

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів  
Кафедра теорії авіаційних двигунів

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Параметричний аналіз комбінованих ГТУ»

Виконав: студент 6 курсу групи № 261м  
спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності))

Захаров В.Ю.

(прізвище й ініціали студента)

Керівник: Герасименко В. П.

(прізвище й ініціали)

Рецензент: \_\_\_\_\_

(прізвище й ініціали)

м. Харків - 2020 рік

# МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів  
Кафедра теорії авіаційних двигунів  
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр  
Напрямок підготовки 142 «Енергетичне машинобудування»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри** \_\_\_\_\_ 201

доктор техн. наук, проф.

(вчене звання, посада)

**Бойко Л.Г.**

(підпис)

(прізвище та ініціали)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 року

## З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

Захарову Віталію Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: Параметричний аналіз комбінованих ГТУ

керівник проекту : Герасименко Володимир Петрович, д.т.н., професор каф.201

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджено наказом вищого навчального закладу від “ \_\_\_\_\_ ” 2020 року

№ \_\_\_\_\_ уч \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом проекту \_\_\_\_\_ . 2020

3. Вихідні дані до проекту розробити газотурбінний привод газоперекачувального агрегату з потужністю 25 МВт і частотою обертання ротора нагнітача 3700 об/хв та розробити комбінований ГТУ.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): огляд літератури та постановка задачі; розробка двигуна, як об'єкта дослідження; вибір параметрів та термогазодинамічний розрахунок двигуна; формування обліку проточної частини двигуна; газодинамічний розрахунок компресора та турбіни; обґрунтування вибору схем охолодження компресора, підігріву у турбіні та регенерації; побудова методики розрахунку охолодження компресора, підігріву у турбіні та регенерації; розрахунок компресора з проміжним охолодженням, турбіни з проміжним підігрівом та регенерації тепла; оцінка впливу компресора з проміжним охолодженням, турбіни з проміжним підігрівом та регенерації тепла.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) аркуш №1 ( формат А0х5) – креслення загального вигляду ГТД;

аркуш №2 (формат А1) – креслення схеми ГТД з розподілом основних параметрів газу вздовж проточної частини двигуна.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Герасименко В. П. каф. 201 Проф., д. т. н.		
Науково-дослідна частина	Герасименко В. П. каф. 201 Проф., д. т. н.		
Економічна частина	Герасименко В. П. каф. 201 Проф., д. т. н.		
Нормоконтролер			

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на виконання кваліфікаційної роботи, формулювання цілей і завдань роботи	1-й тиждень	
2	Вибір параметрів та термогазодинамічний розрахунок двигуна	2-й тиждень	
3	Формування обліку проточної частини двигуна	3-й тиждень	
4	Газодинамічний розрахунок компресора та турбіни	3-й тиждень	
5	Обґрунтування вибору схеми та методики проміжного охолодження компресорів	5-й тиждень	
6	Побудова методики розрахунку турбіни з проміжним підігрівом	6-й тиждень	

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
7	Побудова методики розрахунку двигуна з регенерацією	9- й тиждень	
8	Побудова методики розрахунку двигуна комбінованої схеми та проведення аналізу результатів	10- й тиждень	
9	Економічна частина	10- й тиждень	
10	Остаточне оформлення пояснювальної записки	11- й тиждень	

**Студент**

\_\_\_\_\_

( підпис )

Захаров В. Ю.  
(прізвище та ініціали)

**Керівник проекту**

\_\_\_\_\_

( підпис )

Герасименко В. П.  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Робота складається з 91 сторінок, 23 таблиць, 37 рисунків, бібл .: 19 наймен.

Тема роботи: «Параметричний аналіз комбінованих ГТУ».

Диплом складається з чотирьох розділів:

У першому розділі проведено аналіз стану проблеми з підвищення ефективності ГТД (ГПА) шляхом ускладнення їх циклу.

Другий розділ - термогазодинамічний розрахунок двигуна і зрівняння його з параметрами прототипу ДН-80.

У третьому розділі проведено аналіз застосування охолодження повітря перед компресором, підігрів газу перед силовою турбіною та регенерацію тепла, а також проведено комбінований розрахунок для ГТУ.

У четвертому розділі проведено оцінку економічної ефективності застосування комбінованого циклу ГТУ.

Дипломний проект виконано за допомогою поглибленого аналізу проведених раніше робіт на базі випускної роботи бакалавра.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТД ГПА ШЛЯХОМ УСКЛАДНЕННЯ ЇХ ЦИКЛУ .....	9
1.1 Аналіз впливу охолодження повітря в компресорі за допомогою холодильних машин або теплообмінних апаратів.....	9
1.2 Аналіз впливу регенерації теплоти відхідних газів двигуна .....	12
1.3 Аналіз впливу підігрівання газу за допомогою камери згоряння низького тиску, яка встановлюється проміж турбіни низького тиску та силовою турбіною .....	18
1.4 Регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення .....	16
1.5 Висновок з розділу .....	18
2. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА.....	20
2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД.....	20
2.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму .....	21
2.2.1 Температура газів перед турбіною .....	21
2.2.2 Ступінь підвищення тиску в компресорі.....	22
2.2.3 ККД компресора і турбіни .....	22
2.2.4 Втрати в елементах проточної частини .....	23
2.2.5 Швидкість витікання газу з вихідного пристрою .....	25
2.3 Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ.....	25
2.4 Узгодження параметрів компресора і турбіни .....	32
2.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження.....	32
2.4.2 Результати розрахунку і формування образу двигуна .....	33
2.5 Газодинамічний розрахунок компресора.....	35
2.5.1 Газодинамічний розрахунок компресора на ЕОМ .....	37
2.5.2 Результат газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ .....	37

2.6 Газодинамічний розрахунок турбіни .....	46
2.6.1 Вихідні дані до газодинамічному розрахунку турбіни на ЕОМ .....	46
2.6.2 Газодинамічний розрахунок турбіни на ЕОМ .....	50
2.7 Висновки по розділу 2 .....	54
3 РОЗРАХУНКОВИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ .....	57
3.1 Дослідження впливу охолодження повітря перед компресором високого тиску .....	57
3.2 Дослідження впливу підігріву газу перед силовою турбіною на ефективний ККД.....	63
3.3 Оптимізація циклу ГТУ з регенерацією тепла на основі параметрів отриманого двигуна .....	66
3.4 Регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення .....	74
3.4.1 Розрахунок комбінованого циклу з різними ступенями регенерації.....	78
3.4.2 Розрахунок комбінованого циклу з різними втратами у регенераторі .....	80
3.5 Висновки по розділу .....	82
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	84
4.1 Оцінка паливної економічності .....	84
4.2 Висновки по розділу .....	86
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	90

## ВСТУП

Відомо, що заходи з канонізації циклів газотурбінної техніки сприяють підвищенню економічності установок. Перелік таких заходів на даний час загалом складає біля десяти. Це застосування охолодження при стисненні, підігрівання при розширенні, регенерації теплоти відведених газів, або перераховані заходи у комбінації.

Метою даної роботи магістра є поглиблене теоретичне дослідження різних варіантів комбінованого застосування проміжного охолодження при стисненні, проміжного підігрівання при розширенні, а також у комбінаціях з регенерацією теплоти відведених газів. Крім того, передбачається також реалізація перерахованих заходів у проектуванні газотурбінної установки. Не менш цікавими є також приклади реалізації комбінованих схем, що опубліковані в технічній літературі. Застосування доцільних варіантів комбінованих процесів передбачено на прикладі використання двигуна-прототипу ДН-80 виробництва ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» - одного з лідерів світового газотурбобудування.



## 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТД ГПА ШЛЯХОМ УСКЛАДНЕННЯ ЇХ ЦИКЛУ

Можливими шляхами покращення параметрів газотурбінних установок в умовах високих температур за рахунок ускладнення циклу є:

- охолодження повітря на вході за допомогою холодильних машин або теплообмінних апаратів;
- регенерація теплоти вихідних газів двигуна;
- підігрівання газу за допомогою камери згоряння низького тиску, яка встановлюється проміж турбіни низького тиску та силовою турбіною;
- комбінування охолодження повітря в компресорі, підігрівання в турбіні, та регенерація теплоти вихідних газів.

1.1 Аналіз впливу охолодження повітря в компресорі за допомогою холодильних машин або теплообмінних апаратів

Ефективність газотурбінної установки (ГТУ) визначається різницею між усією виробленою газовою турбіною (ГТ) потужністю і потужністю, спожитою компресором для стиснення повітря, котре подається в камеру згоряння (КЗ). Для підвищення ефективності ГТД простого циклу (рис. 1.1), потрібно зменшити потужність, споживану компресором.

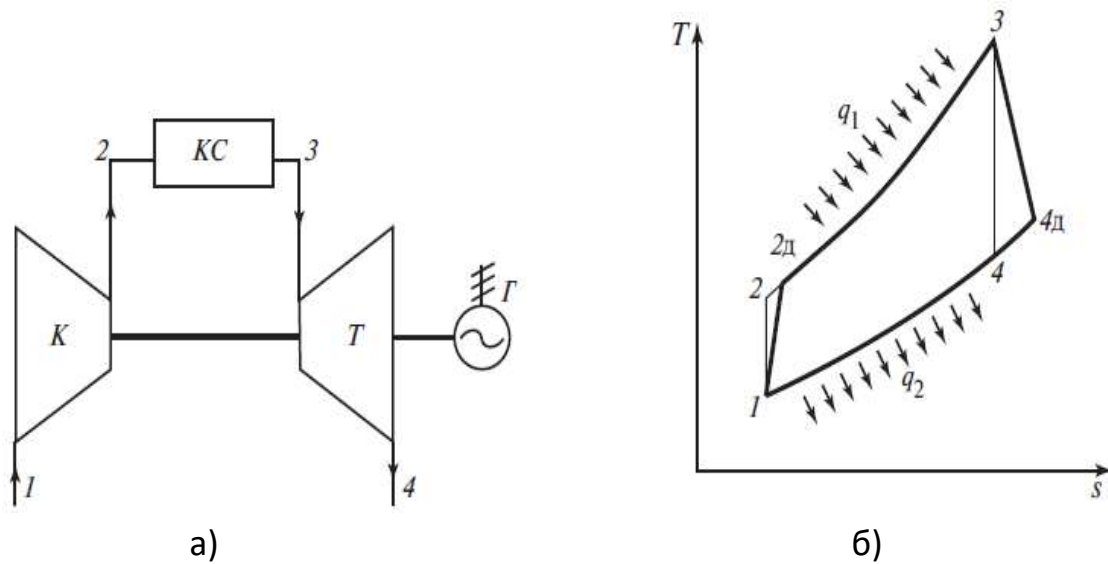


Рисунок 1.1 – Схема ГТУ простого циклу (а) та її термодинамічний цикл  
 К – компресор, КС – камера згоряння, Т – турбіна, Г - генератор

Способом до зменшення потужності, споживану компресором, є введення проміжного охолодження стиснутого повітря, так як, чим менше температура стиснутого повітря, тим менше його питомий обсяг і, відповідно, тим менше витрачається роботи на стиск повітря в компресорі (рис. 1.2, 1.3) [1].

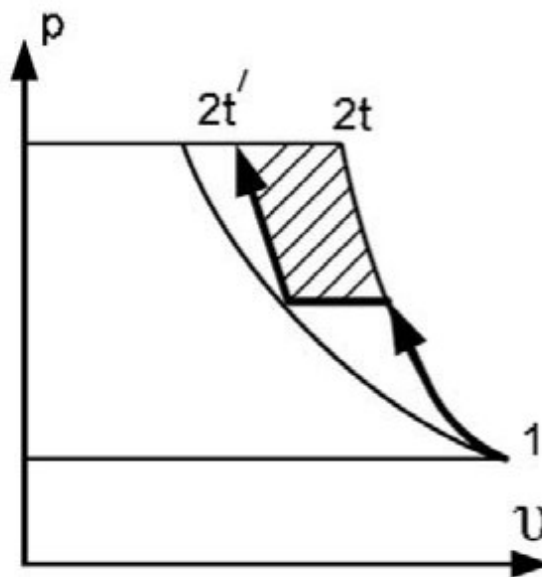


Рисунок. 1.2 – Процеси двоступеневого стиснення з проміжним охолодженням

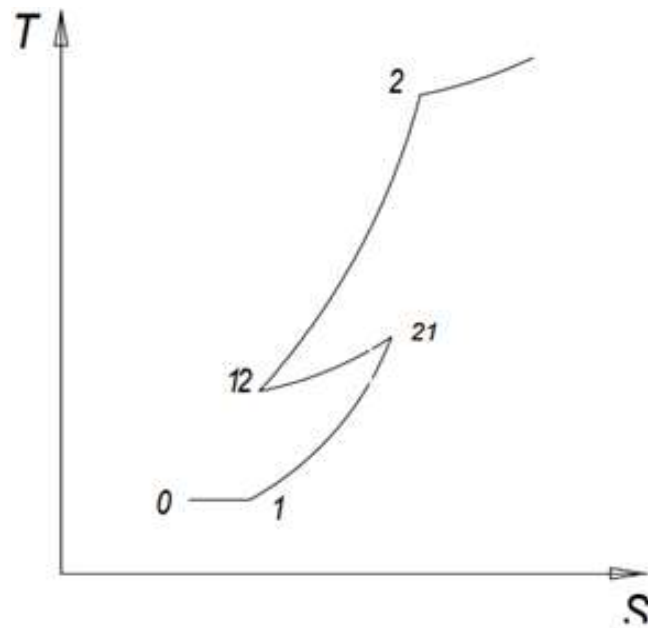


Рисунок 1.3 - T-S діаграма циклу з проміжним охолодженням в процесі стиснення

Заштриховані площі відповідають зменшенню роботи стиснення при ступінчастому стисненні і проміжному охолодженні в порівнянні з процесами стиснення без охолодження.

Конструктивно ступінчасте стиснення з проміжним охолодженням можна здійснити в двохкомпресорному двигуні (рис. 1.4).

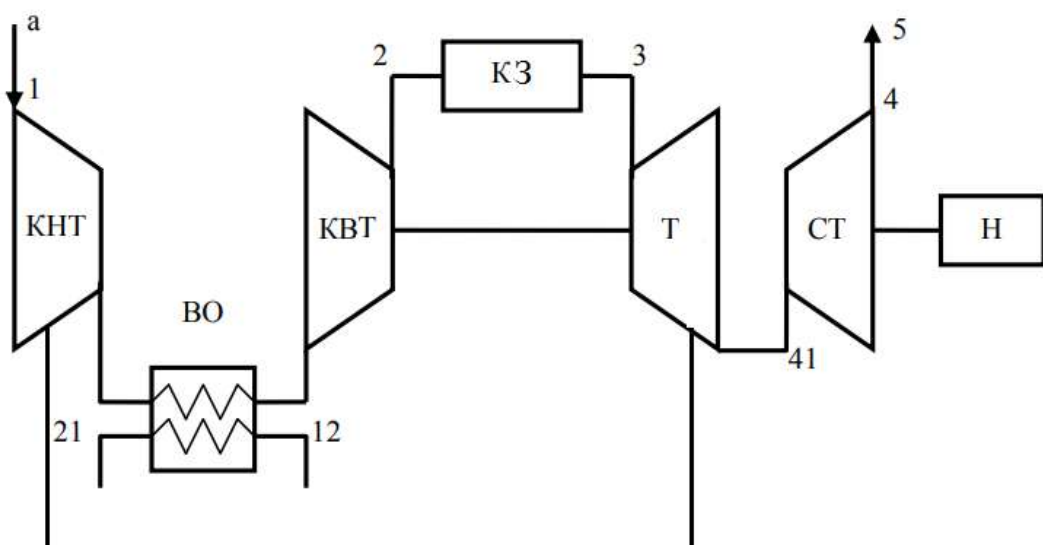


Рисунок 1.4 - Схема ГТУ з двоступеневим стисненням і проміжним охолодженням

Повітря після першого ступеня стиснення в компресорі низького тиску (КНТ) (процес 1-21) направляється в проміжний холодильник і охолоджується там (процес 21-12). Потім повітря надходить в компресор високого тиску (КВТ) і відбувається другий ступінь стиснення (процес 12-2).

Охолодження здійснюється холодильною машиною, чиллером або теплообмінним апаратом.

Недоліками такої схеми є

- при зниженні ступені стиснення повітря, знижується температура на виході з компресора. В результаті в камеру згоряння надійде менш нагріте повітря, отже, буде потрібно спалити більше палива в камері згоряння газової турбіни [2, 3].

- при використанні ступінчастого стиснення з проміжним охолодженням будуть все більш дорогими і складними в міру збільшення числа ступенів, також, будуть зростати втрати за рахунок додаткових гідравлічних опорів [4].

- холодильна машина споживає велику кількість електричної енергії, а ефективність охолодження різко падає при зростанні температури повітря.

Перспективним є використання абсорбційних чиллерів, які можуть працювати на теплі вихлопних газів ГТУ, або теплообмінних апаратів, які потребують електричної енергії тільки для насоса, який забезпечує циркуляцію охолоджувача. Охолодження охолоджувача може здійснюватися за рахунок природних або технічних ресурсів.

## 1.2 Аналіз впливу регенерації теплоти відхідних газів двигуна

Невисокі значення ККД простих ГТУ в значній мірі пояснюються надто високими температурами газу, що залишає газову турбіну і викидається в навколишнє середовище (стан 4д на рис. 1.5). Ця температура в сучасних ГТУ може становити 500 °С і більше. Якщо при цьому виконується нерівність  $T_{4д} > T_{2д}$ , то, очевидно, можна організувати підведення теплоти таким чином, щоб спочатку повітря нагрівалося за рахунок теплоти газів, що виходять, а потім в

камері згоряння за рахунок спалювання палива. Подібне використання теплоти газів, що виходять в ГТУ називається регенерацією теплоти або просто регенерацією.

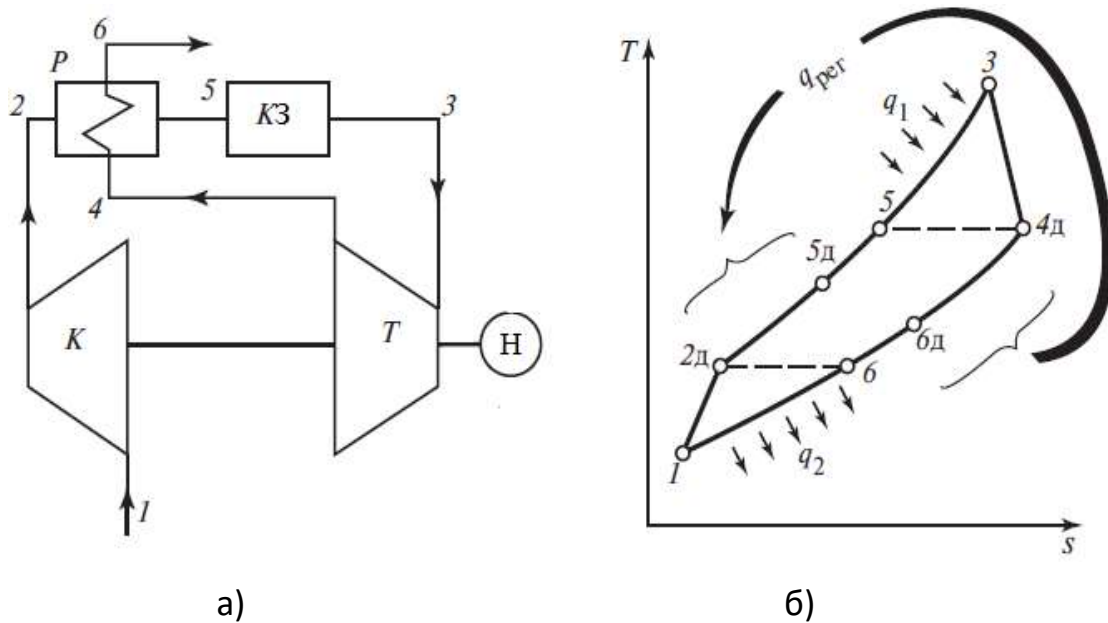


Рисунок 1.5 - Схема ГТУ з регенерацією тепла (а) та теплова діаграма ГТУ з регенерацією теплоти [5]

Повітря після компресора пропускалося через регенератор, який являє собою теплообмінний апарат поверхневого типу [6]. Туди ж в регенератор після газової турбіни направляються відпрацьовані гази, які віддають частину свого тепла повітрю і потім видаляються в атмосферу. У регенераторі температура повітря підвищується на 180 ... 250 °С, так, що необхідна кількість палива, що витрачається на підігрів повітря в камері згоряння, при цьому зменшується, економічність ГТУ зростає, але в порівнянні з економічністю простої ГТУ без регенерації. Підігріте повітря далі надходить в камеру згоряння.

Застосування регенерації тепла в ГТУ, є актуальним питанням, як у судновій техніці [6], так і безумовно в наземній техніці, безпосередньо в газоперекачувальній галузі [6-11].



При зменшенні тиску в ході адіабатного розширення (3-4) до  $p = p_1'$  і температури робочого тіла до  $T = T_4$  за допомогою проміжного підігріву температура робочого тіла підвищується до  $T = T_3$ , потім робоче тіло знову адіабатно розширюється до  $p = p_1'$ , підігрівається до  $T = T_3$ , адіабатно розширюється і т.д. до необхідного тиску  $p = p_1$  (3i-4i).

Розглянемо цикл Брайтона з одним ступенем проміжного підігріву робочого тіла (рис. 1.6). Після адіабатного стиснення ( $S = \text{const}$ ) (1-2) і ізобарного нагрівання ( $p = p_2 = \text{const}$ ) (2-3) робоче тіло з температурою  $T_3$  і тиском  $p_2$  розширюється до проміжного тиску  $p_1'$  і  $T = T_4$  (3 - 4). Після розширення робоче тіло ізобарно нагрівається ( $p = p_1' = \text{const}$ ) до  $T_3 = T_3'$  (4 - 3'). Після проміжного нагріву робоче тіло знову адіабатно розширюється (3'-4') і з параметрами  $p = p_1$ ,  $T = T_4'$  йде з циклу. В ідеальному циклі при використанні досконалого проміжного нагрівача  $T_3 = T_3''$ .

На діаграмі  $p$ - $V$  площа (4\*-p1-p2-3) визначає роботу адіабатного розширення робочого тіла. Площа (4'-p1-p2-3-4-3') - роботу двоступеневого адіабатного розширення з проміжним підігрівом. За рахунок проміжного підігріву робота розширення збільшилася на величину, яка визначається площею 3'-4'-4\*-4.

Так як робота стиснення в компресорі робочого тіла в циклі залишилася без зміни ( $l_k = \text{const}$ ), питома корисна робота в циклі з проміжним підігрівом збільшилася за рахунок збільшення роботи розширення в турбіні ( $l_T$ ):

$$\uparrow l_{i0} = \uparrow l_T - l_k.$$

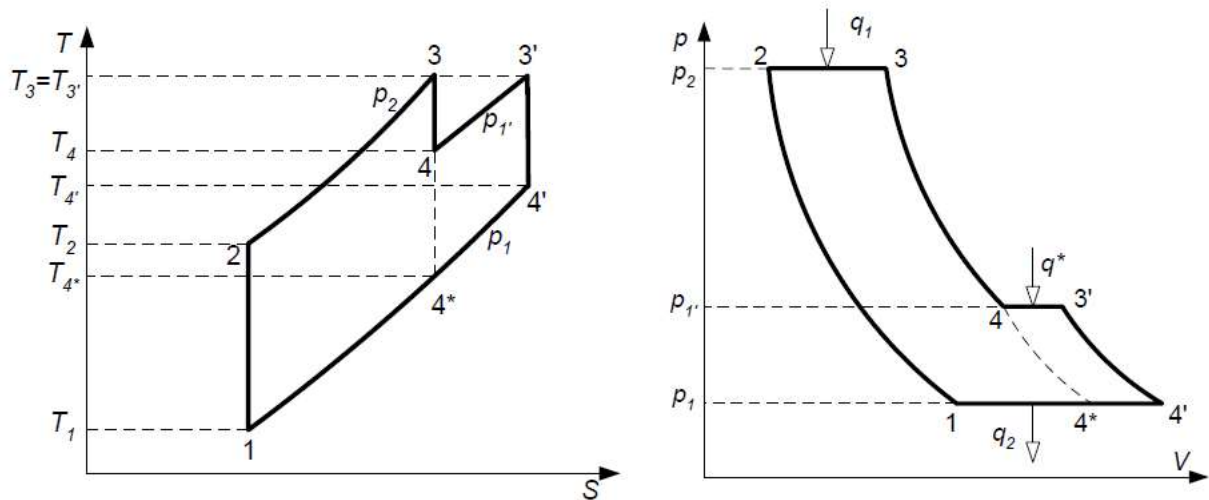


Рисунок 1.7 - Діаграма циклу з проміжним підігрівом в координатах T-S і p-V

На діаграмі T-S корисна робота циклу з проміжним підігрівом визначається площею 1-2-3-4-3'-4'. У порівнянні з простим циклом, корисна робота збільшилася на величину, яка визначається площею (3'-4'-4\*-4).

1.4 Регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення

Наближення до ККД узагальненого циклу Карно 1-2-3-4 в інтервалі температур  $T_3^\circ$  і  $T_1^\circ$  (рис. 1.8) можливо, застосувавши для регенеративної ГТУ багатоступеневе стиснення з проміжним охолодженням (пунктирний пилкоподібний процес 4-1) і багатоступінчасте розширення з проміжним підведенням теплоти до робочого тіла (пунктирний пилкоподібний процес 2-3). Таке багатоступеневе стиснення і розширення робочого тіла наближає процеси підведення і відведення теплоти в регенеративному циклі ГТУ до ізотермічних.



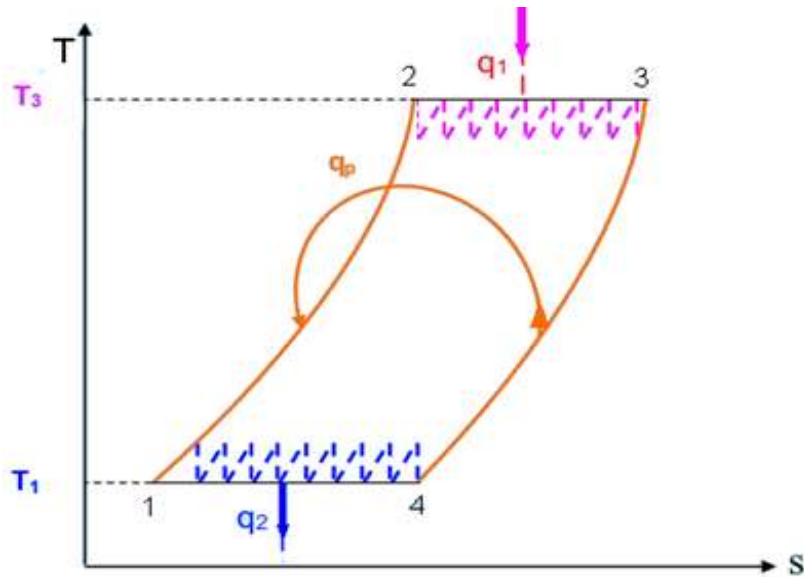


Рисунок 1.8 - Регенеративний цикл Карно в  $T - S$  діаграмі

Схема регенеративної ГТУ з двоступеневим стисненням, проміжним охолодженням і двоступеневим підведенням теплоти до робочого тіла показана на рисунку 1.9, а її цикл в  $T - S$  - діаграмі на рисунку 1.8.

