

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 «Підвищення ефективності ГТД шляхом утилізації тепла вихідних газів
за допомогою води»

Виконав: студент 6 курсу групи № 261м

спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності))

Петров Є.О.

(прізвище й ініціали студента)

Керівник: Дьомін О.Є.

(прізвище й ініціали)

Рецензент: Рубльов В.І.

(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 магістра
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____ 201

доктор техн. наук, професор

(вчене звання, посада)

Бойко Л. Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

“ _____ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ

Петрову Євгену Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: Підвищення ефективності ГТД шляхом утилізації тепла
вихідних газів за допомогою води

керівник проекту : Дьомін Олександр Євгенійович, к.т.н., доцент каф.201

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

затверджено наказом вищого навчального закладу від “ _____ ” _____ року
№ _____ уч _____

2. Строк подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до проекту розробити газотурбінний привод газоперекачувального агрегату з потужністю 4,6 МВт і частотою обертання ротора нагнітача 8200 об/хв та утилізацією тепла за допомогою води.

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 схеми та параметрів котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння; побудова методики розрахунку котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння; розрахунок котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння; оцінка впливу параметрів котла – утилізатора на ефективність газоперекачувального агрегату з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння; економічна частина.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

аркуш №1 (формат А4) – креслення схеми ГТД з розподілом основних параметрів газу вздовж проточної частини двигуна.

аркуш №2 (формат А3) – схема котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з утилізацією тепла за допомогою води;

аркуш №3 (формат А3) – креслення загального вигляду ГТД;

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Дьомін О.Є. каф. 201 Доц., к. т. н.		
Науково-дослідна частина	Дьомін О.Є. каф. 201 Доц., к. т. н.		
Економічна частина	Дьомін О.Є. каф. 201 Доц., к. т. н.		
Нормоконтролер	Череповська І.В. каф. 201 Інженер		

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	

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
5	Обґрунтування вибору схеми та параметрів котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння	5- й тиждень	
6	Побудова методики розрахунку котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння	8- й тиждень	
7	Розрахунок котла – утилізатора в газоперекачувальному агрегаті з впорскуванням водяного пара в камеру згоряння	9- й тиждень	
8	Оцінка впливу параметрів котла – утилізатора на ефективність газоперекачувального агрегату з регенерацією тепла	10- й тиждень	
9	Економічна частина	10- й тиждень	
10	Остаточне оформлення пояснювальної записки	11- й тиждень	

Студент

_____ (підпис)

Петров Є.О.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту

_____ (підпис)

Дьомін О.Є.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Робота складається з 109 сторінок, 16 таблиць, 34 рисунків, бібл .: 25 наймен.

Тема роботи: «Підвищення ефективності ГТД шляхом утилізації тепла вихідних газів за допомогою води».

Диплом складається з чотирьох розділів:

У першому розділі проведено аналіз стану проблеми з підвищення ефективності ПГУ (STIG) шляхом впорскування пара в камеру згоряння ГТД.

Другий розділ - термогазодинамічний розрахунок двигуна і зрівняння його з параметрами прототипу Д336-1/2-4.

У третьому розділі проведено аналіз застосування впорскування пара в камеру згоряння ГТД, оцінка ефективності використання ПГУ (STIG) та розробка котла-утилізатора.

У четвертому розділі проведено оцінку економічної ефективності застосування впорскування пара.

Робота оформлена відповідно вимогам ДСТУ 300895 "ДОКУМЕНТАЦІЯ. ЗВІТИ У СФЕРІ НАУКИ І ТЕХНІКИ. Структура і правила оформлення" та ДСТУ 8302:2015 "Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання".

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТД, УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА ВИХІДНИХ ГАЗІВ, ВПОРСКУВАННЯ ПАРА

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПГУ (STIG) ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИХІДНИХ ГАЗІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ВОДИ.....	11
1.1 Доцільність застосування впорскування пара в КЗ.....	11
1.1.1 Переваги застосування впорскування пара в КЗ	12
1.1.2 Недоліки застосування впорскування пара в КЗ	14
1.1.3 Переваги використання впорскування пара в КЗ по зрівнянню з впорскуванням в інші січення проточної частини двигуна	16
1.2 Застосування котлів – утилізаторів.....	18
1.2.1 Галузі застосування котлів-утилізаторів	19
1.2.2 Переваги використання КУ.....	20
1.3 Аналіз схем котлів-утилізаторів.....	21
1.3.1 Парові КУ.....	21
1.3.2 Водогрійні КУ	22
1.3.3 Термомасляні КУ	22
1.3.4 Схеми використання котлів-утилізаторів, які використовують “звільнену” теплоту вихідних від газової турбіни газів	23
1.3.5 Котел-утилізатор з незв'язаними контурами.....	29
1.4 Висновки по розділу, мета і постановка задач дослідження.....	31
2. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА І ЗРІВНЯННЯ ЙОГО З ПАРАМЕТРАМИ ПРОТОТИПУ ДЗ36-1/2-4.....	33
2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД.....	33
2.2 Вибір параметрів циклу та обґрунтування ККД елементів ГТД.....	34
2.2.1 Визначення ККД компресора і турбіни	35
2.2.2 Втрати в елементах проточної частини	37

2.3	Термогазодінамичний розрахунок двигуна.....	39
2.4	Формування «вигляду» проточної частини турбокомпресора.....	44
2.5	Газодинамічний розрахунок компресора	48
2.6	Газодинамічний розрахунок турбіни	58
2.7	Висновки по розділу 2	66
3	ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СПРОЕКТОВАНОГО ГТД ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИХІДНИХ ГАЗІВ	69
3.1	Дослідження впливу витрати пара, що вприскується в камеру згоряння ГТД, на параметри ПГУ (STIG).....	69
3.2	Розрахунок котла утилізатора.....	76
3.2.1	Тепловий розрахунок котла-утилізатора	81
3.3	Тепловий розрахунок економайзера	82
3.3.1	Визначення теплофізичних параметрів теплоносіїв	82
3.3.2	Компоновка поверхностей нагріву.....	84
3.4	Тепловий розрахунок випарника.....	89
3.5	Тепловий розрахунок пароперегрівача	90
3.5.1	Визначення теплофізичних параметрів теплоносіїв	90
3.6	Визначення розмірів конвекційної шахти	93
3.6.1	Розрахунок аерогідродинамічного опору шахт	94
3.7	Висновки по розділу 3	98
4	ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАРА	99
	ВИСНОВКИ.....	103
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	107

ВСТУП

При використанні ГТУ в великому обсязі виробляються вихлопні гази, температура яких доходить до декількох сотень градусів. Це величезна кількість теплової енергії, яку ефективно і дієво використовують, включаючи в технологічні схеми установок котли-утилізатори (КУ).

Теплообмінні пристрої, що передають теплову енергію, що міститься у вихлопних газах або високотемпературних газорідних реакційних сумішах, іншим теплоносіям, в якості яких може виступати вода або термальне масло, являють собою КУ. Для роботи КУ не потрібно ніякого додаткового палива, вони працюють тільки за рахунок енергії відпрацьованих газів. У певних модифікаціях є топкові пристрої, коли це стосується переробки деяких вторинних газів. Ці гази мають додаткову горючість, за рахунок чого їх можна допалити і отримати ще більше теплоносія.

Енергія, одержувана за рахунок забору температури у гарячих газів (і їх допалювання для горючих), направляється на забезпечення інших технологічних процесів або інших цілей. Застосування КУ сприяє розвитку енергозберігаючих технологій, а також істотно підвищує ККД.

В даний час комбіновані газопарові установки (КГПУ), в які входять КУ мають широке застосування на Україні. Їх використовують у різних галузях промисловості, особливо в електроенергетиці та судновій енергетиці. Додаткова потужність генерується в результаті вироблення пара в теплоутилізаційних контурах, які в поєднанні з базовими ГТД складають комбіновану газопарову установку.

Парові котли-утилізатори призначені для підвищення ефективного ККД газотурбінної енергоустановки шляхом утилізації отриманням перегрітого пара з можливістю подальшого його використання, для вироблення електроенергії або для інших технологічних потреб, а також для поліпшення екологічних параметрів

енергоустановки за рахунок зниження температури вихлопних газів і рівня шуму. Котли можуть бути встановлені в приміщенні або мати відкриту компоновку.

Підвищення ефективності ГПУ досягається за рахунок подачі пара в парову турбіну або проточну частину з високим рівнем тиску.

В якості основних заходів щодо підвищення економічності ПГУ на практиці застосовуються ТУК одного, двох і трьох тисків, перегрів пара, регенерація пара. При цьому використання ТУК-1, ТУК-2 і ТУК-3 пов'язано з потенційними можливостями поліпшення економічності паросилового циклу за рахунок більш ефективного використання підведеного тепла.

Так само для можливої економії палива газотурбінної установки (ГТУ) застосовується впорскування пара в камеру згоряння (КЗ).

На КЗ з газотурбінним приводом після регенераторів (по ходу вихлопних газів) монтують котли-утилізатори, в яких теплом газів, що відходять, нагрівається вода, що йде на опалювальні потреби КЗ. Застосування КУ підвищує ефективне ККД ГТУ і позбавляє від необхідності пристрою котелень.

В даному дипломному проекті необхідно спроектувати газотурбінний двигун, який би мав високі показники ККД установки і мав би достатній тривалий ресурс роботи, спроектувати КУ для підвищення показників проектного двигуна.

Для цього необхідно виконати: зробити вибір і обґрунтування основних параметрів, виконати термогазодинамічний розрахунок. Провести узгодження параметрів компресора і турбіни. Провести газодинамічний розрахунок компресора і турбіни.

Наступним етапом буде використання впорскування пара до КЗ та оцінка його ефективності. Спроектувати котел-утилізатор для системи STIG.

В економічній частині основним завданням є оцінка економічної ефективності застосування впорскування пара ГТД.

В якості двигуна – прототипу взято газотурбінний двигун розробки ДП "Івченко Прогрес" (м. Запоріжжя, Україна) Д336-1/2-4.

Дані прототипу двигуна Д336-1/2-4:

- 1) ефективна потужність $N_e=4,2$ МВт;
- 2) ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k^*=13,05$;
- 3) температура газу перед турбіною $T_r^*=1187$ К;
- 4) витрата повітря $G_p=27,5$ кг/с;
- 5) частота обертання ротора вільної турбіни – $n_{BT}=8200$ об/хв;
- 6) ефективний ККД $\eta_e = 26,5\%$.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПГУ (STIG) ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИХІДНИХ ГАЗІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ВОДИ

1.1 Доцільність застосування впорскування пара в КЗ

В даний час прогрес в теплоенергетиці і транспортуванні газу, зокрема, в джерелах теплопостачання пов'язують з досить широким впровадженням в практику енергетичних газотурбінних установок (ГТУ). Вироблення електричної енергії в енергетичній ГТУ здійснюється в одній компактній установці на відміну від більш складних і громіздких паросилових установок, що складаються з парового котла, турбіни, електрогенератора і допоміжного тепломеханічного обладнання. Однак ККД по виробленні електроенергії сучасної ГТУ істотно нижче, ніж ККД паротурбінної установки на паровому циклі, що обумовлено наявністю повітряного турбокомпресора, споживана потужність якого становить 40 – 50 % потужності газової турбіни. Тому в сучасній енергетиці, ГТУ в основному використовують спільно з паротурбінними установками, тобто в парогазовому циклі [1, 2].

Спорудження парогазових установок (ПГУ) є основною тенденцією розвитку світової теплоенергетики останнім часом. Комбінація циклів Брайтона і Ренкіна забезпечує підвищення теплової економічності комбінованої установки. На практиці набула поширення ПГУ з котлом-утилізатором. При цьому більша частина потужності комбінованої установки доводиться на ГТУ. У газовій частині ПГУ з котлом-утилізатором атмосферне повітря, стиснене турбокомпресором, надходить в камеру згоряння (КЗ), де до нього при спалюванні палива підводиться теплота. Утворені продукти згоряння змішуються з надлишковим повітрям, і далі газу (робоче тіло) адіабатно розширюються в газовій турбіні, виробляючи роботу,

яка витрачається на обертання турбокомпресора і нагнітача газу. Гази, що йдуть з турбіни направляються в топку котла-утилізатора (КУ) [2].

З метою збільшення теплової економічності параметри робочого тіла ГТУ постійно підвищуються. Одночасно використовуються інші можливості збільшення економічності і питомої потужності установок (проміжне охолодження повітря у компресорі, повторний підігрів робочого тіла ГТУ перед силовою турбіною, впорскування водяного пара і води в газовий тракт установки).

1.1.1 Переваги застосування впорскування пара в КЗ

В останні роки ГТУ з уприскуванням пара отримують все більш широке поширення в багатьох країнах світу. Хороші результати в цьому напрямку можуть бути досягнуті в результаті використання ГТУ з уприскуванням пара в складі комбінованих установок, що дозволяє збільшити питому потужність і ККД установки, зменшити шкідливі викиди, а також збільшити загальний коефіцієнт використання теплоти палива. Вже зараз ККД ГТУ з уприскуванням пара досягає 50 – 52 %, а коефіцієнт використання теплоти палива знаходиться в межах 90 % [1, 3]. Крім того, подача в камеру згоряння газотурбінної установки зволоженого повітря зменшує концентрацію оксидів азоту в продуктах згоряння і кількість викидів в атмосферу і збільшує термін служби високонапружених елементів газотурбінної установки за рахунок зниження температури газів в камері згоряння.

За результатами аналізу роботи ГТУ – 25 на базі двигуна НК- 37 при впорскуванні водяного пара в КЗ [4] були зроблені наступні висновки, щодо доцільності застосування даного методу для підвищення ефективності ГТУ:

- зі збільшенням витрати водяної пари, що впорскується в КЗ ГТУ зростає ККД ТСТ;

- ККД ТНТ в меншій мірі залежить від $G_{\text{пара}}$;
- ККД СТ при збільшенні витрати пара зменшується;
- ефективний ККД ГТУ зростає значно, але при деякому його зменшенні при відносній витраті водяного пара $G_{\text{пара}} = 1 \%$;
- коефіцієнт корисної роботи установки при $G_{\text{пара}} > 1 \%$ збільшується значно;
- застосування уприскування пара в КЗ обумовлює зниження питомих витрат палива на вироблення електричної енергії.

Найбільшим виробником ГПУ-STIG є фірма “General Electric”. Її ГПУ працюють у багатьох країнах світу, в тому числі в Китаї та Японії. У 1988 році в Японії увійшла в стрій одна з найбільш потужних у світі газопарова ТЕС “Фудзі”. Вона складається з чотирнадцяти одновальних газопарових моноблоків STIG 109E (рис. 1.1) загальною потужністю 2000 МВт, причому можливість послідовного їх включення забезпечує постійний ККД (48%) в діапазоні навантажень від 100 до 14%. ТЕС “Фудзі” – одна з 10-ти передбачуваних до будівництва японських ПГУ ТЕС [5]. Безповоротна втрата з вихлопними газами хімічно очищеної котлової води є основним недоліком ГПУ типу STIG і він усувається в установці під назвою “Водолій”, в якій здійснюється конденсація водяних парів, що містяться у вихлопних газах, в контактному конденсаторі на виході з котла-утилізатора.

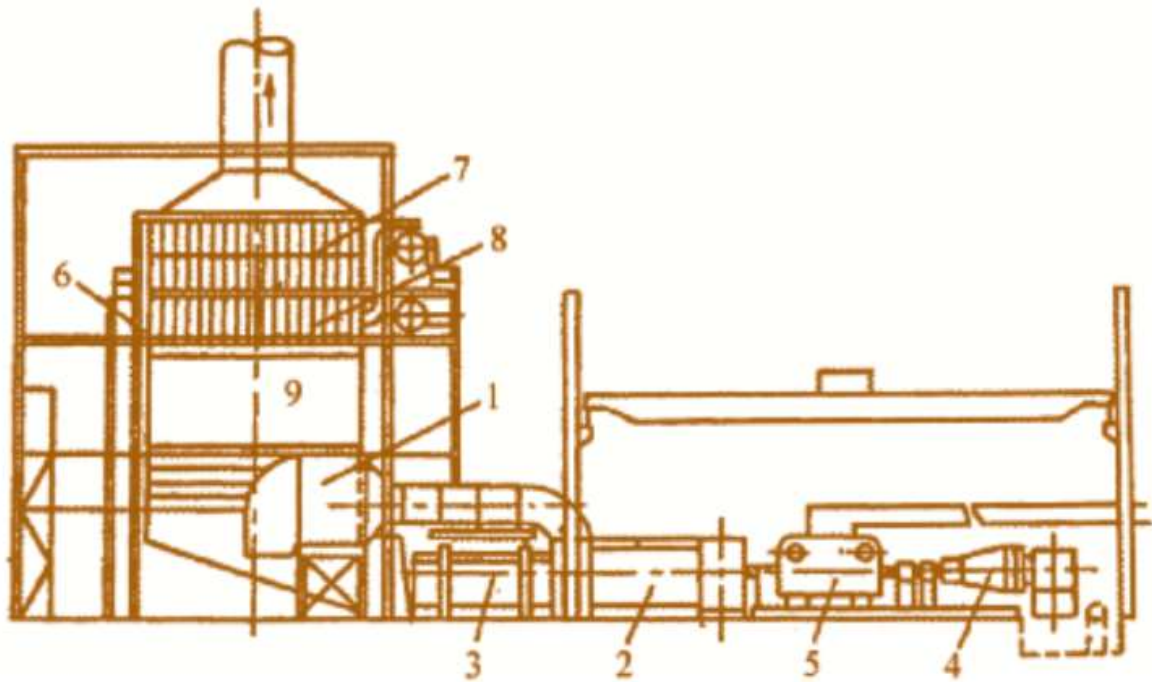


Рисунок 1.1 – ГПУ блок STIG 109Е електростанції “Фудзі”:

1 – повітрязабірна камера, 2 – ГТУ, 3 – блок допоміжного обладнання, 4 – парова турбіна, 5 – загальний електричний генератор, 6 – котел, 7 – економайзер та випарник низького тиску, 8 – економайзер та випарник високого тиску, 9 – установка для видалення окисів азоту.

