^*$	Па	Таблиця 4.3	1531500
Температура охолоджуючого повітря	$T_B$	К	$T_{П.охол}^* = T_{за комп}^* + \Delta T_{підігрів}^* =$ $= 689 + 30 \dots 60$ Таблиця 4.4	720
Відносна величина радіального зазору	$\bar{\Delta}_G$	-	0...0,01	0,003
Відносна швидкість охолоджуючого повітря на виході з отворів плівкового охолодження в носовій частині	$\bar{C}_B$	-	0,4...0,6	0,5

профіля				
Відносна швидкість охолоджуючого повітря на виході из щілів на задній кромці лопатки	$\bar{C}_r$	-	0,75-0,85	0,8
Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря	$\bar{h}_{щ}$	-	0,5-0,85	0,6
Відносна товщина вихідної кромки неохолоджуємих лопаток	$\bar{d}_2$	-	0,04... 0,1	0,06
Відносна товщина вихідної кромки охолоджуємих лопаток	$\bar{d}_{2o}$	-	0,1...0,15	0,12
Потужність першого ступеня турбіни	$N_{CT1}$	кВт	$N_{TBT} = \frac{L_{KBT}^* * G_{П KBT}}{\eta_{m BT}} =$ $= \frac{256380 * 31,63}{0,985 * 1000} = 8232,8 \text{ кВт}$	8232,8

(ТВТ)				
Потужність другого ступеня турбіни (ТНТ)	$N_{CT2}$	кВт	$N_{ТНТ} = \frac{L_{КНТ}^* * G_{П КНТ}}{\eta_{т НТ}} =$ $= \frac{157140 * 31,63}{0,985 * 1000} =$ $= 5046,0 \text{ кВт}$ <p>Таблиці 4.2, 4.4</p>	5046,0
Потужність третього ступеня турбіни (1-го ступеня СТ)	$N_{CT3}$	кВт	$N_{1СТ} = 0,55N_e = 0,55 * 7000 =$ $= 3850 \text{ кВт}$ <p>Таблиця 4.3</p>	3850
Потужність четвертого ступеня турбіни (2-го ступеня СТ)	$N_{CT4}$	кВт	$N_{2СТ} = 0,45N_e = 0,45 * 7000 =$ $= 3150 \text{ кВт}$ <p>Таблиця 4.3</p>	3150
Частота обертання першого ступеня турбіни (ТВТ)	$n_1$	об/хв	Таблиця 4.4	14423,1
Частота обертання другого ступеня турбіни (ТНТ)	$n_2$	об/хв	Таблиця 4.4	10780,3

Частота обертання третього ступеня турбіни (1-й ступінь СТ)	$n_3$	об/хв	Таблиця 4.3	8600
Частота обертання четвертого ступеня турбіни (2-й ступінь СТ)	$n_4$	об/хв	Таблиця 4.3	8600
Степінь реактивності першого ступеня турбіни (ТВТ)	$\rho_{T1}$	-	0,20-0,45	0,32
Степінь реактивності другого ступеня турбіни (ТНТ)	$\rho_{T2}$	-	0,20-0,45	0,33
Степінь реактивності третього ступеня турбіни (1-й ступінь СТ)	$\rho_{T3}$	-	0,20-0,45	0,34
Степінь реактивності четвертого ступеня	$\rho_{T4}$	-	0,20-0,45	0,36



турбіни (2-й ступінь СТ)				
Середній діаметр на вході у робоче колесо 1-й ступеня турбіни	$D_{1CP1}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,5500
Середній діаметр на вході у робоче колесо 2-го ступеня турбіни	$D_{1CP2}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,5875
Середній діаметр на вході у робоче колесо 3-го ступеня турбіни	$D_{1CP3}$	м	Таблиці 4.1 ,4.3 (припускається коректировка)	0,6064
Середній діаметр на вході у робоче колесо 4-го ступеня турбіни	$D_{1CP4}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,6064
Средний диаметр на виході з робочого	$D_{2CP1}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,5586