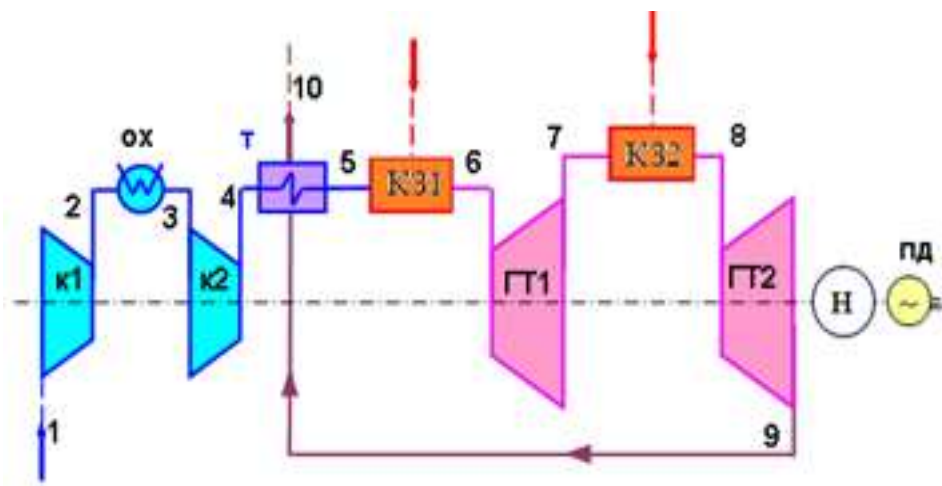


Рисунок 1.9 - Схема регенеративної ГТУ з двоступеневим стисненням, проміжним охолодженням і двоступеневим підведенням теплоти до робочого тіла

$K1, K2$  - компресор низького і високого тиску;  $T$  - теплообмінник;  $ГТ1, ГТ2$  - каскад турбін низького і високого тиску, каскад турбіни силової;  $K31, K32$  - камери згоряння високого і низького тиску;  $Н$  - навантажувач;  $ПД$  - пусковий двигун

Повітря, після першого ступеня стиснення в компресорі К1 (процес 1-2), надходить в охолоджувач, де воно ізобарно охолоджується до температури  $T_3=T_1$  (процес 2-3), після чого воно знову адіабатно стискається в другому ступені компресора К2 (процес 3-4). Далі повітря ізобарно нагрівається в регенеративному підігрівачі ТО (процес 4-5) і надходить в першу камеру згоряння (КС1). У КС1 (процес 5-6) здійснюється перший ступінь ізобарного підведення теплоти до робочого тіла. Далі продукти згоряння адіабатно розширюються в першій частині газової турбіни ГТ1 (процес 6-7) і надходять в другу камеру згоряння (КС2), де здійснюється другий ступінь ізобарного підведення теплоти до робочого тіла (процес 7-8). Після КС2 газу адіабатно розширюються в другій частині газової турбіни ГТ2 (процес 8-9) і надходять в регенеративний теплообмінник, де за рахунок їх ізобарного охолодження (процес 8-9) нагрівається повітря перед КС2. Після ТО газу викидаються в атмосферу, де вони ізобарно охолоджуються до температури навколишнього середовища (процес 10-1).

Робота [13] підтверджують ефективність регенеративного циклу з проміжним охолодженням при стисканні в компресорі та проміжним підігрівом в процесі розширення.

Чи можливо підвищити ефективність розробленого двигуна за допомогою ускладнення циклу такого типу необхідно провести математичний аналіз.

## 1.5 Висновок з розділу 2

Аналіз теми створення комбінованого ГТД дозволив з'ясувати основні проблеми, пов'язані з таким створенням задля поліпшення економічності ГТД. Метою і завданням випускної роботи магістра є поглиблене дослідження комбінованих ГТД та з'ясування можливостей впровадження заходів, що дозволяють покращити параметри ГТД.

**Об'єктом дослідження** вибраний двигун – прототип ДН-80 ДП «Зоря – Машпроект».

На основі аналіз стану проблеми з підвищення ефективності ГТД ГПА шляхом ускладнення її циклу, для реалізації зазначеної мети, передбачається **розв'язання наступних завдань:**

1. термогазодинамічний розрахунок ГТД та порівняння його параметрів з двигуном – прототипом ДН-80;
2. дослідження впливу охолодження повітря на вході за допомогою теплообмінних апаратів на ефективний КПД ГТУ за допомогою математичного моделювання;
3. дослідження впливу регенерації теплоти вихідних газів на ефективний КПД ГТУ за допомогою математичного моделювання;
4. дослідження впливу підігрівання газу за допомогою камери згоряння низького тиску, яка встановлюється проміж турбіни низького тиску та силовою турбіною на ефективний КПД ГТУ за допомогою математичного моделювання;
5. дослідження можливості застосування регеративного циклу з проміжним охолодженням при стисканні в компресорі та проміжним підігрівом в процесі розширення з точки зору ефективного ККД ГТУ за допомогою математичного моделювання;
6. вибір типу ускладненого циклу з точки зору ефективного ККД ГТУ;
7. обґрунтування вибору ГПА за отриманою потужністю газотурбінного приводу (ГТП);
8. обґрунтування вибору електрогенератору за отриманою потужністю ГТП;
9. економічний аналіз з точки зору паливної ефективності в порівнянні з двигуном - прототипом розробленого приводу та приводу з ускладненим циклом;
10. розробка пропозицій та рекомендацій щодо подальшого удосконалення ГТД, враховуючи тенденції розвитку.

## 2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Термогазодинамічний розрахунок двигуна проводиться для визначення питомих параметрів  $N_{eud}$ ,  $C_e$  і витрати повітря  $G_v$ , що забезпечує необхідну потужність  $N_e$ . Термогазодинамічний розрахунок так само визначає температуру  $T^*$  і тиск  $P^*$  загальмованого потоку в характерних перетинах проточної частини двигуна і основні параметри, що характеризують роботу вузлів. Частину параметрів вибирають на підставі статистичних даних викладених в [16].

### 2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД

Проектований двигун призначений для приводу нагнітача природного газу.

Тип ГПА: 650-22-2.

Номінальна потужність 25,0 МВт, політропічний ККД-83%. Відношення тисків (ступінь підвищення) = 1,5.

Комерційна продуктивність  $Q = 580 \text{ м}^3 / \text{с}$ .  $N_{ст} = 3700 \text{ об} / \text{хв}$  - номінальна частота валу.

У роботі обрана безредукторна схема, при цьому  $N_{ст} = N_H = 3700 \text{ об} / \text{хв}$ . Така схема приведена на рисунку 2.1.

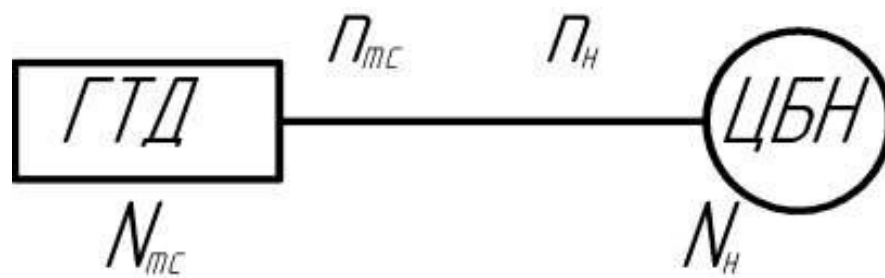


Рисунок 2.1 - Схема трансмісії

Потужність вільної турбіни обчислюється за такою формулою:

$$N_{Tc} = N_H * K_{зап} = 25 * 1,08 = 27 \text{ МВт},$$

де  $K_{зап}$  - коефіцієнт запасу потужності, що враховує втрати потужності в процесі експлуатації при зносі і забрудненні проточної частини. Приймаємо

$$K_{зап} = 1,08.$$

## 2.2 Вибір і обґрунтування параметрів розрахункового режиму

При проектуванні двигун розраховують на заданому режимі, при якому рахують всі розміри, прохідні перетини елементів і частоти обертання роторів зафіксованими.

Виходячи з призначення і умов експлуатації двигуна вибирають параметри циклу ( $\pi_k$  \* і  $T_g$  \*), а також вузлів ( $\sigma_{кс}$ ,  $\sigma_{вх}$ ,  $\sigma_{рн}$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_g$ ,  $\eta_t$ ) [16].

Якщо вибір параметрів розрахункового режиму правильний, то забезпечується найбільш сприятливе протікання характеристик двигуна у всьому діапазоні його експлуатаційних режимів. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії, метою яких є досягнення максимуму потужності, мінімуму питомої витрати палива, забезпечення надійності на нерозрахованих режимах і ін.

### 2.2.1 Температура газів перед турбіною

Розвиток матеріалознавства і технології виробництва ГТД, поступове вдосконалення систем охолодження лопаток турбін дозволили істотно підвищити допустимі значення  $T_g^*$ . Тенденція до підвищення  $T_g^*$  в газотурбінних установках (ГТУ) пояснюється, перш за все тим, що це дає можливість істотно підвищити питому потужність, що тягне за собою зменшення габаритних розмірів двигуна і його маси. При цьому знижується і питома витрата

палива. Виходячи з умови використання конструкційних матеріалів двигуна-прототипу приймаємо  $T_r^*$ : 1423; 1473; 1523; 1573; 1623 К.

### 2.2.2 Ступінь підвищення тиску в компресорі

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає посилення значення ступеня підвищення тиску ( $\pi_k^*$ ) в компресорі. Але значення ступеня підвищення тиску обмежується ускладненням конструкції і збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень  $\pi_k^*$  при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останнього ступеня компресора і перших ступенів турбіни. Це в свою чергу призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток. При розрахунку вибираємо кілька значень  $\pi_k^*$  які представлені в таблиці 2.1.

### 2.2.3 ККД компресора і турбіни

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_k = \eta_k^* \cdot \eta_m',$$

де  $\eta_k$  - ізоентропічний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку;  $\eta_m'$  - механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах.

Зазвичай  $\eta_m' = 0,985 \dots 0,995$ , приймаємо  $\eta_m' = 0,995$ .

Величина ізоентропічного ККД визначається за формулою:

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_{cm}^*} - 1},$$

де  $\eta_{ст}^*$  - середнє значення ККД ступеня компресора, приймаємо  $\eta_{ст}^* = 0,886$ .

Таким чином, отримуємо залежність  $\eta_k$  від  $\pi_k^*$  представлену в таблиці 1.1.

Таблиця 2.1 - Залежність  $\eta_k$  від  $\pi_k^*$

Величина	Значення														
$\pi_k^*$	9,5	11,5	13,5	15,5	17,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	26	28,5	31	33,5	36
$\eta_k$	0,842	0,838	0,835	0,832	0,83	0,828	0,827	0,826	0,825	0,824	0,822	0,82	0,819	0,817	0,816

Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\eta_T^* = \eta_{\text{тнеохл}}^* - 0,0001 * (T_T^* - 1300),$$

де  $\eta_{\text{тнеохл}}^*$  - ККД неохолоджуваної турбіни

Неохолоджувані турбіни необхідно застосовувати при температурі  $T_T < 1250\text{K}$ . ККД неохолоджуваної турбіни приймаємо  $\eta_{\text{т.неохл}}^* = 0,92$ .

Таким чином, отримуємо залежність  $\eta_T^*$  від  $T_T^*$ , представлену в таблиці 2.2

Таблиця 2.2 - Залежність  $\eta_T^*$  від  $T_T^*$

Величина	Значення				
$T_T^*$	1423	1473	1523	1573	1623
$\eta_T^*$	0,908	0,903	0,898	0,893	0,888

#### 2.2.4 Втрати в елементах проточної частини

Вхідний пристрій двигуна дозвуковий з криволінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв становить

$\sigma_{\text{вх}}=0,97\dots0,99$ . Якщо на вході в двигун є пілозахисні пристрої, втрати повного тиску зростають до  $\sigma_{\text{вх}} = 0,92\dots0,96$ . Приймаємо  $\sigma_{\text{вх}} = 0,96$

Втрати повного тиску в камерах згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором:

$$\sigma_{\text{КС}} = \sigma_{\text{Гидр}} * \sigma_{\text{Тепл.}}$$

Гідравлічний опір визначається, в основному, втратами в дифузорі, фронтальному пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ( $\sigma_{\text{Гидр}} = 0,93 \dots 0,97$ ). Приймаємо  $\sigma_{\text{Гидр}} = 0,945$ .

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згоряння зазвичай  $\sigma_{\text{Тепл}} = 0,97 \dots 0,99$ . Приймаємо  $\sigma_{\text{Тепл}} = 0,98$ .

Визначаємо величину коефіцієнта відновлення повного тиску в камері згоряння:

$$\sigma_{\text{КС}} = 0,945 * 0,98 = 0,926.$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згорянням палива. Втрати тепла оцінюють коефіцієнтом повноти згоряння  $\eta_{\text{Г}}$ . На розрахунковому режимі основних камер згоряння цей коефіцієнт приймають рівним  $\eta_{\text{Г}} = 0,97 \dots 0,99$ . Приймаємо для КС  $\eta_{\text{Г}} = 0,98$ .

Наявність перехідного патрубку між турбіною компресора і силовою турбіною оцінюють коефіцієнтом відновлення повного тиску, значення якого вибирають в залежності від форми каналу ( $\sigma_{\text{ПТ}} = 0,98 \dots 1,0$ ). Приймаємо  $\sigma_{\text{ПТ}} = 0,985$ .

Втрати потужності в опорах ротора і відбір потужності на привід допоміжних агрегатів  $\eta_{\text{м}} = 0,98 \dots 0,99$ . Приймаємо  $\eta_{\text{м}} = 0,985$ .

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин на перших ступенях турбіни. Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду



може призвести до пошкодження лопаток. Для всіх цих потреб потрібно повітря, що відбирається через компресор або будь-якого його ступеня. Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною  $\Delta \bar{G}_{отб}$ . Для розрахунку приймаємо  $\Delta \bar{G}_{отб} = 0,06$ .

### 2.2.5 Швидкість витікання газу з вихідного пристрою

Вихідний пристрій ГТУ зазвичай виконують дифузори. Коефіцієнт відновлення повного тиску зазвичай складає  $\sigma_{рн} = 0,97 \dots 0,99$ . Приймаємо  $\sigma_{рн} = 0,985$ .

Вибір швидкості витікання з вихідного пристрою стаціонарної ГТУ характеризує втрачену кінетичну енергію на виході з двигуна, тому її доцільно зменшувати. З іншого боку, зменшення швидкості на виході  $C_c$  призводить до зростання габаритних розмірів двигуна через зростання площі зрізу випускного каналу, швидкість витікання з ГТД вибирають в інтервалі  $C_c = 80 \dots 120$  м / с. Вихідну швидкість приймемо рівної  $C_c = 90$  м / с.

### 2.3. Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ

Розрахунок двигуна проводиться на ЕОМ програмою GTD.EXE. Проектований ГТД призначений для роботи на природному газі, тому в розрахунку використовуємо значення теплотворної здатності палива для природного газу  $H_u = 50500$  кДж / кг і  $L_0 = 17,2$  кг<sub>в</sub> на / кг<sub>т</sub>.

У таблиці 1.3 представлені вихідні дані для термогазодинамічного розрахунку на 25 режимах.

У таблиці 1.4 представлені результати для термогазодинамічного розрахунку на 25 режимах.

За цими розрахунками були проведені уточнюючі розрахунки (які зведені в таблицю 1.5) для отримання більш точних залежностей  $Ne_{уд} = f(T_r^*, \pi_k^*)$  і  $C_e = f(T_r^*, \pi_k^*)$ .

Таблиця 2.3 - Вихідні дані для розрахунку на ЕОМ

30 04 19								
1	5	5	1					
1.000	.000	.000	90.000	.920	1.000	1.000	0.060	
.960	.926	.980	0.985	.985	.985	1.000	1.000	
1423.0	1473.0	1523.0	1573.0	1623.0				
.908	.903	.898	.893	.888				
19.500	20.500	21.500	22.500	23.500				
.828	.827	.826	.825	.824				
.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 2.4 - Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р					ДАТА 30. 4.19								
NT=	1	5	5	1	ANTK=	.908	.903	.898	.893	.888			
TG=	1423.	1473.	1523.	1573.	1623.	ANK =	.828	.827	.826	.825	.824		
PIK=	19.50	20.50	21.50	22.50	23.50								
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД													
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:													
G=	1.00	DGO=	.060	HU=	.5050E+08	LO=	17.20						
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.920	ПВВ=	1.000	TBB=	1.000	NB=	1.000
SB=	.960	SK=	.926	NG=	.980	SPT=	.985	SPH=	.985	NM=	.985	НРД=	1.000
TH=	288.15	ТНО=	288.15	TBO=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PBO=	97272.	VH=	.0
ТГ	ПК	NEУ	СЕ	NK	NTK	КПД							
1423.	19.50	286.0	.2044	.8280	.9080	.3487							
1423.	20.50	283.0	.2036	.8270	.9080	.3501							
1423.	21.50	279.8	.2030	.8260	.9080	.3512							
1423.	22.50	276.4	.2026	.8250	.9080	.3519							
1423.	23.50	273.0	.2023	.8240	.9080	.3523							
1473.	19.50	314.1	.2009	.8280	.9030	.3548							
1473.	20.50	311.5	.1999	.8270	.9030	.3567							
1473.	21.50	308.7	.1990	.8260	.9030	.3582							
1473.	22.50	305.7	.1984	.8250	.9030	.3594							
1473.	23.50	302.6	.1980	.8240	.9030	.3601							
1523.	19.50	342.4	.1981	.8280	.8980	.3598							
1523.	20.50	340.1	.1969	.8270	.8980	.3620							
1523.	21.50	337.7	.1959	.8260	.8980	.3639							
1523.	22.50	335.0	.1951	.8250	.8980	.3654							
1523.	23.50	332.2	.1944	.8240	.8980	.3667							
1573.	19.50	370.6	.1958	.8280	.8930	.3640							
1573.	20.50	368.8	.1945	.8270	.8930	.3665							
1573.	21.50	366.7	.1934	.8260	.8930	.3685							
1573.	22.50	364.4	.1925	.8250	.8930	.3704							
1573.	23.50	361.9	.1916	.8240	.8930	.3720							
1623.	19.50	399.0	.1941	.8280	.8880	.3673							
1623.	20.50	397.5	.1927	.8270	.8880	.3700							
1623.	21.50	395.7	.1914	.8260	.8880	.3725							
1623.	22.50	393.8	.1903	.8250	.8880	.3746							
1623.	23.50	391.6	.1894	.8240	.8880	.3765							

Таблица 2.5 - Уточняючі розрахунки залежностей  $Ne_{уд} = f(T_r^*, \pi_k^*)$  і  $Se = f(T_r^*, \pi_k^*)$ .

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1					ДАТА 30. 4.19						
TG=	1423.	1473.	1523.	1573.	1623.	АНТК=	.908	.903	.898	.893	.888
PIK=	9.50	11.50	13.50	15.50	17.50	АНК =	.842	.838	.835		
.832 .830 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:			G= 1.00	DGO= .060	HU= .5050E+08	LO= 17.20					
H= .00	MH= .000	CC= 90.0	NTB= .920	ПВВ=1.000	TBB=1.000	NB=1.000					
SB= .960	SK= .926	NG= .980	SPT= .985	SPH= .985	NM= .985	НРД=1.000					
TH=288.15	THO=288.15	TVO=288.15	PH=101325.	PHO=101325.	PVO=97272.	VH= .0					
ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД					
1423.	9.500	296.0	.2345	.8420	.9080	.3040					
1423.	11.50	299.1	.2230	.8380	.9080	.3197					
1423.	13.50	298.7	.2154	.8350	.9080	.3310					
1423.	15.50	295.6	.2103	.8320	.9080	.3390					
1423.	17.50	291.3	.2067	.8300	.9080	.3449					
1473.	9.500	318.3	.2328	.8420	.9030	.3063					
1473.	11.50	323.1	.2210	.8380	.9030	.3226					
1473.	13.50	323.9	.2130	.8350	.9030	.3347					
1473.	15.50	322.0	.2076	.8320	.9030	.3435					
1473.	17.50	318.7	.2037	.8300	.9030	.3500					
1523.	9.500	340.7	.2315	.8420	.8980	.3080					
1523.	11.50	347.1	.2193	.8380	.8980	.3251					
1523.	13.50	349.3	.2111	.8350	.8980	.3376					
1523.	15.50	348.4	.2054	.8320	.8980	.3471					
1523.	17.50	346.1	.2011	.8300	.8980	.3544					
1573.	9.500	363.1	.2305	.8420	.8930	.3092					
1573.	11.50	371.1	.2181	.8380	.8930	.3269					
1573.	13.50	374.6	.2096	.8350	.8930	.3401					
1573.	15.50	374.9	.2037	.8320	.8930	.3500					
1573.	17.50	373.5	.1992	.8300	.8930	.3579					
1623.	9.500	385.5	.2297	.8420	.8880	.3103					
1623.	11.50	395.2	.2171	.8380	.8880	.3284					
1623.	13.50	400.0	.2085	.8350	.8880	.3419					
1623.	15.50	401.4	.2023	.8320	.8880	.3524					
1623.	17.50	401.0	.1976	.8300	.8880	.3608					

*Продовження таблиці 2.5*

TG= 1423. 1473. 1523. 1573. 1623. ANTK= .908 .903 .898 .893 .888  
 PИK= 26.00 28.50 31.00 33.50 36.00 ANK = .822 .820 .819 .817 .816

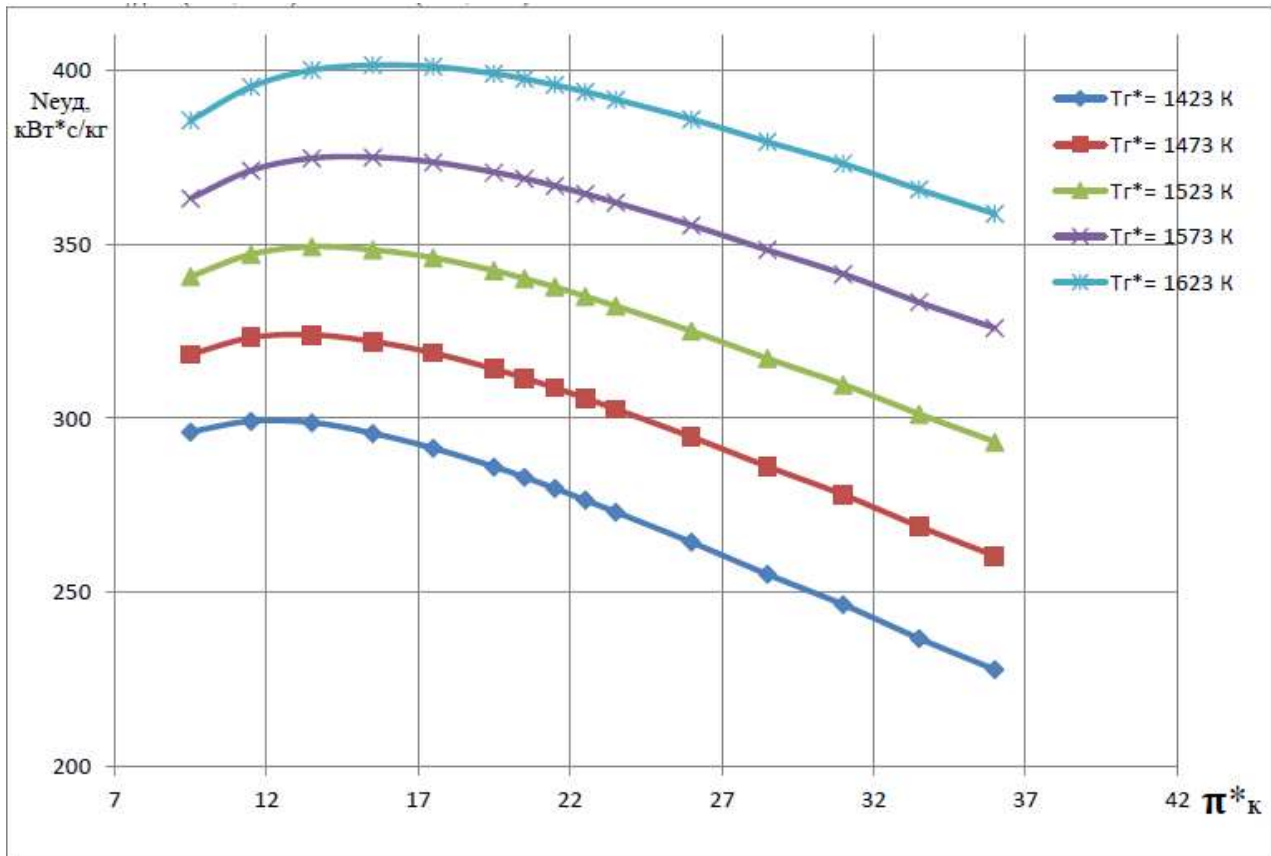
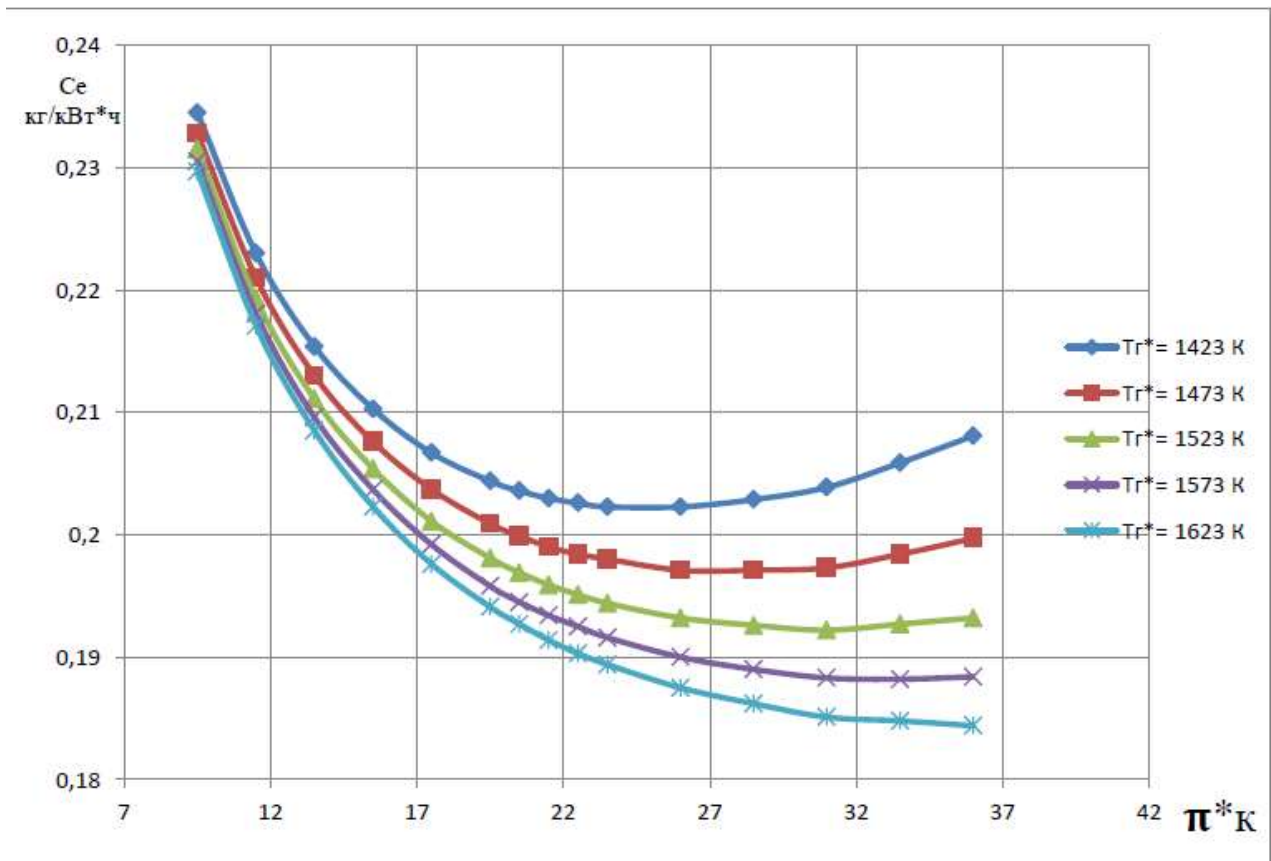
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO= .060 HU= .5050E+08 LO= 17.20  
 H= .00 MH= .000 CC= 90.0 NTB= .920 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000  
 SB= .960 SK= .926 NG= .980 SPT= .985 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000  
 TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PBO=97272. VH= .0