1.1.2 Недоліки застосування впорскування пара в КЗ

Впорскування водяного пара можна здійснювати в камеру згорання або в турбокомпресор ГТУ. Технічна складність організації конденсації пара зі парогазової суміші в ПГУ і пов’язана з цим необхідність постійної роботи досить потужною водопідготовчою установки є головним недоліком ГТУ з уприскуванням водяного пара (ПГУ монарного типу).

Одна з істотних відмінностей енергетичних ГТУ з уприскуванням водяного пара в камеру згорання від ГТУ, які працюють без уприскування води або водяної

пари, полягає в істотній зміні співвідношення робочих тіл, що проходять через турбокомпресор і газову турбину, що призводить до необхідності відповідного збільшення площ прохідних перетинів проточної частини газового тракту (ГТ). Можливе рішення – це збільшення швидкості робочого тіла в проточній частині установки, що призводить до зниження ККД ГТУ [6].

Газотурбінні установки, в які впорскується вода або водяна пара, повинні бути розраховані на деяке збільшення ефективного січення проточної частини ГТ. Крім того, перевищення допустимого рівня уприскування може зменшити запас стійкості турбокомпресора по помпажу.

Відпрацьовані в газовій турбіні і охолоджені в котлі-утилізаторі газу відводяться в навколишнє середовище за допомогою газовідвідної (димової) труби. Газовідвідна труба-це досить дорога споруда, що вимагає постійного обслуговування. Для зниження експлуатаційних витрат і капітальних вкладень у будівництво теплових електростанцій, забезпечених парогазовими установками, в роботі [7] запропонована тепла схема ПГУ, в якій відведення газів в навколишнє середовище здійснюється через градирню. У цьому випадку на електростанції не потрібно споруджувати і експлуатувати газовідвідну димову трубу. Для цього в витяжній вежі градирні встановлюється розподільний пристрій, що складається з двох з'єднаних між собою патрубком кільцевих перфорованих колекторів змінного поперечного перерізу. Відвідні газу по газоходу направляються в розподільний пристрій, за допомогою якого рівномірно перемішуються з рухомими в витяжній вежі градирні підігрітим атмосферним повітрям і разом з ним відводяться в атмосферу і розсіюються в ній.

1.1.3 Переваги використання впорскування пара в КЗ по зрівнянню з впорскуванням в інші січення проточної частини двигуна

В якості об'єкта дослідження уприскування води і підведення пара була обрана газотурбінна установка ГТЕ - 65 розробки ОАО “Силові машини” [8].

Сучасна стаціонарна газотурбінна установка ГТЭ - 65 [9]. призначена для приводу електричного генератора при несенні базової, напівпікової і пікової навантажень, як автономно, так і в складі парогазового циклу. Установка виконана по простій тепловій схемі у вигляді одновального двохопорного турбокомпресора з частотою обертання ротора 5441 об/хв і приводом електрогенератора через редуктор.

Дослідження уприскування води і підведення пара в різні січення (впорскування води у вхідний пристрій, підводу пара в зону горіння з підтриманням температури газу перед турбіною, рівною 1553,15 К та підводу пара перед турбіною) проточної частини установки проводилося за допомогою програмного комплексу “ГРАД ЄУ” [10] на базі математичної моделі ГТЕ - 65 з урахуванням всіх її технічних характеристик і параметрів.

Математична модель складалася на підставі конструктивної схеми установки ГТЭ - 65. Відповідно до неї викреслювалася функціональна схема (рис. 1.2), яка включає в себе: вхідний пристрій (ВхП), компресор (К), агрегати (А), перехідний канал (ПК), камеру згоряння (КЗ), перехідний канал (ПК), турбіну (Т), вихідний патрубок (ВП).

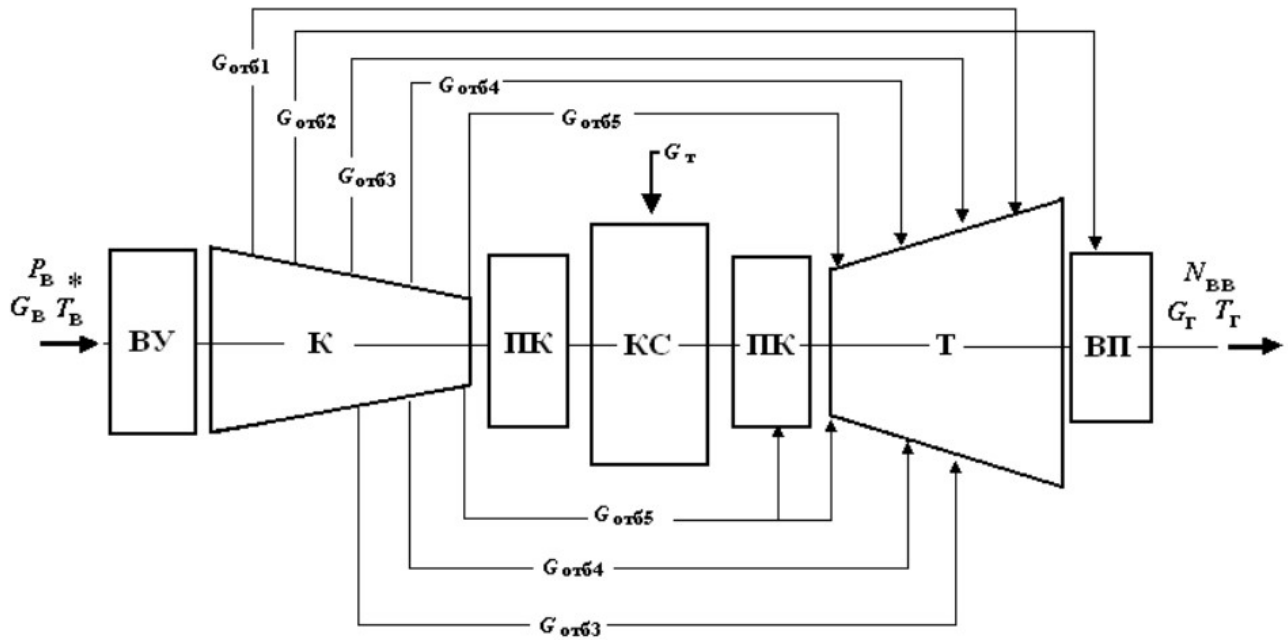


Рисунок 1.2 – Функціональна схема ГТЕ – 65

Основними параметрами газотурбінної установки ГТЭ – 65 були:
 $N_{e_{\text{ВВ}}} = 63,35 \text{ МВт}$, $\eta_{\text{еф}} = 33,757 \%$.

По завершенню проведених досліджень аналіз результатів показав наступне:

1. Максимально можливий впрыск води в кількості $7,91 \text{ кг/с}$ (теоретично можливо випарувати в компресорі до входу в камеру згоряння) з температурою $288,15 \text{ К}$ (15°C) на вході в компресор низького тиску дозволяє підвищити ефективний ККД на $3,56 \%$ в порівнянні з базовим двигуном. Потрібна потужність на привід компресора зі збільшенням уприскування знижується, потужність установки збільшується до $96,13 \text{ МВт}$.

2. Підведення пара в зону горіння, за умови підтримки температури 1553К на вході в турбіну, веде до підвищення потужності ГТЭ - 65 до $79,8 \text{ МВт}$, ефективний ККД збільшується до $36,97\%$, при цьому геометрія проточної частини турбіни залишається незмінною.

3. При підводі пара перед турбіною ефективний ККД установки збільшується до $36,79\%$, потужність збільшується до $69,79 \text{ МВт}$. Геометрія проточної частини турбіни залишається базовою.

1.2 Застосування котлів - утилізаторів

До котлів-утилізаторів відносяться установки, без яких основний технологічний процес може протікати без змін.

У всіх без винятку установках одним з основних факторів є вибір виду і параметрів охолоджуючого середовища. У котлах, що використовують вторинні енергоресурси, здійснюють підігрів мережевої води. Котли виробляють насичений або перегрітий пар. Вибір параметрів пара визначається властивостями теплоносія, його хімічним складом (запиленість, корозійна активність), а також кількістю тепла, що міститься в відхідних газах; можливостями використання тепла на місці (тепловою схемою технологічного процесу) на технологічні потреби, теплопостачання або вироблення електроенергії [11, 12]. У зв'язку з цим вибору параметрів пара для кожного об'єкта використання має бути приділено велику увагу.

Розробка заходів по використанню пара за рахунок вторинних енергоресурсів на технологічні потреби, вироблення електроенергії, теплопостачання і в комбінованих схемах вимагає детального вивчення теплових балансів виробництв і розробки типових рішень з урахуванням техніко - економічного обґрунтування по використанню пара від котла. Параметри пара також залежать від стабільності роботи (технологічного режиму) основного агрегату - печі.

Техніко - економічне обґрунтування повинно проводитися при виборі типу котла для кожного конкретного випадку.

Таким чином, використання вторинних енергоресурсів будь-яких видів в технологічних процесах пов'язане з підвищенням енергетичної ефективності, поліпшенням показників технологічних процесів і умов навколишнього середовища, тобто в єдиний процес зведені технологія і енергетика.

Котли - утилізатори можна класифікувати за:

- галузями промисловості, в яких використовуються вторинні енергоресурси: котли для чорної і кольорової металургії, хімічної промисловості;

сірчанокислотного і азотного виробництв, целюлозно-паперової, будівної, нафтопереробної та нафтохімічної промисловості;

- рівнем температур використовуваного в котлах теплоносія: високо-температурні (температура газів перед охолодженням в котлі $> 1000^{\circ}\text{C}$) і низькотемпературні (температура газів $< 1000^{\circ}\text{C}$);

- технологічними агрегатами, за якими або в яких установлюються тепловикористовуючі котли: за мартенівськими печами, конвертерами, випалювальними з киплячим шаром, ф'юмінгованих, нагрівальними, жужелесублімаційними, прокалочними, шахтними, відбивними печами, за печами кислородно-зваженої плавки, сухого гасіння коксу і ін.;

- способом передачі тепла в поверхнях нагріву: конвективні (тепло від газів переважно віднімається конвекцією); радіаційні (тепло переважно передається радіаційним способом); радіаційно-конвективні;

- конструктивною ознакою: газотрубні; водотрубні (з примусовою або природною циркуляцією пароводяної суміші).

1.2.1 Галузі застосування котлів-утилізаторів

Котли-утилізатори використовуються в різних галузях промисловості:

- нафтохімічній та нафтопереробній промисловості;
- хімічній промисловості;
- чорній і кольоровій металургії;
- целюлозно-паперовій промисловості;
- для азотного і сірчанокислого виробництва та ін.

Широке поширення КУ отримали на нафтопереробних і металургічних заводах.

На НПЗ застосовуються термомасляні котли-утилізатори, в яких температура теплоносія може досягати 350°C [13]. Цієї температури цілком достатньо для

того, щоб постійно підтримувати нафтопродукти з високою в'язкістю, такі як мазут, гудрон і бітум, в рідкому стані. Це дає можливість в будь-який момент зробити перекачування нафтопродуктів і їх відвантаження споживачеві.

На металургійних заводах за допомогою котлів-утилізаторів тепло відхідних газів передається воді. В результаті цього утворюється велика кількість пару, частина з якого служить для забезпечення процесу плавки сталі, а частина йде на побутові потреби (опалення, підігрів води).

1.2.2 Переваги використання КУ

До переваг КУ можна віднести:

1. Істотне підвищення економічного ефекту виробництва. Звільнену і отриману теплову енергію можна використовувати в якості перетворень в механіку, що дозволяє забезпечити автономність джерел енергії котлів-утилізаторів;

2. Захист навколишнього середовища від витоків і забруднень; доцільність застосування даного виду обладнання обумовлена і чинним законодавством в області захисту екології та навколишнього середовища;

3. Раціональне використання палива;

4. Використання енергозберігаючих циклів виробництва.

1.3 Аналіз схем котлів-утилізаторів

1.3.1 Парові КУ

Парові КУ призначені для отримання перегрітого пара з різним тиском і температурою і можливістю подальшого його використання для вироблення електроенергії або для технологічних потреб.

По відносному руху теплообмінних середовищ (димових газів, води і пара) парові котли можуть бути підрозділені на дві групи:

- водотрубні котли;
- газотрубні (жаротрубні, димогарні) котли.

У водотрубних - всередині труб рухається вода і пароводяна суміш, а димові гази омивають труби зовні.

За принципом руху води і пароводяної суміші водотрубні КУ поділяються на:

- барабанні (з природною і примусовою циркуляцією: за один прохід по випарних поверхнях випаровується лише частина води, інша повертається в барабан і проходить поверхні багаторазово);
- прямоточні (середина між входом і виходом котла рухається послідовно, не повертаючись).

У газотрубних - димові гази проходять всередині труб, а теплоносій омиває труби зовні. Область застосування водотрубних котлів значно ширше [14], особливо якщо потрібно пар високого тиску. ККД його значно вище, ніж газотрубного котла, оскільки зовнішня поверхня нагріву може бути збільшена без особливих труднощів.

Газотрубні котли широко поширені в багатьох галузях промисловості, зазвичай найбільш дешеві і менш сприйнятливі до забруднення з боку газу, не вимагають спеціальної обмурівки, характеризуються високою газощільністю,

простотою виготовлення, монтажу, обслуговування і зниженими вимогами до живильної води.

1.3.2 Водогрійні КУ

Призначені для отримання гарячої води заданих параметрів, застосовують для постачання підігрітої води для систем опалення та вентиляції, побутових і технологічних споживачів.

1.3.3 Термомасляні КУ

Використання термічного масла в якості теплоносія для підведення теплової енергії в різних технологічних процесах в промисловості є більш кращим ніж нагрівання паром, так, як дозволяє отримати високі температури при низьких тисках, що здешевлює вартість основного обладнання. При низькому тиску, малій в'язкості і високій термічній стійкості термічне масло забезпечує швидке і легке управління температурою технологічного процесу, що є обов'язковою умовою в багатьох випадках для забезпечення рівномірного нагріву продукту.

Внаслідок його високої гнучкості багато промислових технологій, розроблених в останнє десятиліття (наприклад: виробництво поліестерних смол, синтетичних смол, термопластичних матеріалів і т. д.) використовують термічне масло при температурах навіть вище, ніж 340°C. Термічні масляні нагрівачі є новим рішенням для виробництва у таких пропромислових процесах, де потрібні високі технологічні температури [15]. У ряді випадків, використання термомасляних котлів, а не парових котлів, більш прийнятно, для виробництва тепла, завдяки більш низькій вартості.

1.3.4 Схеми використання котлів-утилізаторів, які використовують “звільнену” теплоту вихідних від газової турбіни газів

Схема когенераційної установки з байпасом (перепуском) котла утилізатора представлена на рисунку 1.3.