колеса 1-го ступеню турбіни				
Середній діаметр на виході з робочого колеса 2-го ступеню турбіни	$D_{2CP2}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,6064
Середній діаметр на виході з робочого колеса 3-го ступеню турбіни	$D_{2CP3}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,6064
Середній діаметр на виході з робочого колеса 4-го ступеню турбіни	$D_{2CP4}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,6064
Висота лопатки на вході до робочого колеса 1-го ступеня турбіни	$h_{11}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,0418
Висота лопатки на вході в	$h_{12}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається	0,0690

робоче колесо 2-го ступеня турбіни			коректировка)	
Висота лопатки на вході в робоче колесо 3-го ступеня турбіни	$h_{13}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,1028
Висота лопатки на вході в робоче колесо 4-го ступеня турбіни	$h_{14}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,1500
Висота лопатки на виході з робочого колеса 1-го ступеня турбіни	$h_{21}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,0538
Висота лопатки на виході з робочого колеса 2-го ступеня турбіни	$h_{22}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,0782

Висота лопатки на виході з робочого колеса 3-го ступеня турбіни	$h_{23}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,1220
Висота лопатки на виході з робочого колеса 4-го ступеня турбіни	$h_{24}$	м	Таблиці 4.1, 4.3 (припускається коректировка)	0,1740
Відносна товщина профеля лопатки СА 1-го ступеня турбіни на середньому радіусі	$\bar{C}_{CA1}$	-	0,15...0,20 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,17
Відносна товщина профіля лопатки СА 2-го ступеня турбіни на середньому радіусі	$\bar{C}_{CA2}$	-	0,15...0,20 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,13
Відносна товщина профіля	$\bar{C}_{CA3}$	-	0,15...0,20 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана	0,13

лопатки СА 3-го ступеня турбіни			лопатка	
Відносна товщина профіля лопатки СА 4-го ступеня турбіни	$\bar{C}_{CA4}$	-	0,15...0,20 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,13
Відносна товщина профіля лопатки РК 1-го ступеня турбіни	$\bar{C}_{PK1}$	-	0,2...0,25 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,21
Відносна товщина профіля лопатки РК 2-го ступеня турбіни	$\bar{C}_{PK2}$	-	0,2...0,25 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,12
Відносна товщина профіля лопатки РК 3-го ступеня турбіни	$\bar{C}_{PK3}$	-	0,2...0,25 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,12
Відносна товщина профіля лопатки РК	$\bar{C}_{PK4}$	-	0,2...0,25 охолоджувана лопатка 0,1...0,15 неохолоджувана лопатка	0,12

4-го ступеня турбіни				
Відносна витрата повітря, що виходить з носової частини СА  1-го ступеня турбіни, коли використовується конвективно –плівкове або плівкове охолодження лопатки	$\Delta \bar{G}_{r01}$	-	.. 0,01  Оскільки температура газу в даному двигуні не занадто висока, застосування плівкового охолодження недоцільно.  Тому $\Delta \bar{G}_{B01} = 0$	0
Відносна витрата повітря, що виходить з хвостової частини профіля СА  1-го ступеня турбіни, коли використовується конвективно плівкове або конвективне охолодження лопатки	$\Delta \bar{G}_{r11}$	-	Оскільки температур газу в даному двигуні не занадто висока, але охолодження потрібне у СА 1-го ступеню, приймаємо тільки конвективне охолодження.	0,016

Відносна витрата повітря, що виходить з хвостової частини профіля РК 1-го ступеня турбіни, коли використовується конвективне охолодження лопатки	$\Delta \bar{G}_{n21}$	-	0...0,060	0,010
У лопаткових вінцях інших ступенів у даному розрахунку охолодження не використовується	$\Delta \bar{G}_{nij} = 0$			0
$k_{\Gamma}, R_{\Gamma}, C_{P\Gamma}, M_{в\text{ідн}}$			Ці параметри у даному варіанті розрахунку не використовуються, тому їх не чіпаємо	

Далі формуємо на основі таблиці 4.5 файл вихідних даних, яєий виглядає наступним чином.