ТГ	ПК	NEУ	CE	NK	NTK	КПД
1423.	26.00	264.3	.2023	.8220	.9080	.3525
1423.	28.50	255.1	.2029	.8200	.9080	.3513
1423.	31.00	246.4	.2039	.8190	.9080	.3496
1423.	33.50	236.7	.2059	.8170	.9080	.3462
1423.	36.00	227.7	.2081	.8160	.9080	.3426
1473.	26.00	294.6	.1971	.8220	.9030	.3616
1473.	28.50	286.1	.1971	.8200	.9030	.3617
1473.	31.00	278.0	.1973	.8190	.9030	.3612
1473.	33.50	268.9	.1984	.8170	.9030	.3593
1473.	36.00	260.4	.1997	.8160	.9030	.3571
1523.	26.00	325.0	.1932	.8220	.8980	.3690
1523.	28.50	317.1	.1926	.8200	.8980	.3702
1523.	31.00	309.6	.1922	.8190	.8980	.3709
1523.	33.50	301.1	.1927	.8170	.8980	.3699
1523.	36.00	293.1	.1932	.8160	.8980	.3689
1573.	26.00	355.4	.1900	.8220	.8930	.3753
1573.	28.50	348.3	.1890	.8200	.8930	.3771
1573.	31.00	341.4	.1883	.8190	.8930	.3786
1573.	33.50	333.3	.1882	.8170	.8930	.3787
1573.	36.00	325.9	.1884	.8160	.8930	.3785
1623.	26.00	385.9	.1875	.8220	.8880	.3802
1623.	28.50	379.4	.1862	.8200	.8880	.3829
1623.	31.00	373.1	.1851	.8190	.8880	.3851
1623.	33.50	365.7	.1848	.8170	.8880	.3858
1623.	36.00	358.7	.1844	.8160	.8880	.3865

На основі отриманих результатів (таблиця 2.4, 2.5) будемо графіки залежностей

$Ne_{уд} = f(T_{г}^*, \pi_{к}^*)$  і  $Ce = f(T_{г}^*, \pi_{к}^*)$ .

Рисунок 2.2-Графік залежності  $N_e = f(T_g^*, \pi_k^*)$ Рисунок 2.3 - Графік залежності  $\text{ККД} = f(T_g^*, \pi_k^*)$

Розглянемо рисунок 2.2, на якому зображена залежність питомої потужності двигуна від температури  $T_{\Gamma}^*$  і  $\pi_{\kappa}^*$ . При  $T_{\Gamma}^* = 1523$  К, оптимальне значення ступіня підвищення тиску в компресорі  $\pi_{\kappa}^*_{\text{опт}}$ , яке відповідає максимуму питомої потужності, становить  $\approx 13,5$ . При цьому економічне значення  $\pi_{\kappa}^*_{\text{ек}}$ , відповідне мінімуму питомої витрати палива, становить  $\approx 31$ , що видно з малюнка 2.3. Більш високим значенням температури  $T_{\Gamma}^*$  відповідають великі значення  $\pi_{\kappa}^*_{\text{ек}}$  і  $\pi_{\kappa}^*_{\text{опт}}$ .

Розрахункове значення  $\pi_{\kappa}^*_{\text{р}}$  обираємо в діапазоні  $\pi_{\kappa}^*_{\text{опт}} < \pi_{\kappa}^*_{\text{р}} < \pi_{\kappa}^*_{\text{ек}}$  за умови незначного зниження  $N_{\text{суд}}$  (по порівнянню з  $N_{\text{суд}}$  для  $\pi_{\kappa}^*_{\text{опт}}$ ) і істотного зниження  $C_{\text{е}}$ . Розрахунковим приймаємо  $\pi_{\kappa}^* = 21,5$ , тому що в інтервалі від 21,5 до  $\pi_{\kappa}^*_{\text{ек}} = 31$   $C_{\text{е}}$  знижується незначно.

Незважаючи на сприятливий вплив підвищення  $T_{\Gamma}^*$  на питомі параметри двигуна, застосування великих значень  $T_{\Gamma}^*$  обмежується ускладненням конструкції, збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень  $\pi_{\kappa}^*$  при проектуванні двигунів тягне за собою отримання малих висот лопаток в останніх ступенях компресора і перших ступенях турбіни. Це призводить в свою чергу до зростання втрат енергії через зростання відносних радіальних зазорів, а також до зменшення значення числа Рейнольдса і зниження відносної точності виготовлення пера лопаток.

Після проведеного аналізу робимо розрахунок при прийнятих  $T_{\Gamma}^*$  і  $\pi_{\kappa}^*$ .

У таблиці 2.6 представлені вихідні дані термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

У таблиці 2.7 представлені результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

Таблиця 2.6- Вихідні дані для розрахунку на ЕОМ

30 04 19

1	1	1	1						
1.000	.000	.000	90.000	.920	1.000	1.000	0.060		
.960	.926	.980	0.985	.985	.985	1.000	1.000		
1523.0	1523.0	1523.0	1523.0	1523.0					
.898	.898	.898	.898	.898					
21.500	21.500	21.500	21.500	21.500					
.826	.830	.830	.830	.830					
.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. 2.7 - Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДРГТД-Р	NT= 1	1	1	1	ДАТА	30.1.19					
TG=	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.	1523.
PIK=	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50	21.50
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:											
G=	1.00	DGO=	.060	HU=	.5050E+08	LO=	17.20				
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.920	ПВВ=	1.000	TBB=	1.000
SB=	.960	SK=	.926	NG=	.980	SPT=	.985	SPH=	.985	NM=	.985
TH=	288.15	TNO=	288.15	TVO=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PVO=	97272.
СХЕМА ПЕЧАТИ:											
NEY	NE	CE	QT	AKC	GT	FC	LC	TK	ТТК	ТТ	PK
PTK	PT	PC	NK	NTK	LK	LTK	LTV	ПТК	ПТВ	ПТКПД	
LCB	NP	CP	KT	RT							
CPB	KB	RB									
TT=	1523.0	PK=	21.500	SR=	.000	SR1=	1.000	SR2=	1.000	TCO=	828.7
337.7	337.7	.1959		.1955E-01	2.974	66.15		.2601E-01	.1732		
748.1	1105.	828.7		.2091E+07	.1937E+07	.4031E+06	.1046E+06	.1031E+06			
.8260	.8980	.4832E+06		.5119E+06	.3377E+06	4.732	3.853	18.51			
.3639	.3744E+06	.9126		1224.	1.307	287.4					
1040.	1.381	287.0									

У результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність  $N_{\text{суд}} = 337,7 \text{ кВт} \cdot \text{с} / \text{кг}$ , ефективний ККД  $\eta_e = 36,39\%$ , що на 11,31%, 0,39%, відповідно більше, ніж у прототипу ( $N_{\text{суд}} = 303,4 \text{ кВт} \cdot \text{с} / \text{кг}$ ,  $\eta_e = 36,0\%$ ) і питома витрата палива  $C_e = 0,1959 \text{ кг} / \text{кВтг}$  менше ніж у прототипу на 0,15% ( $C_e = 0,1962 \text{ кг} / \text{кВтг}$ ). Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах.

Витрату повітря визначили за формулою:

$$G_B = \frac{N_e}{N_{\text{суд}}} = \frac{27000}{337,7} = 79,95 \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

## 2.4 Узгодження параметрів компресора і турбіни

### 2.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження

Формування вигляду (проточної частини) ГТД і ГТУ - фактично найбільш важливий початковий етап проектування двигуна. Він слідує за виконанням термогазодинамічного розрахунку і передує газодинамічним розрахункам компресора і турбіни.

Ув'язка параметрів турбокомпресора дає можливість забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення, що визначають вигляд двигуна в розрахункових перетинах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустимі напруги в лопатках турбіни [16,17].

Проектований двигун складається з двохвального газогенератора і вільної турбіни. Вихідні дані для розрахунку: корисна потужність на валу вільної турбіни двигуна, відносні геометричні співвідношення двигуна прототипу, значення осьових швидкостей в основних перетинах двигуна і окружні швидкості на периферії робочих коліс перших ступенів обох каскадів компресора, кількість ступенів каскадів компресора і турбін, термогазодинамічний розрахунок двигуна на обраному режимі. Ефективна потужність двигуна  $N_e = 27000$  кВт.

Відносний втулковий діаметр на виході з компресора високого тиску не повинен перевищити значення  $\bar{d}_k = 0,92$ . Зменшення розміру лопаток фактично призводить до неможливості отримання прийнятних значень ККД компресора, і, як наслідок, зростанню впливу радіальних зазорів, а також зменшення числа Рейнольдса і підвищенню втрат при обтіканні лопаток малого розміру. Виходячи з цього, висоту лопатки на виході з компресора високого тиску обмежують величинами 12 ... 20 мм.

Методика ув'язки параметрів компресорів і турбін заснована на детальному аналізі геометричних співвідношень і параметрів двигуна - прототипу, застосуванні рівнянь зв'язку компресора і турбіни (баланси витрат,



потужностей, частот обертання), оцінці властивостей проточних частин проєктованих турбін і компресорів. При узгодженні основних вузлів двигуна найважливішими вважаються ті чинники, які забезпечують максимально можливий рівень ККД вузлів і достатні запаси стійкої роботи компресорів низького і високого тисків у всьому діапазоні їх режимів роботи. Також надається велике значення отриманню досить високого ресурсу і мінімальної маси вузлів.

Узгодження параметрів компресора і турбіни проводиться на ЕОМ у програмі Slgt2.exe за інструкціями, викладеними в методичному посібнику [17].

Деякі вихідні дані, необхідні для розрахунку, вже були отримані в результаті термогазодинамічного розрахунку.

У проєктованому двигуні КНТ має проточну частину з постійним зовнішнім діаметром; КВТ - з постійним втулкові діаметром; ТВТ - з постійним втулкові діаметром; ТНТ - з постійним середнім діаметром; вільна турбіна - з постійним втулковим діаметром.

Також для рахунку потрібні деякі геометричні співвідношення двигуна-прототипу:

-  $D_{\text{срТВТ}} / D_{\text{кКВТ}} = 1,225$  - відношення середнього діаметра ТВТ на виході до зовнішнього діаметру КВТ на вході;

-  $D_{\text{срТНТ}} / D_{\text{кКНТ}} = 1,08$  - відношення середнього діаметра ТНТ на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході;

-  $D_{\text{срТс}} / D_{\text{кКНТ}} = 1,56$  - відношення середнього діаметра вільної турбіни на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході.

#### 2.4.2 Результати розрахунку і формування образу двигуна

Результати узгодження параметрів наведені в таблиці 1.8. «Облік» проточної частини двигуна зображений на малюнку 1.4

Таблиця 2.8 - Результати формування вигляду двигуна

Формирование облика ГТ и ТС ГТД-2-1 ( КВД - ОК или ОЦК )

Исходные данные:

Neud= 337.7	Ce = .1959	КПДк= .8260	КПДтк= .8980
Lk = 483220.	Lтк*= 511890.	Lтс*= 337660.	КПДтс= .9200
Срг =1223.6	Kr =1.3070	Срв =1040.1	Кв =1.3811
Ne = 27000.	Gv = 79.96		
dov = .360	Dсртн/Dк =1.080	Dсртс/Dк =1.560	
dovо= .898	D1цс/Dккo=1.000	D2цс/Dкo =1.000	
	D4цс/D2цс=1.000	Dсртв/Dкo=1.225	
Lкн/Lк = .380	КПДкн* = .880	Сркнв = .990	
Lок/Lкв=1.000	КПДок* = .861	Сркоц =1.000	
Mтс =6.000	Сртвн =1.000	Срткс = .985	
Uк = 330.0	Uквд = 375.0		

Результаты расчета:

* КНД *	Кф = 1	Zк = 9.	
Lк* = 181787.	Пик* = 4.712	КПД* = .8800	Uк = 330.0
Dк = .8252	dob = .3600	dok = .8322	Нсс = .1855
	пнд = 7638.		
* ОК ВД *	Кф = 3	Zк = 9.	
Lк* = 296600.	Пик* = 4.609	КПД* = .8614	Uк = 375.0
Dк = .7053	dob = .7800	dok = .8983	Нсс = .2686
	пнд =10155.		
* ТВД *	Кф = 3	Zт = 1.	
Lт* = 317372.	Пит* = 2.448	КПД* = .8980	(h/D)т = .0659
Uср = 452.9	Mз = 1.548	Dср = .8640	(h/D)т = .0924
Sp = 189.5	Tw* =1347.4		
* ТНД *	Кф = 2	Zт = 1.	
Lт* = 194518.	Пит* = 1.933	КПД* = .8772	(h/D)т = .0869
Uср = 356.4	Mз = 1.531	Dср = .8912	(h/D)т = .1422
Sp = 180.7	Tw* =1156.6		
* ТС *	Кф = 3	Zт = 4.	
Lт* = 337660.	Пит* = 3.853	КПД* = .9200	(h/D)т = .0975
Uср = 237.2	Mз = 6.000	Dср =1.2672	(h/D)т = .1865
Sp = 105.0	Tw* = 851.7	птс = 3702.	

Сечение\Параметр:

	T*	R*	C	C/акр	F
	: K	: Па	: м/с	: ---	: кв.м
в - в	288.	97272.	165.0	.5327	.4655
к кнд - к кнд	463.	458330.	150.0	.3821	.1644
в квд - в квд	463.	453746.	165.0	.4203	.1630
к - к	748.	2091300.	150.0	.3006	.0869
г - г	1523.	1936600.	125.6	.1783	.1459
т твд - т твд	1264.	791097.	175.0	.2728	.2167
г тнд - г тнд	1264.	791097.	175.0	.2728	.2167
т тнд - т тнд	1105.	403120.	185.0	.3084	.3548
г тс - г тс	1105.	397073.	160.0	.2668	.4122
т - т	829.	104640.	200.0	.3850	.9711

	Dк1	Dср1	Dкв1	Dк2	Dср2	Dкв2	Zст
КНД	.8252	.6201	.2971	.8252	.7591	.6867	9.
ОК ВД	.7053	.6325	.5501	.6124	.5821	.5501	9.
ТВД	.8948	.8395	.7841	.9438	.8640	.7841	1.
ТНД	.9686	.8912	.8138	1.0179	.8912	.7644	1.
ТС	1.2733	1.1602	1.0471	1.5274	1.2872	1.0471	4.

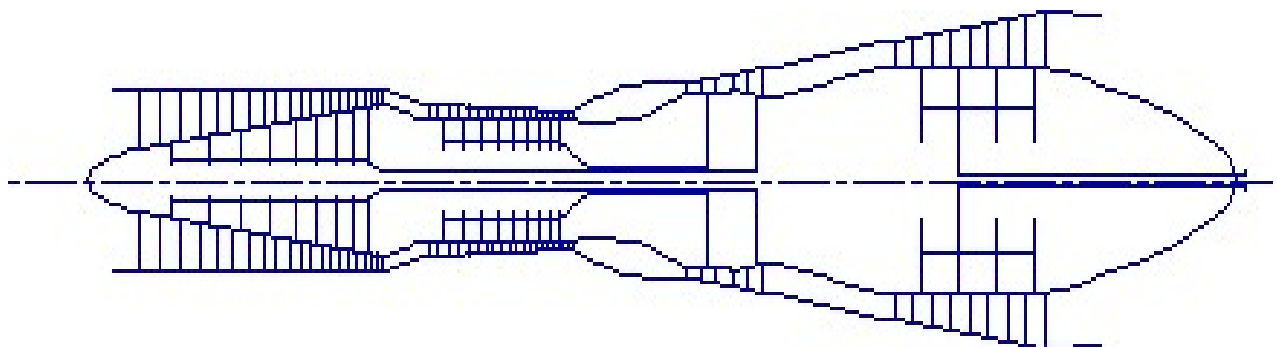


Рисунок 2.4 - Схема проточної частини двигуна

В результаті розрахунку був сформований вигляд двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною чотирьохступеневою турбіною. Така схема забезпечує сприятливі значення параметрів на нерозрахованих режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром, з 9 ступенями, значення ККД  $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8800$ , середній коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зКНТ}} = 0,1855$ .

КВТ - з постійним втулковим діаметром, 9 - ступеневий, ККД  $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8514$ , коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зКВТ}} = 0,2686$

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ  $\bar{d}k = 0,8983$ , що не перевищує допустимого  $\bar{d}k_{\text{доп}} = 0,92$ .

Турбіна високого тиску, високонавантажених ( $Mz = 1,548$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9090$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{T}} = 0,0659 > 0,065$ .

Турбіна низького тиску, середньонавантажених ( $Mz = 1,531$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8772$ .

Вільна турбіна, середньонавантажених ( $Mz = 6,0$ ), має чотири ступеня, значення  $\eta_{\text{СТ}}^* = 0,92$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{T}} = 0,1865 \leq 0,33$ .

Також розраховані значення:  $T^*$ ,  $P^*$ ,  $C$  в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

## 2.5 Газодинамічний розрахунок компресора

Для здійснення процесу стиснення в ГТД зазвичай використовуються багатоступеневі осьові компресори. Це пояснюється їх високими ККД, можливістю регулювання продуктивності, напорності таких компресорів в досить широких межах за рахунок зміни кількості ступенів і їх діаметральних розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора являє собою послідовний розрахунок кожної з його ступенів на середньому радіусі. Вважають, що параметри потоку на середньому радіусі ступені відповідають

усередненим по висоті лопатки параметрам ступені. Для покращення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньгеометричний радіус ступеня. Компресор проєктованого двигуна 18-ти ступеневий.

Основна мета газодинамічного розрахунку осьового компресора - отримання остаточних геометричних розмірів і кількості ступенів при заданому  $\pi_k^*$ . Необхідно ефективно розподілити  $\pi_k^*$ , роботи і ККД між усіма ступенями компресора.

Коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_z$  ступенями розподіляємо таким чином, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу і виходу з компресора значення  $\bar{H}_z$  поступово зменшувалося. Перші ступені мають велике значення подовження лопаток  $h/b$ , працюють в досить складних умовах на вході в компресор (можлива нерівномірність тисків, температур і поля швидкостей). На останніх ступенях на ККД ступені в значній мірі впливає величина відносних радіальних зазорів. При малій висоті лопаток ступені відбувається істотне зниження ККД унаслідок зростання відносного радіального зазору.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендацій, які викладені в [18].

Витратна складова швидкості падає від входу до виходу для зменшення кінцевих втрат в останніх ступенях, а також для того, щоб мати невисокі швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження  $C_a$  в межах ступені не повинно перевищувати 10 ... 15 м / с.

При виборі характеру зміни  $\rho_k$  уздовж проточної частини кожного каскаду компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку, відповідно збільшення швидкості звуку, дозволяє використовувати ступені з більш високими ступенями реактивності в групі останніх ступенів для забезпечення спрямування потоку на виході з кожного каскаду багатоступеневого осьового компресора близького до осьового.

Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`. Програма `gdrok.exe` призначена для газодинамічного

розрахунку багатоступеневого осьового компресора на середньому радіусі. Вихідні дані розрахунку заносяться в файл `gdrok.dat`, а результати, одержані за допомогою виконуваного файлу `gdrok.exe` - в файл `gdrok.rez`. Програма `gdrok` має також програму графічного супроводу `gfk.exe`, файл вихідних даних якої `gfk.dat` формується при роботі файлу `gdrok.exe`. Використання файлу `gfk.exe` при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів по ступенях, так і одержуваних результатів розрахунку (форми проточної частини компресора, зміни параметрів потоку по ступенях і трикутників швидкостей ступенів на середньгеометричному радіусі).

### 2.5.1 Газодинамічний розрахунок компресора на ЕОМ

Вихідні дані наведені в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 - Вихідні дані для розрахунку компресора на ЕОМ

Величина	Ступени																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$N_{ст}$																		
$U_x$	330	330	330	330	330	330	330	330	330	375	375	375	375	375	375	375	375	375
$H_z$ кДж/кг	18.03	19.72	20.77	21.33	21.64	21.34	20.59	19.76	18.61	34.41	34.50	34.60	34.63	34.65	33.65	32.50	30.22	27.44
$\eta_{ст}^*$	0.8727	0.8767	0.8797	0.8840	0.8860	0.8847	0.8837	0.8797	0.8757	0.8792	0.8852	0.8892	0.8926	0.8936	0.8916	0.8852	0.8760	0.8630
$C_a$	165.0	163.1	161.2	159.3	157.5	155.6	153.7	151.8	151.0	165.0	163.3	161.7	160.1	158.5	156.8	155.2	153.6	152.0
$\rho_x$	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55

### 2.5.2 Результат газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ

Результати розрахунку наведені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 - Результати розрахунків компресора на ЕОМ

ГДР МОК      Дата 27. 2.19							
Nк= 2   Kф1= 1   Kф2= 3   z1= 9   zk= 18   Kr= 1							
Pк=21.500   Pк1= 4.712   G= 79.96   n1= 7409.5   n2= 9918.4   k= 1.38   R= 287.00							
Tв=288.15   Pв= 97272.0   Plo= 95812.9   Sва= .985   Сма= .990   Sнв= .990   m= .00							
Nст	Dк	Dср	Dвт	Dот	КПД	Mw1	Mc2
1	.8506	.6392	.3062	.3600	.8903	.7280	.6540
2	.8506	.6709	.4204	.4942	.8938	.7211	.6463
3	.8506	.6954	.4936	.5803	.8969	.7089	.6343
4	.8506	.7160	.5494	.6459	.9018	.6938	.6201
5	.8506	.7331	.5928	.6970	.9045	.6777	.6054
6	.8506	.7472	.6271	.7372	.9045	.6599	.5893
7	.8506	.7586	.6538	.7687	.9052	.6413	.5727
8	.8506	.7678	.6749	.7935	.9031	.6237	.5577
9	.8506	.7756	.6926	.8142	.9016	.6074	.5479
10	.7221	.6462	.5602	.7759	.8719	.6961	.6227
11	.7020	.6351	.5602	.7981	.8774	.6653	.5957
12	.6854	.6259	.5602	.8174	.8810	.6381	.5718
13	.6714	.6183	.5602	.8344	.8839	.6136	.5503
14	.6597	.6120	.5602	.8493	.8844	.5916	.5308
15	.6498	.6067	.5602	.8622	.8816	.5688	.5105
16	.6417	.6023	.5602	.8731	.8744	.5478	.4918
17	.6350	.5988	.5602	.8822	.8639	.5257	.4720
18	.6298	.5960	.5602	.8896	.8492	.5044	.4522
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	165.0	164.1	74.81	144.8	181.2	218.8	330.0
2	163.1	162.2	78.31	153.1	181.0	223.1	330.0
3	161.3	160.3	81.62	159.1	180.7	225.9	330.0
4	159.4	158.4	84.78	163.5	180.5	227.7	330.0
5	157.5	156.6	87.60	166.9	180.2	228.9	330.0
6	155.6	154.7	90.85	168.9	180.2	229.0	330.0
7	153.8	152.8	94.29	169.6	180.4	228.3	330.0
8	151.9	151.4	97.38	169.9	180.4	227.6	330.0
9	151.0	153.9	101.1	168.6	181.7	228.3	330.0
10	165.0	164.2	94.11	209.8	190.0	266.4	375.0
11	163.4	162.6	90.35	208.1	186.7	264.1	364.6
12	161.8	160.9	87.18	206.7	183.7	262.0	355.9
13	160.1	159.3	84.61	205.5	181.1	260.0	348.7
14	158.5	157.7	82.47	204.5	178.7	258.2	342.6
15	156.9	156.1	82.46	201.8	177.2	255.1	337.5
16	155.3	154.4	83.05	199.1	176.1	252.0	333.2
17	153.6	152.8	85.96	194.4	176.0	247.3	329.8
18	152.0	151.0	90.05	188.5	176.7	241.6	327.1
Nст	Hз	Rк	al1	al2	be1	be1п	be2
1	.1803E+05	.5500	65.61	48.57	43.61	43.61	56.32
2	.1972E+05	.5500	64.36	46.64	41.88	41.88	55.40
3	.2077E+05	.5500	63.15	45.21	40.56	40.56	54.43
4	.2133E+05	.5500	61.99	44.10	39.52	39.52	53.41
5	.2164E+05	.5500	60.92	43.17	38.65	38.65	52.48
6	.2134E+05	.5500	59.73	42.49	38.01	38.01	51.46
7	.2059E+05	.5500	58.48	42.01	37.54	37.54	50.39
8	.1976E+05	.5500	57.33	41.71	37.14	37.14	49.46
9	.1861E+05	.5500	56.20	42.39	37.07	37.07	48.85
10	.3441E+05	.5500	60.30	38.04	34.33	34.33	53.19
11	.3450E+05	.5500	61.06	38.00	34.30	34.30	53.71
12	.3460E+05	.5500	61.68	37.91	34.21	34.21	54.12
13	.3463E+05	.5500	62.15	37.79	34.10	34.10	54.42
14	.3465E+05	.5500	62.51	37.64	33.96	33.96	54.63
15	.3365E+05	.5500	62.27	37.71	33.99	33.99	54.31