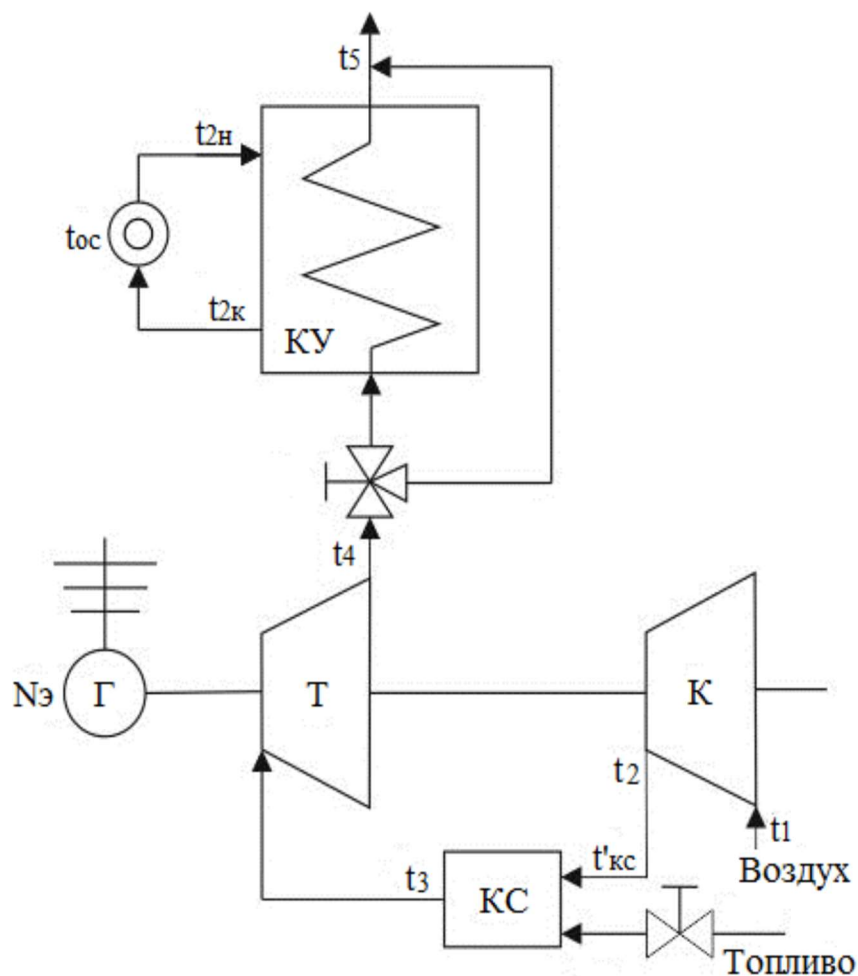


Рисунок 1.3 - Схема когенераційної установки з байпасом котла утилізатора

Перевагою даної схеми є можливість забезпечити збільшення теплової потужності котла-утилізатора для зимового періоду з пониженими температурами навколишнього середовища за рахунок байпаса котла-утилізатора. Однак такий спосіб регулювання відпускання тепла значно знижує можливий ККД установки, тому що зайве тепло в більш теплу пору року марно втрачається.

Другий варіант схеми (рис. 1.4) дозволяє підвищити економічність установки за рахунок використання тепла газів, що йдуть через байпас в обхід КУ, для підігріву повітря після компресора в газо-повітряному підігрівачі.

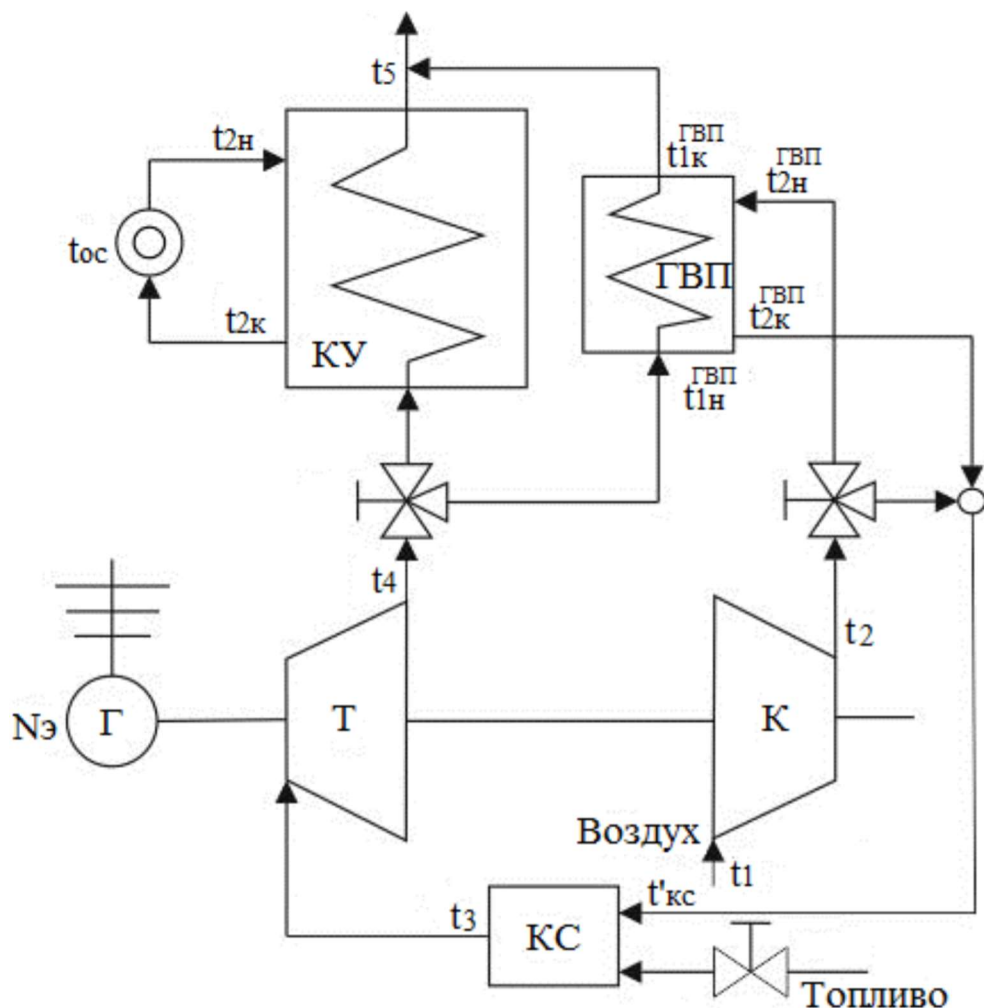


Рисунок 1.4 - Схема когенераційної установки з частковим підігрівом повітря після компресора

При такому варіанті схеми загальний ККД установки збільшується за рахунок підвищення температури повітря на вході в камеру згорання, і як наслідок, знижується витрата палива.

Третій варіант технологічної схеми КУ (рис. 1.5) передбачає використання всієї теплоти вихідних газів котла-утилізатора, наприклад, для потреб тепlopостачання.

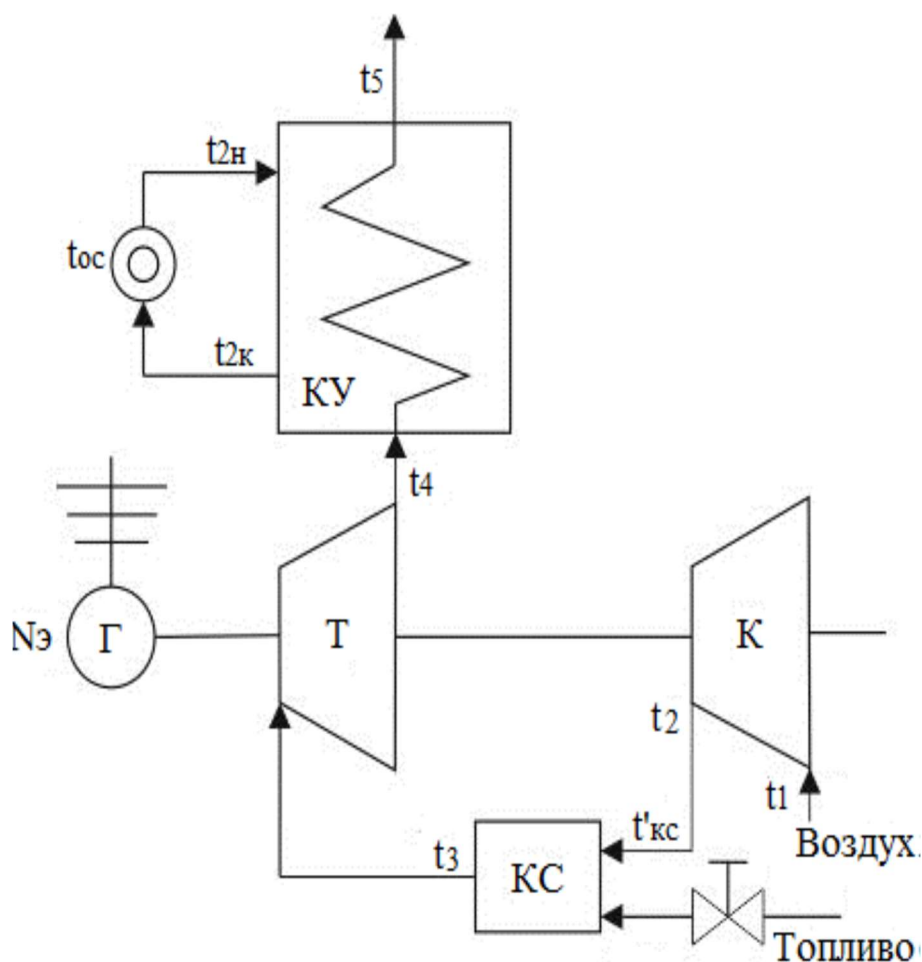


Рисунок 1.5 - Схема когенераційної установки з утилізацією тепла вихідних газів котла-утилізатора

У даній схемі значення загального ККД установки вище, ніж в попередній схемі, незважаючи на більшу витрату палива, за рахунок збільшення ККД теплової частини установки.

Головним достоїнством даної технологічної схеми є простота і дешевизна. А недоліком, відсутність можливості регулювання відпуску теплової енергії в разі зміни теплового навантаження або сезону.

Четвертий варіант технологічної схеми поєднує переваги першої і другої схем і представлений на рисунку 1.6.

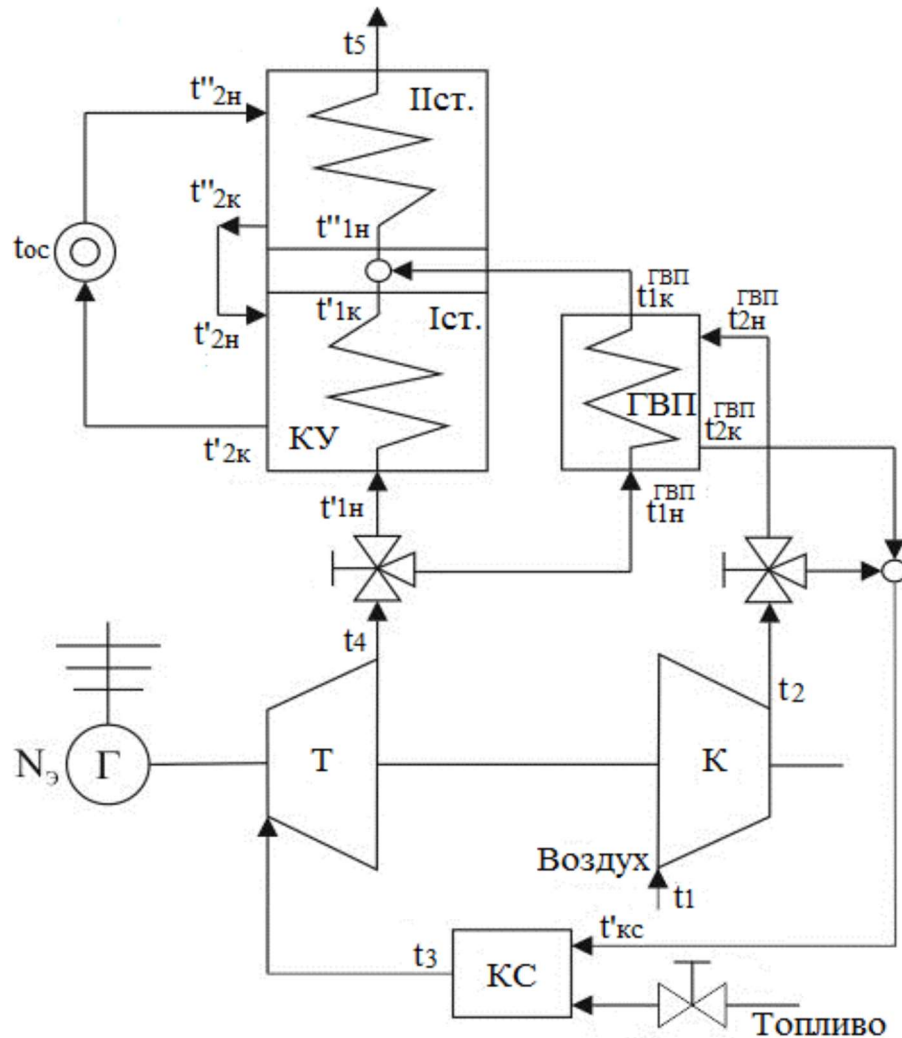


Рисунок 1.6 - Схема когенераційної установки з частковим підігрівом повітря і двоступеневим КУ

У цій схемі котел-утилізатор має дві ступені і тепло газів, після газо-повітряного підігрівача, використовується в другому ступені КУ.

Також широкий розвиток в останнє десятиліття комбінованих парогазових установок (ПГУ) теплових електростанцій, а також когенераційних установок, що мають високий коефіцієнт корисної дії за рахунок спільного вироблення електричної і теплової енергії, зумовило необхідність створення для них спеціальних котлів-утилізаторів.

Котли-утилізатори, що застосовуються в парогазових установках (рис. 1.7), призначені для отримання пара середнього і високого тиску, який в подальшому

використовується в паровій турбіні. Джерелом енергії, що утилізується таким котлом утилізатором, є вихідні від газової турбіни газу. Конструкція котла-утилізатора парогазової установки визначається температурою вихідних газів (450 – 550 °С), а також потужністю парової турбіни.

Котел-утилізатор парогазової установки являє собою водотрубний барабанний агрегат з конвективними поверхнями нагріву і багатократною примусовою циркуляцією. Залежно від потужності парової турбіни вони можуть бути як одноконтурними, так і мати два незалежних контури з різними тисками пара.

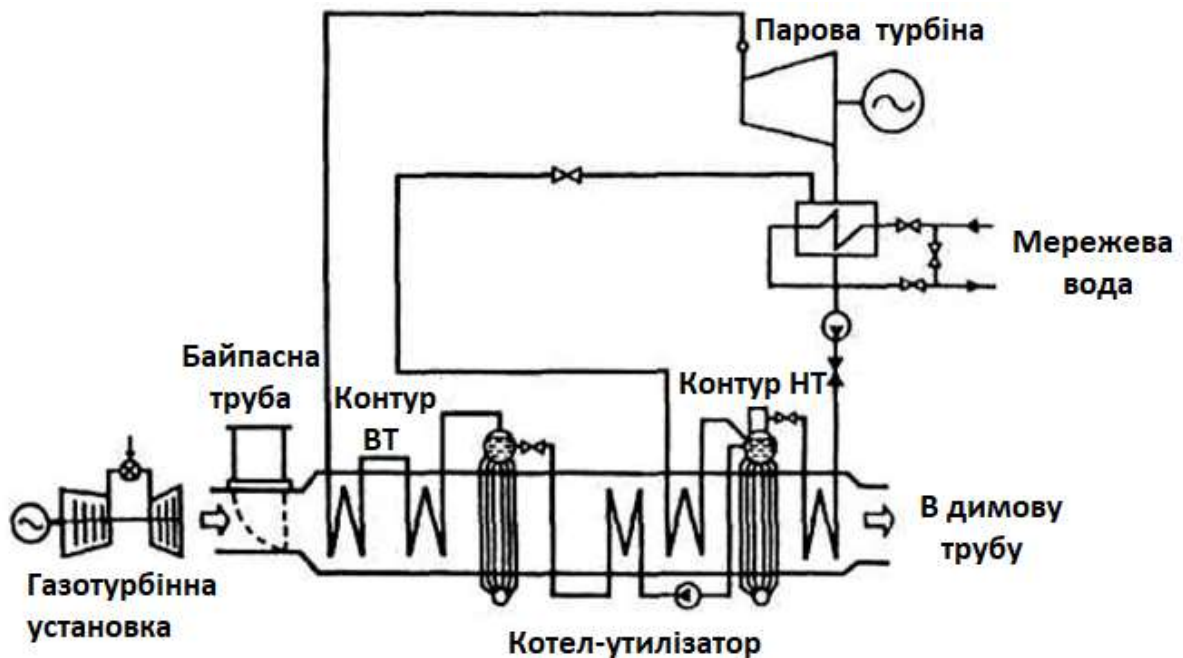


Рисунок 1.7 - Принципова схема котла-утилізатора в системі ПГУ–ТЕЦ

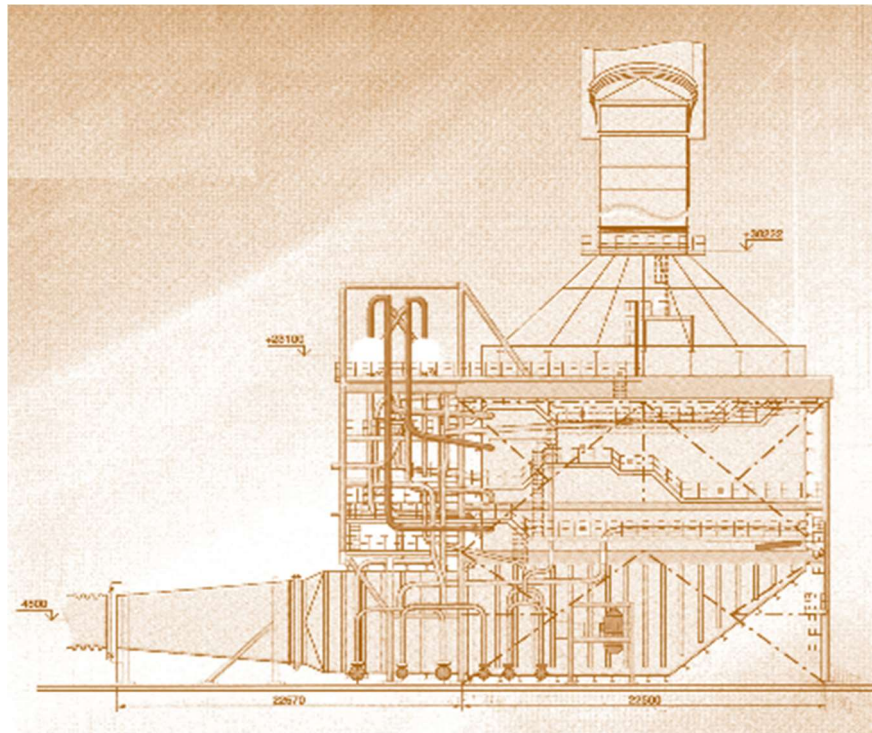


Рисунок 1.8 - Загальна схема котла-утилізатора П-90 для ПГУ потужністю 450 МВт в розрізі

Барабанні котли-утилізатори призначені для вироблення пара високого тиску (8 МПа), низького (0,65 МПа) тиску і гарячої води за рахунок утилізації тепла вихлопних газів, що надходять після газотурбінної установки (ГТУ). Такі парогазові установки (ПГУ) з газовою турбіною типу V-94,2 потужністю 150 МВт працюють на території Росії (наприклад на північно-західній ТЕЦ в Санкт-Петербурзі).