Таблиця 4.6 Файл вихідних даних для розрахунку турбіни (gdrgt.dat)

```

02 06 23
4 2 104460.0
29.62 1296. 1531500. 720.00 .003 0.500 .800 .600 .060 .120
8232.8 5046.0 3950.0 3050.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0
14423.1 10780.3 8600.0 8600.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0
.3200 .3300 .3400 .3600 .0000 .0000 .0000 .0000
.5500 .5875 .6064 .6064 .0000 .0000 .0000 .0000 Dcp1
.5586 .6064 .6064 .6064 .0000 .0000 .0000 .0000 Dcp2

```

```

.0418 .0690 .1028 .1500 .0000 .0000 .0000 .0000 h1
.0538 .0782 .1220 .1740 .0000 .0000 .0000 .0000 h2
.1700 .1300 .1300 .1300 .0000 .0000 .0000 .0000
.2100 .1200 .1200 .1200 .0000 .0000 .0000 .0000
.0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
.0160 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
.0100 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
1.0000 1.0000 1.0000 1.0000

```

Потім запускаємо виконуючий модуль програми gdrgt.exe, натискаємо 3 і програма виконує розрахунок, формуючи файл результатів розрахунку gdrgt.rez та заповнюючи файл gft.dat, який є файлом вихідних даних для графічного супроводу програми(gft.exe).

Програма gdrgt.exe працює у будь якій версії Windows, програма gft.exe через DOSbox.

В таблиці 4.7 представлено результати газодинамічного розрахунку турбіни.

Таблиця 4.7- Результати газодинамічного розрахунку турбіни.

ГДР ГТ Дата 2. 6.23

Вихідні дані :

4 2 104460.

29.62 1296. .1532E+07 720.0 .3000E-02 .5000 .8000

.6000 .6000E-01 .1200

Kr=1.319 Rr= 290.0 Crg=1198.7

Схема друку:

D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
Мст	Lc*	Пi*	Пi	КПД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2



T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	spk	bpk	beu	tpk	psi	Zpk
Тлса	Тлрк	Scум					
Nct= 1							
.550	.559	.418E-01	.538E-01	.170	.210	.144E+05	
.823E+04	.274E+06	2.67	2.83	.835	.320	.233	.115E+04
415.	628.	176.	603.	16.3	43.2	.963	.417
422.	189.	180.	-56.9	72.4	20.6	.319	.830
.112E+04	.129E+04	.773E+06	.136E+07	.104E+04	.106E+04	.541E+06	.574E+06
30.1	30.4	.329E-01	.541E-01	37.5	.421E-01	.911	41
.199E+05	.458E+04	.233E-01	.265E-01	61.4	.202E-01	.946	87
.111E+04	1000.	174.					
Nct= 2							
.587	.606	.690E-01	.782E-01	.130	.120	.108E+05	
.505E+04	.166E+06	1.90	2.04	.911	.330	.183	976.
332.	497.	183.	462.	21.6	54.5	.842	.397
342.	193.	190.	-36.3	79.2	26.7	.351	.745
955.	.106E+04	.360E+06	.551E+06	905.	921.	.282E+06	.302E+06
30.4	30.4	.348E-01	.512E-01	42.8	.393E-01	.958	47
.152E+05	.376E+04	.253E-01	.302E-01	56.9	.276E-01	.966	69
.106E+04	926.	178.					
Nct= 3							
.606	.606	.103	.122	.130	.120	.860E+04	
.395E+04	.130E+06	1.77	1.94	.913	.340	.124	860.
273.	448.	191.	406.	25.2	55.2	.813	.436
273.	206.	193.	-70.1	70.1	29.4	.397	.740
837.	921.	.197E+06	.293E+06	796.	813.	.156E+06	.171E+06
30.4	30.4	.354E-01	.534E-01	41.5	.423E-01	.965	45
.145E+05	.234E+04	.253E-01	.296E-01	58.6	.268E-01	.969	71
921.	810.	163.					
Nct= 4							
.606	.606	.150	.174	.130	.120	.860E+04	

```

.305E+04 .100E+06 1.64 1.80 .917 .360 .438E-01 766.
273. 394. 195. 342. 29.7 70.4 .761 .412
273. 201. 200. -24.1 83.1 33.9 .410 .712
748. 813. .118E+06 .167E+06 713. 730. .948E+05 .104E+06
30.4 30.4 .347E-01 .466E-01 48.1 .346E-01 .968 55
.111E+05 .222E+04 .253E-01 .327E-01 50.5 .284E-01 .970 67
813. 716. 238.
Tr*=1296.0 Pr*= .1532E+07 Cr=101.2 Tr=1291.7 Pr= .1511E+07
D1c= .550 h1= .0418

```

Результати графічної обробки результатів розрахунку, отриманих за допомогою програми `gft.exe`, наведено на рисунках 4.9...4.11.