## Продовження таблиці 2.10

16	.3250E+05	.5500	61.85	37.80	34.05	34.05	53.85
17	.3022E+05	.5500	60.77	38.17	34.32	34.32	52.83
18	.2744E+05	.5500	59.36	38.69	34.70	34.70	51.29
Нст	Пст	Нтк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.208	.1676	.5000	1.020	.9880	248.0	254.1
2	1.216	.1855	.4943	1.022	.9760	260.3	265.0
3	1.215	.1978	.4886	1.024	.9640	269.8	273.8
4	1.209	.2057	.4830	1.026	.9520	277.8	281.1
5	1.200	.2114	.4773	1.028	.9400	284.4	287.2
6	1.186	.2112	.4716	1.031	.9280	289.9	292.1
7	1.169	.2064	.4659	1.033	.9160	294.3	296.1
8	1.154	.2007	.4602	1.035	.9040	297.9	299.4
9	1.138	.1899	.4576	1.037	.9000	300.9	303.1
10	1.245	.2719	.4400	1.039	.9000	335.6	332.7
11	1.230	.2884	.4481	1.041	.9000	329.8	327.5
12	1.216	.3035	.4544	1.043	.9000	325.1	323.1
13	1.203	.3165	.4592	1.046	.9000	321.1	319.5
14	1.191	.3280	.4626	1.048	.9000	317.8	316.5
15	1.174	.3283	.4649	1.050	.9000	315.1	313.9
16	1.158	.3252	.4659	1.052	.9000	312.8	311.9
17	1.138	.3087	.4658	1.054	.9000	311.0	310.3
18	1.117	.2850	.4647	1.057	.9000	309.5	309.5
Нст	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	305.5	272.4	282.5	.1187E+06	.1175E+06	.7813E+05	.8936E+05
2	324.4	289.7	300.5	.1444E+06	.1429E+06	.9702E+05	.1094E+06
3	344.4	308.7	319.9	.1754E+06	.1736E+06	.1194E+06	.1342E+06
4	364.9	328.7	340.0	.2120E+06	.2099E+06	.1467E+06	.1641E+06
5	385.7	349.3	360.5	.2544E+06	.2518E+06	.1791E+06	.1992E+06
6	406.2	370.1	381.0	.3016E+06	.2986E+06	.2168E+06	.2391E+06
7	426.0	390.6	401.0	.3527E+06	.3491E+06	.2590E+06	.2831E+06
8	445.0	410.4	420.1	.4069E+06	.4029E+06	.3049E+06	.3303E+06
9	462.9	429.2	437.9	.4630E+06	.4583E+06	.3532E+06	.3785E+06
10	496.0	445.6	461.9	.5706E+06	.5649E+06	.3951E+06	.4407E+06
11	529.2	479.3	495.7	.7016E+06	.6946E+06	.4987E+06	.5535E+06
12	562.5	513.0	529.5	.8529E+06	.8444E+06	.6204E+06	.6851E+06
13	595.8	546.7	563.2	.1026E+07	.1016E+07	.7617E+06	.8373E+06
14	629.1	580.4	597.0	.1222E+07	.1210E+07	.9241E+06	.1011E+07
15	661.4	614.0	630.1	.1435E+07	.1421E+07	.1108E+07	.1204E+07
16	692.7	646.5	662.1	.1662E+07	.1645E+07	.1308E+07	.1412E+07
17	721.7	677.8	692.3	.1891E+07	.1872E+07	.1521E+07	.1626E+07
18	748.1	706.7	720.1	.2112E+07	.2091E+07	.1735E+07	.1839E+07
	Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск
	.8506	.7866	.7170	.8430	451.1	.4174E+06	156.8
	.6248	.5934	.5602	.8967	737.3	.1984E+07	150.0
	Пк = 21.500	КПД = .8343	Лк =478390.				
	Пк1= 4.712	КПД1= .8800	Лк1=181790.				
	Пк2= 4.609	КПД2= .8514	Лк2=296600.				

Нижче представлені графіки розподілу  $C_a$  і  $H_z$  (рисунок 2.5)  $\eta_{ст}^*$  і  $p_k$  (рисунок 1.6)  $C$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  (рисунок 1.7), побудовані за значення з таблиці 2.10

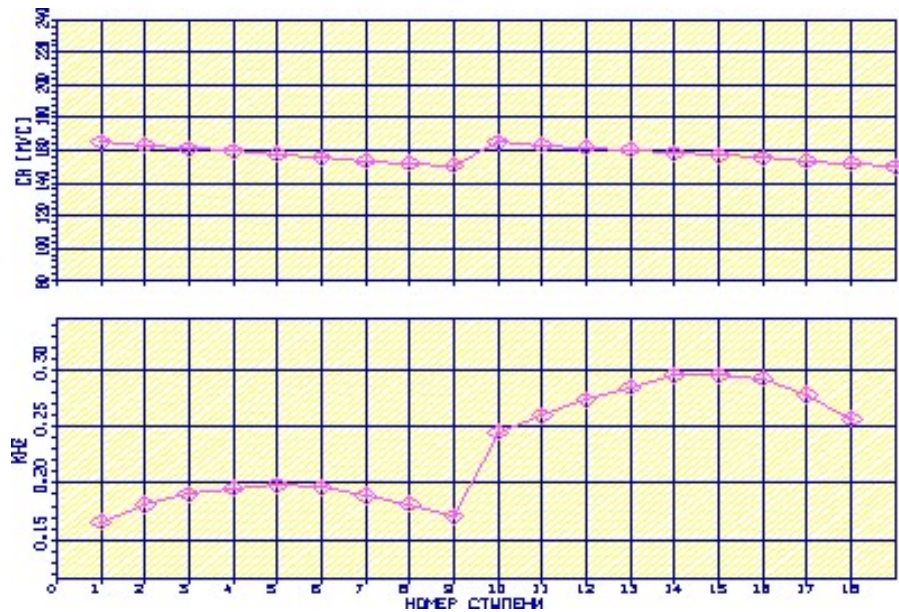


Рисунок 2. 5 - Графік зміни видаткової складової швидкості  $C_a$  і коефіцієнта витраченого напору  $\overline{H_z}$  по ступенях компресора.

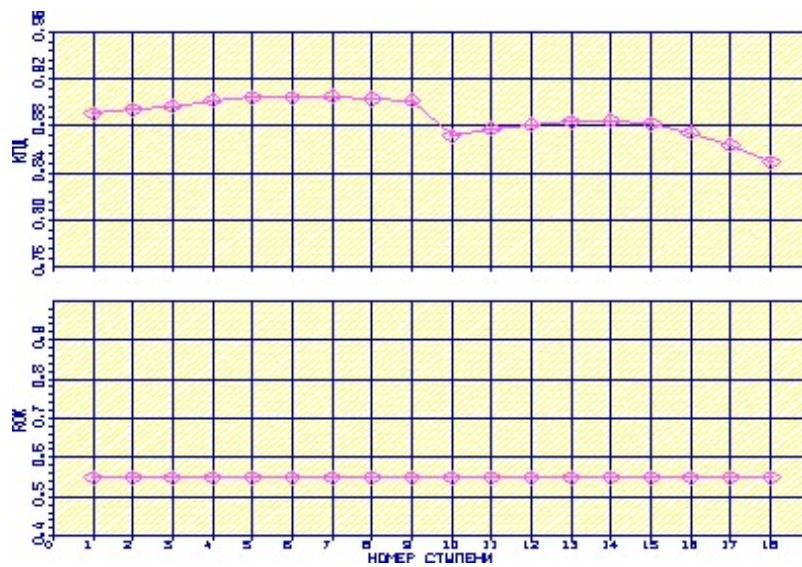


Рисунок 2.6 - Графік розподілу ККД і ступеня реактивності по ступенях компресора



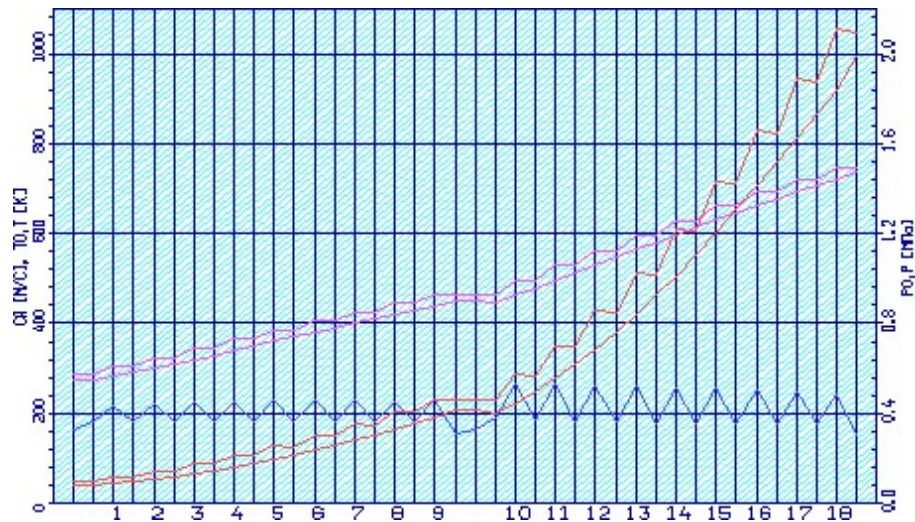


Рисунок 2.7 - Графік зміни параметрів  $C$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  по проточній частині компресора

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору, по ступенях бачимо, що напір розподілений раціонально. При розподілі робіт по ступенях компресора враховані особливості умов роботи перших і останніх ступенів компресора.

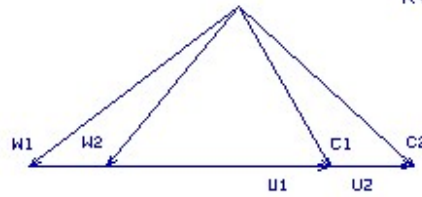


Рисунок 2.8 - Схема проточної частини компресора

На рисунках 2.9-2.12 представлені плани швидкостей компресора для 18-ти ступенів.

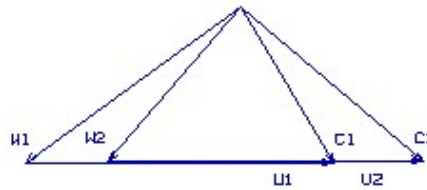
См. 1

KV= 5.0 м/(с\*мм)



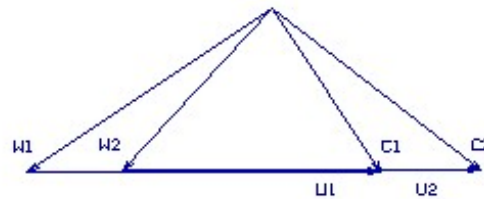
U1= 248.0 м/с	U2= 254.1 м/с
C1= 181.2 м/с	C2= 218.8 м/с
W1= 239.2 м/с	W2= 197.2 м/с
ALFA1=65.6 эр	ALFA2=48.6 эр
BETA1=43.6 эр	BETA2=56.3 эр

См. 2



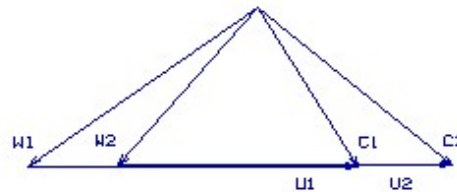
U1= 260.3 м/с	U2= 265.0 м/с
C1= 181.0 м/с	C2= 223.1 м/с
W1= 244.4 м/с	W2= 197.0 м/с
ALFA1=64.4 эр	ALFA2=46.6 эр
BETA1=41.9 эр	BETA2=55.4 эр

См. 4



U1= 277.8 м/с	U2= 261.1 м/с
C1= 180.5 м/с	C2= 227.7 м/с
W1= 250.3 м/с	W2= 197.3 м/с
ALFA1=62.0 эр	ALFA2=44.1 эр
BETA1=39.6 эр	BETA2=53.4 эр

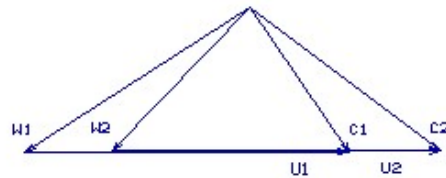
См. 3



U1= 269.8 м/с	U2= 273.8 м/с
C1= 180.7 м/с	C2= 225.9 м/с
W1= 247.8 м/с	W2= 197.1 м/с
ALFA1=63.2 эр	ALFA2=45.2 эр
BETA1=40.6 эр	BETA2=54.4 эр

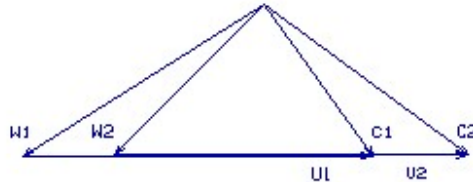
Рисунок 2.9 - Трикутники швидкостей ступенів (1, 2, 3, 4) осьового компресора

См. 5



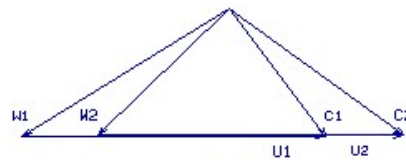
$U1 = 264.4 \text{ м/с}$	$U2 = 267.2 \text{ м/с}$
$C1 = 180.2 \text{ м/с}$	$C2 = 228.9 \text{ м/с}$
$W1 = 252.1 \text{ м/с}$	$W2 = 197.4 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 50.9 \text{ эр}$	$\text{ALFA2} = 43.2 \text{ эр}$
$\text{BETA1} = 38.7 \text{ эр}$	$\text{BETA2} = 52.5 \text{ эр}$

См. 6



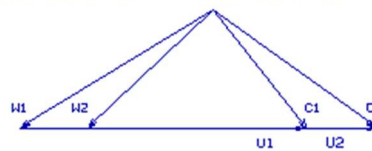
$U1 = 269.9 \text{ м/с}$	$U2 = 292.1 \text{ м/с}$
$C1 = 180.2 \text{ м/с}$	$C2 = 229.0 \text{ м/с}$
$W1 = 252.7 \text{ м/с}$	$W2 = 197.8 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 59.7 \text{ эр}$	$\text{ALFA2} = 42.5 \text{ эр}$
$\text{BETA1} = 38.0 \text{ эр}$	$\text{BETA2} = 51.5 \text{ эр}$

См. 7



$U1 = 294.3 \text{ м/с}$	$U2 = 296.1 \text{ м/с}$
$C1 = 180.2 \text{ м/с}$	$C2 = 229.7 \text{ м/с}$

См. 8



$U1 = 297.9 \text{ м/с}$	$U2 = 299.4 \text{ м/с}$
$C1 = 180.4 \text{ м/с}$	$C2 = 227.6 \text{ м/с}$
$W1 = 251.5 \text{ м/с}$	$W2 = 199.3 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 57.3 \text{ эр}$	$\text{ALFA2} = 41.7 \text{ эр}$
$\text{BETA1} = 37.1 \text{ эр}$	$\text{BETA2} = 49.5 \text{ эр}$

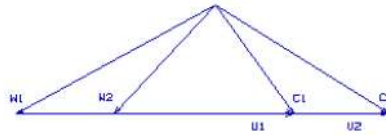
См. 9



$U1 = 300.9 \text{ м/с}$	$U2 = 303.0 \text{ м/с}$
$C1 = 181.7 \text{ м/с}$	$C2 = 228.3 \text{ м/с}$
$W1 = 250.5 \text{ м/с}$	$W2 = 204.3 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 56.2 \text{ эр}$	$\text{ALFA2} = 42.4 \text{ эр}$
$\text{BETA1} = 37.1 \text{ эр}$	$\text{BETA2} = 48.9 \text{ эр}$

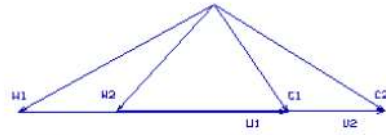
Рисунок 2.10 - Трикутники швидкостей ступенів (5, 6, 7, 8, 9) осьового компресора

См. 10



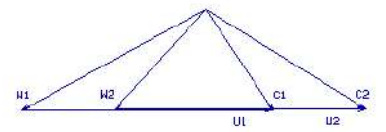
U1= 335.6 м/с	U2= 332.7 м/с
C1= 190.0 м/с	C2= 266.4 м/с
W1= 292.5 м/с	W2= 205.1 м/с
ALFA1=60.3 ep	ALFA2=38.0 ep
BETA1=34.3 ep	BETA2=53.2 ep

См. 11



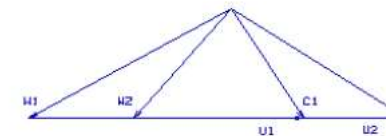
U1= 329.6 м/с	U2= 327.5 м/с
C1= 186.7 м/с	C2= 264.0 м/с
W1= 289.9 м/с	W2= 201.7 м/с
ALFA1=61.1 ep	ALFA2=38.0 ep
BETA1=34.3 ep	BETA2=53.7 ep

См. 12



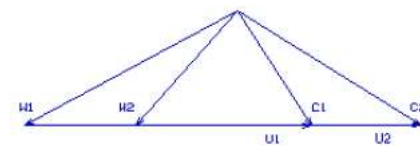
U1= 325.1 м/с	U2= 323.1 м/с
C1= 183.7 м/с	C2= 252.0 м/с
W1= 287.7 м/с	W2= 198.6 м/с
ALFA1=61.7 ep	ALFA2=37.9 ep
BETA1=34.2 ep	BETA2=54.1 ep

См. 13



U1= 321.1 м/с	U2= 319.5 м/с
C1= 181.1 м/с	C2= 260.0 м/с
W1= 285.6 м/с	W2= 195.9 м/с
ALFA1=62.1 ep	ALFA2=37.8 ep
BETA1=34.1 ep	BETA2=54.4 ep

См. 14



U1= 317.8 м/с	U2= 316.5 м/с
C1= 178.7 м/с	C2= 258.2 м/с
W1= 283.8 м/с	W2= 193.4 м/с
ALFA1=62.5 ep	ALFA2=37.6 ep
BETA1=34.0 ep	BETA2=54.6 ep

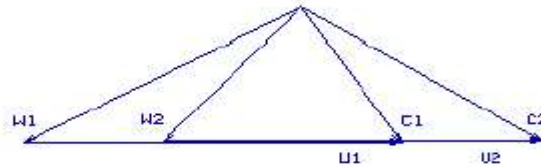
Рисунок 2.11 - Трикутники швидкостей ступенів (10, 11, 12, 13, 14)  
осьового компресора

См. 15



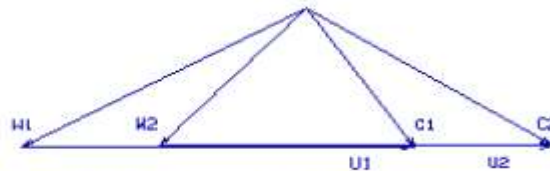
$U1 = 315.1 \text{ м/с}$	$U2 = 313.9 \text{ м/с}$
$C1 = 177.2 \text{ м/с}$	$C2 = 255.1 \text{ м/с}$
$W1 = 280.6 \text{ м/с}$	$W2 = 192.2 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.3 \text{ эр}$	$ALFA2 = 37.7 \text{ эр}$
$BETA1 = 34.0 \text{ эр}$	$BETA2 = 54.3 \text{ эр}$

См. 16



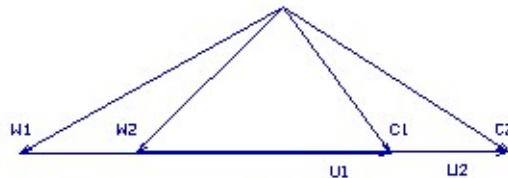
$U1 = 312.8 \text{ м/с}$	$U2 = 311.9 \text{ м/с}$
$C1 = 176.1 \text{ м/с}$	$C2 = 252.0 \text{ м/с}$
$W1 = 277.3 \text{ м/с}$	$W2 = 191.3 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.9 \text{ эр}$	$ALFA2 = 37.8 \text{ эр}$
$BETA1 = 34.0 \text{ эр}$	$BETA2 = 53.9 \text{ эр}$

См. 17



$U1 = 311.0 \text{ м/с}$	$U2 = 310.3 \text{ м/с}$
$C1 = 176.0 \text{ м/с}$	$C2 = 247.3 \text{ м/с}$
$W1 = 272.5 \text{ м/с}$	$W2 = 191.8 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.6 \text{ эр}$	$ALFA2 = 38.2 \text{ эр}$
$BETA1 = 34.3 \text{ эр}$	$BETA2 = 52.8 \text{ эр}$

См. 18



$U1 = 309.5 \text{ м/с}$	$U2 = 309.5 \text{ м/с}$
$C1 = 176.7 \text{ м/с}$	$C2 = 241.6 \text{ м/с}$
$W1 = 267.0 \text{ м/с}$	$W2 = 193.5 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 59.4 \text{ эр}$	$ALFA2 = 38.7 \text{ эр}$
$BETA1 = 34.7 \text{ эр}$	$BETA2 = 51.3 \text{ эр}$

Рисунок 2.12 - Трикутники швидкостей ступенів (15, 16, 17, 18) осьового компресора

В результаті розрахунку компресора на ЕОМ стали відомі геометричні параметри лопаткових вінців на середньому радіусі і параметри проточної частини компресора, значення  $P$ ,  $P^*$ ,  $T$ ,  $T^*$  на середньому радіусі кожної із ступенів, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. З

розрахунку багатоступеневого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови:  $\beta > 25$  град. (Зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступеня); забезпечено значення  $\overline{C_a} = C_a / U_k > 0,4$ , так як в протилежному випадку збільшуються втрати в решітці ступеня; числа Маха ( $M_{1w} = 0,728$ ), не перевищують 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

## 2.6 Газодинамічний розрахунок турбіни

Розрахунок параметрів турбіни на розрахунковому режимі може бути проведений з урахуванням всіх видів втрат механічної енергії в її проточній частині. Газодинамічний розрахунок турбіни пов'язаний з великим обсягом обчислень. У навчальному проектуванні настільки складні розрахункові роботи можуть бути проведені лише при використанні ЕОМ.

Перевірочний газодинамічний розрахунок осьової турбіни виконується за навчальним посібником [19] з метою визначення параметрів потоку в характерних перетинах і ККД ступенів.

Потужність ТВТ і ТНТ визначається потужністю відповідного каскаду компресора, а потужність силової турбіни (приводу нагнітача) визначається потужністю нагнітача.

Потужність розподіляють по ступенях таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останнього ступеня не перевищував 1,5 для забезпечення виходу потоку з ступені, близького до осьового.

### 2.6.1 Вихідні дані до газодинамічному розрахунку турбіни на ЕОМ

Газодинамічний розрахунок осьових газових турбін проводиться на ЕОМ за допомогою програм GDRGT і GFT (за умови, що турбіни мають число ступенів не більше восьми). Програма GFT забезпечує графічне представлення результатів розрахунку. У процесі розрахунку отримуємо розрахунок основних

газодинамічних параметрів по ступенях і, як наслідок, графічну побудову розподілу швидкостей і побудову проточної частини турбіни.

Частина параметрів в якості вихідних даних для розрахунку береться з термогазодинамічного розрахунку і формування вигляду двигуна, а інші параметри вибираються.

Відносна величина радіального зазору над лопатками РК

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2}$$

де  $\Delta_r$ - радіальний зазор в гарячому стані.  $\bar{\Delta}_r \approx 0$  для робочих вінців з бандажними полками; Приймаємо  $\bar{\Delta}_r = 0,0005$

$h_2$  - висота робочої лопатки.

$\bar{C}_B, \bar{C}_T$  - відношення швидкості охолоджуючого повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в цьому перерізі і середньої швидкості газу в цьому перерізі до швидкості газу за решітками.

$\bar{C}_B = 0,4..0,6$ ;  $\bar{C}_T = 0,75..0,85$ . Приймаємо  $\bar{C}_B = 0,6$ ;  $\bar{C}_T = 0,85$ .

Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря:

$$\bar{h}_{щ} = \frac{h_{щ}}{(h_{щ} + h_{п})}$$

де  $h_{щ}$  - висота щілини;

$h_{п}$  - висота перемички.

Приймаємо  $\bar{h}_{щ} = 0,6$

Відносний діаметр вихідної кромки лопатки, що визначає кромочні втрати на виході з лопаточного вінця:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a},$$

де  $d_2$  - діаметр вихідний кромки лопатки,  $a$  - «горло» міжлопатного каналу.

$\bar{d}_2 = 0,04 \dots 0,10$  - для неохолоджуваних лопаток (приймаємо  $\bar{d}_2 = 0,06$ );

$\bar{d}_{20} = 0,10 \dots 0,15$  - для охолоджуваних лопаток (приймаємо  $\bar{d}_{20} = 0,1$ ).

Геометричні параметри (середні діаметри проточної частини і висоти лопаток) визначаємо за даними розділу 2.

$\bar{C}_{CA}$  - відносна товщина профілю лопатки СА в середньому перерізі;

$\bar{C}_{PK}$  - відносна товщина профілю лопатки РК в середньому перерізі.

Для неохолоджуваних лопаток вінців:  $\bar{C}_{CA} = 0,10 \dots 0,15$ ;  $\bar{C}_{PK} = 0,10 \dots 0,15$ .

Для охолоджуваних лопаток вінців ці величини вибирають більшими в залежності від способу охолодження і кількості охолоджуючого повітря:  $\bar{C}_{CA} = 0,15 \dots 0,20$ ;  $\bar{C}_{PK} = 0,20 \dots 0,25$ . Приймаємо  $\bar{C}_{CA} = 0,16$ ;  $\bar{C}_{PK} = 0,20$ .

У процесі розрахунку на ЕОМ потужність ТС перерозподіляється по ступенях так, щоб отримати значення кута потоку в абсолютному русі на виході з останнього ступеня  $\alpha_2 \approx 80 \dots 90^\circ$ .

Частоти обертання каскадів турбіни

1)  $n_{вд} = 9918,4$  об / хв;

2)  $n_{нд} = 7409,5$  об / хв;

3)  $n_{ст} = 3700$  об / хв.

Зазвичай термодинамічну ступінь реактивності для першого ступеня багатоступеневої турбіни приймають рівною  $r_T = 0,3 \dots 0,36$ . На останніх ступенях  $r_T$  зазвичай приймають більшою для забезпечення її позитивного значення у втулки ( $r_T > 0$ ).

Температури лопаток СА і РК визначають відносну витрату охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА ( $\bar{G}_{охл0}$ ) і через щілини в області вихідній кромки лопатки СА ( $\bar{G}_{охл1}$ ) і РК ( $\bar{G}_{охл2}$ ). СА має конвективно-плівкове охолодження, а РК - конвективне.