Котел-утилізатор виконаний однокорпусним вертикального компонування з примусовою циркуляцією середовища в випарних контурах високого і низького тиску з підвіскою поверхонь нагріву до власного каркасу через проміжні металоконструкції (рис. 1.8).

За рахунок металевої обшивки котел-утилізатор виконаний газоцільним. Пароводяний тракт складається з окремих контурів високого і низького тиску. Контур високого тиску включає економайзерну, випарну і пароперегрівальну поверхню, контур низького тиску - випарну і пароперегрівальну поверхню. Поверхні нагріву котла-утилізатора виконані з труб зі зовнішнім спіральним

оребрінням. Паропродуктивність контуру високого тиску становить 242 т/год, низького – 56 т/год.

Робочий діапазон регулювання навантаження котла-утилізатора становить 100 % - 50 % номінальної.

Регулювання тиску і температури пара в котлоагрегаті не передбачається, так як він повинен працювати при ковзних параметрах пара, що визначаються витратою і температурою газів, що надходять в котел від ГТУ, і паровою турбіною.

В результаті шляхом утилізації тепла вихідних газів ГТУ виробляється до 30 % повної потужності ПГУ, а ККД установки підвищується до 52 % - 54 %, а в ряді випадків і до 60 %.

Котли-утилізатори когенераційних установок утилізують тепло вихідних газів від газових турбін або поршневих двигунів і призначені для отримання пара, використовуваного для технологічних потреб або підігріву мережевої води систем тепlopостачання. Вони виконуються одноконтурними з примусовою циркуляцією.

1.3.5 Котел-утилізатор з незв'язаними контурами

У котлі-утилізаторі з незв'язаними контурами [16] контур низького тиску живиться киплячою рідиною з деаератора Д, контур високого тиску - киплячою рідиною з деаератора Д. Контур низького тиску складається з постачального насоса низького тиску ПННТ, економайзера низького тиску ЕКНТ, випарника низького тиску ВНТ, барабана низького тиску БНТ і пароперегрівача низького тиску ППНТ. Пар з ППНТ направляється на потреби споживачів і в частину середнього тиску ЦНТ парової турбіни. Контур високого тиску складається з постачального насоса високого тиску ПНВТ, економайзера високого тиску ЕКВТ, випарника високого тиску ВВТ, барабана високого тиску БВТ і пароперегрівача

високого тиску ППВТ. Пар з ППВТ направляється в циліндр високого тиску парової турбіни.

Для забезпечення нормальної роботи деаератора Д і зниження температури газів котла-утилізатора здійснюється підігрів конденсату після конденсатора парової турбіни в газовому підігрівачі конденсату ГПК. Схема котла утилізатора представлена на рисунку 1.9.

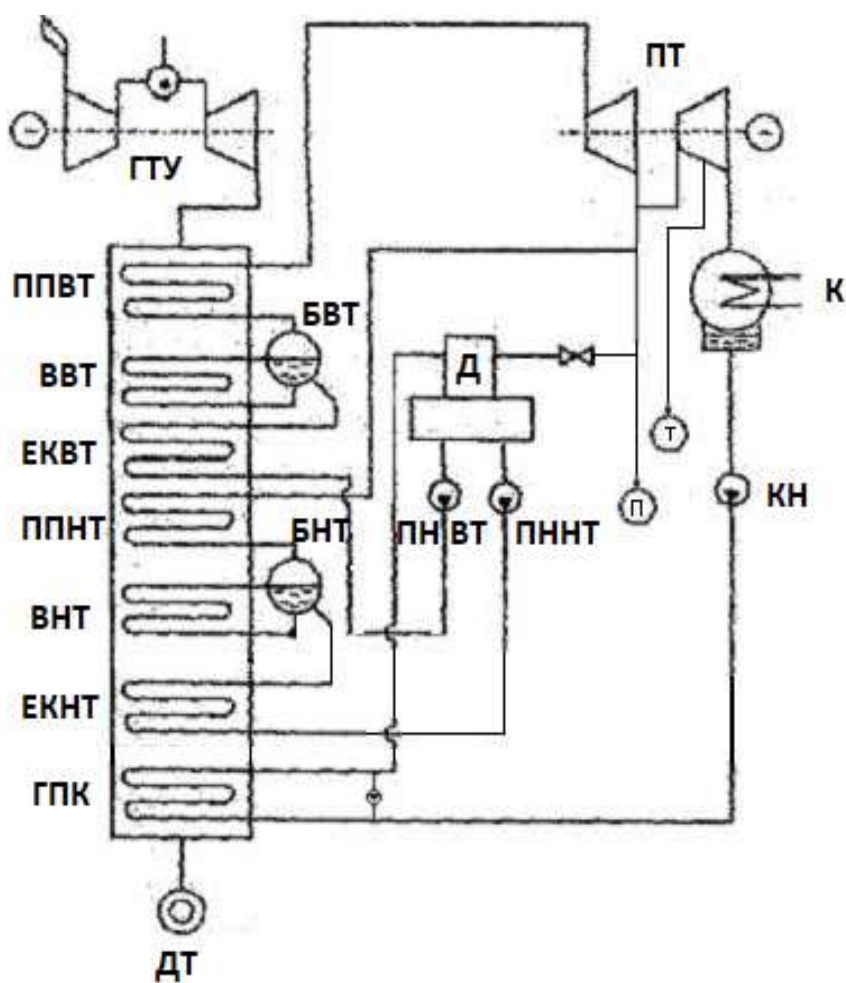


Рисунок 1.9 - Схема КУ з незв'язаними контурами

1.4 Висновки по розділу, мета і постановка задач дослідження

1. В результаті розгляду відкритих джерел та аналізу переваг застосування ПГУ STIG, а також накопиченого досвіду використання STIG (як на основі двигунів для приводу генераторів так і ГПА) і парку ГТД ГПА, який потребує модернізації, можна зробити висновок, що застосування ПГУ STIG на основі ГТД Д-336-1/2-4 є досить перспективним, з точки зору: термінів проектування, економічних витрат та досвіду експлуатації ГТД з ними.

2. Аналіз досліджень, наведених у відкритих джерелах, показав, що головною перевагою ПГУ-STIG є значно більший приріст потужності відносно початкової ГТУ, чим в бінарній ПГУ. Цей приріст досягається збільшенням витрати робочого тіла (без збільшення потужності на привід компресора), виключенням значної частини витрати зжатого повітря на охолодження лопаток та камери згоряння ГТУ.

3. Для кращої енергоефективності ГПА доцільно застосувати КУ, що дозволить знімати додаткову потужність.

4. Виходячи із заданої потужності і сучасних вимог до ГТП ГПА, доцільно обрати схему ГТУ з двохкаскадним компресором і вільною силовою турбіною.

В даній схемі доцільно застосувати КУ.

Метою роботи є підвищення ефективності приводів ГПА, на основі існуючого виробництва газотурбінних приводів ГПА з двохвальними газогенераторами, за рахунок впорскування пара в КЗ ГТД.

Об'єктом дослідження є підвищення ефективності проектного двигуна за рахунок впорскування пара в КЗ ГТД.

На основі аналіз стану проблеми з підвищення ефективності ГТД ГПА шляхом впорскування пара в КЗ ГТД, для реалізації зазначеної мети, передбачається розв'язання наступних завдань:

1 Спроекувати ГТД відповідно до завдання, для чого зробити:

- 1.1. термогазодинамічний розрахунок ГТД
- 1.2. газодинамічне проектування багатоступеневого вісьового компресора і турбіни
2. спроектувати котел-утилізатор для роботи ГТД по схемі STIG;
3. провести оцінку економічної ефективності застосування впорскування пара в КЗ.

2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА І ЗРІВНЯННЯ ЙОГО З ПАРАМЕТРАМИ ПРОТОТИПУ ДЗ36-1/2-4

2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД

Двигун, який проектується, призначений для привода нагнітача природного газу.

Тип ГПА: ГПА-Ц-4А/76-1,7.

Номінальна потужність 4,3 МВт, політропічний ККД - 77,5 %.

Відношення тисків (ступінь підвищення) = 1,7.

Комерційна продуктивність $Q = 166,73 \text{ м}^3/\text{с}$.

$n_{\text{вт}} = 8200 \text{ об/хв}$ - номінальна частота валу.

У роботі обрано безредукторна схема, при цьому $n_{\text{ст}} = n_{\text{н}} = 8200 \text{ об/хв}$.

Безредукторна схема приведена на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1 - Схема трансмісії

Потужність вільної турбіни обчислюється за такою формулою:

$$N_{\text{тс}} = N_{\text{н}} \cdot K_{\text{зап}} = 4,3 \cdot 1,07 = 4,6 \text{ МВт},$$

де $K_{\text{зап}}$ - коефіцієнт запасу потужності, що враховує втрати потужності в процесі

експлуатації при зносі та забрудненні проточної частини. Приймаємо $K_{\text{зап}} = 1,07$.

2.2 Вибір параметрів циклу та обґрунтування ККД елементів ГТД

Проектування двигуна проведено на розрахунковому режимі, при якому вважають всі розміри, прохідні перетини елементів і частоти обертання роторів вважають зафіксованими.

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи як силової установки. Розрахунок виконується для $G_{\text{п}}=1$ кг/с.

У розрахунку обчислюють параметри в характерних перетинах двигуна. Ці дані в подальшому використовуються для узгодження параметрів компресора і турбіни, а також формування вигляду двигуна.

Основними вимогами до даного двигуна є: висока економічність (малі значення питомої витрати палива) і висока питома потужність.

Перед вибором основних параметрів двигуна необхідно визначити розрахунковий режим.

Виходячи з призначення і умов експлуатації двигуна вибирають параметри циклу (π_k^* і T_{Γ}^*), а також вузлів ($\sigma_{\text{вх}}$, η_k , $\sigma_{\text{кс}}$, η_{Γ} , η_{Γ}^* , $\sigma_{\text{рн}}$, C_c) і відповідний їм розрахунковий режим роботи.

Якщо вибір параметрів розрахункового режиму правильний, то забезпечується найбільш прийнятне 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, для забезпечення надійності на нерозрахованих режимах та ін.

Основними параметрами робочого процесу двигуна при постійних умовах на вході в ГТД, що суттєво впливають на його питомі параметри, є температура газу

T_{Γ}^* і ступень підвищення тиску в компресорі π_{κ}^* .

Збільшення температури газів перед турбіною дає ряд плюсів: збільшення питомої потужності двигуна, зменшення габаритних розміру і маси двигуна. Підвищення температури газу перед турбіною покращує також економічність двигуна. Для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу ($T_{\Gamma}^* > 1250\text{K}$) необхідно застосовувати охолоджувані лопатки. Виходячи з умови використання конструкційних матеріалів двигуна-прототипу приймаємо T_{Γ}^* : 1097; 1147; 1197; 1247; 1297 К.

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає збільшення значення ступеня підвищення тиску (π_{κ}^*) в компресорі. Вибір високих значень π_{κ}^* при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступеней компресора і перших ступеней турбіни, що призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток.

2.2.1 Визначення ККД компресора і турбіни

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_{\kappa} = \eta_{\kappa}^* * \eta'_{\text{m}},$$

де η_{κ}^* - ізоентропічний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку, η'_{m} - механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах, $\eta'_{\text{m}} = 0,985 \dots 0,995$. Приймаємо $\eta'_{\text{m}} = 0,99$.

Величина ізоентропічного ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{*\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_K^{*\frac{K-1}{K} \eta_{ст}^*} - 1},$$

де $\eta_{ст}^*$ - середнє значення ККД ступенів компресора, на розрахунковому режимі. Середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих вісьових компресорах сучасних двигунів лежить в межах $\eta_{ст}^* = 0,88...0,9$. Приймаємо $\eta_{ст}^* = 0,9$.

Таким чином, отримано залежність η_K від π_K^* представлену в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Залежність η_K від π_K^*

Величина	Значення									
π_K^*	5,35	6,35	7,35	8,35	9,35	10,35	11,75	13,15	14,55	15,95
η_K	0,866	0,863	0,861	0,858	0,857	0,855	0,853	0,851	0,849	0,848

Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендовано [6] використовувати наступну формулу:

$$\eta_T^* = \eta_{Т.неохол}^* - 0,000125 \cdot (T_T^* - 1250),$$

де $\eta_{Т.неохол}^*$ - ККД неохолоджуваної турбіни.

Неохолоджені турбіни необхідно застосовувати при температурі $T_T^* < 1250$ К. ККД неохолоджуваної турбіни приймаємо $\eta_{Т.неохол}^* = 0,900$ з діапазону $\eta_{Т.неохол}^* = 0,9...0,92$.

Приймаємо ККД силової турбіни $\eta_{тс} = 0,900$, так як, $\eta_{Т.неохол}^* = \eta_{тс} = 0,900$.

Таким чином, отримали значення η_{TK}^* в залежності від T_{Γ}^* які представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Значення η_{TK}^* від T_{Γ}^*

Величина	Значення				
T_{Γ}^*, K	1097	1147	1197	1247	1297
η_{TK}^*	0,90	0,90	0,90	0,90	0,894

2.2.2 Втрати в елементах проточної частини

Вхідний пристрій двигуна дозвукового з криволінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв становить $\sigma_{вх} = 0,97 \dots 0,99$. Якщо на вході в двигун є пілозахисні пристрої, втрати повного тиску зростають до $\sigma_{вх} = 0,92 \dots 0,96$.

Так як проєктований привідний ГТД для газоперекачувального агрегату (ГПА), то його експлуатація ведеться в наземних умовах, що вимагає установки системи складних каналів підведення повітря (робочого тіла) до двигуна і установки засобів пилоловлювання. У зв'язку з такими умовами роботи приймаємо $\sigma_{вх} = 0,96$.

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

$$\sigma_{КЗ} = \frac{P_{\Gamma}^*}{P_{К}^*} = \sigma_{Гідр}^* \cdot \sigma_{Тепл} \cdot$$

Гідравлічний опір визначається, в основному, втратами в дифузори, фронтовому пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ($\sigma_{\text{гидр}} = 0,93 \dots 0,97$). Приймаємо $\sigma_{\text{гидр}} = 0,96$.

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 втрат повного тиску в камері згоряння:

$$\sigma_{\text{кз}} = 0,96 \cdot 0,98 = 0,941.$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згорянням. Втрати тепла оцінюються коефіцієнтом повноти згоряння $\eta_{\text{г}}$. На розрахунковому режимі основних камер цей коефіцієнт приймають рівним $\eta_{\text{г}} = 0,97 \dots 0,995$. Приймаємо для КЗ $\eta_{\text{г}} = 0,995$.

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

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

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. Вихідну швидкість ($C_c = 70 \dots 120$ м/с) приймемо рівною $C_c = 80$ м/с.