Особливістю використання програми `gft.exe` є наявність запитів від програми. Після запуску програми з'являється вікно, яке показано на рисунку 4.8.

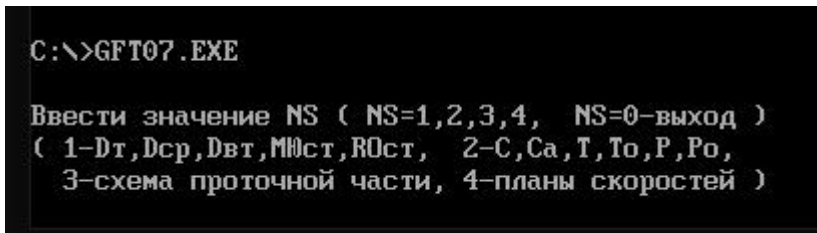


Рисунок 4.8- Меню діалогу з програмою `gft.exe`

При натисканні 1 на екрані отримаємо змінення діаметральних розмірів по проточній частині турбіни, поступеневу загрузку  $\mu_z$  та ступінь реактивності. рисунок 4.9 При натисканні 2 отримуємо графік зміни параметрів по венцам ступеней турбіни (повну та статичну температуру та тиск, повну та вісьову швидкість газу) рисунок 4.10.

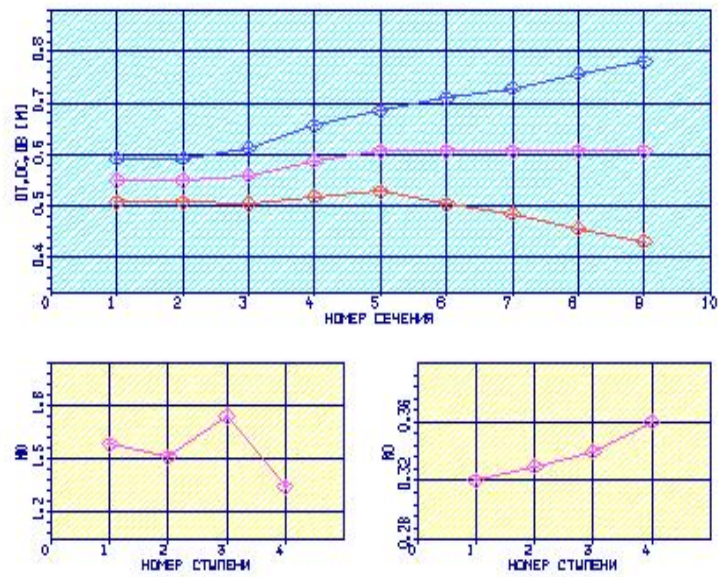


Рисунок 4.9 Зміна діаметрів, коефіцієнту загрузки та степені реактивності по ступенях