Розрахунок масової витрати газу через турбіну:

$$\begin{aligned} G_T &= G_B (1 + q_m - \Delta \bar{G}_{отб} - \Delta \bar{G}_{охл}) = 79,96 (1 + 0,01955 - 0,06 - 0,0652) \\ &= 72,302 \text{ кг/с} \end{aligned}$$



Для досягнення необхідної потужності турбіни необхідно зменшити відбір повітря від компресора з  $\Delta\bar{G}_{отб} = 0,06$  до  $\Delta\bar{G}_{отб} = 0,0317$ . В результаті витрата через турбіну складе:

$$G_T = G_B(1 + q_m - \Delta\bar{G}_{отб}) = 79,96(1 + 0,01955 - 0,0317 - 0,0652) = 73,77 \text{ кг/с}$$

Розрахунок потужностей ступенів турбін:

$$N_{ТВД} = \frac{N_{квд}}{\eta_{мвд}} = \frac{L_{квд}^* \cdot G_B}{\eta_{мвд}} = \frac{296,6 \cdot 79,96}{0,985} = 24077,3 \text{ кВт}$$

$$N_{ТНД} = \frac{N_{кнд}}{\eta_{мнд}} = \frac{L_{кнд}^* \cdot G_B}{\eta_{мнд}} = \frac{181,79 \cdot 79,96}{0,985} = 14757,3 \text{ кВт}$$

$$N_{ТС} = 27000 \text{ кВт}$$

Розподіл потужностей по ступенях силової турбіни:

$$N_{ТС1} = 6740 \text{ кВт}; N_{ТС2} = 6870 \text{ кВт}; N_{ТС3} = 6950 \text{ кВт}; N_{ТС4} = 6440 \text{ кВт}.$$

Файл вихідних даних до газодинамічного розрахунку турбіни представлений в таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 Файл вихідних даних до газодинамічного розрахунку турбіни

05 02 19										
6 4 104640.										
73.77 1523.	1936600.	768.00	.0005	.600	.850	.850	.060	.100		
24077.3 14757.3	6740.0	6870.0	6950.0	6440.0	0000.0	0000.0				
9918.4 7409.5	3700.0	3700.0	3700.0	3700.0	0000.0	0000.0				
.3600	.2700	.3100	.3150	.3180	.3200	.0000	.0000			
.8780	.8780	1.1470	1.1710	1.2038	1.2475	.0000	.0000		Dcp1	
.8780	.8882	1.1535	1.1810	1.2187	1.2655	.0000	.0000		Dcp2	
.0558	.1017	.1170	.1410	.1738	.2175	.0000	.0000		h1	
.0733	.1122	.1235	.1510	.1887	.2355	.0000	.0000		h2	
.1500	.1800	.1400	.1400	.1400	.1400	.0000	.0000			
.2000	.2100	.1400	.1400	.1400	.1400	.0000	.0000			
.0100	.0052	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
.0150	.0040	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
.0260	.0050	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000			

## Продовження таблиці 2.11

Кол-во ст., Кол-во ст. св. турбіни, Rг\*  
 Gг, Tг\*, Rг\*, Tв, Рад. зазор, Отн. шкорсть в щели1, Отн. шкор в щели2, От-  
 н. высота щели, Отн. толщ. выход. кромки, Отн. толщ. вых. кр. охл. лопатки  
 Мощности по ступеням  
 Частоты вращения по ступеням  
 Степени реактивности по ступеням  
 Геометрия  
 Относительные толщины профилей сопловых аппаратов  
 Относительные толщины профилей рабочих колес  
 Расход охл. воздуха через носик СА  
 Расход охл. воздуха через хвостик СА  
 Расход охл. воздуха через хвостик РК

## 2.6.2 Газодинамічний розрахунок турбіни на ЕОМ

Файл з результатами газодинамічного розрахунку турбіни представлений в таблиці 1.12.

Таблиця 2.12 - Результати газодинамічного розрахунку турбіни

```

ГДР ГТ      Дата  5. 2.19
Исходные данные:
6  4      104640.
73.77    1523.      .1937E+07  768.0      .5000E-03  .6000      .8500
.8500    .6000E-01  .1000
Kr=1.309  Rr= 290.0  Spr=1227.4
Схема печати:
D1c      D2c      h1      h2      Cmc      Cmp      n      T1w*
Mcr      Lc*      Pi*      Pi      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
Fu      Fa      spr      bpr      beu      tpr      psi      Zpr
Тлса
Ncr= 1
.878      .878      .558E-01  .733E-01  .150      .200      .992E+04
.241E+05  .318E+06  2.47      2.61      .885      .360      .287      .136E+04
456.      654.      177.      630.      15.7      45.5      .929      .371
456.      196.      183.      -68.2      69.6      19.3      .306      .834
.133E+04  .151E+04  .107E+07  .181E+07  .122E+04  .124E+04  .742E+06  .783E+06
75.6      77.6      .527E-01  .867E-01  37.4      .707E-01  .943      39
.529E+05  .142E+05  .366E-01  .430E-01  58.2      .341E-01  .961      81
.111E+04  .105E+04  170.
Ncr= 2
.878      .888      .102      .112      .180      .210      .741E+04
.148E+05  .189E+06  1.86      1.98      .906      .270      .107      .114E+04
341.      552.      187.      519.      19.8      46.3      .866      .423
345.      198.      196.      -31.5      80.9      27.5      .333      .693
.111E+04  .124E+04  .481E+06  .753E+06  .107E+04  .108E+04  .396E+06  .422E+06
78.3      78.7      .520E-01  .760E-01  43.2      .541E-01  .962      51
.431E+05  .101E+05  .370E-01  .409E-01  65.0      .321E-01  .970      87
.110E+04  .104E+04  177.
Ncr= 3
1.15      1.15      .117      .123      .140      .140      .370E+04
.674E+04  .857E+05  1.37      1.45      .907      .310      .192      .104E+04
222.      375.      169.      335.      26.7      56.2      .629      .347

```

## Продовження таблиці 2.12

223.	181.	174.	-47.8	74.7	32.7	.314	.551
.102E+04	.108E+04	.328E+06	.413E+06	998.	.101E+04	.292E+06	.309E+06
78.7	78.7	.682E-01	.103	41.4	.879E-01	.960	41
.301E+05	.731E+04	.481E-01	.552E-01	60.6	.525E-01	.966	69
.108E+04	991.	65.7					
Ncr= 4							
1.17	1.18	.141	.151	.140	.140	.370E+04	
.687E+04	.873E+05	1.41	1.50	.909	.315	.176	971.
227.	380.	179.	336.	28.0	58.7	.659	.370
229.	189.	184.	-46.7	75.7	33.7	.341	.586
953.	.101E+04	.234E+06	.302E+06	926.	941.	.205E+06	.220E+06
78.7	78.7	.693E-01	.985E-01	44.7	.783E-01	.963	47
.301E+05	.612E+04	.492E-01	.572E-01	59.3	.554E-01	.969	67
.101E+04	921.	81.3					
Ncr= 5							
1.20	1.22	.174	.189	.140	.140	.370E+04	
.695E+04	.883E+05	1.45	1.56	.914	.318	.150	900.
233.	384.	188.	335.	29.3	61.7	.690	.393
236.	196.	192.	-40.8	78.0	34.7	.367	.619
881.	941.	.163E+06	.215E+06	854.	870.	.140E+06	.152E+06
78.7	78.7	.708E-01	.100	44.8	.772E-01	.965	49
.295E+05	.512E+04	.508E-01	.601E-01	57.6	.571E-01	.970	67
941.	850.	104.					
Ncr= 6							
1.25	1.27	.218	.235	.140	.140	.370E+04	
.644E+04	.819E+05	1.45	1.58	.915	.320	.117	831.
242.	373.	195.	318.	31.5	68.5	.698	.401
245.	201.	200.	-17.3	85.0	37.3	.390	.631
813.	870.	.112E+06	.149E+06	787.	804.	.960E+05	.105E+06
78.7	78.7	.728E-01	.103	44.7	.800E-01	.967	49
.264E+05	.493E+04	.527E-01	.650E-01	54.3	.652E-01	.972	61
870.	781.	135.					
Tr*=1523.0	Pr*=	.1937E+07	Cr=109.9	Tr=1518.1	Pr=	.1910E+07	
Dlc= .878	h1=	.0558					

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 2.13. Розподіл параметрів по ступенях турбіни показано на рисунку 2.14, 2.15. Трикутники швидкостей турбіни на ТВТ, ТНТ і ТС показані на рисунках 2.16, 2.17.

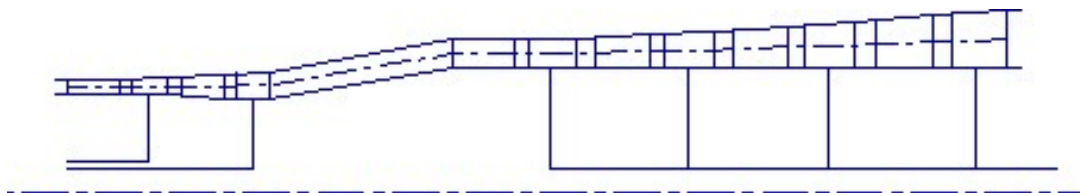


Рисунок 2.13 - Схема проточної частини турбіни

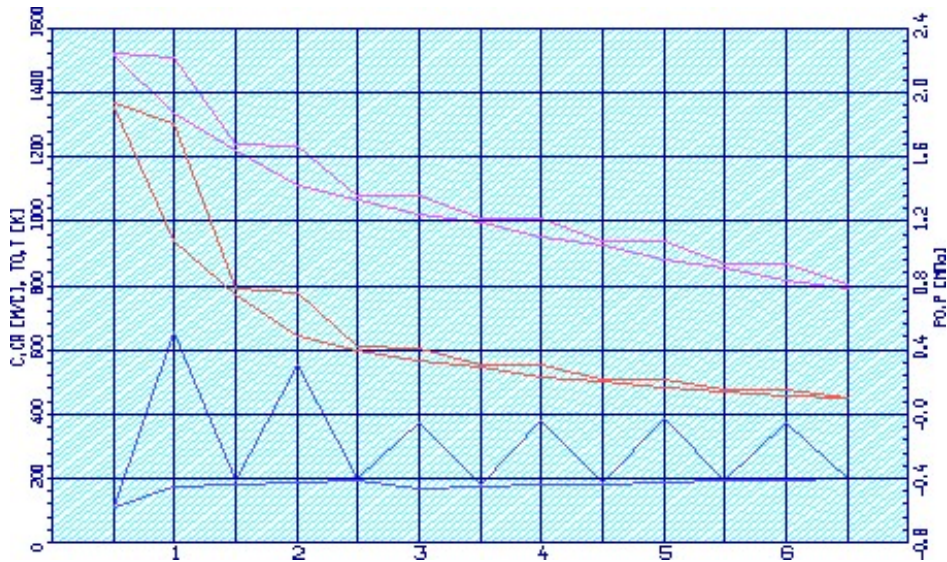


Рисунок 2.14 - Розподіл C, Ca, T\*, T, P\* і P по ступенях турбіни

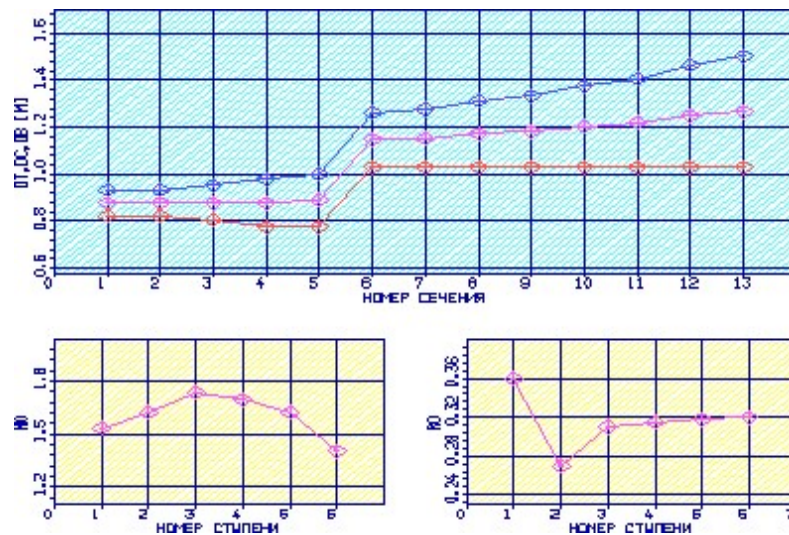


Рисунок 2.15 - Розподіл  $D_{вт}$ ,  $D_{ср}$ ,  $D_k$ ,  $\mu_t$  і  $p_t$  по ступенях турбіни

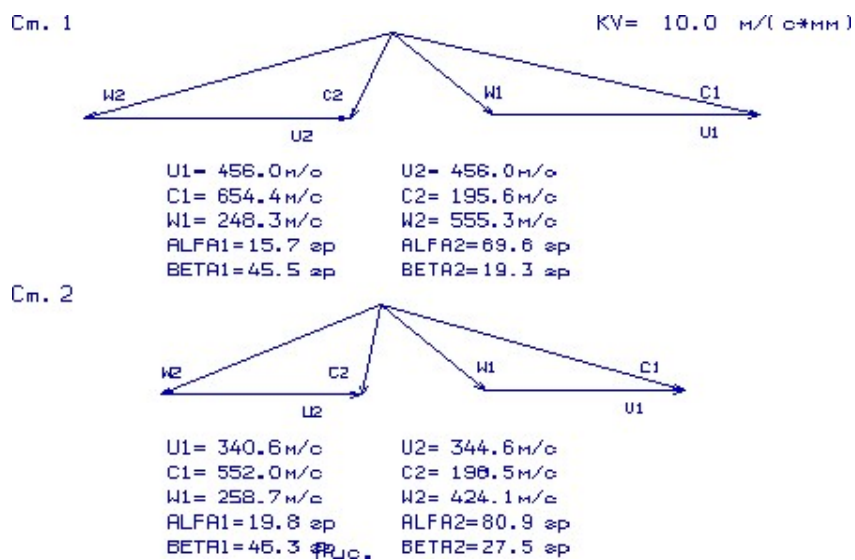
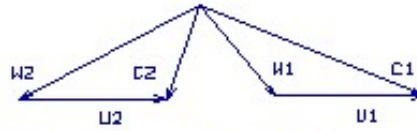


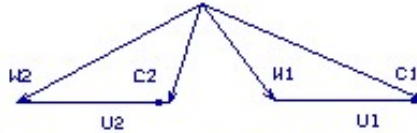
Рисунок 2.16 - Трикутники швидкостей ТВД і ТНД.

Стр. 3



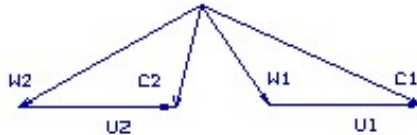
$U_1 = 222.2 \text{ м/с}$	$U_2 = 223.5 \text{ м/с}$
$C_1 = 375.2 \text{ м/с}$	$C_2 = 180.8 \text{ м/с}$
$W_1 = 203.1 \text{ м/с}$	$W_2 = 322.5 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 26.7 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 74.7 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 56.2 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 32.7 \text{ }^\circ$

Стр. 4



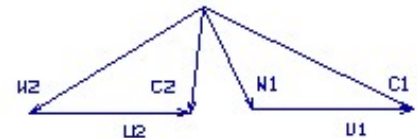
$U_1 = 226.9 \text{ м/с}$	$U_2 = 228.8 \text{ м/с}$
$C_1 = 380.3 \text{ м/с}$	$C_2 = 189.4 \text{ м/с}$
$W_1 = 209.3 \text{ м/с}$	$W_2 = 331.1 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 28.0 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 75.7 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 58.7 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 33.7 \text{ }^\circ$

Стр. 5



$U_1 = 233.2 \text{ м/с}$	$U_2 = 236.1 \text{ м/с}$
$C_1 = 383.8 \text{ м/с}$	$C_2 = 196.3 \text{ м/с}$
$W_1 = 213.6 \text{ м/с}$	$W_2 = 337.0 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 29.3 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 78.0 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 61.7 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 34.7 \text{ }^\circ$

Стр. 6



$U_1 = 241.7 \text{ м/с}$	$U_2 = 245.2 \text{ м/с}$
$C_1 = 373.3 \text{ м/с}$	$C_2 = 200.5 \text{ м/с}$
$W_1 = 209.4 \text{ м/с}$	$W_2 = 329.9 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 31.5 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 85.1 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 68.5 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 37.3 \text{ }^\circ$

Рисунок 2.17 - Трикутники швидкостей (стр 3, 4, 5, 6) силової турбіни

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першого ступеня і СА другого ступеня;

- на вході в РК ТВТ був отриманні кут  $\alpha_1 = 15,7^\circ$ , що відповідає вимозі -  $\alpha_1 > 15^\circ$ ;

- напрямок з ТЗ  $\alpha_2 = 85,0$  град. близько до осьового.

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{ТВД}^* = 0,885, \eta_{ТНД}^* = 0,906, \eta_{ТС1}^* = 0,907, \eta_{ТС2}^* = 0,909, \eta_{ТС3}^* = 0,914, \eta_{ТС3}^* = 0,915$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{ТВД} = 1,531, \mu_{ТНД} = 1,625; \mu_{ТС1} = 1,735; \mu_{ТС2} = 1,697; \mu_{ТС3} = 1,624; \mu_{ТС4} = 1,402;$$

- характерна зміна основних параметрів (С, Т \* і Т, Р \* і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулковому перетині має позитивні значення:

$$p_{ТВТВд} = 0,287; p_{ТВТНд} = 0,107; p_{ТВТТС1} = 0,192; p_{ТВТТС2} = 0,176; p_{ТВТТС3} = 0,15; p_{ТВТТС3} = 0,117.$$

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження  $n_{ТС} = 3700$  об / хв.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна - прототипу.

## 2.7 Висновки по розділу 2

У результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність  $N_{суд} = 337,7$  кВт \* с / кг, ефективний ККД  $\eta_e = 36,39\%$ , що на 11,31%, 0,39%, відповідно більше, ніж у прототипу ( $N_{суд} = 303,4$  кВт \* с / кг,  $\eta_e = 36,0\%$ ) і питома витрата палива  $C_e = 0,1959$  кг / кВтг менше ніж у прототипу на 0,15% ( $C_e = 0,1962$  кг / кВтг). Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах.

В результаті розрахунку був сформований вигляд двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною

чотирьохступеневою турбіною. Така схема забезпечує сприятливі значення параметрів на нерозрахованих режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром, з 9 ступенями, значення ККД  $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8800$ , середній коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зКНТ}} = 0,1855$ .

КВТ - з постійним втулковим діаметром, 9 - ступеневий, ККД  $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8514$ , коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зКВТ}} = 0,2686$

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ  $\bar{d}k = 0,8983$ , що не перевищує допустимого  $\bar{d}k_{\text{доп}} = 0,92$ .

Турбіна високого тиску, високонавантажених ( $Mz = 1,548$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9090$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{T}} = 0,0659 > 0,065$ .

Турбіна низького тиску, середньонавантажених ( $Mz = 1,531$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8772$ .

Вільна турбіна, середньонавантажених ( $Mz = 6,0$ ), має чотири ступеня, значення  $\eta_{\text{СТ}}^* = 0,92$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{T}} = 0,1865 \leq 0,33$ .

Також розраховані значення:  $T^*$ ,  $P^*$ ,  $C$  в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

В результаті розрахунку компресора на ЕОМ стали відомі геометричні параметри лопаткових вінців на середньому радіусі і параметри проточної частини компресора, значення  $P$ ,  $P^*$ ,  $T$ ,  $T^*$  на середньому радіусі кожної із ступенів, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. З розрахунку багатоступеневого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови:  $\beta > 25$  град. (Зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступеня); забезпечено значення  $\bar{C}_a = C_a / U_k > 0,4$ , так як в протилежному випадку збільшуються втрати в решитці ступеня; числа Маха ( $M_{1w} = 0,728$ ), не перевищують 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першого ступеня і СА другого ступеня;

- на вході в РК ТВТ був отриманні кут  $\alpha_1 = 15,7^\circ$ , що відповідає вимозі -  $\alpha_1 > 15^\circ$ ;

- напрямок з ТЗ  $\alpha_2 = 85,0$  град. близько до осьового.

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{ТВД}^* = 0,885, \eta_{ТНД}^* = 0,906, \eta_{ТС1}^* = 0,907, \eta_{ТС2}^* = 0,909, \eta_{ТС3}^* = 0,914, \eta_{ТС3}^* = 0,915$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{зТВД} = 1,531, \mu_{зТНД} = 1,625; \mu_{зТС1} = 1,735; \mu_{зТС2} = 1,697; \mu_{зТС3} = 1,624; \mu_{зТС4} = 1,402;$$

- характерна зміна основних параметрів (С, Т \* і Т, Р \* і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулковому перетині має позитивні значення:

$$p_{ТВТВД} = 0,287; p_{ТВТНД} = 0,107; p_{ТВТТС1} = 0,192; p_{ТВТТС2} = 0,176; p_{ТВТТС3} = 0,15; p_{ТВТТС3} = 0,117.$$

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження  $n_{ТС} = 3700$  об / хв.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна - прототипу.



### 3. РОЗРАХУНКОВИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

#### 3.1 Дослідження впливу охолодження повітря перед компресором високого тиску

В даному розділі представлена методика дослідження впливу охолодження робочого тіла в компресорі на ефективний ККД ГТУ.

Об'єктом дослідження обрано ГТД, спроектований у попередньому розділі.

Теплообмінний апарат (ТОА) встановлюється між каскадами компресора низького і високого тиску.

Швидкість, повні і статичні параметри потоку за КНТ відомі.

Коефіцієнт відновлення повного тиску в ТОА задається і становить  $\sigma_{\text{ТОА}} = 0,97$  [3].

Коефіцієнт теплових втрат струму визначається тим, скільки теплоти втрачається при відведенні теплоти нагріву повітря, доданої при стисненні:

$$\eta_{\text{ТОА}} = \frac{Q_{\text{ТОА}}}{Q_{\text{ТОАmax}}},$$

де –  $Q$  - фактична кількість теплоти, яка відводиться в ТОА;

$Q_{\text{max}}$  – максимально можлива кількість теплоти, яка може бути відведена в ТОА.

Коефіцієнт теплових втрат струму задається на основі статистичних даних  $\eta_{\text{ТОА}} = 0,97$  [1].

З рівняння теплового балансу визначається температура на вході в КВТ:

$$Q_{\text{ХОЛ}} = Q_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ТОА}},$$

$$\frac{c_{p,v} \cdot G_{v,k}}{c_{p,хол} \cdot G_{v,охл} \cdot \eta_{ТОА}} = \frac{(T_{вих,хол} - T_{вх,хол})}{(T_{кнд} - T_{квд,вх}^*)},$$

$$T_{квд,вх} = \frac{\frac{(T_{вих,хол} - T_{вх,хол}) \cdot c_{p,хол} \cdot G_{v,охл} \cdot \eta_{ТОА} + c_{p,п} \cdot G_{п,к} \cdot T_{кнд}}{\Delta T_{ТОА}^*}}{c_{p,п} \cdot G_{п,к}},$$

- де:  $c_{p,п}$  – питома ізобарна теплоємність повітря,  
 $G_{п,к}$  – секундна витрата повітря в компресорі,  
 $c_{p,хол}$  – питома ізобарна теплоємність холодного теплоносія,  
 $G_{v,охл}$  – секундна витрата холодного теплоносія,  
 $T_{вих,хол}$  – статична температура холодного теплоносія на виході з ТОА,  
 $T_{вх,хол}$  – статична температура холодного теплоносія на вході в ТОА,  
 $T_{кнд}$  – статична температура на вході в КНТ,  
 $T_{квд,вх}$  – статична температура на вході в КВТ (за ТОА).  
 $\Delta T_{ТОА}$  – різниця температур на вході та виході з ТОА.

Знайти повну температуру можливо за формулою

$$T_{квд,вх}^* = T_{квд,вх} + \frac{C_{ТОА}^2}{2c_{p,п}},$$

де  $C_{ТОА}$  – швидкість на виході з ТОА.

Перепад температур в ТОА задається.

При заданого ступеня підвищення тиску в КВТ  $\pi_{квд}^*$ , його ізентропічного ККД  $\eta_{квд}^*$  та повної температури на вході в КВТ  $T_{квд,вх}^*$ , визначаються повні параметри потоку температури  $T_{квд,к}^*$  і тиску  $p_{квд,к}^*$  на виході з компресору:

$$p_{квд,к}^* = p_{кнд,к}^* \cdot \sigma_{ТОА} \cdot \pi_{квд}^*.$$

$$T_{\text{КВТ.К}}^* = \left( \frac{\left( \frac{p_{\text{КВТ.К}}^*}{p_{\text{КНТ.К}}^* \cdot \sigma_{\text{ТОА}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{КВТ}}^*} + 1 \right) \cdot T_{\text{КВТ.ВХ}}^*$$

Роботу компресору високого тиску можна визначати по рівнянню:

$$L_{\text{КВТ}}^* = (T_{\text{КВТ.К}}^* - T_{\text{КВТ.ВХ}}^*) \cdot c_{p.v.}$$

Потужність, споживана компресором, визначається за формулою:

$$N_k = (L_{\text{КНТ}}^* + L_{\text{КВТ}}^*) \cdot G_{п.к},$$

де  $L_{\text{КНТ}}^*$  - робота компресору низького тиску.

Величина відносної витрати палива визначається за рівнянням представленим в [2]:

$$q_T = \frac{c_{p.v.} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\text{КВТ.К}}^*)}{\eta_{\Gamma} \cdot H_u - c_{pn} T_{\Gamma}^* + c_{pn} T_{ст}^*},$$

де:  $c_{п}$ , кДж/(кг\*К) – умовна теплоємність процесу підведення тепла в реальній камері згорання,

$T_{\Gamma}^*$  - температура на виході з камери згорання ГТД,

$\eta_{\Gamma}$  – повнота згорання палива,

$H_u$  - питома теплотворна здатність палива.

Умовна теплоємність процесу підведення тепла в реальній камері згоряння визначається по залежності представленої в [2]:

$$c_{\Pi} = 0,10399 + 0,287 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\text{КВТ.К}}^*).$$

Потужності силової турбіни і турбіни низького тиску незмінні, потужність турбіни високого тиску розраховується за рівнянням:

$$N_{\text{ТВТ}} = \frac{N_{\text{КВТ}}}{\eta_{\text{МВТ}}} = \frac{L_{\text{КВТ}}^* \cdot G_{\Pi}}{\eta_{\text{МВТ}}}.$$

Тоді ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{N_{\text{СТ}} + N_{\text{ТНТ}} + N_{\text{ТВТ}} - N_{\text{К}}}{G_{\text{П.К}} \cdot q_{\text{T}} \cdot H_{\text{У}} \cdot \eta_{\Gamma}},$$

де:  $N_{\text{СТ}}$  – потужність силової турбіни,

$N_{\text{T}}$  – потужність турбіни високого та низького тиску.

Необхідні дані для розрахунку:

$G_{\text{П.К}} = 79,96$  кг/с – витрата повітря через двигун взята з розділу 2.