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

Таблица 2.4 - Результаты термогазодинамического расчета на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1
 TG= 1097. 1147. 1197. 1247. 1297. ANTK= .900 .900 .900 .900 .894
 PIK= 10.35 11.75 13.15 14.55 15.95 ANK = .855 .853 .851 .849 .848
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO= .100 HU= .5000E+08 LO= 17.20
 H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .900 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
 SB= .960 SK= .941 NG= .995 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000
 TH=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PNO=101325. PBO= 97272. VH= .0

ТГ	ПК	NEУ	СЕ	NK	NTK	КПД
1097.	10.35	129.3	.2916	.8550	.9000	.2469
1097.	11.75	122.2	.2953	.8530	.9000	.2439
1097.	13.15	114.3	.3025	.8510	.9000	.2380
1097.	14.55	105.8	.3135	.8490	.9000	.2297
1097.	15.95	97.44	.3269	.8480	.9000	.2202
1147.	10.35	153.6	.2722	.8550	.9000	.2645
1147.	11.75	147.7	.2720	.8530	.9000	.2647
1147.	13.15	140.8	.2744	.8510	.9000	.2624
1147.	14.55	133.3	.2794	.8490	.9000	.2577
1147.	15.95	125.9	.2855	.8480	.9000	.2522
1197.	10.35	177.9	.2584	.8550	.9000	.2786
1197.	11.75	173.2	.2559	.8530	.9000	.2814
1197.	13.15	167.3	.2557	.8510	.9000	.2816
1197.	14.55	160.8	.2574	.8490	.9000	.2798
1197.	15.95	154.2	.2598	.8480	.9000	.2771
1247.	10.35	202.2	.2482	.8550	.9000	.2901
1247.	11.75	198.6	.2443	.8530	.9000	.2947
1247.	13.15	193.8	.2424	.8510	.9000	.2971
1247.	14.55	188.2	.2421	.8490	.9000	.2974
1247.	15.95	182.5	.2426	.8480	.9000	.2968
1297.	10.35	224.6	.2425	.8550	.8940	.2969
1297.	11.75	222.0	.2378	.8530	.8940	.3028
1297.	13.15	218.1	.2349	.8510	.8940	.3065
1297.	14.55	213.2	.2336	.8490	.8940	.3083
1297.	15.95	208.2	.2329	.8480	.8940	.3091

Таблица 2.5 – Результаты термогазодинамического расчета на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1
 TG= 1097. 1147. 1197. 1247. 1297. ANTK= .900 .900 .900 .900 .894
 PIK= 5.35 6.35 7.35 8.35 9.35 ANK = .866 .863 .861
 .858 .857 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO= .100 HU= .5000E+08 LO= 17.20
 H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .900 ПВВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
 SB= .960 SK= .941 NG= .995 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 НРД=1.000
 TH=288.15 ТНО=288.15 ТВО=288.15 PH=101325. PNO=101325. PBO= 97272. VH= .0

ТГ	ПК	NEУ	СЕ	NK	NTK	КПД
1097.	5.350	138.9	.3270	.8660	.9000	.2202
1097.	6.350	140.8	.3094	.8630	.9000	.2327
1097.	7.350	140.1	.2991	.8610	.9000	.2407
1097.	8.350	137.3	.2941	.8580	.9000	.2449
1097.	9.350	134.0	.2913	.8570	.9000	.2472
1147.	5.350	156.8	.3160	.8660	.9000	.2279
1147.	6.350	160.4	.2973	.8630	.9000	.2421
1147.	7.350	161.2	.2855	.8610	.9000	.2522

Продовження таблиці 2.5

1147.	8.350	159.6	.2788	.8580	.9000	.2582
1147.	9.350	157.3	.2741	.8570	.9000	.2627
1197.	5.350	174.7	.3075	.8660	.9000	.2342
1197.	6.350	180.0	.2881	.8630	.9000	.2499
1197.	7.350	182.2	.2755	.8610	.9000	.2613
1197.	8.350	181.8	.2675	.8580	.9000	.2691
1197.	9.350	180.6	.2617	.8570	.9000	.2751
1247.	5.350	192.6	.3009	.8660	.9000	.2393
1247.	6.350	199.6	.2810	.8630	.9000	.2562
1247.	7.350	203.3	.2678	.8610	.9000	.2689
1247.	8.350	204.1	.2590	.8580	.9000	.2780
1247.	9.350	204.0	.2524	.8570	.9000	.2852
1297.	5.350	209.3	.2974	.8660	.8940	.2421
1297.	6.350	217.8	.2771	.8630	.8940	.2598
1297.	7.350	222.7	.2635	.8610	.8940	.2732
1297.	8.350	224.7	.2544	.8580	.8940	.2830
1297.	9.350	225.5	.2473	.8570	.8940	.2911

На основі отриманих результатів (таблиця 2.4, 2.5) будемо графіки залежностей $N_{e \text{ пит}} = f(T_{\Gamma}^*, \pi_{\kappa}^*)$ і $C_e = f(T_{\Gamma}^*, \pi_{\kappa}^*)$.

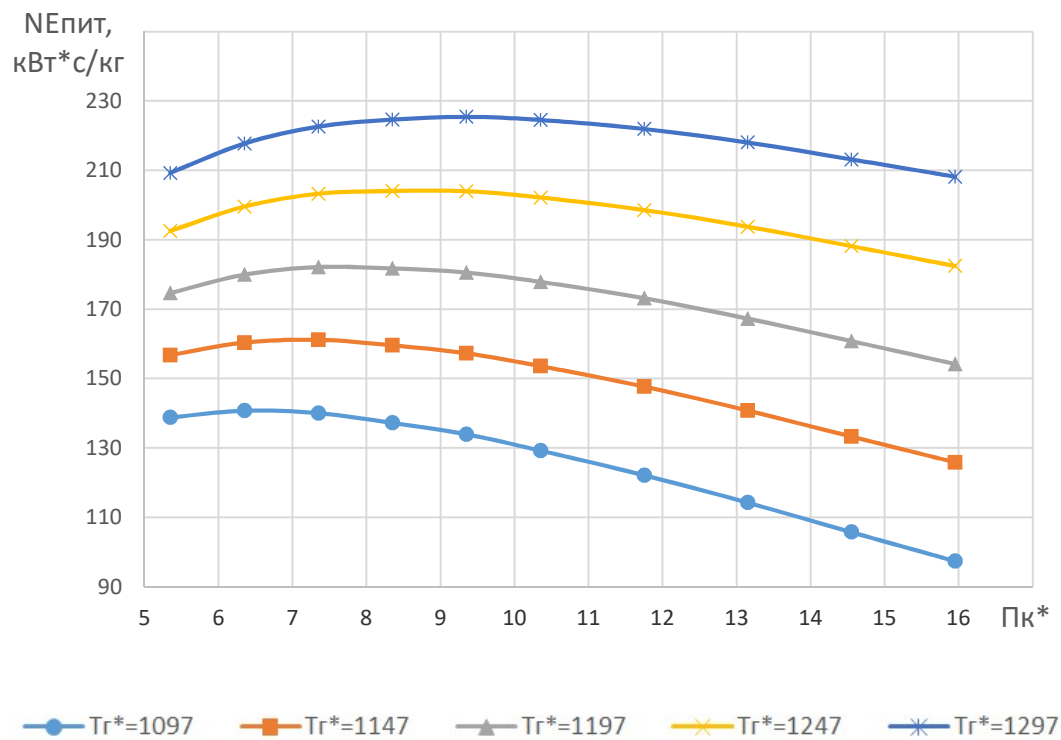


Рисунок 2.2 - Залежність питомої потужності від параметрів робочого процесу

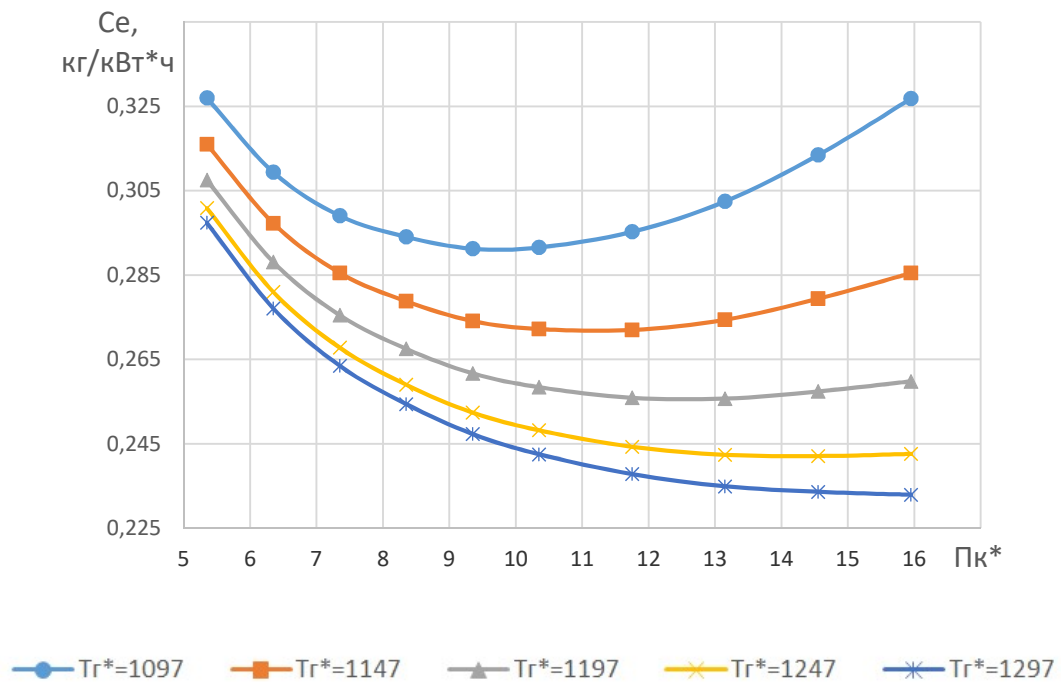


Рисунок 2.3 - Залежність питомої витрати палива від параметрів робочого процесу

Незважаючи на сприятливий вплив підвищення T_g^* на питомі параметри двигуна, застосування великих значень T_g^* обмежується ускладненням конструкції, збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень π_k^* 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.

Розглянемо рисунок 1.2, на якому зображена залежність питомої потужності двигуна від температури T_g^* і π_k^* . При $T_g^* = 1197$ К, раціональне значення ступеня підвищення тиску в компресорі $\pi_{k, \text{опт}}^*$, яке відповідає максимуму питомої потужності, становить $\approx 7,7$. При цьому економічне значення $\pi_{k, \text{ек}}^*$, відповідне мінімуму питомої витрати палива, становить $\approx 13,15$, що видно з рисунка 1.3. Більш високим значенням температури T_g^* відповідають великі значення $\pi_{k, \text{ек}}^*$ і $\pi_{k, \text{опт}}^*$.

Розрахункове значення $\pi_{к р}^*$ вибираємо в діапазоні $\pi_{к опт}^* < \pi_{к р}^* < \pi_{к ек}^*$ за умови незначного зниження $N_{е пнт}$ (по зрівнянню з $N_{е пнт}$ для $\pi_{к опт}^*$) і істотного зниження $C_{е}$. Розрахунковим приймаємо $\pi_{к}^* = 13,15$.

Після проведеного аналізу слідує розрахунок при прийнятих $T_{г}^*$ і $\pi_{к}^*$.

У таблиці 2.6 представлені початкові дані термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

У таблиці 2.7 представлені результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ.

Таблица 2.6 - Початкові дані для розрахунку на ЕОМ

```

1 1 1 1
1.000 .000 .000 80.000 .900 1.000 1.000 0.100
.960 .941 .995 1.000 .985 .985 1.000 1.000
1197.0 0000.0 0000.0 0000.0 0000.0
.900 .000 .000 .000 .000
13.150 00.000 00.000 00.000 00.000
.851 .000 .000 .000 .000
.000 .000 .000 .000 .000
1.000 1.000 1.000 1.000 1.000
1.000 1.000 1.000 1.000 1.000
.5000E+08 17.2

```

Таблица. 2.7 - Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

```

ТГДР ГТД-Р NT= 1 1 1 1
TG= 1197. 0. 0. 0. 0. ANTK= .900 .000 .000 .000 .000
PIK= 13.15 .00 .00 .00 .00 ANK = .851 .000 .000 .000 .000
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: G= 1.00 DGO= .100 HU= .5000E+08 LO= 17.20
H= .00 MH= .000 CC= 80.0 NTB= .900 ПБВ=1.000 ТВВ=1.000 NB=1.000
SB= .960 SK= .941 NG= .995 SPT=1.000 SPH= .985 NM= .985 NPD=1.000
TH=288.15 THO=288.15 TBO=288.15 PH=101325. PNO=101325. PBO= 97272. VH= .0
СХЕМА ПЕЧАТИ: NEY NE CE QT АКC GT FC LC
TK TTK TT PK PГ PTK PT PC
NK NTK LK LTK LTB ПTK ПТВ ПТ
КПД LCB NP CPT KГ PГ
CPB KB RB
TG=1197.0 PK=13.150 SR= .000 SR1=1.000 SR2=1.000 TCO= 702.0
167.3 167.3 .2557 .1321E-01 4.403 42.79 .2478E-01 .1668
641.3 845.9 702.0 .1279E+07 .1204E+07 .2440E+06 .1045E+06 .1029E+06
.8510 .9000 .3666E+06 .4081E+06 .1673E+06 4.932 2.335 11.52
.2816 .1920E+06 .8881 1163. 1.328 287.3
1028. 1.387 287.0

```

В результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна було отримано наступні параметри: питома потужність $N_{e \text{ пит}} = 167,3 \text{ кВт}^* \text{с/кг}$, що вище ніж у прототипа на 9,54 % ($N_{e \text{ пит, прот}} = 152,73 \text{ кВт}^* \text{с/кг}$), питома витрата палива $C_e = 0,2557 \text{ кг/кВт}^* \text{г}$, що нижче ніж у прототипа на 5,2 % ($C_{e, \text{ прот}} = 0,269 \text{ кг/кВт}^* \text{г}$).

В результаті термодинамічного розрахунку отримали ККД 28,16 %, що на 2,666 % вище ніж у прототипа ($\eta_e = 26.5\%$).

Витрату повітря визначаємо за формулою:

$$G_{\text{п}} = \frac{N_e}{N_{e \text{ пит}}} = \frac{4600}{167,3} = 27,49 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

2.4 Формування «вигляду» проточної частини турбокомпресора

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

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

Проектований двигун складається з двохвального газогенератора і вільної турбіни. Початкові дані для розрахунку: корисна потужність на валу вільної турбіни двигуна, відносні геометричні співвідношення двигуна - прототипу, значення вісьових 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 вибраному режимі. Ефективна потужність двигуна $N_e = 4600$ кВт.

Відносний втулковий діаметр на виході з компресора високого тиску не повинен перевищувати значення $\bar{d}_k = 0,92$.

Зменшення розміру лопаток фактично призводить до неможливості отримання прийнятних значень ККД компресорів, 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, застосувань 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 роботах [17, 18].

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

Також для рахунку потрібні деякі геометричні співвідношення двигуна-прототипу:

- $D_{\text{сер ТВТ}}/D_{\text{к КВТ}} = 1,05$ - відношення середнього діаметра ТВТ на виході до зовнішнього діаметра КВТ на вході;

- $D_{\text{сер ТНТ}}/D_{\text{к КНТ}} = 0,94$ - відношення середнього діаметра ТНТ на виході до зовнішнього діаметра КНТ на вході;

- $D_{\text{сер тв}}/D_{\text{к кнт}} = 0,94$ - відношення середнього діаметра вільної турбіни на виході до зовнішнього діаметра КНТ на вході.

Результати узгодження параметрів наведені в таблиці 1.8. «Вигляд» проточної частини двигуна зображений на рисунку 2.4.