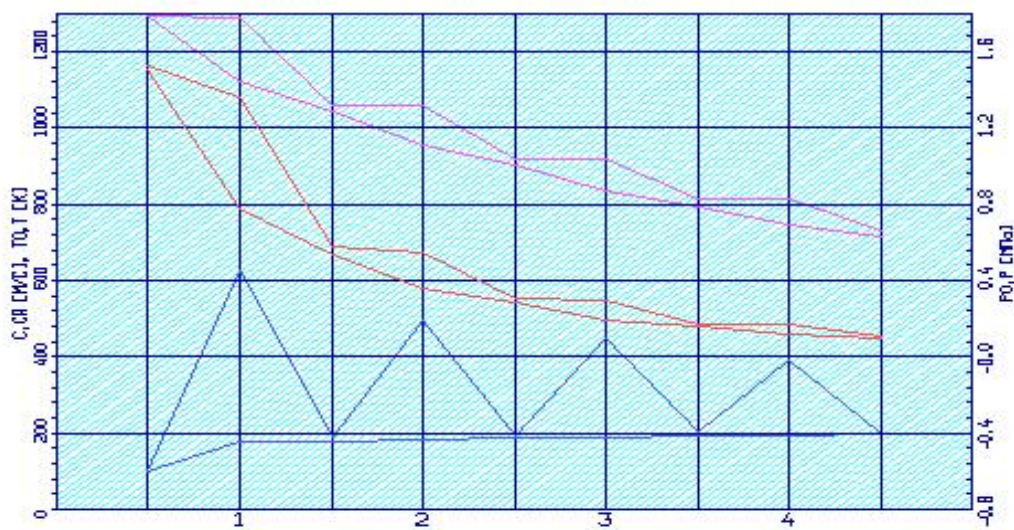


Рис.

Рисунок 4.10 Зміна температур, тиску та швидкості по ступенях

При натисканні 3 программа видає наступний запрос, зображений на рисунку 4.11

```

Ввести значение NS ( NS=1,2,3,4, NS=0-выход )
( 1-Dт, Dср, Dвт, MЮст, RЮст, 2-C, Ca, T, To, P, Po,
  3-схема проточной части, 4-планы скоростей )
3
Ввести значение sp (отн. дл. пер. ТК-ТС)
0
Ввести значения коэф. кор. bca и brc
1
1

```

Рисунок 4.11 Запрос програми на отримання схеми проточної частини

Під відносною довжиною  $sp$  розуміють відношення довжини перехідного каналу між междою останньою та передостанньою турбіною (в даному випадку між ТНТ та ТС) і середнім діаметром на вході в останню турбіну. Оскільки перехідного каналу у цьому двигуні між ТНТ і ТС немає, то значення його дорівнює 0. Коефіцієнти корекції для СА та РК - це коефіцієнти, що вказують на необхідність зробити ширше чи узіше лопатки на рисунку, зазвичай це значення приймається рівним 1. Результати графічного зображення схеми проточної частини турбіни представлено на рисунку 4.12.

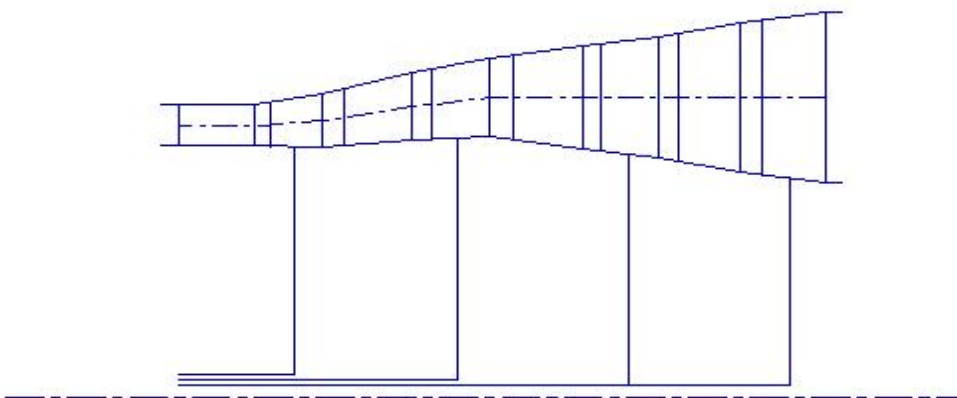


Рисунок 4.12 Схема проточної частини турбіни.

При натисканні 4 программа видає наступний запит, зображений на рисунку 4.13.