$c_{\text{р.хол}} = 4,174$  кДж/кг -питома ізобарна теплоємність води, взята з посібника [1]

для води з температурою  $T_{\text{вх.хол}} = 333$  К.

$G_{\text{в.охол}} = 159,92$  кг/с – витрата води через ТОА. Задається по посібнику [2] для спрощеної оцінки ТОА  $G_{\text{П.К}} \cdot 2$ .

$T_{\text{КНТ}} = 451,1$  К - статична температура на вході в КНТ.

$c_{\text{р.п}} = 1,0423$  кДж/кг - питома ізобарна теплоємність повітря.

$k = 1,38$  – показник адіабати.

$\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8514$  - ізоентропичний ККД взятий з розділу 2.

$\pi_{\text{КВТ}}^* = 4,609$  – ступінь підвищення тиску КВТ взятий з розділу 2.

$p_{\text{КНТ.к}}^* = 458300 \text{ Па}$  – повний тиск на виході з КНТ взятий з розділу 2.

$C_{\text{ТОВА}} = 165 \text{ м/с}$  – швидкість на виході з ТОВА.

$H_{\text{и}} = 50500 \text{ Кдж/кг}$  - питома теплотворна здатність палива, взята з розділу 2.

$\eta_{\text{Г}} = 0,98$  - повнота згорання палива, взята з розділу 2.

$\eta_{\text{МВТ}} = 0,985$  – механічний ККД взятий з розділу 2.

$N_{\text{СТ}} = 27000 \text{ кВт}$  – потужність турбіни.

$g_{\text{відб}} = 0,06$  – відбір на нужди ГТД.

Результати розрахунку для 20 точок представлені в таблицях 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку 10 точок

$T_{\text{ВХ.ХОЛ}}, \text{ К}$	333	333	333	333	333	333	333	333	333	333
$T_{\text{ВИХ.ХОЛ}}, \text{ К}$	333	331	329	327	325	323	321	319	317	315
$T_{\text{КВТ.ВХ}}$	451,1	435,56	420,02	404,49	388,95	373,41	357,87	342,33	326,79	311,25
$T_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	464,16	448,62	433,08	417,55	402,01	386,47	370,93	355,39	339,85	324,31
$T_{\text{КВТ.К}}^*$	749,35	724,26	699,18	674,09	649,01	623,92	598,84	573,75	548,66	523,58
$P_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551
$P_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936	2048936
$L_{\text{КВТ}}^*$	297240,4	287289,9	277339,4	267388,8	257438,3	247487,8	237537,2	227586,7	217636,2	207685,6
$L_{\text{КНТ}}^*$	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790
$c_{\text{П}}$	1,2619	1,2691	1,2763	1,2835	1,2907	1,2979	1,3051	1,3123	1,3195	1,3267
$q_{\text{Т}}$	0,01854	0,01925	0,01997	0,02070	0,02143	0,02216	0,02291	0,02366	0,02442	0,02519
$N_{\text{ТВТ}}$	24129,29	23321,52	22513,76	21706,00	20898,24	20090,48	19282,72	18474,96	17667,20	16859,43
$N_{\text{ТНТ}}$	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29	14757,29
$N_{\text{к}}$	38303,27	37507,63	36711,98	35916,34	35120,70	34325,05	33529,41	32733,76	31938,12	31142,47
$\eta_{\text{е}}$	0,3759	0,3619	0,3487	0,3364	0,3247	0,3138	0,3035	0,2937	0,2844	0,2757

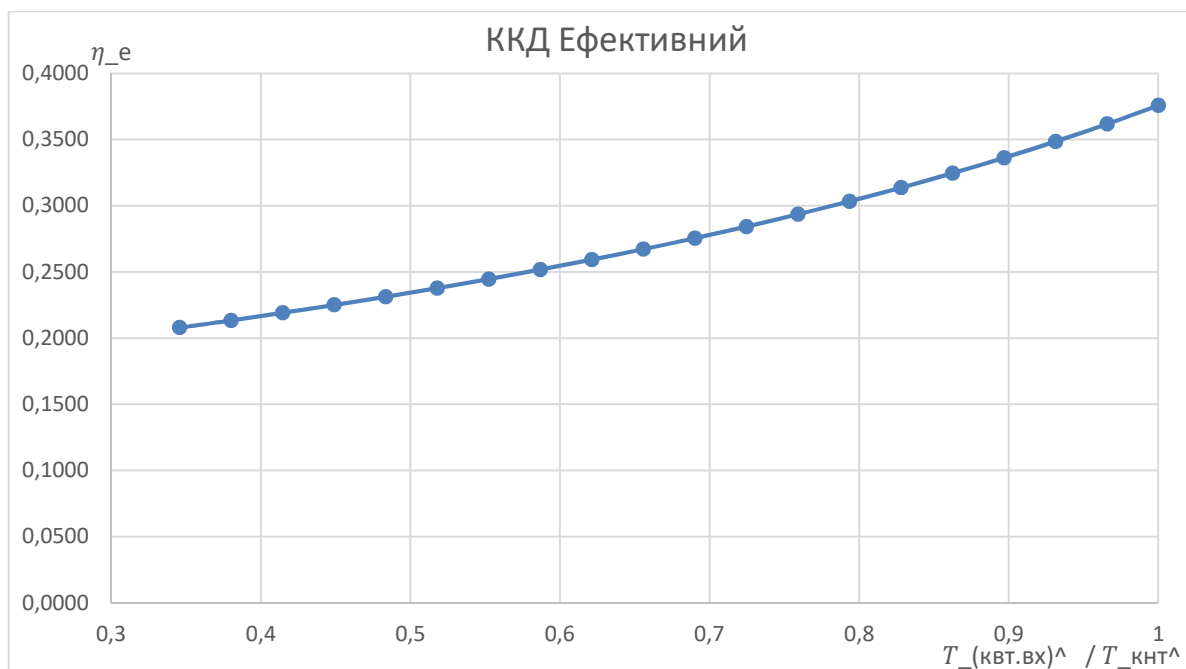
Таблиця 3.2 – Результати розрахунку 10 точок

$T_{\text{ВХ.ХОЛ}}, \text{ К}$	333	333	333	333	333	333	333	333	333	333
$T_{\text{ВИХ.ХОЛ}}, \text{ К}$	313	311	309	307	305	303	301	299	297	295
$T_{\text{КВТ.ВХ}}$	295,7	280,2	264,6	249,1	233,6	218,0	202,5	186,9	171,4	155,9
$T_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	308,8	293,2	277,7	262,2	246,6	231,1	215,5	200,0	184,5	168,9
$T_{\text{КВТ.К}}^*$	498,49	473,41	448,32	423,24	398,15	373,07	347,98	322,90	297,81	272,72
$P_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551	444551
$P_{\text{КВТ.ВХ}}^*$	204893	204893	204893	204893	204893	204893	204893	204893	204893	204893
$L_{\text{КВТ}}^*$	197735,18	187784,18	177834,18	167883,18	157932,18	147982,18	138031,18	128081,18	118130,18	108180,18
$L_{\text{КНТ}}^*$	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790	181790
$c_{\text{П}}$	1,3339	1,3411	1,3483	1,3555	1,3627	1,3699	1,3771	1,3843	1,3915	1,3987

## Продовження таблиці 3.2

$q_T$	0,02596	0,02674	0,02752	0,02832	0,02911	0,02992	0,03073	0,03156	0,03238	0,03322
$N_{ТВТ}$	16051,6	15243,9	14436,1	13628,3	12820,6	12012,8	11205,1	10397,3	9589,58	8781,82
$N_{ТНТ}$	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2	14757,2
	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
$N_k$	30346,8	29551,1	28755,5	27959,8	27164,2	26368,6	25572,9	24777,3	23981,6	23186,0
$\eta_e$	0,2674	0,2594	0,2519	0,2448	0,2379	0,2314	0,2252	0,2192	0,2136	0,2081

По результатам таблиць 3.1 та 3.2 побудовано графік залежності  $\eta_e$  від  $T_{\text{КВТ.ВХ}} / T_{\text{КНТ}}$  та зображено на рисунку 3.1.



Графік 3.1 – Залежність ефективного ККД від температури перед КВТ

З отриманих результатів маємо підтвердження того, що відбір тепла перед КВТ без зміни температури газу в камері згоряння являється не ефективним, дані розрахунки підтверджують більшість дослідів того, що відбір тепла без регенерації та без зменшення температури газу не несе ніяких позитивних впливів на ККД двигуна.

### 3.2 Дослідження впливу підігріву газу перед силовою турбіною на ефективний ККД

У цьому розділі представлені методика по впливу підігріву робочого тіла в турбіні на ефективний ККД ГТУ.

Об'єктом дослідження обрано ГТД, спроектований у цьому дипломному проекті.

Камера згоряння низького тиску (КЗНТ) встановлюється між турбіною низького тиску і силовою турбіною.

Швидкість, повні і статичні параметри потоку за ТНТ відомі.

Втрати повного тиску в камерах згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором:

$$\sigma_{\text{КС}} = \sigma_{\text{Гідр}} \cdot \sigma_{\text{Тепл}}.$$

Гідравлічний опір визначається, в основному, втратами в дифузорі, фронтівому пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ( $\sigma_{\text{Гідр}} = 0,930 \dots 0,970$ ). Приймаємо  $\sigma_{\text{Гідр}} = 0,970$ .

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згоряння зазвичай  $\sigma_{\text{Тепл}} = 0,970 \dots 0,990$ . Приймаємо  $\sigma_{\text{Тепл}} = 0,980$ .

Визначаємо величину коефіцієнта відновлення повного тиску в камері згоряння:

$$\sigma_{\text{КС}} = 0,97 \cdot 0,980 = 0,951.$$

Повний тиск на вході в турбіну силову визначається як:

$$P_{\text{КСНТ}}^* = P_{\text{ТНТ}}^* \cdot \sigma_{\text{КС}}.$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згоранням палива. Втрати тепла оцінюють коефіцієнтом повноти згорання  $\eta_{\text{Г}}$ . На розрахунковому

режимі основних камер згоряння цей коефіцієнт приймають рівним  $\eta_{г.КЗНТ} = 0,970 \dots 0,995$ . Так як, в нас камера згоряння низького тиску приймаємо мінімальне значення  $\eta_{г.КЗНТ} = 0,97$ .

Температура газу за КЗНТ задається.

За відомою температурою газу і параметром потоку за турбіною низького тиску визначається величина відносної витрати палива за формулою, представленою в [14]:

$$q_{Т.КЗНТ} = \frac{c_{рп} T_{Г.КЗНТ}^* - c_{рп} T_{ТНТ}^* + c_p T_{Г.КЗНТ}^* - c_p T_{ТНТ}^*}{\eta_{г.КЗНТ} \cdot H_u - c_{рп} T_{Г.КЗНТ}^* + c_{рп} T_{СТ}}$$

де:  $c_p T_{Г.КЗНТ}^*$  і  $c_p T_{ТНТ}^*$  - середня ентальпія повітря [14],

$c_{рп} T_{Г.КЗНТ}^*$ ,  $c_{рп} T_{СТ}$  - величини мають розмірність ентальпії і враховують наявність в продуктах згоряння  $CO_2$  і  $H_2O$  [3].

Витрата газу в силовій турбіні визначається як:

$$G_r = G_{г.ТНТ}(1 + q_{Т.КЗНТ}),$$

де  $G_{г.ТНТ}$  – витрата повітря на вході в КЗНТ.

Щоб уникнути подорожчання конструкції силовій турбіні, температура газу на виході з камери згоряння низького тиску повинна не перевищувати значення  $T_{Г.КЗНТ}^* = 1250$  К. В такому випадку ККД силовій турбіні залишається колишнім.

Статичний тиск на виході з силовій турбіні задається на підставі даних розрахунків турбіни.



Наявний теплоперепад розраховується за формулою:

$$H = \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma, \text{КСНТ}}^* \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_{\text{КСНТ}}^*}{p_{\Gamma}} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}}} \right)$$

Робота силової турбіни:

$$L_{\text{ТС}} = \eta_{\text{Т}}^* H.$$

Потужність силової турбіни визначається за формулою:

$$N_{\text{ТС}} = \eta_{\text{Т}}^* \cdot H \cdot G_{\Gamma}.$$

Потужності турбін низького і високого тиску, а також потужність компресора – незмінні.

Тоді ефективний ККД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{N_{\text{СТ}} + N_{\text{ТНТ}} + N_{\text{ТВТ}} - N_{\text{К}}}{G_{\text{В.К}} \cdot (q_{\text{Т}} + q_{\text{Т.КСНД}}) \cdot H_{\text{У}} \cdot \eta_{\Gamma}}$$

Результати розрахунку занесені до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Розрахунок ефективного ККД

$T_{\Gamma, \text{КСНТ}}^*$	1080	1100	1120	1140	1160	1200	1220	1240	1260	1280	1300
$c_{\text{пр}}$	1,3499	1,0456	1,051	1,0571	1,0629	1,0686	1,0743	1,0801	1,0858	1,0916	1,0973
$q_{\text{Т.КСНТ}}$	0,0218	0,0173	0,017	0,0183	0,0189	0,0194	0,0200	0,0205	0,0211	0,0216	0,0222
$G_{\Gamma, \text{ТНТ}}$	80,42	80,06	80,11	80,15	80,19	80,23	80,27	80,32	80,36	80,40	80,45
$H$	360660,2	367339,1	374018	380696,9	387375,8	394054,7	400733,6	407412,5	414091,3	420770,2	427449,1
$\eta_{\Gamma}$	0,8645	0,8656	0,8665	0,8675	0,8684	0,8692	0,8701	0,8709	0,8717	0,8725	0,8732
$N_{\text{ТС}}$	25074,7	25456,5	25961,8	26467,8	26974,4	27481,6	27989,5	28498,0	29007,2	29517,1	30027,7
$\eta_e$	0,3002	0,3047	0,310	0,3165	0,3224	0,3284	0,3343	0,3403	0,3462	0,3522	0,3582

По даним таблиці 3.3 побудовано графік залежності ефективного ККД від  $T_{\Gamma, \text{КСНТ}}^*$ , рисунок 3.2.

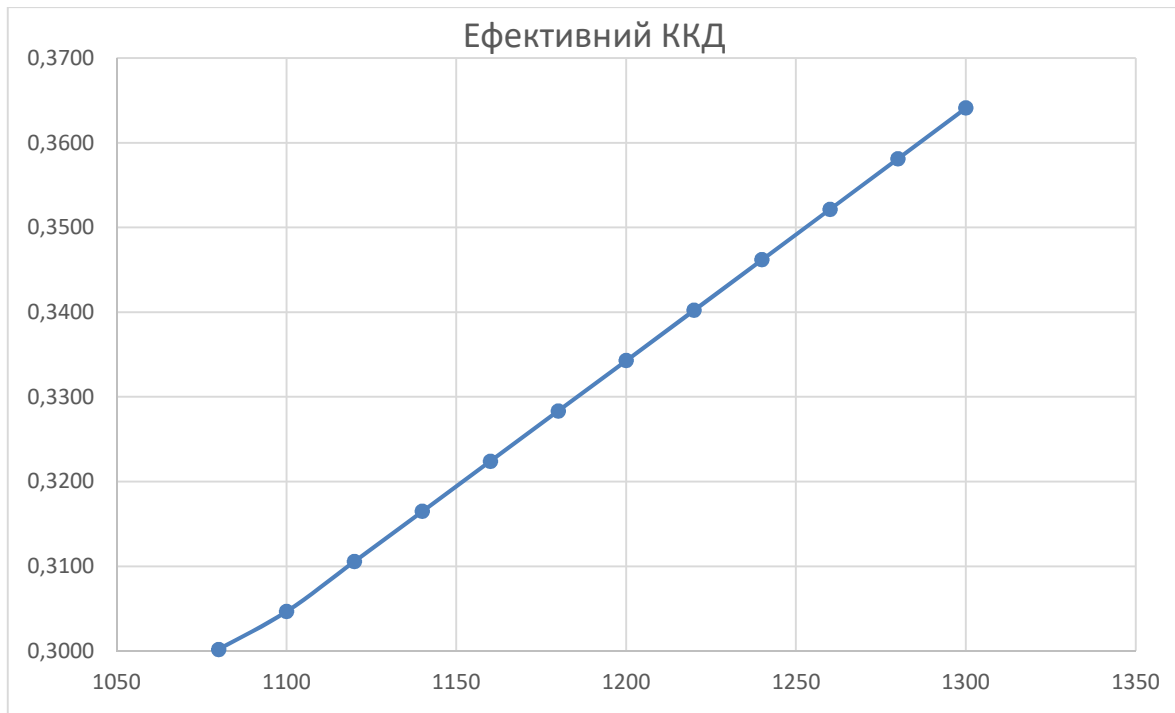


Рисунок 3.2 Залежність ефективного ККД від  $T_{Г.КСНТ}^*$

З отриманих результатів (рис. 3.2) видно що ефективність застосування підігріву газ в камері згоряння низького тиску стає доцільною, коли температура робочого тіла перед силовою турбіною вище  $T_{Г.КСНТ}^* > 1250$  К.

### 3.3 Оптимізація циклу ГТУ з регенерацією тепла на основі параметрів отриманого двигуна

Ефективний ККД звичайних (без регенерації тепла) ГТУ газоперекачувальних агрегатів, що знаходяться в експлуатації, становить 0,2...0,25. Підвищення термодинамічних параметрів циклу ГТУ до значення  $\pi_k = 18$  та  $T_{Г}^* = 1400$  К дозволяє збільшити ККД до 0,3...0,31. Для отримання більш високих значень ефективних ККД 0,37...0,4 необхідно підвищувати параметри циклу до  $\pi^* = 35...40$  и  $T_{Г}^* = 1600...1700$  К. Однак для забезпечення таких високих параметрів потрібне істотне ускладнення конструкції ГТУ.

Енергетичний баланс звичайного ГТУ показує, що основним видом втрат в циклі є тепло, відведене з вихлопними газами  $Q_{II}$  (рис. 4.1). Застосування

регенерації дозволяє підвищити ККД ГТУ за рахунок повернення частини тепла  $Q_p$  на підігрів повітря за компресором [12].

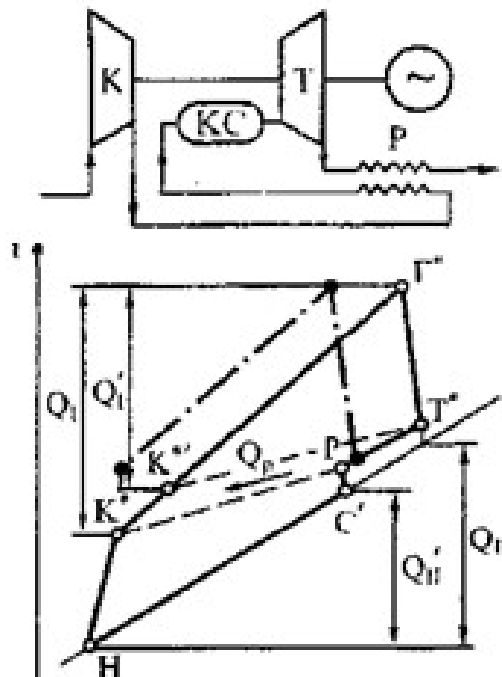


Рисунок. 3.3 - Діаграма циклу ГТУ

Різниця температур газу на виході з ГТУ і повітря за компресором  $(T_T^* - T_K^*) = \Delta T$  являє собою температурний напір на теплообміннику-регенераторі при теплопередачі тепла від газу до повітря. Залежно від типу використовуваного теплообмінника і його розмірів (поверхні теплообміну) в стаціонарних ГТУ досягаються різні значення ступенів регенерації.

$$\beta_p = \frac{i_k^{*'} - i_k^*}{i_T^* - i_k^*} = 0,5 \dots 0,85.$$

Можна побачити (штрихпунктирна лінія на рис. 3.3), що підвищення ентальпії  $i_k^*$  за рахунок збільшення ступеня підвищення тиску повітря в компресорі  $\pi_k$  при незмінній температурі газу  $T_T^*$  призводить до зниження температури  $T_T$ , а отже, і до зниження температурного напору  $T_T^* - T_K^*$ . Значення  $\pi_k^*$ , при якому температура  $T_K^*$  досягає величини  $T_T^*$ , є граничним значенням,

вище якого регенерація стає неможливою. Це значення  $\pi_k^*$  можна визначити з виразу:

$$1 + \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} = \theta \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{1}{(\pi_k^* \sigma_{вх} \sigma_{кс})^{\frac{k-1}{k}}} \right] \eta_T \right\},$$

Воно близьке до величини  $\pi_{\text{копт}}^* = [\epsilon \theta \eta_k \eta_T]^{\frac{k}{2(k-1)}}$  відповідної максимуму ефективної роботи циклу  $L_e$  і питомої потужності ГТУ  $N_{\text{еп}}$ . Отже, регенерація особливо ефективна при малих ступенях підвищення тиску  $\pi_k^*$  і високих температурах газу  $T_{\text{г}}^*$  (ступенях підігріву  $\theta = \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{н}}^*}$  в циклі). Регенерація тепла, що забезпечує повернення частини тепла  $Q_{\text{п}}$  назад в цикл, таким чином, залежить від ступеня підвищення тиску повітря в компресорі  $\pi_k^*$ , ступеня підігріву робочого тепла в циклі  $\theta$ , а також від ККД вузлів ГТУ і типу теплообмінника. У разі відсутності регенерації тепла, залежність ефективного ККД ГТУ від ступеня підвищення тиску і температури газу перед турбіною визначається виразом:

$$\eta_e = \frac{\left( \frac{\epsilon \theta \eta_k \eta_T}{e} - 1 \right) \frac{(e-1)}{\eta_k}}{E \theta - 1 - \frac{(e-1)}{\eta_k}},$$

де:  $\beta_p$  – ступінь регенерації;

$\theta = T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$  – ступінь підігріву в циклі;

$E = C_{\text{рг}}/C_{\text{р}}$  – відношення теплоємностей газу та повітря.

$$\epsilon = [C_{\text{рг}}(e_{\text{т}} - 1)e] / [C_{\text{р}}(e - 1)e_{\text{т}}]; e = \pi_k^{*\frac{k-1}{k}}; e_{\text{т}} = \pi_T^{*\frac{k-1}{k}}.$$

$\pi_k^*$  і  $\pi_T^*$ ,  $\eta_k$  і  $\eta_T$  – ступінь підвищення тиску в компресорі і зниження в турбіні і їх ККД з урахуванням втрат, тиску в регенераторі, у вхідному і вихідному пристрої і камері згорання.

При цьому максимум ефективного ККД досягається при значенні  $\pi_{\kappa}^*$ , що визначається по формулі:

$$\pi_{\kappa}^* \eta_e = \left[ \frac{\varepsilon - \sqrt{\varepsilon * \varepsilon - \varepsilon(\varepsilon + 1 - \varepsilon_1)(\varepsilon_{1\eta_{\kappa}} + 1 - \eta_{\kappa})}}{\varepsilon - \varepsilon_1 + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

де:  $\varepsilon = \epsilon \theta \eta_T$ ,

$\varepsilon_1 = E \theta$ .

Для ГТУ з регенерацією тепла ефективний ККД визначається виразом:

$$\eta_{ep} = \frac{\left(\frac{\epsilon \theta \eta_{\kappa} \eta_T}{e} - 1\right) \left(\frac{e-1}{\eta_{\kappa}}\right)}{\theta \left\{ E - \beta_p \left[ E - \epsilon \left(1 - \frac{1}{e}\right) \eta_T \right] \right\} - (1 - \beta_p) \left[ 1 + (e-1) \frac{1}{\eta_T} \right]},$$

При цьому значенні  $\pi_{\kappa}^*$ , при якому досягається максимум ККД, визначається за формулою:

$$\pi_{\kappa}^* \eta_{ep} = \left[ \frac{ac \sqrt{a^2 c^2 + a(b\eta_{\kappa} - c)(ac+b)}}{ac+b} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

При заданому значенні  $\pi_{\kappa}^*$  та  $T_{\Gamma}^*$  необхідно визначити оптимальну ступінь регенерації. Також необхідно проаналізувати прилеглі температури.

При проведенні оптимізації, виконується наступний алгоритм дій:

1. Задавшись трьома знаменнями  $T_{\Gamma}^* = (1100; 1300, 1523; 1700; 1900 \text{ K})$ , за допомогою формули (3.1) визначаються відповідні граничні значення до яких можлива регенерація тепла. Рішення рівняння (4.1) отримано графічним шляхом (рівністю лівої і правої частини рівняння). Для кожного значення  $\pi_{\kappa}^*$  при побудові графіків, величини  $\eta_{\kappa}$  розраховуються за формулою:

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{*\frac{k-1}{k\eta_{ст}^*}} - 1}$$

Величини  $\eta_T$  в залежності від  $T_T^*$  з урахуванням впливу охолодження лопаток турбіни:  $\eta_T = 0,92 - 0,0002 (T_T^* - 1300)$  При цьому значення наступних величин:  $k = 1,38$ ;  $k_T = 1,309$ ;  $T_H = 288,15$  К.

2. Розраховується залежність  $\pi_k^* \eta_e$  по формулі (3.3) для  $\beta_p = 0$ .

3. Задавшись п'ятьма значеннями ступеня регенерації  $\beta_p = 0; 0.25; 0.5; 0.75; 1.0$  розраховуються по формулі (3.5) величини  $\pi_k^* \eta_{ep}$ , відповідні максимуму ефективного ККД для зазначених вище п'яти значень  $T_T^*$ .

4. Максимальні значення ефективного ККД розраховуються за допомогою формули (3.4) при  $\beta_p = 0; 0.25; 0.5; 0.75; 1.0$  для п'яти значень  $T_T^*$ .