Таблиця 2.8 - Результати формування «вигляду» двигуна

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

Исходные данные:

Neуд= 167.3	Се = .2557	КПДк= .8510	КПДтк= .9000
Lк = 366590.	Lтк*= 408130.	Lтс*= 167340.	КПДтс= .9000
Срг =1162.6	Кг =1.3282	Срв =1027.8	Кв =1.3874
Ne = 4600.	Gв = 27.49		
dov = .650	Dсртн/Dк = .940	Dсртс/Dк = .940	
dovo= .907	D1цс/Dкко=1.000	D2цс/Dко =1.000	
	D4цс/D2цс=1.000	Dсртв/Dко=1.050	
Lкн/Lк = .420	КПДкн* = .883	Сркнв = .990	
Lок/Lкв=1.000	КПДок* = .886	Сркоц =1.000	
Mзтс =3.042	Сртвн = .985	Сртнс =1.000	
Uк = 350.0	Uквд = 360.0		

Результаты расчета:

* КНД *	Кф = 2	Zк = 6.	
Lк*= 152428.	Пік*= 3.826	КПД*= .8830	Uк = 350.0
Dк = .5811	dob = .6500	dok = .8501	Hзс= .2277
	ннд =11503.		
* ОК ВД *	Кф = 1	Zк = 7.	
Lк*= 210496.	Пік*= 3.472	КПД*= .8858	Uк = 360.0
Dк = .4521	dob = .7920	dok = .9071	Hзс= .2320
	нвд =15209.		
* ТВД *	Кф = 2	Zт = 1.	
Lт*= 236715.	Піт*= 2.334	КПД*= .9000	(h/D)г= .1082
Uср= 378.0	Mz = 1.657	Dср = .4747	(h/D)т= .1247
Sp = 178.1	Tw* =1054.8		
* ТНД *	Кф = 2	Zт = 1.	
Lт*= 171415.	Піт*= 2.145	КПД*= .8637	(h/D)г= .1035
Uср= 329.0	Mz = 1.584	Dср = .5462	(h/D)т= .1707
Sp = 184.7	Tw* = 892.5		
* ТС *	Кф = 2	Zт = 2.	
Lт*= 167340.	Піт*= 2.335	КПД*= .9000	(h/D)г= .1707
Uср= 234.5	Mz = 3.042	Dср = .5462	(h/D)т= .2952
Sp = 162.4	Tw* = 725.6	нтс = 8201.	

Сечение\Параметр:	Т*	Р*	С	С/акр	Ф
	: К	: Па	: м/с	: ---	: кв.м
в - в	288.	97272.	175.0	.5645	.1532
к кнд - к кнд	436.	372115.	165.0	.4324	.0607
в квд - в квд	436.	368394.	170.0	.4455	.0598
к - к	641.	1279100.	145.0	.3135	.0284
г - г	1197.	1203700.	103.7	.1656	.0766

Продовження таблиці 2.8

Т	ТВД	-	Т	ТВД	993.	515626.	180.0	.3154	.0882			
Г	ТНД	-	Г	ТНД	993.	507892.	165.0	.2892	.0971			
Т	ТНД	-	Т	ТНД	846.	244050.	180.0	.3418	.1600			
Г	ТС	-	Г	ТС	846.	244050.	180.0	.3418	.1600			
	Т	-	Т		702.	104520.	208.0	.4336	.2768			
					Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Зст	
					КНД	.5811	.4901	.3777	.5280	.4901	.4489	6.
					ОК ВД	.4521	.4078	.3580	.4521	.4316	.4101	7.
					ТВД	.5261	.4747	.4233	.5339	.4747	.4155	1.
					ТНД	.6028	.5462	.4897	.6395	.5462	.4530	1.
					ТС	.6395	.5462	.4530	.7075	.5462	.3850	2.

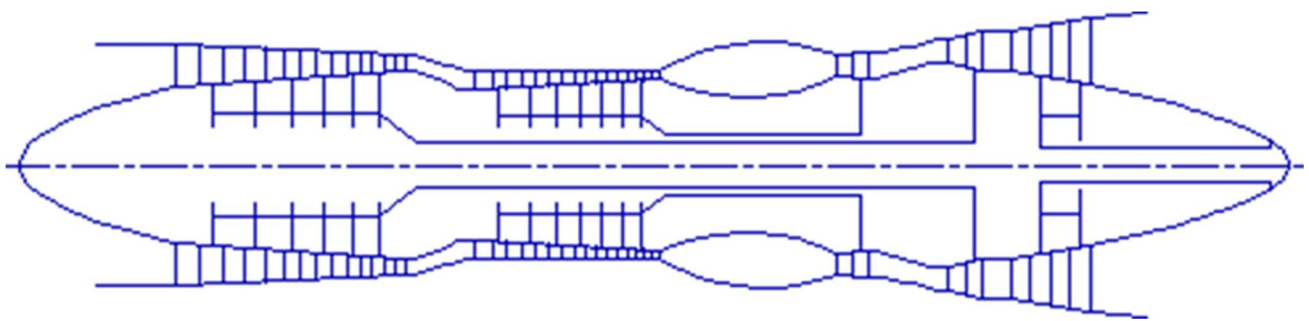


Рисунок 2.4 - Схема проточної частини двигуна

В результаті розрахунку було сформовано вигляд двигуна. Обрана конструктивна складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільної двоступеневої турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах [17].

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 6 -мя ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8830$, середній коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{КНТ}} = 0,2277$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, 7 - ступінчастий, ККД $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8858$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{КВТ}} = 0,2388$.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені КВТ $\bar{d}_k = 0,9071$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_{\text{кдоп}} = 0,92$.

Турбіна високого тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,657$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_r = 0,1082 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,584$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8637$.

Вільна турбіна, середньонавантажена ($\mu_z = 3,042$), має дві ступені, значення $\eta_{\text{ТВ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,2952 < 0,33$.

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

Дані, отримані при узгодженні - основа для проектування основних вузлів двигуна. Результати узгодження не є остаточними, а будуть змінюватися на подальших етапах розрахунку при проектуванні і доведенні компресора, турбін.

2.5 Газодинамічний розрахунок компресора

Для здійснення процесу стиснення в ГТД зазвичай використовуються багатоступінчасті осьові компресори, тому що у них високі показники ККД, у яких є можливість регулювання продуктивності.

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 осередненим по висоті лопатки параметрам ступені. Для поліпшення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньо-геометричний радіус ступені. Компресор проектованого двигуна 13-ти ступінчастий.

Мета газодинамічного розрахунку осьового компресора являє собою - отримання остаточних геометричних розмірів і кількості ступенів при заданому π_k^* . Необхідно ефективно розподілити π_k^* , роботи і ККД між усіма ступенями компресора.

Коефіцієнт витраченого напору \bar{N}_z по ступеням розподіляємо таким чином, щоб найбільш завантажені були середні ступені, а до входу і виходу з компресора

значення \bar{Nz} поступово зменшувалось [19]. Перші ступені мають велике значення подовження лопаток h/b , вони працюють в досить складних умовах на вході в компресор (може бути нерівномірність тисків, температур і поля швидкостей). При малій висоті лопаток ступені, відбувається зниження ККД унаслідок зростання відносного радіального зазору.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендацій, викладених в [20].

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 ρ_k уздовж проточної частини кожного каскаду компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку, відповідно збільшенню швидкості звуку, дозволяє використовувати ступені з більш високими ступенями реактивності в групі останніх ступенів для забезпечення спрямування потоку на виході з кожного каскаду багатоступінчастого осьового компресора близького до осьового.

Розрахунки проведено за допомогою програм, що розроблені на кафедрі авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського "ХАІ". Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`. Програма `gdrok.exe` призначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого 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` та файл вихідних даних в якому `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 ступеням, так і одержуваних результатів розрахунку (форми проточної частини компресора,

зміни параметрів потоку по ступеням і трикутників швидкостей ступенів на середньгеометричному радіусі).

Початкові дані наведені в таблиці 2.9, результати розрахунку наведені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.9 - Початкові дані для розрахунку компресора на ЕОМ

Величина	Ступені												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$N_{ст}$													
U_k	350	341,6	334,5	328,5	323,9	320,4	360	360	360	360	360	360	360
H_z кДж/кг	22,84	25,46	27,2	26,91	25,085	24,17	27,95	30,12	31,53	32,03	31,04	29,61	28,22
$\eta_{ст}^*$	0,87	0,89	0,9	0,9	0,89	0,87	0,87	0,89	0,9	0,905	0,9	0,89	0,87
C_a	175	173	171	169	167	165	170	166,5	163	159,5	156	152,5	147
ρ_k	0.55	0.56	0.57	0.58	0.59	0.6	0.55	0.56	0.57	0.58	0.59	0.6	0.55

Таблиця 2.10 - Результати розрахунків компресора на ЕОМ

ГДР МОК
 $N_k=2$ $K\phi_1=2$ $K\phi_2=1$ $z_1=6$ $z_k=13$ $Kr=1$
 $P_k=13.150$ $P_{k1}=3.826$ $G=27.49$ $n_1=11104.0$ $n_2=14693.2$ $k=1.39$ $R=287.00$
 $T_B=288.15$ $P_B=97272.0$ $P_{10}=96299.3$ $S_{Ba}=0.990$ $S_{Na}=0.988$ $S_{NB}=0.990$ $m=0.00$

$N_{ст}$	D_k	$D_{ср}$	$D_{вт}$	$D_{от}$	КПД	Mw_1	$M_{с2}$
1	.6020	.5077	.3913	.6500	.8811	.8156	.7312
2	.5875	.5077	.4127	.7025	.9008	.7966	.7011
3	.5753	.5077	.4296	.7467	.9109	.7746	.6699
4	.5651	.5077	.4429	.7838	.9118	.7468	.6352
5	.5571	.5077	.4529	.8129	.9031	.7198	.6020
6	.5511	.5077	.4602	.8352	.8848	.6943	.5692
7	.4679	.4224	.3714	.7938	.8798	.6931	.6157
8	.4679	.4279	.3836	.8199	.8997	.6837	.5946
9	.4679	.4327	.3944	.8429	.9098	.6711	.5713
10	.4679	.4369	.4036	.8625	.9153	.6560	.5462
11	.4679	.4404	.4111	.8785	.9112	.6377	.5190
12	.4679	.4432	.4169	.8910	.9023	.6200	.4915
13	.4679	.4450	.4208	.8994	.8835	.6020	.4674
$N_{ст}$	C_{1a}	C_{2a}	C_{1u}	C_{2u}	C_1	C_2	U_k
1	175.0	174.0	93.67	172.0	198.5	244.7	350.0
2	173.0	172.0	85.69	174.1	193.1	244.7	341.6
3	171.0	170.0	79.13	174.7	188.4	243.8	334.5
4	169.0	168.0	76.09	171.9	185.3	240.3	328.5
5	167.0	166.0	74.44	167.6	182.8	235.9	323.9
6	165.0	163.3	73.95	162.2	180.8	230.1	320.4
7	170.0	168.3	99.34	192.0	196.9	255.3	360.0
8	166.5	164.8	94.25	194.4	191.3	254.8	360.0
9	163.0	161.3	90.56	194.8	186.5	252.9	360.0
10	159.5	157.8	88.26	193.4	182.3	249.5	360.0
11	156.0	154.3	88.04	189.2	179.1	244.1	360.0
12	152.5	149.8	88.13	184.2	176.1	237.4	360.0
13	147.0	146.0	87.73	179.3	171.2	231.2	360.0

Продовження таблиці 2.10

Нст	Hz	Rк	al1	al2	bel	belл	be2
1	.2284E+05	.5500	61.84	45.33	40.97	40.97	54.70
2	.2546E+05	.5600	63.65	44.66	39.55	39.55	54.85
3	.2720E+05	.5700	65.17	44.22	38.36	38.36	54.68
4	.2691E+05	.5800	65.76	44.35	37.65	37.65	53.72
5	.2585E+05	.5900	65.98	44.72	37.11	37.11	52.46
6	.2417E+05	.6000	65.86	45.19	36.72	36.72	50.83
7	.2795E+05	.5500	59.70	41.23	36.99	36.99	51.24
8	.3012E+05	.5600	60.49	40.29	35.32	35.32	50.32
9	.3153E+05	.5700	60.94	39.61	33.92	33.92	49.10
10	.3203E+05	.5800	61.04	39.21	32.76	32.76	47.58
11	.3104E+05	.5900	60.56	39.18	31.88	31.88	45.68
12	.2961E+05	.6000	59.98	39.10	31.10	31.10	43.57
13	.2822E+05	.6100	59.17	39.15	30.00	30.00	41.84
Нст	Пст	Нтк	Сак	Kg	Кн	U1	U2
1	1.265	.1887	.5000	1.020	.9880	295.2	295.2
2	1.282	.2236	.5065	1.022	.9760	295.2	295.2
3	1.282	.2522	.5112	1.024	.9640	295.2	295.2
4	1.257	.2619	.5144	1.026	.9520	295.2	295.2
5	1.226	.2621	.5156	1.028	.9400	295.2	295.2
6	1.193	.2537	.5150	1.031	.9280	295.2	295.2
7	1.211	.2354	.4722	1.033	.9160	325.0	327.1
8	1.219	.2571	.4625	1.035	.9040	329.2	331.1
9	1.218	.2703	.4528	1.037	.9000	332.9	334.5
10	1.209	.2746	.4431	1.039	.9000	336.2	337.5
11	1.189	.2661	.4333	1.041	.9000	338.8	339.9
12	1.169	.2539	.4236	1.043	.9000	340.9	341.7
13	1.149	.2419	.4083	1.046	.9000	342.4	342.4
Нст	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	310.4	269.0	281.3	.1246E+06	.1231E+06	.7526E+05	.8755E+05
2	335.1	292.2	306.0	.1598E+06	.1578E+06	.9922E+05	.1154E+06
3	361.6	317.8	332.7	.2049E+06	.2024E+06	.1306E+06	.1520E+06
4	387.7	344.9	359.6	.2576E+06	.2545E+06	.1709E+06	.1968E+06
5	412.8	371.5	385.8	.3159E+06	.3121E+06	.2183E+06	.2478E+06
6	436.3	397.0	410.6	.3767E+06	.3722E+06	.2711E+06	.3029E+06
7	463.5	417.5	431.8	.4515E+06	.4461E+06	.3145E+06	.3503E+06
8	492.8	445.7	461.2	.5504E+06	.5438E+06	.3877E+06	.4342E+06
9	523.4	475.9	492.4	.6705E+06	.6624E+06	.4799E+06	.5383E+06
10	554.6	507.3	524.3	.8108E+06	.8010E+06	.5920E+06	.6630E+06
11	584.8	539.0	555.8	.9643E+06	.9527E+06	.7232E+06	.8037E+06
12	613.6	569.7	586.2	.1127E+07	.1113E+07	.8676E+06	.9566E+06
13	641.0	599.3	615.0	.1295E+07	.1279E+07	.1023E+07	.1116E+07
Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск	
.5462	.5077	.4659	.8530	423.7	.3348E+06	161.5	
.4679	.4473	.4256	.9095	630.8	.1208E+07	145.0	
Пк = 13.150	КПД = .8592	Лк =362930.					
Пк1= 3.826	КПД1= .8830	Лк1=152430.					
Пк2= 3.472	КПД2= .8853	Лк2=210500.					

Нижче представлені графіки розподілу C_a і \bar{Nz} (рисунок 2.5), η_{CT}^* і ρ_k (рисунок 2.6), C , T , T^* , P , P^* (рисунок 2.7), побудовані по значенням з таблиці 2.10.