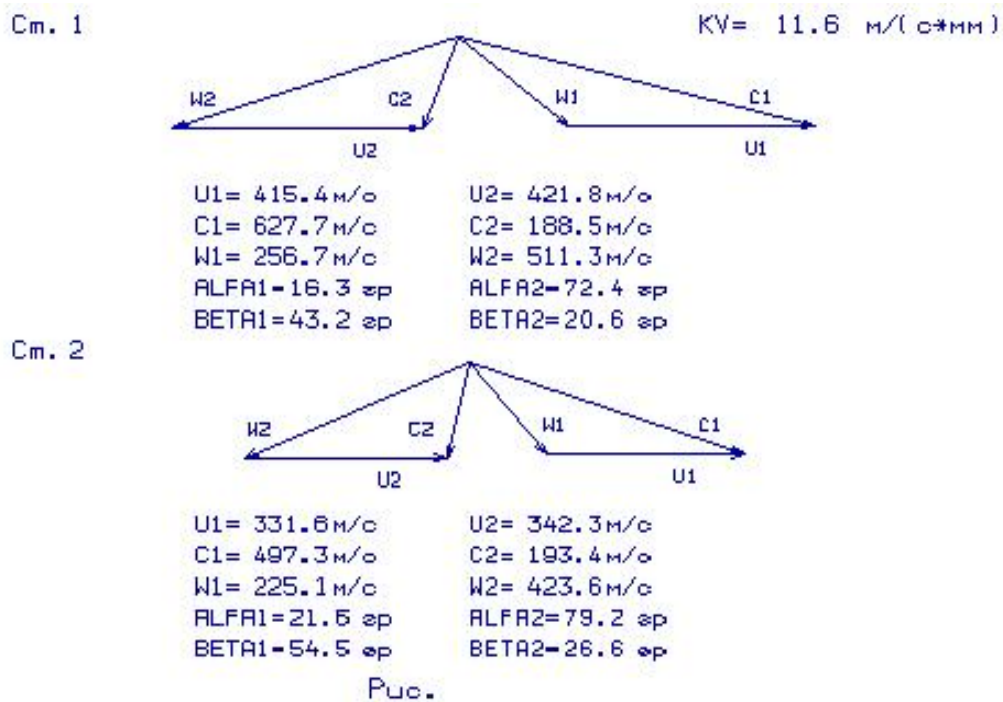
```

Ввести значение NS ( NS=1,2,3,4, NS=0-выход )
( 1-Дт,Дср,Двт,МЮст,ROст, 2-С,Са,Т,То,Р,Ро,
  3-схема проточной части, 4-планы скоростей )
4
Ввести значения NT и Kv ( NT=2,20, Kv=5.,10.)

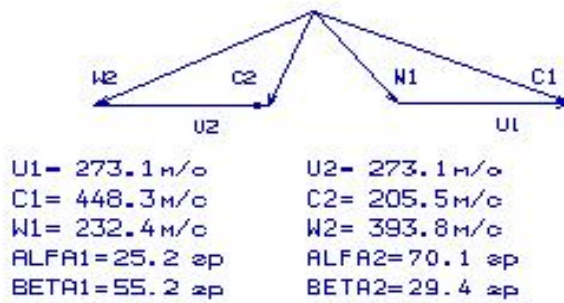
```

Рис. 4.13. Запит програми `gft.exe` на отримання трикутників швидкостей.

Для вибору форми зображення трикутників швидкостей та масштабу треба обрати значення 2 або 20 і 5 чи 10. На рисунку 4.14 зображені трикутники швидкостей у варіанті 20 10.



См. 3



См. 4

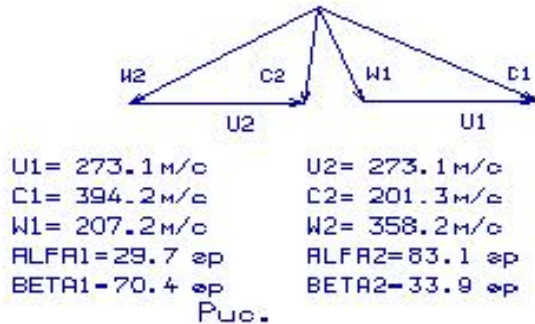


Рисунок 4.14 Трикутники швидкостей для ступенів турбіни

В розрахунку варто враховувати взаємний вплив параметрів з метою можливої корекції результатів розрахунку. Нижче розглянемо деякі з них .

#### 4.8. Особливості взаємного впливу параметрів при виконанні розрахунків турбіни

При підготовці вихідних даних та їх корекції необхідно враховувати взаємний вплив параметрів, використовуваних при розрахунку турбіни. . Нижче в таблиці наведено деякі з них, та їх вплив на кінцеві результати.