Вихідні дані, отримані на підставі таблиці 3.3, зводимо в таблицю 3.4. Результати розрахунків наведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.4 - Вихідні дані для виконання розрахункових досліджень

k	$k_T$	$T_H$ , К	$C_{pT}$ , Дж/кг*К	$C_p$ , Дж/кг*К	$\sigma_{вх}$	$\sigma_{ке}$	$\eta_{ст}^* = 0,89 \dots 0,9$	Є
1,38	1,309	288,15	1227,4	1042,26	0,96	0,926	0,886	1,0279
$c = k - 1/k$	$1/c$	$c_T = k_T - 1/k_T$	$1/c_T$	$E = C_{pT}/C_p$	$e$	$e_T$	$\pi_k^*$	$\pi_T^*$
0,275362319	3,63158	0,236058	4,236246	1,17763	2,3275	1,991505	21,5	18,51

Таблиця 3.5 – Основні результати розрахунку

$T_T^*$ , К	1100	1300	1523	1700	1900
$\theta = T_T^*/T_H$	3,817	4,511	5,285	5,899	6,593
$\pi^*_{Кизм1}$	13,45	18,75	25,65	31,85	39,6
$\pi^*_{Кизм2}$	13,5	18,8	25,7	31,9	39,7
$\pi^*_{Кизм3}$	13,55	18,85	25,75	31,95	39,8
$\pi^*_{Кизм4}$	13,6	18,9	25,8	32	39,9
$\pi^*_{Кизм5}$	13,65	18,95	25,85	32,05	40
$\eta^*_{k_{изм1}}$	0,841	0,835	0,829	0,825	0,821
$\eta^*_{k_{изм2}}$	0,841	0,835	0,829	0,825	0,821
$\eta^*_{k_{изм3}}$	0,841	0,835	0,829	0,825	0,821

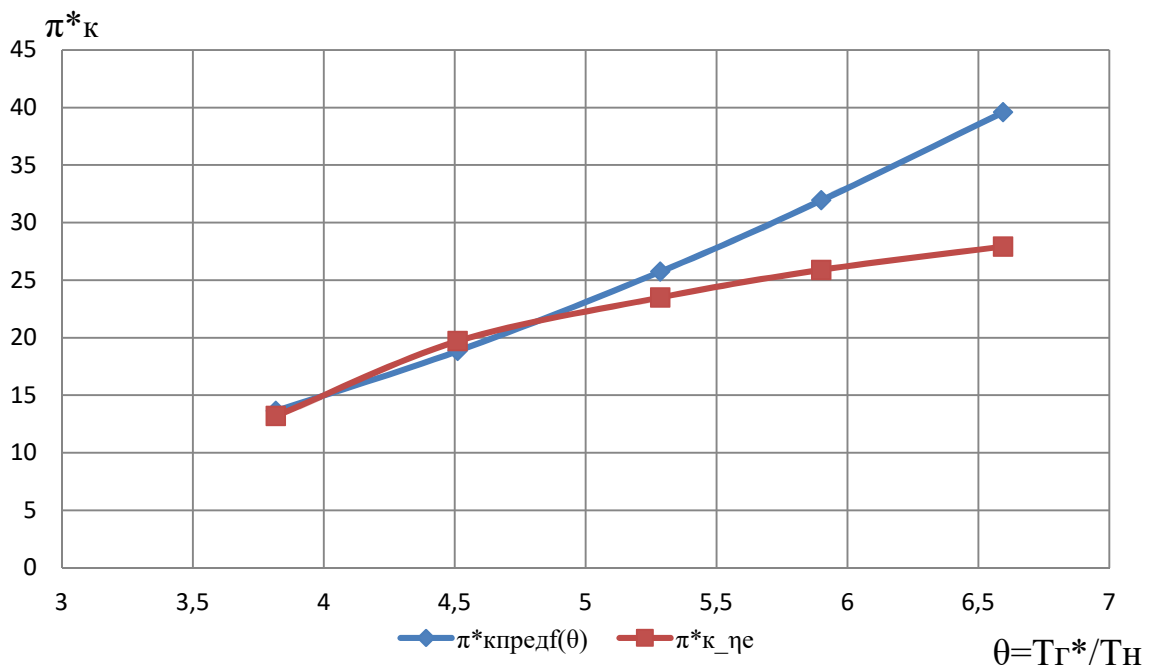
## Продовження таблиці 3.5

$\eta^*k_{\text{изм4}}$	0,841		0,835		0,829		0,825		0,820	
$\eta^*k_{\text{изм5}}$	0,841		0,835		0,829		0,825		0,820	
$\eta^*t$	0,92		0,92		0,8754		0,84		0,8	
Перевірка	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right	Left	Right
При рівному значенні досягається $\pi^*_{\text{гран}}$	2,24	2,26	2,49	2,50	2,741	2,747	2,93	2,94	3,14	3,14
	2,25	2,26	2,49	2,50	2,743	2,746	2,93	2,94	3,14	3,14
	2,25	2,26	2,49	2,49	2,744	2,745	2,93	2,94	3,14	3,14
	2,25	2,26	2,49	2,49	2,746	2,744	2,94	2,93	3,14	3,14
	2,25	2,25	2,50	2,49	2,748	2,743	2,94	2,93	3,15	3,14
$\pi^*_{\text{гран}}$	0,841		0,835		0,829		0,825		0,821	
$\eta^*k_{\text{гран}}$	0,96		0,92		0,8754		0,84		0,8	
$\varepsilon = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	0,92		0,92		0,8754		0,84		0,8	
$\varepsilon l = E^* \theta$	3,610		4,267		4,756		5,094		5,422	
$\eta \epsilon$	4,496		5,313		6,224		6,948		7,765	
$\pi^* k \eta \epsilon$	0,267		0,310		0,307		0,300		0,289	
РОЗРАХУНОК З РЕГЕНЕРАЦІЄЙ при $T_{\text{г}}^* = 1100 \text{ K}$										
	$\beta_{\text{p}1}$		$\beta_{\text{p}2}$		$\beta_{\text{p}3}$		$\beta_{\text{p}4}$		$\beta_{\text{p}5}$	
	0		0,25		0,5		0,75		1	
$a = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	3,610		3,610		3,610		3,610		3,610	
$b = (E\theta - 1)(1 - \beta_{\text{p}})$	3,496		2,622		1,748		0,874		0,000	
$c = (2\beta_{\text{p}} - 1)$	-1,000		-0,500		0,000		0,500		1,000	
$\pi^* k \eta_{\text{ep}}$	13,215		10,163		7,512		4,930		1,004	
$\eta^* k$	0,842		0,846		0,852		0,859		0,886	
$\eta_{\text{ep}}$	0,268		0,287		0,320		0,383		0,687	
РОЗРАХУНОК З РЕГЕНЕРАЦІЄЙ при $T_{\text{г}}^* = 1300 \text{ K}$										
	$\beta_{\text{p}1}$		$\beta_{\text{p}2}$		$\beta_{\text{p}3}$		$\beta_{\text{p}4}$		$\beta_{\text{p}5}$	
	0		0,25		0,5		0,75		1	
$a = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	4,267		4,267		4,267		4,267		4,267	
$b = (E\theta - 1)(1 - \beta_{\text{p}})$	4,313		3,235		2,156		1,078		0,000	
$c = (2\beta_{\text{p}} - 1)$	-1,000		-0,500		0,000		0,500		1,000	
$\pi^* k \eta_{\text{ep}}$	19,706		14,337		10,042		6,172		1,004	
$\eta^* k$	0,834		0,840		0,847		0,855		0,886	
$\eta_{\text{ep}}$	0,310		0,329		0,363		0,429		0,735	
РОЗРАХУНОК З РЕГЕНЕРАЦІЄЙ при $T_{\text{г}}^* = 1523 \text{ K}$										
	$\beta_{\text{p}1}$		$\beta_{\text{p}2}$		$\beta_{\text{p}3}$		$\beta_{\text{p}4}$		$\beta_{\text{p}5}$	
	0		0,25		0,5		0,75		1	
$a = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	4,756		4,756		4,756		4,756		4,756	
$b = (E\theta - 1)(1 - \beta_{\text{p}})$	5,224		3,918		2,612		1,306		0,000	
$c = (2\beta_{\text{p}} - 1)$	-1,000		-0,500		0,000		0,500		1,000	
$\pi^* k \eta_{\text{ep}}$	23,502		17,291		12,073		7,268		1,004	
$\eta^* k$	0,831		0,837		0,843		0,853		0,886	

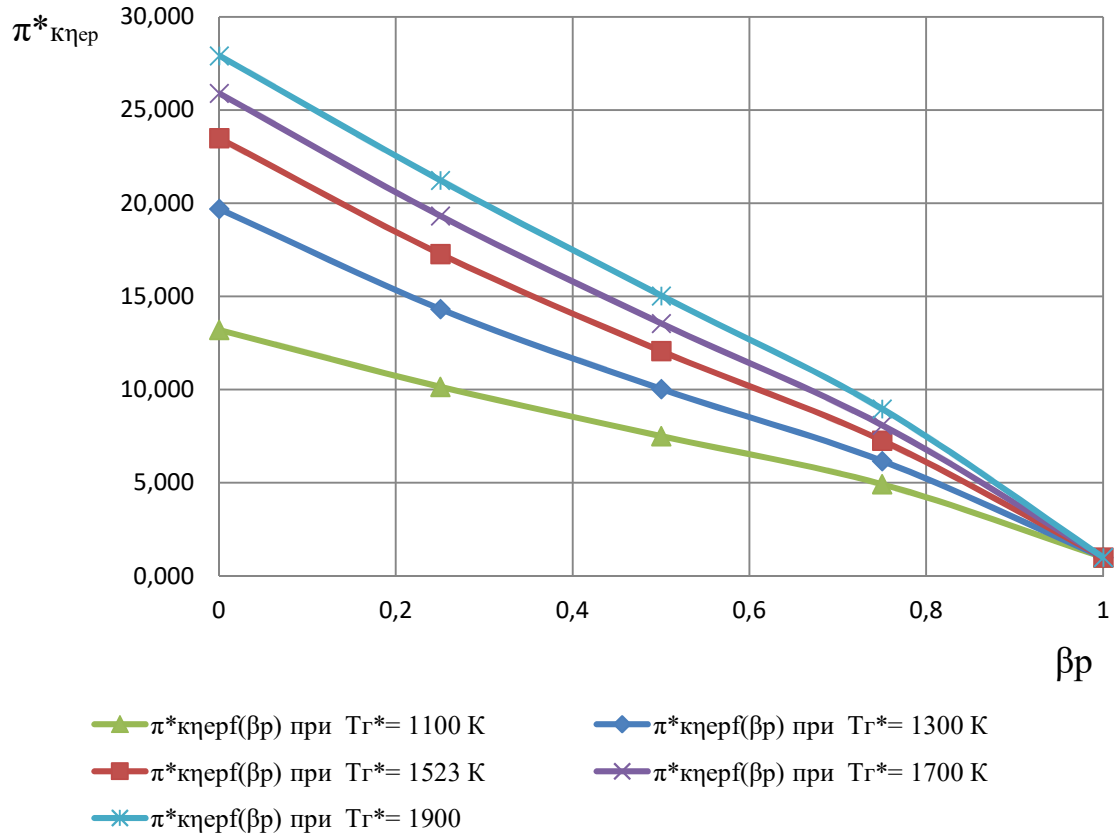
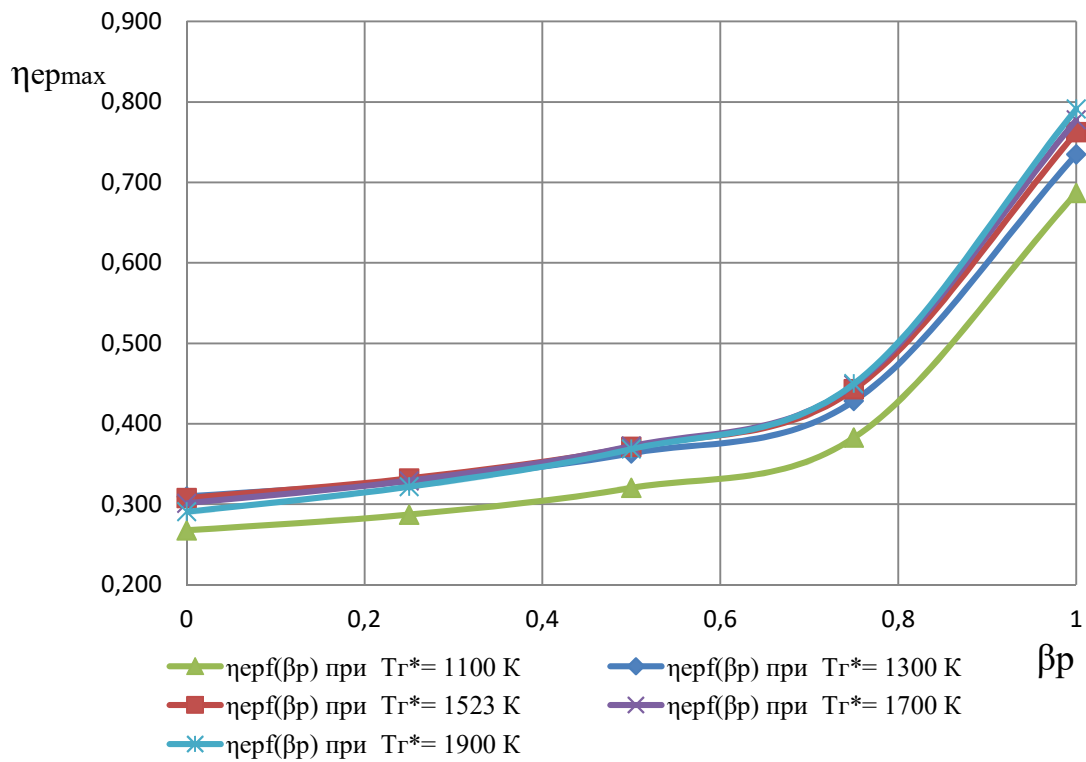
## Продовження таблиці 3.5

$\eta_{ep}$	0,308	0,332	0,372	0,443	0,762
РОЗРАХУНОК З РЕГЕНЕРАЦІЄЙ при $T_{\Gamma^*} = 1700$ К					
	$\beta_p=1$	$\beta_p=2$	$\beta_p=3$	$\beta_p=4$	$\beta_p=5$
	0	0,25	0,5	0,75	1
$a = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	5,094	5,094	5,094	5,094	5,094
$b = (\epsilon \theta - 1)(1 - \beta_p)$	5,948	4,461	2,974	1,487	0,000
$c = (2\beta_p - 1)$	-1,000	-0,500	0,000	0,500	1,000
$\pi^*_{K_{\eta_{ep}}}$	25,899	19,325	13,552	8,094	1,004
$\eta^*_{\kappa}$	0,829	0,834	0,841	0,851	0,886
$\eta_{ep}$	0,301	0,329	0,372	0,449	0,778
РОЗРАХУНОК З РЕГЕНЕРАЦІЄЙ при $T_{\Gamma^*} = 1900$ К					
	$\beta_p=1$	$\beta_p=2$	$\beta_p=3$	$\beta_p=4$	$\beta_p=5$
	0	0,25	0,5	0,75	1
$a = \epsilon^* \theta^* \eta^* t$	5,422	5,422	5,422	5,422	5,422
$b = (\epsilon \theta - 1)(1 - \beta_p)$	6,765	5,074	3,383	1,691	0,000
$c = (2\beta_p - 1)$	-1,000	-0,500	0,000	0,500	1,000
$\pi^*_{K_{\eta_{ep}}}$	27,920	21,230	15,040	8,967	1,004
$\eta^*_{\kappa}$	0,827	0,833	0,839	0,849	0,886
$\eta_{ep}$	0,291	0,322	0,369	0,450	0,792

На підставі результатів розрахунків поданих у таблиці 3.5 побудовано такі залежності:  $\pi^*_{K_{пред}}, \pi^*_{\kappa_{\eta_e}} = f(\theta)$ ;  $\pi^*_{\kappa_{\eta_{ep}}} = f(\beta_p, T_{\Gamma^*})$ ;  $\eta_{ep_{max}} = f(\beta_p, T_{\Gamma^*})$ , які представлені на рисунках 3.4, 3.5, 3.6, відповідно.

Рисунок 3.4 -  $\pi^*_{K_{пред}}, \pi^*_{\kappa_{\eta_e}} = f(\theta)$



Рисунок 3.5 -  $\pi^*_{кпер} = f(\beta_p, T_{\Gamma^*})$ Рисунок 3.6 -  $\eta_{ерmax} = f(\beta_p, T_{\Gamma^*})$

З рисунка 3.5 видно, що при розрахунковому ступені підігріву  $\theta = 5,285$ ,  $\pi_{к\text{пред}}^*$  практично співпадає з  $\pi_{к\eta_e}^*$ .

На підставі рисунка 3.5 можна зробити наступні висновки:

- чим вище ступінь підігріву, тим вище необхідна ступінь підвищення тиску при заданому ступені регенерації;

- чим вище ступінь регенерації, тим нижче  $\pi_{к\eta_e}^*$ ;

- для заданого ступеня підвищення тиску  $\pi_k^* = 21,5$  і  $T_\Gamma^* = 1523$  К, оптимальна степінь регенерації складає  $\beta_p = 0,075$ .

На підставі отриманих даних при оптимальному ступені регенерації  $\beta_p = 0,075$  ефективний ККД становитиме 0,329. Ефективний ККД двигуна з регенерацією тепла менше ефективного ККД без застосування регенерації. Таким чином, застосування регенерації тепла, при заданих параметрах циклу є недоцільним.

### 3.4 Регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення

У цьому підрозділі представлена об'єднана методика оцінки регенеративного циклу з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення. А також проведено аналіз впливу комбінації методів підвищення ефективності на ефективний ККД ГТУ.

За відомими роботами компресора визначається температура на виході з ТНТ:

$$T_{\text{ТНТ}}^* = T_\Gamma^* - \frac{(L_{\text{КНТ}}^* + L_{\text{КВТ}}^*)}{c_{p,\Gamma}}$$

Задаємося температурою в камері згоряння низького тиску.

Визначається витрата палива в КЗНТ за формулою:

$$q_{T.KCHT} = \frac{q_T \cdot (c_{pn} T_{Г.KCHT}^* - c_{pn} T_{ТНТ}^*) + c_p T_{Г.KCHT}^* - c_p T_{ТНТ}^*}{\eta_{Г.KCHT} \cdot H_u - c_{pn} T_{Г.KCHT}^* + c_{pn} T_{СТ}}$$

Наявний теплоперепад в турбіні розраховується за формулою:

$$H = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_{Г.KCHT}^* \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_{KCHT}^*}{p_\Gamma} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}} \right).$$

По роботі турбіни силової визначається температура на виході:

$$T_T^* = T_{Г.KCHT}^* - \frac{H}{c_{p,\Gamma}}$$

Попередньо визначається витрата:

$$G_\Gamma = G_B (1 + q_{T.KCHT} + q_T).$$

Визначається теплоємність суміші:

$$c_{p,CM} = c_{p,\Gamma} \cdot \frac{G_\Gamma}{G_\Gamma + G_B} + c_{p,B} \cdot \frac{G_B}{G_\Gamma + G_B}.$$

Максимально можлива температура за компресором:

$$T_{K,max}^* = \frac{G_\Gamma c_{p,\Gamma} T_T^* + G_B c_{p,B} T_K^*}{(G_\Gamma + G_B) c_{p,CM}}.$$

Теплота граничної регенерації може бути записана:

$$Q_{\text{рег}} = c_{p,\text{см}} \cdot (T_{\text{Т}}^* - T_{\text{к.мах}}^*).$$

Теплота ненасиченої регенерації:

$$Q_{\text{рег.н}} = \eta_p \cdot c_{p,\text{см}} \cdot (T_{\text{Т}}^* - T_{\text{к.мах}}^*).$$

де  $\eta_p$  — відношення фактично переданої теплоти до максимально можливої.

При неповному теплообміні температури газу за турбіною і в компресорі, температура на вході в камеру згоряння високого тиску становитиме:

$$T_{\text{к.р}}^* = T_{\text{квт.к}}^* + \frac{\eta_p \cdot c_{p,\text{г}} G_{\text{р.г}} \cdot (T_{\text{Т}}^* - T_{\text{к}}^*)}{c_{p,\text{п}} G_{\text{п}}},$$

$$\text{де } T_{\text{квт.к}}^* = \left( \frac{\left( \frac{p_{\text{квт.к}}^*}{p_{\text{квт.к}}^* \cdot \sigma_{\text{ТОА}} \cdot \sigma_p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{квт}}} + 1 \right) \cdot T_{\text{квт.вх}}^*.$$

де  $\sigma_p$  — коефіцієнт відновлення повного тиску в регенераторі.

Ефективний ККД ГТУ за формулою даною у компресорі.

На рисунку 3.6 представлений аналіз впливу відведення теплоти в компресорі, підведення теплоти в турбіні при заданій граничного ступеня регенерації  $\eta_p = 0,85$  і  $\sigma_p = 0,95$  на ефективний КПД ГТУ.

На рисунку 3.7, крім впливу відведення теплоти в компресорі і її підведення в турбіні, при фіксованому значенні коефіцієнта відновлення повного тиску в регенераторі  $\sigma_p = 0,97$ , оцінено вплив ступеня регенерації ( $\eta_p = 0,7 - 1$ ) на ефективний ККД ГТУ. Результати розрахунку занесені до таблиці 3.6,

розраховані при температурі підігріву  $T_{\text{КСНТ}}^* = 1320 \text{ К}$ , та ступеня регенератора  $\eta_p = 0,85$ .

Таблиця 3.6 - Результати розрахунку при  $T_{\text{КСНТ}}^* = 1320 \text{ К}$ , та  $\eta_p = 0,85$ .

$T_{\text{КВТ.К}}$	742,41	723,77	705,13	686,49	667,85	649,21
$L_{\text{ТК}}^*$	486325,329 8	478748,779 2	471172,228 6	463595,678	456019,127 4	448442,576 8
$T_{\text{Т-ТНТ}}^*, \text{К}$	1127,13	1133,30	1139,47	1145,64	1151,80	1157,97
$T_{\text{КСНТ}}^*$	1320	1320	1320	1320	1320	1320
$q_{\text{ТК}}$	0,00503	0,00487	0,00471	0,00456	0,00440	0,00424
$L_{\text{Тс}}^*$	440806,918 3	440806,918 3	440806,918 3	440806,918 3	440806,918 3	440806,918 3
$T_{\text{Т}}^*$	961,186	961,186	961,186	961,186	961,186	961,186
$G_{\text{Г-КСНТ}}$	80,362	80,349	80,337	80,324	80,312	80,299
срм	1135,62075					
$T_{\text{Крmax}}$	861,044	852,497	843,948	835,399	826,847	818,295
$T_{\text{Кр}}$	827,534	816,159	804,785	793,412	782,041	770,670
$q_{\text{т}}$	0,01764	0,01792	0,01819	0,01846	0,01874	0,01901
$G_{\text{Г-КСНТ}}$	81,772	81,781	81,791	81,800	81,809	81,818
срм	1136,431					
$T_{\text{Крmax}}$	861,987	853,546	845,106	836,667	828,228	819,790
$T_{\text{Кр}}$	826,732	815,267	803,801	792,334	780,867	769,399
$q_{\text{т}}$	0,018	0,018	0,018	0,018	0,019	0,019
$\Delta q_{\text{т}}$	0,110	0,120	0,130	0,140	0,150	0,159
$N_{\text{Тс}}$	33162,032	33165,824	33169,590	33173,331	33177,046	33180,735
$q_{\text{тсумм}}$	0,02269	0,02281	0,02293	0,02305	0,02316	0,02328
$\eta_e$	0,3758	0,3738	0,3718	0,3698	0,3679	0,3660

Проведені розрахунки комбінованого циклу для п'яти температур газу перед силовою турбіною представлені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Розрахунок комбінованого циклу

$1 - \frac{(T_{\text{ВВТ-охл}}^* / T_{\text{ВВТ-роз}}^*)}{T_{\text{КСНТ}}^*}$	0,0000	0,0258	0,0517	0,0775	0,1033	0,1292
$T_{\text{КСНТ}}^* \text{ К.}$	1160	0,3823	0,3800	0,3778	0,3755	0,3733
	1200	0,3806	0,3784	0,3762	0,3741	0,3719
	1240	0,3790	0,3768	0,3747	0,3726	0,3706
	1280	0,3774	0,3753	0,3732	0,3712	0,3692
	1320	0,3758	0,3738	0,3718	0,3698	0,3679

По даним таблиці 3.7 побудовано поверхню на рисунку 3.7.

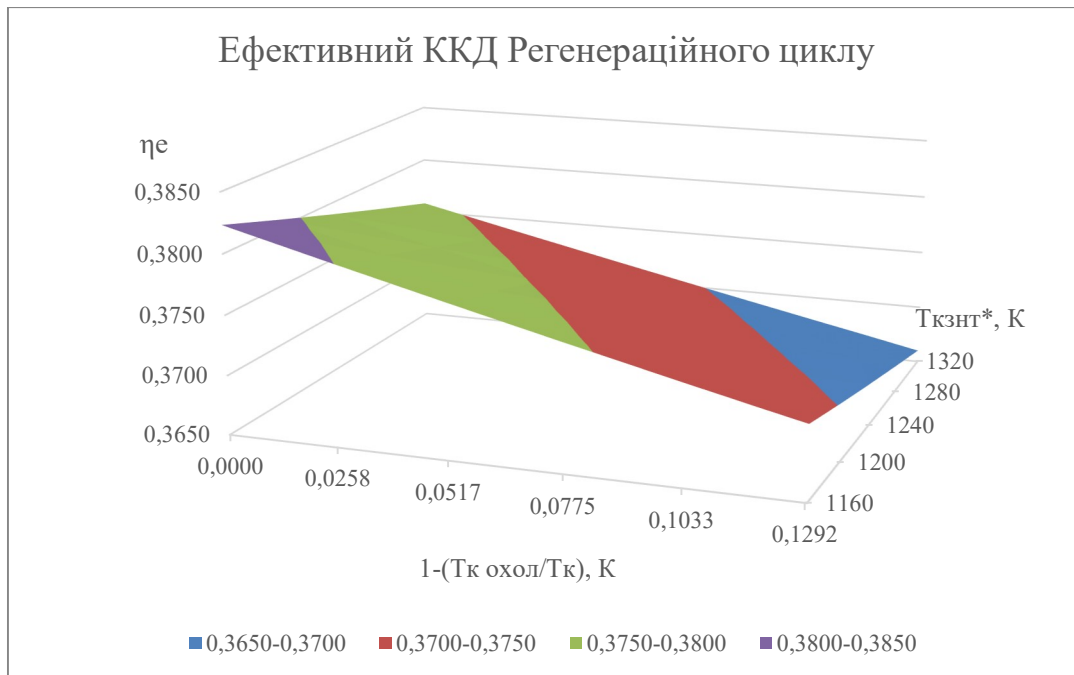


Рисунок 3.7 - Графік залежності ефективного ККД від температури компресора представлених в відносному виді та температури підігріву.

### 3.4.1 Розрахунок комбінованого циклу з різними ступенями регенерації

Було проведено розрахунки для ступеней регенерації  $\eta_p = 0,7$  та 1.