Рисунок 2.5 - Графік зміни Ca і $\overline{\eta}_z$ по ступеням компресора

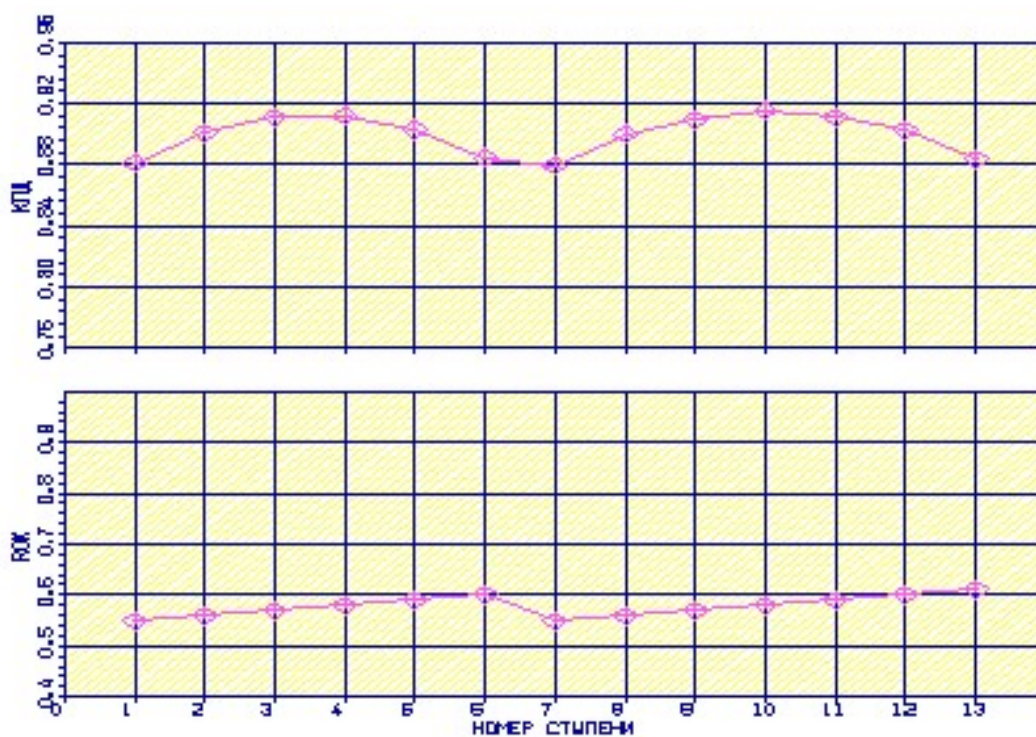


Рисунок 2.6 - Графік розподілу КД і степені реактивності по ступеням компресора

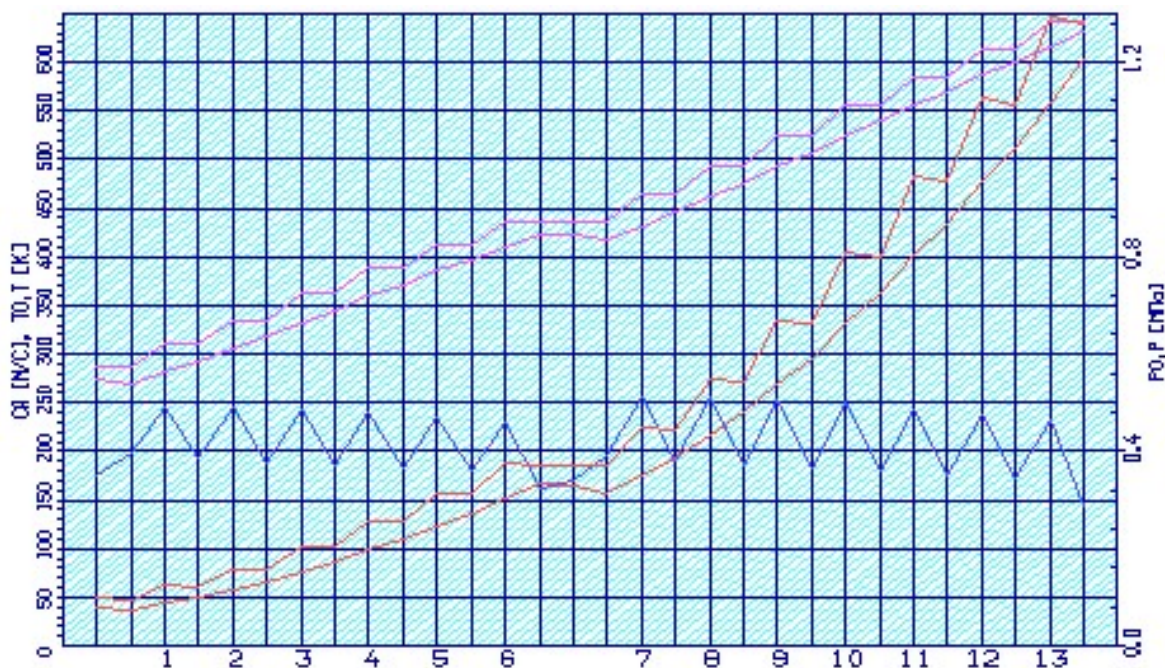


Рисунок 2.7 - Графік зміни параметрів C , T , T^* , P , P^* по проточній частині компресора

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

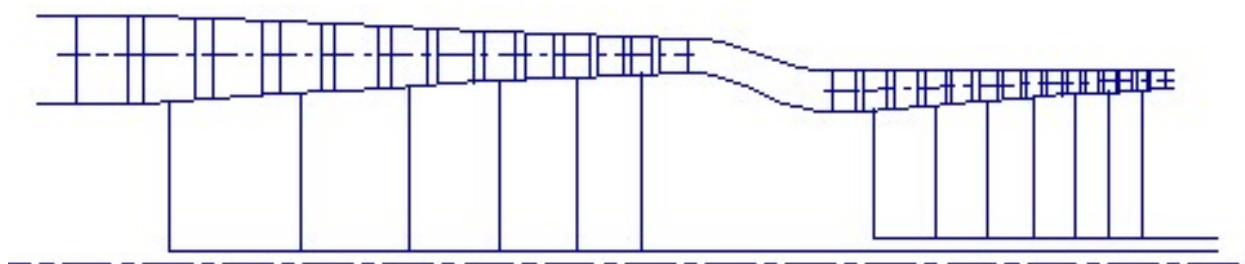
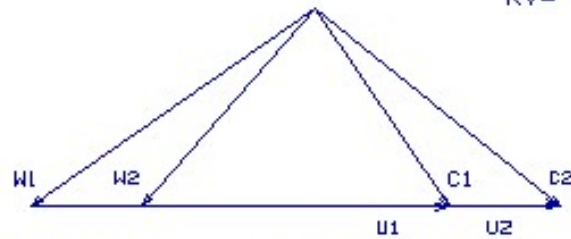


Рисунок 2.8 - Схема проточної частини компресора

На рисунках 2.9 - 2.12 представлені плани швидкостей компресора для 13-ти ступенів.

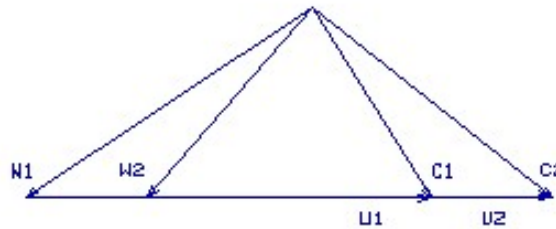
См. 1

KV= 5.0 м/(с*мм)



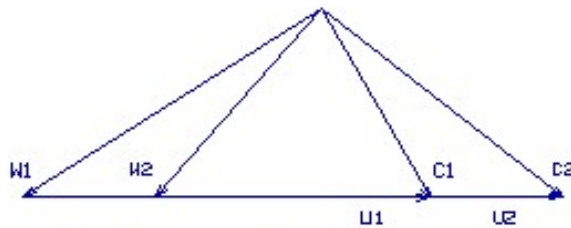
U1= 295.2 м/с	U2= 295.2 м/с
C1= 196.5 м/с	C2= 244.7 м/с
W1= 266.9 м/с	W2= 213.2 м/с
ALFA1=61.8 эр	ALFA2=45.3 эр
BETA1=41.0 эр	BETA2=54.7 эр

См. 2



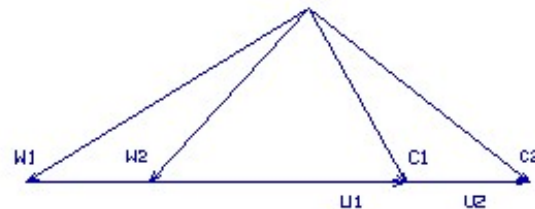
U1= 295.2 м/с	U2= 295.2 м/с
C1= 193.1 м/с	C2= 244.7 м/с
W1= 271.7 м/с	W2= 210.4 м/с
ALFA1=63.7 эр	ALFA2=44.7 эр
BETA1=39.6 эр	BETA2=54.8 эр

См. 3



U1= 295.2 м/с	U2= 295.2 м/с
C1= 186.4 м/с	C2= 243.8 м/с
W1= 275.5 м/с	W2= 208.3 м/с
ALFA1=65.2 эр	ALFA2=44.2 эр
BETA1=38.4 эр	BETA2=54.7 эр

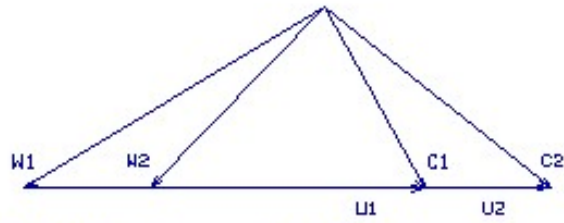
См. 4



U1= 295.2 м/с	U2= 295.2 м/с
C1= 185.3 м/с	C2= 240.3 м/с
W1= 276.7 м/с	W2= 208.4 м/с
ALFA1=65.8 эр	ALFA2=44.4 эр
BETA1=37.6 эр	BETA2=53.7 эр

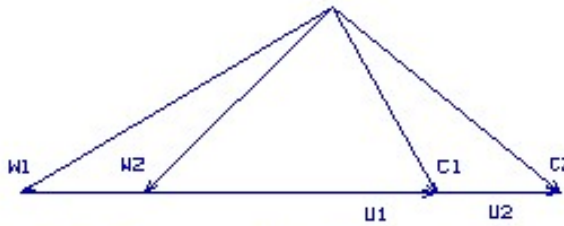
Рисунок 2.9 - Трикутники швидкостей ступенів (1, 2, 3, 4) вісьового компресора

См. 5



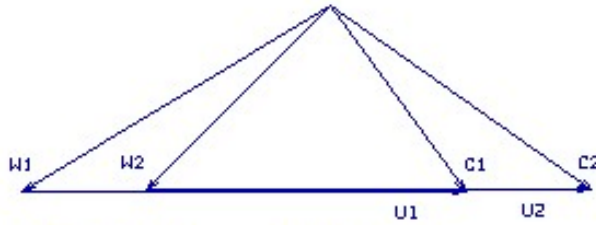
$U1 = 295.2 \text{ м/с}$	$U2 = 295.2 \text{ м/с}$
$C1 = 162.8 \text{ м/с}$	$C2 = 235.9 \text{ м/с}$
$W1 = 276.8 \text{ м/с}$	$W2 = 209.4 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 66.0 \text{ эр}$	$ALFA2 = 44.7 \text{ эр}$
$BETA1 = 37.1 \text{ эр}$	$BETA2 = 52.5 \text{ эр}$

См. 6



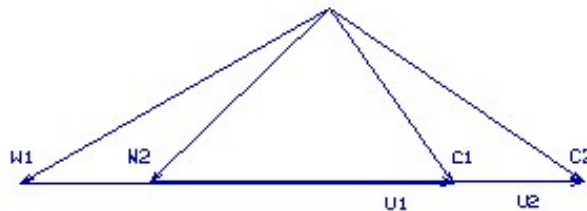
$U1 = 295.2 \text{ м/с}$	$U2 = 295.2 \text{ м/с}$
$C1 = 160.8 \text{ м/с}$	$C2 = 230.1 \text{ м/с}$
$W1 = 276.0 \text{ м/с}$	$W2 = 210.6 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 65.9 \text{ эр}$	$ALFA2 = 45.2 \text{ эр}$
$BETA1 = 36.7 \text{ эр}$	$BETA2 = 50.8 \text{ эр}$

См. 7



$U1 = 325.0 \text{ м/с}$	$U2 = 327.1 \text{ м/с}$
$C1 = 196.9 \text{ м/с}$	$C2 = 255.3 \text{ м/с}$
$W1 = 282.5 \text{ м/с}$	$W2 = 215.8 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 59.7 \text{ эр}$	$ALFA2 = 41.2 \text{ эр}$
$BETA1 = 37.0 \text{ эр}$	$BETA2 = 51.2 \text{ эр}$

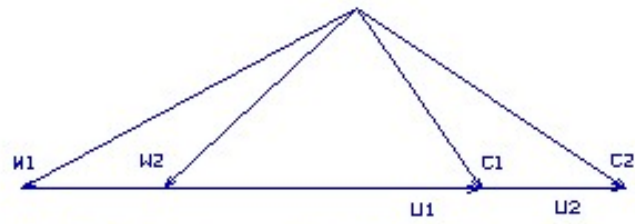
См. 8



$U1 = 329.2 \text{ м/с}$	$U2 = 331.0 \text{ м/с}$
$C1 = 191.3 \text{ м/с}$	$C2 = 254.8 \text{ м/с}$
$W1 = 287.9 \text{ м/с}$	$W2 = 214.1 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.5 \text{ эр}$	$ALFA2 = 40.3 \text{ эр}$
$BETA1 = 35.3 \text{ эр}$	$BETA2 = 50.3 \text{ эр}$

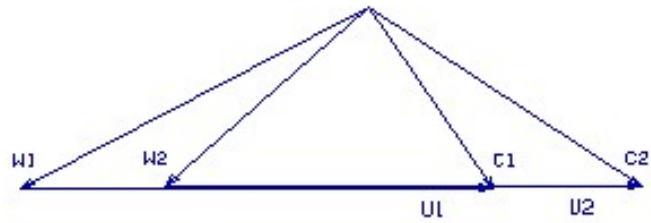
Рисунок 2.10 - Трикутники швидкостей ступенів (5, 6, 7, 8) вісьового компресора

См. 9



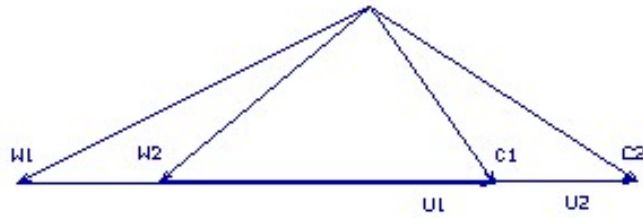
$U1 = 332.9 \text{ м/с}$	$U2 = 334.5 \text{ м/с}$
$C1 = 166.5 \text{ м/с}$	$C2 = 252.9 \text{ м/с}$
$W1 = 292.1 \text{ м/с}$	$W2 = 213.3 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 60.9 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA2} = 39.6 \text{ }^\circ$
$\text{BETA1} = 33.9 \text{ }^\circ$	$\text{BETA2} = 49.1 \text{ }^\circ$

См. 10



$U1 = 336.2 \text{ м/с}$	$U2 = 337.5 \text{ м/с}$
$C1 = 182.3 \text{ м/с}$	$C2 = 249.5 \text{ м/с}$
$W1 = 294.8 \text{ м/с}$	$W2 = 213.7 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 61.0 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA2} = 39.2 \text{ }^\circ$
$\text{BETA1} = 32.8 \text{ }^\circ$	$\text{BETA2} = 47.6 \text{ }^\circ$

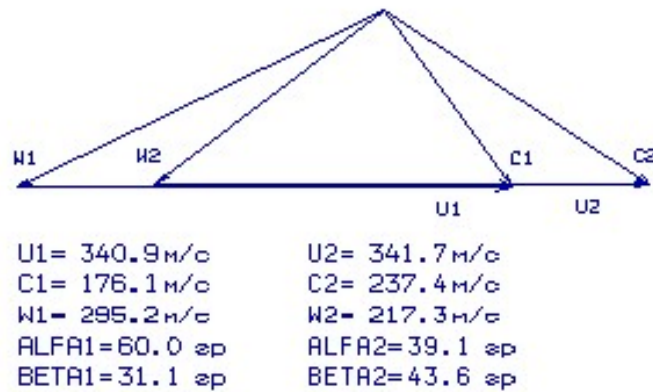
См. 11



$U1 = 338.8 \text{ м/с}$	$U2 = 339.9 \text{ м/с}$
$C1 = 179.1 \text{ м/с}$	$C2 = 244.1 \text{ м/с}$
$W1 = 295.4 \text{ м/с}$	$W2 = 215.6 \text{ м/с}$
$\text{ALFA1} = 60.6 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA2} = 39.2 \text{ }^\circ$
$\text{BETA1} = 31.9 \text{ }^\circ$	$\text{BETA2} = 45.7 \text{ }^\circ$

Рисунок 2.11 - Трикутники швидкостей ступенів (9, 10, 11) вісьового компресора

См. 12



См. 13

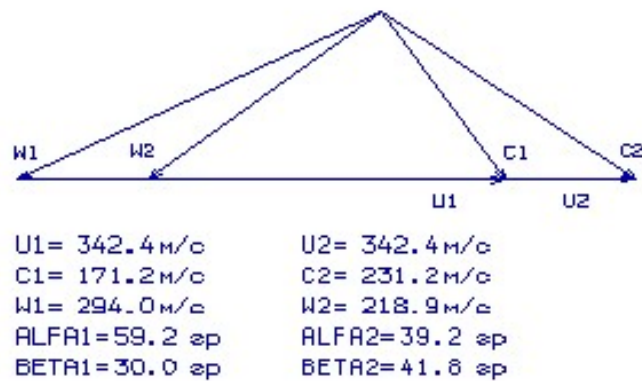


Рисунок 2.12 - Трикутники швидкостей ступенів (12, 13) осьового компресора

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 кожної ступені. З розрахунку багатоступінчастого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: $\beta > 25$ град, тому що зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступені; забезпечено значення $\overline{Ca} = C_a/U_k > 0,4$, так як в противному випадку збільшуються втрати в решітках ступені; числа Маха ($M_{1w} = 0,8156$), не перевищують 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

Крім того, були уточнені остаточні розміри проточної частини. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора.

- Ступінь підвищення тиску π_k^* : $\pi_{к\text{НТ}}^* = 3,826$, $\pi_{к\text{КВТ}}^* = 3,472$, $\pi_{к\Sigma}^* = 13,15$;
- частота обертів: $n_{к\text{НТ}} = 11104$ об/хв, $n_{к\text{ВТ}} = 14693,2$ об/хв;
- число ступенів: $Z_{к\text{НТ}} = 6$, $Z_{к\text{ВТ}} = 7$;
- робота компресора: $L_k = 362930$ кДж/кг;
- ККД компресора $\eta_k^* = 0,8592$.

Розрахункові параметри не виходять за встановлені межі:

- кут входу потоку в робоче колесо останньої ступені КВТ $\beta_{1i} = 30$ град $>$ $\beta_{1\text{гран}} = 25$ град.