Таблиця 4.8- Вплив зміни вихідних даних на результати розрахунку\

Параметри у вихідних даних	Познач.	Основні параметри, на які має вплив
Витрата газу	$G_r$	1.Кінцева потужність. 2.Розрахунковий повний тиск на виході з турбіни. 3.ККД всіх ступенів. 4.Швидкості потоку у всіх ступенях. 5.Кути потоку у всіх ступенях
Температура охолоджуючого повітря	$T_{II}$	
Відносна величина радіального зазору	$\bar{\Delta}_r$	ККД ступеня турбіни
Відносна швидкість охолоджуючого повітря на виході з отворів плівкового охолодження	$\bar{C}_B$	ККД ступенів турбіни, що охолоджуються
Відносна швидкість охолоджуючого повітря на виході зі щілин у задній кромці лопатки	$\bar{C}_r$	ККД ступенів турбіни, що охолоджуються

Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря	$\bar{h}_{ш}$	ККД ступенів турбіни, що охолоджуються
Відносна товщина вихідної кромки неохолоджуємих лопаток	$\bar{d}_2$	ККД ступенів турбіни, що не охолоджуються
Відносна товщина вихідної кромки охолоджуємих лопаток	$\bar{d}_{2o}$	ККД ступенів турбіни, що охолоджуються
Розподіл потужності між ступенями турбіни, де це припускається конструкцією двигуна	$N_{CT}$	1. ККД ступенів турбіни 2. Кути потоку на виході з лопаткових вінців 3. Швидкості потоку у міжвінцевих зазорах 4. Температура та тиск у міжвінцевих зазорах
Степінь реактивності ступеня турбіни	$\rho_T$	1. ККД ступеня турбіни 2. Кути потоку на вході та виході з лопаткових вінців 3. Швидкості потоку у міжвінцевому зазорі
Середній діаметр на вході до робочого колеса і-го ступеня турбіни	$D_{iCPi}$	1. ККД ступеня турбіни 2. Кути потоку на вході в лопатковий вінець 3. Швидкості потоку у міжвінцевих зазорах 4. Температура та тиск у міжвінцевих зазорах



		<p>5. Коефіцієнти навантаження ступенів</p> <p>6. Степінь реактивності на втулковому діаметрі</p>
Середній діаметр на виході з робочого колеса $i$ -го ступеня турбіни	$D_{2CPi}$	<p>1. ККД ступеня турбіни.</p> <p>2. Кути потоку на виході з лопаткових вінців</p> <p>3. Швидкості потоку у міжвінцевих зазорах</p> <p>4. Температура та тиск у міжвінцевих зазорах</p> <p>5. Коефіцієнти навантаження ступенів</p> <p>6. Степінь реактивності на втулковому діаметрі .</p>
Висота лопатки на вході в робоче колесо $i$ -го ступеня турбіни	$h_{1i}$	<p>1. ККД ступеня турбіни</p> <p>2. Кути потоку на вході у лопатковий вінець</p> <p>3. Швидкості потоку у міжвінцевих зазорах</p> <p>4. Температура та тиск у міжвінцевих зазорах</p> <p>5. Степінь реактивності на втулковому діаметрі</p>
Висота лопатки на виході з робочого колеса $i$ -го ступеня турбіни	$h_{2i}$	<p>1. ККД ступеня турбіни</p> <p>2. Кути потоку на виході з лопаткового вінця</p> <p>3. Швидкості потоку у міжвінцевих зазорах</p> <p>4. Температура та тиск у міжвінцевих зазорах</p> <p>5. Степінь реактивності на втулковому діаметрі.</p>

Відносна товщина профілю лопатки СА або РК і-го ступеня турбіни на середньому радіусі	$\bar{C}_{CAi} \bar{C}_{PKi}$	ККД ступеня турбіни
Відносна витрата повітря, що виходить з носової частини профіля СА, хвостової частини СА, або з хвостової частини профіля РК і-го ступеня турбіни	$\Delta \bar{G}_{Bji}$	ККД ступеня турбіни

Варто відмітити, що найбільший вплив має наявність охолодження лопаток та його параметри, діаметри проточної частини турбіни, висоти лопаток, відносні товщини вихідних кромek, відносна величина радіального зазору, степені реактивності ступенів.