Результати розрахунку для степені  $\eta_p = 0,7$  представлени в таблиці 3.8 та по даній таблиці побудовані залежності на рисунку 3.8

Таблиця 3.8 – Розрахунок комбінованого циклу

$1-(\frac{T_{\text{ввт\_охл}}^*}{T_{\text{ввт\_роз}}^*})$	0,0000	0,0258	0,0517	0,0775	0,1033	0,1292	
$T_{\text{кзнт}}^*$ К.	1160	0,3792	0,3763	0,3736	0,3709	0,3682	0,3656
	1200	0,3767	0,3740	0,3714	0,3687	0,3662	0,3637
	1240	0,3744	0,3718	0,3692	0,3667	0,3643	0,3618
	1280	0,3722	0,3697	0,3672	0,3648	0,3624	0,3601
	1320	0,3701	0,3677	0,3653	0,3629	0,3606	0,3584

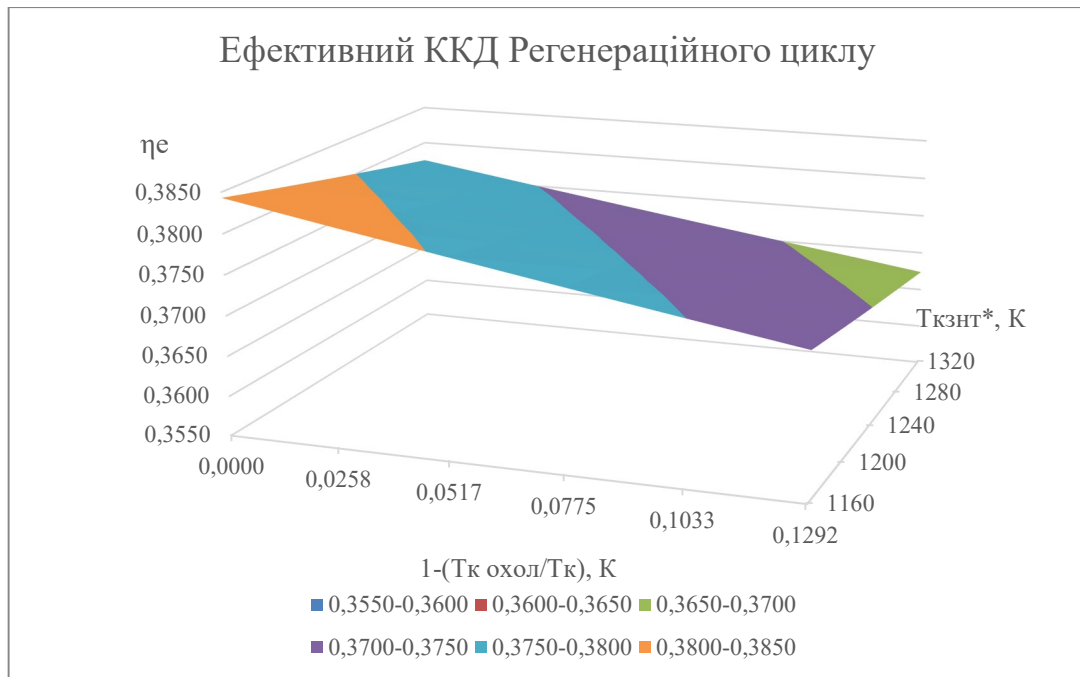


Рисунок 3.8 - Графік залежності ефективного ККД від температури компресора представлених в відносному виді та температури підігріву.

Результати розрахунку для степені  $\eta_p = 1$  представлені в таблиці 3.9 та по даній таблиці побудовані залежності на рисунку 3.9

Таблиця 3.9 – Розрахунок комбінованого циклу

$1 - (T_{\text{ввт\_охл}}^*/T_{\text{ввт\_роз}}^*)$	0,0000	0,0258	0,0517	0,0775	0,1033	0,1292	
$T_{\text{кзнт}^*}, \text{ K.}$	1160	0,3856	0,3838	0,3821	0,3803	0,3787	0,3770
1200	0,3846	0,3829	0,3812	0,3795	0,3779	0,3763	
1240	0,3837	0,3820	0,3803	0,3787	0,3771	0,3755	
1280	0,3827	0,3811	0,3794	0,3779	0,3763	0,3748	
1320	0,3817	0,3801	0,3786	0,3770	0,3755	0,3740	

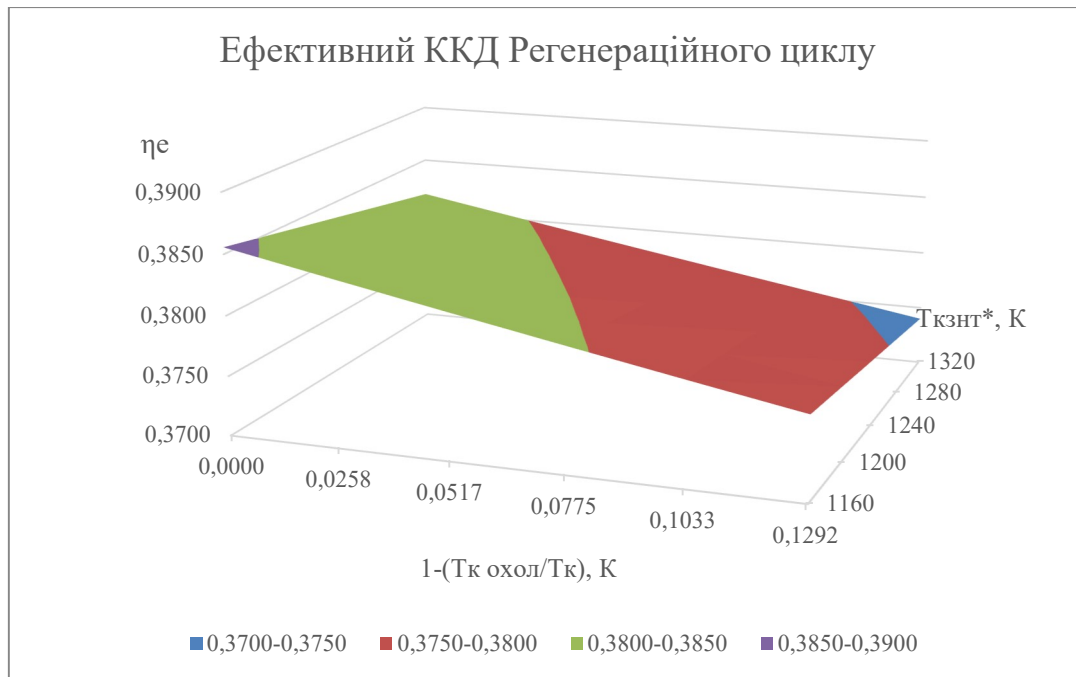


Рисунок 3.9 - Графік залежності ефективного ККД від температури компресора представлених в відносному виді та температури підігріву.

### 3.4.2 Розрахунок комбінованого циклу з різними втратами у регенераторі

Було проведено розрахунки для коефіцієнтів відновлення повних тисків в регенераторі  $\sigma_p = 0,95$  та 1.

Результати розрахунку для  $\sigma_p = 0,95$  представлені в таблиці 3.10 та по даній таблиці побудовані залежності на рисунку 3.10

Таблиця 3.10 – Розрахунок комбінованого циклу

$1 - (T_{\text{ввт\_охл}}^* / T_{\text{ввт\_роз}}^*)$	0,0000	0,0258	0,0517	0,0775	0,1033	0,1292	
$T_{\text{кзнт}^*}, \text{ K}$	1160	0,3810	0,3788	0,3765	0,3744	0,3722	0,3701
	1200	0,3794	0,3772	0,3750	0,3729	0,3709	0,3688
	1240	0,3778	0,3756	0,3736	0,3715	0,3695	0,3675
	1280	0,3762	0,3742	0,3721	0,3702	0,3682	0,3663
	1320	0,3747	0,3727	0,3707	0,3688	0,3669	0,3651



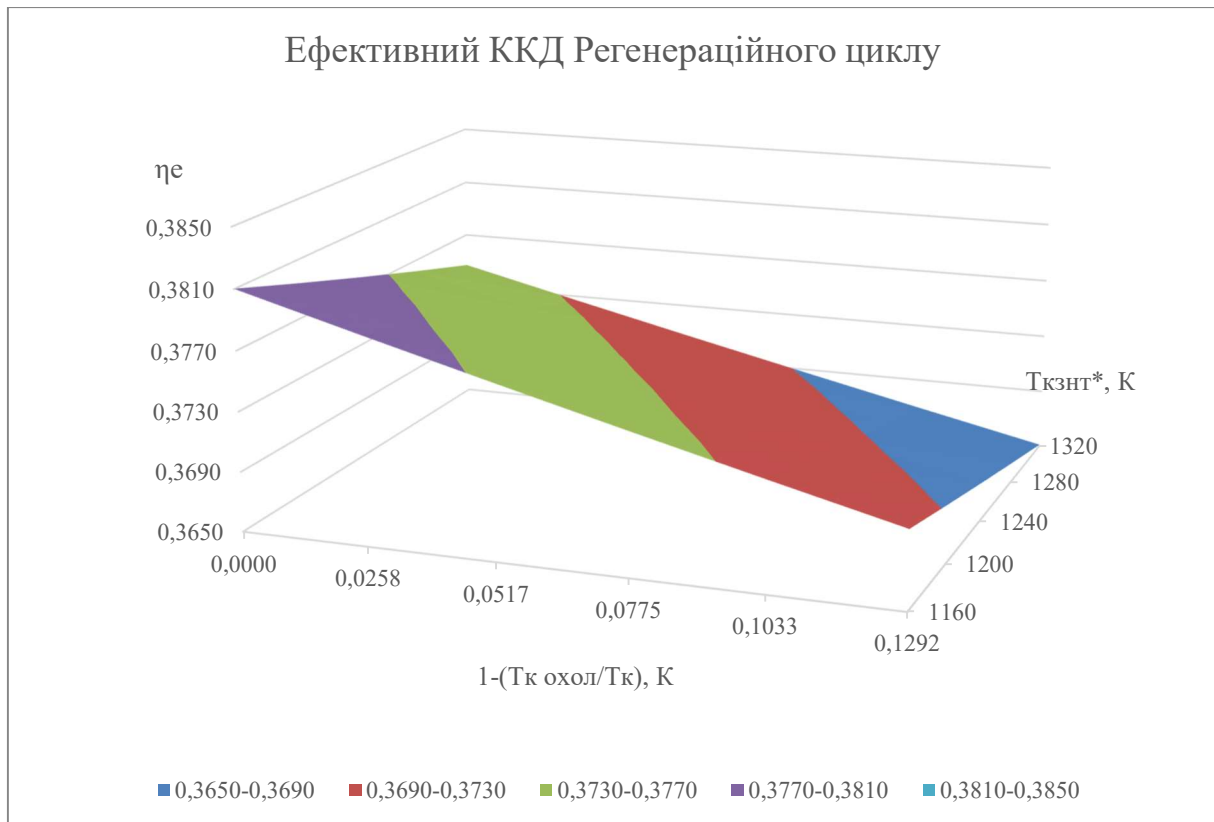


Рисунок 3.10 - Графік залежності ефективного ККД від температури компресора представлених в відносному виді та температури підігріву

Результати розрахунку для степені  $\eta_p = 1$  представлени в таблиці 3.11 та по даній таблиці побудовані залежності на рисунку 3.11.

Таблиця 3.11 – Розрахунок комбінованого циклу

$1 - (T_{\text{ввт\_охл}}^* / T_{\text{ввт\_роз}}^*)$		0,0000	0,0258	0,0517	0,0775	0,1033	0,1292
$T_{\text{кзнг}}^*$ К.	1160	0,3843	0,3819	0,3796	0,3773	0,3750	0,3728
	1200	0,3825	0,3802	0,3779	0,3757	0,3735	0,3714
	1240	0,3808	0,3786	0,3764	0,3742	0,3721	0,3700
	1280	0,3791	0,3770	0,3748	0,3727	0,3707	0,3687
	1320	0,3775	0,3754	0,3733	0,3713	0,3693	0,3674

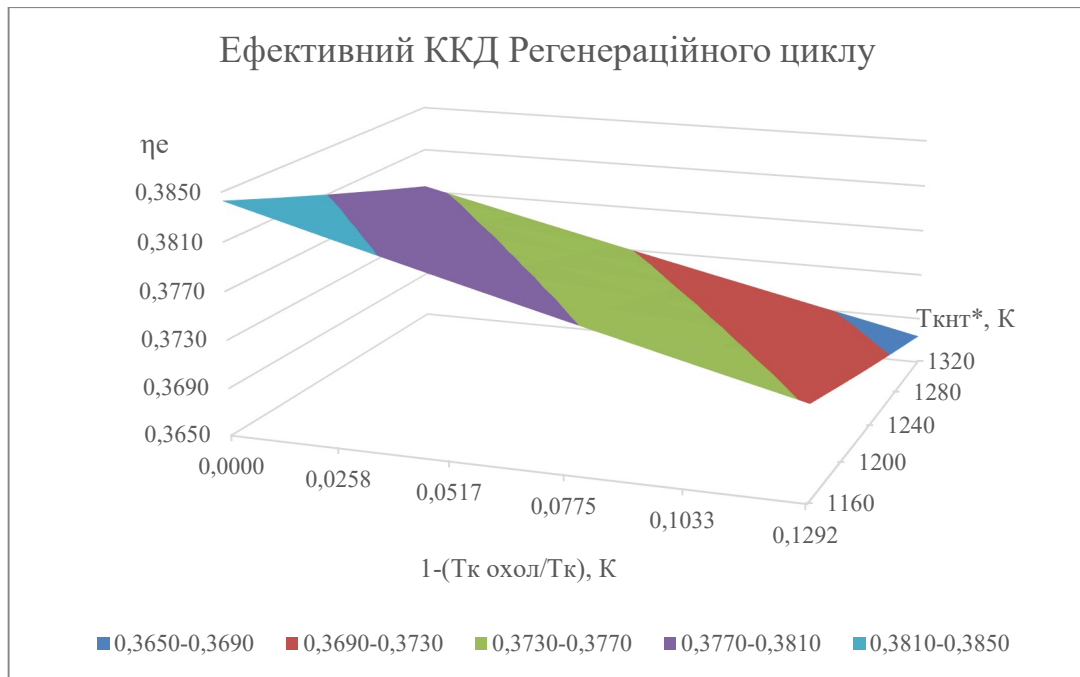


Рисунок 3.11 - Графік залежності ефективного ККД від температури компресора представлених в відносному виді та температури підігріву

### 3.5 Висновки по розділу

З отриманих результатів видно:

- охолодження повітря перед КНТ без регенерації та підводу тепла перед силовою турбіною не є економічно обґрунтованим. Тому що кількість витрати необхідного палива, для підігріву повітря до заданої температури, зростає, а ефективний ККД зменшується.

- підведення теплоти до газу перед ТС без регенерації та відводу тепла перед компресором також не є економічно обґрунтованим. Тому що кількість витрати необхідного палива, для підігріву газу, зростає. Ефективний ККД (до 7%) та потужність також зростають, що є позитивним фактором. Але й температура газу за турбіною теж зростає. Це показує, що значна кількість теплоти відходить в атмосферу, що є не економічним, так як цю теплоту можливо використати з користю.

- регенерація стає доцільною в комбінуванні з охолодженням ті підігрівом;

- регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення дозволяє збільшити ефективний ККД циклу, при реальних ступенях охолодження, підігріву та регенування, приблизно на 3%.

## 4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 4.1 Оцінка паливної економічності

Основним завданням даного розділу є економічне обґрунтування доцільності інвестування коштів у виробництво і експлуатацію газотурбінних двигунів як приводів нагнітачів природного газу або електрогенераторів. У цьому розділі проводиться техніко-економічний аналіз основних показників проектного двигуна в порівнянні з двигуном-прототипом і визначається величина очікуваного економічного ефекту від використання проектного ГТД.

Визначення річного економічного ефекту від впровадження проектного двигуна робимо по параметру, що характеризує економічність двигуна - питомої витрати палива  $C_e$ .

По таблиці 2.6 розрахункове значення питомої витрати палива проектного двигуна становить  $C_e = 0,1959$  кг / кВт год. За даними двигуна-прототипу  $C_e = 0,1962$  кг / кВт год.

Для визначення середньорічного наробітку ГТУ  $t_{\text{сум}}$  вибирається коефіцієнт технічного використання  $K_T$ , відносно час перебування у резерві  $t_{\text{рез}}$  і календарний період експлуатації за рік  $T_K$ .

Середньорічне напрацювання розраховується за формулою:

$$t_{\text{сум}} = K_T(1 - \bar{t}_{\text{рез}})T_K$$

Календарний період експлуатації ГТД складає 8560 годин. Згідно ГОСТ 2199-88  $K_T = 0,92 \dots 0,95$ . Прийmemo  $K_T = 0,93$ . Виходячи з того, що для компресорної станції з встановленими 8 агрегатами в резерві знаходиться від 1 до 3 агрегатів, то  $\bar{t}_{\text{рез}} = 0,125 - 0,25$ . Прийmemo  $\bar{t}_{\text{рез}} = 0,23$ . Тоді середньорічний наробіток ГТД:

$$t_{\text{сум}} = 0,93(1 - 0,23)8560 = 6129,82 \text{ ч.}$$

Кількість використаного палива в рік для виробництва 1кВт потужності:

$$C_{e_{\text{год}}} = C_e \cdot t_{\text{сум}}$$

Для проектованого ГТД:

$$C_{e_{\text{год}}} = 0,1959 \cdot 6129,82 = 1200,8 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} = 1,2008 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Для двигуна-прототипа:

$$C'_{e_{\text{год}}} = 0,1962 \cdot 6129,82 = 1202,7 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} = 1,2027 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Для модернізованого двигуна з параметрами  $\eta_p = 0,85$ ,  $\sigma_p = 0,95$ :

$$C_e = \frac{3600}{H_u * \eta_e} = \frac{3600}{50500 * 0,3758} = 0,1897 \text{ кг / кВт год}$$

$$C_{e_{\text{год,м}}} = 0,1897 \cdot 6129,82 = 1162,8 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} = 1,1628 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Визначаємо різницю річної витрати палива для виробництва 1 кВт потужності двох двигунів:

$$\Delta C_{e_{\text{год}}} = C'_{e_{\text{год}}} - C_{e_{\text{год}}} = 0,0018 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

$$\Delta C_{e_{\text{год,м}}} = C'_{e_{\text{год}}} - C_{e_{\text{год}}} = 0,038 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Постановою НКРЕКУ №315 від 27.04.2019 з 1 серпня 2020 року встановлено граничний рівень ціни на природний газ, який реалізується промисловим споживачем та іншими суб'єктами господарювання, на рівні 4168,00 грн за 1000 м<sup>3</sup>. Знаючи, що 1 тонна природного газу становить обсяг 1360 м<sup>3</sup>. Тоді:

$$4168 \text{ грн} \cdot 1,36 \text{ тис. куб. м} = 5668,48 \frac{\text{грн}}{\text{т}}$$

Вартість різниці річних витрат палива на виробництво 1 кВт потужності між проєктованим двигуном і двигуном-прототипом становить:

$$C = \Delta C_{\text{год}} \cdot 5668,48 \text{ грн/т} = 10,203 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

$$C_m = \Delta C_{\text{год,м}} \cdot 5668,48 \text{ грн/т} = 215,40 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

#### 4.2 Висновки по розділу

В даному розділі проведена порівняльна економічна оцінка ефективності заміни двигуна-прототипу проєктованим ГТД. Була розрахована економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1кВт потужності при використанні проєктованого двигуна з модернізацією. Вона склала  $C=215,40 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ .

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання дипломної роботи був розроблений газогенератор високого тиску ГТД з потужністю 27 мВт для приводу газоперекачувального агрегату. Даний проект складається з чотирьох частин: аналізу стану проблеми, розрахунково-теоретичної, розрахунково науково-дослідницької та економічної.

В другій частині отримано:

У результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність  $N_{\text{суд}} = 337,7 \text{ кВт} \cdot \text{с} / \text{кг}$ , ефективний ККД  $\eta_e = 36,39\%$ , що на 11,31%, 0,39%, відповідно більше, ніж у прототипу ( $N_{\text{суд}} = 303,4 \text{ кВт} \cdot \text{с} / \text{кг}$ ,  $\eta_e = 36,0\%$ ) і питома витрата палива  $C_e = 0,1959 \text{ кг} / \text{кВтг}$  менше ніж у прототипу на 0,15% ( $C_e = 0,1962 \text{ кг} / \text{кВтг}$ ). Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах.

В результаті розрахунку був сформований вигляд двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною чотирьохступеневою турбіною. Така схема забезпечує сприятливі значення параметрів на нерозрахованих режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним зовнішнім діаметром, з 9 ступенями, значення ККД  $\eta_{\text{кнт}}^* = 0,8800$ , середній коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зкнт}} = 0,1855$ .

КВТ - з постійним втулковим діаметром, 9 - ступеневий, ККД  $\eta_{\text{квт}}^* = 0,8514$ , коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зквт}} = 0,2686$

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ  $\bar{d}k = 0,8983$ , що не перевищує допустимого  $\bar{d}k_{\text{доп}} = 0,92$ .

Турбіна високого тиску, високонавантажених ( $Mz = 1,548$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{твт}}^* = 0,9090$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{г}} = 0,0659 > 0,065$ .

Турбіна низького тиску, середньонавантажених ( $Mz = 1,531$ ), має одну ступінь, значення  $\eta_{\text{тнт}}^* = 0,8772$ .

Вільна турбіна, середньонавантажених ( $Mz = 6,0$ ), має чотири ступеня, значення  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,92$ , забезпечується умова  $(h / D)_{\text{т}} = 0,1865 \leq 0,33$ .

Також розраховані значення:  $T^*$ ,  $P^*$ ,  $C$  в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

В результаті розрахунку компресора на ЕОМ стали відомі геометричні параметри лопаткових вінців на середньому радіусі і параметри проточної частини компресора, значення  $P$ ,  $P^*$ ,  $T$ ,  $T^*$  на середньому радіусі кожної із ступенів, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. З розрахунку багатоступеневого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови:  $\beta > 25$  град. (Зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступеня); забезпечено значення  $\overline{C_a} = C_a / U_k > 0,4$ , так як в протилежному випадку збільшуються втрати в решітці ступеня; числа Маха ( $M_{1w} = 0,728$ ), не перевищують 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першого ступеня і СА другого ступеня;

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут  $\alpha_1 = 15,7^\circ$ , що відповідає вимозі -  $\alpha_1 > 15^\circ$ ;

- напрямок з ТЗ  $\alpha_2 = 85,0$  град. близько до осьового.

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{ТВД}^* = 0,885, \eta_{ТНД}^* = 0,906, \eta_{ТС1}^* = 0,907, \eta_{ТС2}^* = 0,909, \eta_{ТС3}^* = 0,914, \eta_{ТС3}^* = 0,915$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{зТВД} = 1,531, \mu_{зТНД} = 1,625; \mu_{зТС1} = 1,735; \mu_{зТС2} = 1,697; \mu_{зТС3} = 1,624; \mu_{зТС4} = 1,402;$$

- характерна зміна основних параметрів ( $C$ ,  $T^*$  і  $T$ ,  $P^*$  і  $P$ ) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулковому перетині має позитивні значення:

$$p_{ТВТВд} = 0,287; p_{ТВТНд} = 0,107; p_{ТВТТС1} = 0,192; p_{ТВТТС2} = 0,176; p_{ТВТТС3} = 0,15; p_{ТВТТС3} = 0,117.$$



- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження  $n_{тс} = 3700$  об / хв.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна - прототипу.

По результатам третьої частини отримано:

- охолодження повітря перед КНТ без регенерації та підводу тепла перед силовою турбіною не є економічно обґрунтованим. Тому що кількість витрати необхідного палива, для підігріву повітря до заданої температури, зростає, а ефективний ККД зменшується.

- підведення теплоти до газу перед ТС без регенерації та відводу тепла перед компресором також не є економічно обґрунтованим. Тому що кількість витрати необхідного палива, для підігріву газу, зростає. Ефективний ККД (до 7%) та потужність також зростають, що є позитивним фактором. Але й температура газу за турбіною теж зростає. Це показує, що значна кількість теплоти відходить в атмосферу, що є не економічним, так як цю теплоту можливо використати з користю.

- регенерація стає доцільною в комбінуванні з охолодженням ті підігрівом;

- регенеративний цикл з проміжним охолодженням в процесі стиснення і проміжним підігрівом в процесі розширення дозволяє збільшити ефективний ККД циклу, при реальних ступенях охолодження, підігріву та регенування, приблизно на 3%.

В четвертому розділі проведена порівняльна економічна оцінка ефективності заміни двигуна-прототипу проектованим ГТД. Була розрахована економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1кВт потужності при використанні проектованого двигуна з модернізацією. Вона склала  $C=215,40 \frac{\text{грн}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}$ .

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.: Издательский дом МЭИ. – 2006. – 158 с.
2. Смирнов, Д.К. Анализ методов повышения эффективности работы ГТУ [Текст] / Д.К. Смирнов, Т.Ф. Богатова // Конференция молодых ученых: УралЭНИН, ФГАОУ ВО «УрФУ» тез.доклада всероссийской науч. конф. - 2018. – У., 2018. – 16-19.
3. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. Кн. 1-3. [Текст] / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с. (Кн. 1-2), 464 с (Кн. 3).
4. Акулов, К. А. Газотурбинные установки. . [Текст] / К.А. Акулов. – Т.: ТюмГНГУ, 2013. – 32 с.
5. Кирилин .Циклы реактивных двигателей.
6. Цикл ГТУ с регенерацией теплоты отходящих газов // Режим доступа: <http://poznayka.org/s87221t1.html>. Дата обращения 14.12.2020.
7. Иванов, В.А. Повышение эффективности стационарных и судовых газотурбинных установок. Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология., 2012. №2 с. 76-80.
8. Герасименко, В.П. Теория газотурбинных установок. Сборник лабораторных работ. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 34с.
9. Кулагин, В. В., Соколов М. А. Возможность повышения эффективности ГТУ за счёт регенерации тепла. Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета., 2012. №3(34). с. 57-66.
10. Поршаков, Б.П. Эффективность использования газотурбинных установок с регенерацией тепла отходящих газов на магистральных газопроводах. Труды российского государственного университета нефти и газа им. Им. Губкина. 2009. №4 с. 15-24.

11. Худалиев, Ю.М., Шишкин Н.Д. Термодинамический анализ вторичных энергоресурсов турбокомпрессорных газоперекачивающих агрегатов. Вестник АГТУ. 2006. №6 (35) с. 102-107.
12. Вукалович, М.П., Новиков, И.И. Термодинамика. [Текст] / М.П. Вукалович, И.И. Новиков – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.
13. Матвеевко, В.Т. Теплотехнические характеристики когенерационной газотурбинной установки сложного цикла с турбиной перерасширения. [Текст] / В.Т. Матвеевко, В.А. Очеретяный. Пром. Теплотехник. 2006, т. 28, №3. С. 50-53.
14. Шляхтенко С.М. Теория воздушно-реактивных двигателей [Текст] / С.М Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 567 с.
15. Прейскурант на природний газ із ресурсів НАК «Нафтогаз України» з 1 по 31 серпня 2020 року (включно) .  
<http://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/486E117B34CF13EEC2257BCE0041B995>
16. Павленко Г.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок / Г.В. Павленко. -Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. – 64 с.
17. Павленко Г.В. Формирование облика газотурбинных двигателей и газотурбинных установок (различных типов и схем) / Г.В.Павленко. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 2007. – 39 с.
18. Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевого компрессора на ЭОМ / Г.В. Павленко. – Х.: ХАИ, 1985 – 48 с.
19. Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевой газовой турбины на: учеб. пособие / Г.В. Павленко, А.Г. Волон; – Х.: ХАИ, 2007. – 76 с.