В деяких випадках програма не може виконати розрахунок, зазвичай це пов'язано з помилками завдання вихідних даних чи зміщенням розташування точки у файлі при завданні вихідних даних. Найбільш поширеними є помилки у завданні потужності, витрати газу чи геометрії проточної частини турбіни.

## ВИСНОВКИ

Газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна є першим етапом його проектування. Цей етап дає можливість виконання вимог.

Технічного завдання, забезпечення потрібних значень тяги ( або потужності) при заданих значеннях ККД, запасів газодинамічної стійкості та габаритних розмірів.

Результатом проведення газодинамічного проектування є отримання основних кінематичних, термодинамічних та геометричних параметрів вузлів та їх елементів, які у подальшому можуть бути скоректовані в процесі конструювання та розрахунків на міцність, ресурс та інших проектувальних та доводкових робіт.

У даному навчальному посібнику наведено основні теоретичні засади та послідовність виконання термогазодинамічного ( або «теплого» ) розрахунку двигуна, формування його «обліку» шляхом узгодження сумісної роботи вузлів, проектування за середнім радіусом багатоступеневих осьових компресорів і турбіни. Розглянуто одно- і багатокаскадні схеми двигунів різних типів, включаючи турбовальні, турбогвинтові та двоконтурні газотурбінні двигуни.

Матеріали посібника відповідно для кожного етапу газодинамічного проектування включають інструкції до застосування комплексу програм розрахунків газотурбінних двигунів, розробленого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів ХАІ, містить багато прикладів його застосування.

Кожний розділ посібника оздоблений відповідними практичними роботами, що сприятиме кращому засвоєнню теоретичного матеріалу.

Навчальний посібник призначений для допомоги здобувачам освіти при виконанні розрахункових робіт, курсових проектів та випускних робіт бакалаврів і магістра за спеціальностями:

6.142 Енергетичне машинобудування,

8.142 Газотурбінні установки і компресорні станції,

6.134,8.134 Авіаційні двигуни і енергетичні установки.

**БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК**

1. Теорія теплових двигунів. Підручник / Ю.М. Терещенко, Л.Г. Бойко, С.О. Дмитрієв та ін.; за ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вища шк., 2001. – 382 с.
2. Терещенко Ю.М., Бойко Л.Г., Мамлюк О.В. Газотурбінні двигуни літальних апаратів. Дopusнено Міністерством освіти і науки України. Підручник для студентів вищих закладів освіти. К.: Вища шк., 2000. 319с.
3. Поздняков В.О., Бойко Л.Г., Герасименко В.П., Редін І.І., Кіслов О.В. Комп'ютерна програма: Комплексна система курсового і дипломного проектування. Харків, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Реєстр. номер 3569 від 23.10.17.
4. Теорія авіаційних двигунів / В. П. Герасименко.– Підручник. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2003. – 199 с.
5. Павленко, Г. В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок [Текст]: учебное пособие – Харьков : ХАИ, 2007. – 64 с.
6. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. В 2 ч. – М.: Машиностроение, 1977. – Ч.І. – 312 с.
7. Буслик Л.Н. Согласование параметров и определение основных размеров турбин и компрессоров ГТД [Текст]: учебное пособие/ Буслик Л.Н., Ковалев В.И. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т. – 1996. – 51 с.
8. Привідні газотурбінні двигуни / Ф.М. Муравченко, В.І. Романов, Б.В. Ісаков, І.Ф. Кравченко, Л.Г. Бойко, Л.М. Буслік, С.А. Смірнов, С.К. Чернов. – Довідковий посібник. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2006. – 40 с.
9. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
10. Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевого компрессора ГТД [Текст]: Харьков, «ХАИ», 2002. – 56 с.
11. Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевой газовой турбины [Текст]: учебное пособие/ Г.В. Павленко, А.Г. Волон. - Харьков: ХАИ, 2007. – 76 с.