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 [21].

Перевірочний газодинамічний розрахунок осьової турбіни виконується за навчальним посібником 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 ступеням таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останньої ступені не перевищував 1,5 для забезпечення виходу потоку з ступені, близького до осьового.

Газодинамічний розрахунок вісьових газових турбін проводиться на ЕОМ за допомогою програм GDRGT і GFT [21] (за умови, що турбіни мають число

ступенів не більше восьми). Програма GFT забезпечує графічне представлення результатів розрахунку. У процесі розрахунку отримали розрахунок основних газодинамічних параметрів степені 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 Δ_r - радіальний зазор в гарячому стані. $\bar{\Delta}_r \approx 0$ для робочих вінців з бандажними полицями. Приймаємо $\bar{\Delta}_r = 0$.

h_2 - висота робочої лопатки.

\bar{C}_n, \bar{C}_r - 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 решіткою.

$\bar{C}_n = 0,4 \dots 0,6$; $\bar{C}_r = 0,75 \dots 0,85$. Приймаємо $\bar{C}_n = 0$; $\bar{C}_r = 0$ для неохолоджуваної турбіни.

Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря:

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

де $h_{щ}$ - висота щілини; h_n - висота перемички.

Приймаємо $\bar{h}_{щ} = 0,00$ - так як в даній турбіні охолодження відсутнє.

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 вихідної кромки лопатки;

a - «горло» міжлопаточного каналу.

$\bar{d}_2 = 0,04 \dots 0,10$ - для неохолоджуваних лопаток (приймаємо $\bar{d}_2 = 0,054$);

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

Геометричні параметри (середні діаметри проточної частини і висоти лопаток) визначаємо за даними підрозділу 2.4.

\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: $\bar{C}_{CA} = 0,10 \dots 0,15$; $\bar{C}_{PK} = 0,10 \dots 0,15$.
Приймаємо для $\bar{C}_{CA} = 0,11; 0,12; 0,13; 0,14$. Для $\bar{C}_{PK} = 0,12; 0,13; 0,12; 0,11$.

У процесі розрахунку на ЕОМ потужність ТС перерозподіляється по ступеням 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) $n_{вг} = 14693,2$ об/хв;

2) $n_{нт} = 11104,0$ об/хв;

3) $n_{ст} = 8200$ об/хв.

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

Температури лопаток СА і РК визначають відносну витрату охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА ($\bar{G}_{охоло}$) і

через щілини в області вихідної кромки лопатки СА ($\bar{G}_{\text{охол1}}$) та РК ($\bar{G}_{\text{охол2}}$). СА має конвективно-плівкове охолодження, а РК - конвективне.

Розрахунок масової витрати газу через турбіну:

$$G_r = G_{\pi}(1 + q_m - \Delta\bar{G}_{\text{відб}}) = 27,49(1 + 0,01321 - 0,1) = 25,104 \text{ кг/с.}$$

Для досягнення необхідної потужності турбіни необхідно збільшити відбір повітря від компресора з $\Delta\bar{G}_{\text{відб}} = 0,1$ до $\Delta\bar{G}_{\text{відб}} = 0,113$.

В результаті витрата через турбіну складе:

$$G_r = G_{\pi}(1 + q_m - \Delta\bar{G}_{\text{відб}}) = 27,49(1 + 0,01321 - 0,113) = 24,75 \frac{\text{кг}}{\text{с.}}$$

Розрахунок потужностей ступенів турбін:

$$N_{\text{ТВТ}} = \frac{N_{\text{квт}}}{\eta_{\text{МВТ}}} = \frac{L_{\text{квт}}^* \cdot G_{\pi}}{\eta_{\text{МВТ}}} = \frac{210500 \cdot 27,49}{0,985} = 5874,8 \text{ кВт;}$$

$$N_{\text{ТНТ}} = \frac{N_{\text{кнт}}}{\eta_{\text{МНТ}}} = \frac{L_{\text{кнт}}^* \cdot G_{\pi}}{\eta_{\text{МНТ}}} = \frac{152430 \cdot 27,49}{0,985} = 4254,1 \text{ кВт;}$$

$$N_{\text{ТС}} = 4600 \text{ кВт.}$$

Розподіл потужностей по ступеням силової турбіни:

$$N_{\text{ТС1}} = 2590 \text{ кВт; } N_{\text{ТС2}} = 2010 \text{ кВт.}$$

Файл початкових даних до газодинамічного розрахунку турбіни і файл з результатами розрахунку представлені в таблицях 1.11 та 1.12, відповідно.

Таблиця 2.11 - Файл початкових даних до газодинамічного розрахунку турбіни

Величина	Ступені			
	1	2	3	4
$N_{ст}$				
N, кВт	5874,8	4254,1	2590	2010
N, об/хв	14693,2	11104	8201	8201
ρ_T	0,31	0,3	0,39	0,345
$D_{ср1}$, м	0.5045	0.5737	0.5727	0.5727
$D_{ср2}$, м	0.5240	0.5747	0.5727	0.5727
h_1 , м	0.0423	0.0676	0.095	0.1265
h_2 , м	0.0484	0.0768	0.1085	0.1390
\bar{C}_{CA}	0,11	0,12	0,13	0,14
\bar{C}_{PK}	0,12	0,13	0,12	0,11
$\bar{G}_{охол0}$	0	0	0	0
$\bar{G}_{охол1}$	0	0	0	0
$\bar{G}_{охол2}$	0	0	0	0

Таблиця 2.12 - Результати газодинамічного розрахунку турбіни

```

ГДР ГТ
Исходные данные:
4 2 104520.
24.75 1197. .1204E+07 657.0 .0000 .0000 .0000
.0000 .5400E-01 .1000
Kг=1.324 Rг= 290.0 Срг=1185.6
Схема печати:
D1с D2с h1 h2 Cmc Cmp n
Mст Lс* Pi* Pi КПД Rc R1с T1w*
U1 C1 C1a C1u alf1 be1 L1 Lw1
U2 C2 C2a C2u alf2 be2 L2 Lw2
T1 T1* P1 P1* T2 T2* P2 P2*
G1 G2 sca bca alfu tca fi Zca
Pu Pa sprk brk beu trk psi Zprk
Тлса Тлрк Sсум
Nст= 1
.504 .524 .423E-01 .484E-01 .110 .120 .147E+05
.587E+04 .237E+06 2.30 2.44 .906 .310 .204 .108E+04
388. 589. 170. 563. 16.8 44.1 .936 .410
403. 185. 180. -42.1 76.8 22.0 .322 .803
.105E+04 .120E+04 .662E+06 .113E+07 984. 998. .493E+06 .523E+06
24.8 24.8 .301E-01 .495E-01 37.5 .428E-01 .945 37
.150E+05 .487E+04 .218E-01 .248E-01 61.8 .214E-01 .962 77

```

Продовження таблиці 2.12

.120E+04	.103E+04	176.						
Nст= 2								
.574	.575	.676E-01	.768E-01	.120	.130	.111E+05		
.425E+04	.172E+06	2.02	2.16	.918	.300	.141	909.	
334.	512.	170.	483.	19.3	48.6	.891	.412	
334.	182.	180.	-28.2	81.1	26.4	.343	.738	
888.	998.	.309E+06	.499E+06	840.	854.	.242E+06	.259E+06	
24.8	24.8	.340E-01	.525E-01	40.3	.419E-01	.957	43	
.127E+05	.386E+04	.239E-01	.272E-01	61.8	.234E-01	.967	77	
998.	859.	170.						
Nст= 3								
.573	.573	.950E-01	.108	.130	.120	.820E+04		
.259E+04	.105E+06	1.63	1.79	.920	.390	.203	808.	
246.	392.	181.	348.	27.5	60.7	.738	.402	
246.	205.	191.	-75.2	68.5	30.7	.407	.723	
790.	854.	.183E+06	.253E+06	749.	767.	.144E+06	.159E+06	
24.8	24.8	.335E-01	.504E-01	41.7	.400E-01	.967	45	
.105E+05	.283E+04	.239E-01	.291E-01	55.2	.277E-01	.971	65	
854.	758.	129.						
Nст= 4								
.573	.573	.126	.139	.140	.110	.820E+04		
.201E+04	.812E+05	1.52	1.70	.916	.345	.852E-01	728.	
246.	369.	198.	311.	32.4	71.7	.732	.424	
246.	209.	208.	-16.8	85.4	38.4	.435	.684	
709.	767.	.113E+06	.156E+06	680.	699.	.937E+05	.105E+06	
24.8	24.8	.330E-01	.426E-01	50.8	.305E-01	.969	59	
.812E+04	.208E+04	.239E-01	.300E-01	52.7	.269E-01	.971	67	
767.	678.	172.						
T _{Г*} =1197.0 P _{Г*} = .1204E+07 C _Г =107.1 T _Г =1192.2 P _Г = .1184E+07								
D1c= .504 h1= .0423								

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

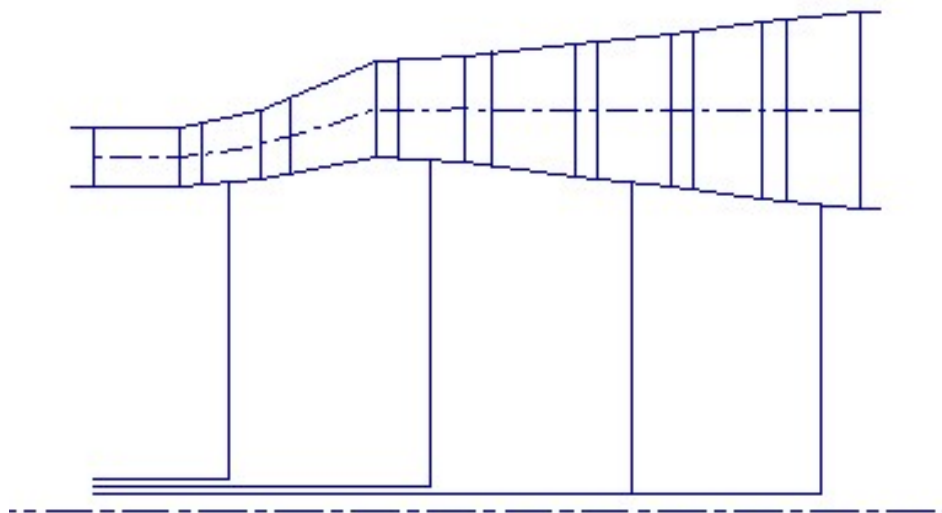


Рисунок 2.13 - Схема проточної частини турбіни

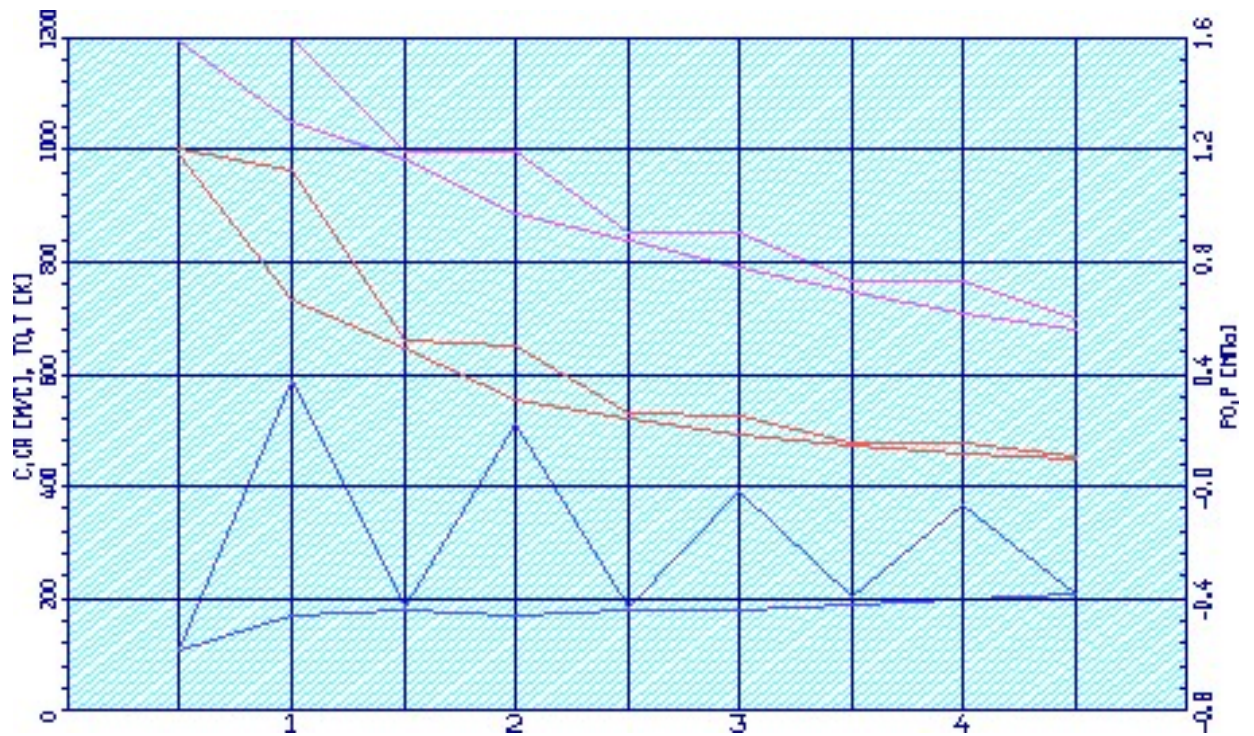


Рисунок 2.14 - Розподіл C , C_a , T^* , T , P^* і P по ступеням турбіни

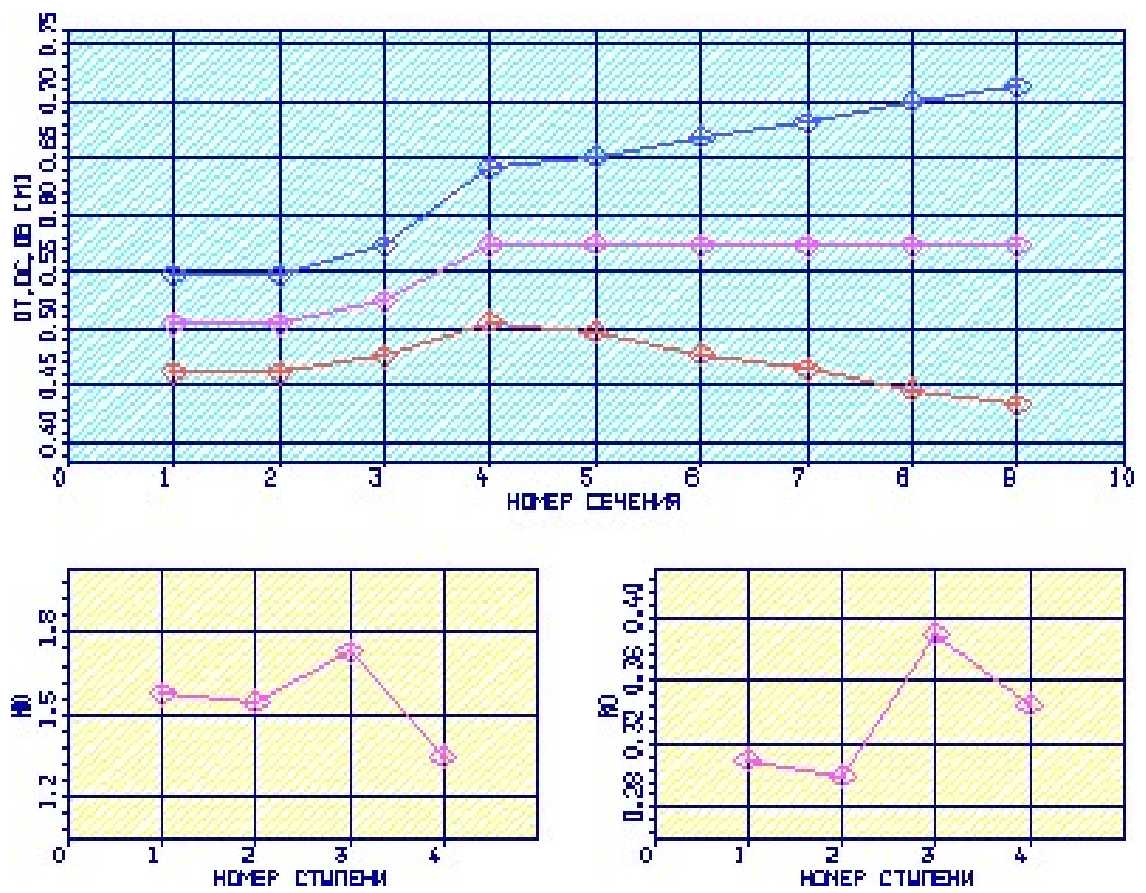


Рисунок 2.15 - Розподіл $D_{вт}$, $D_{ср}$, D_k , μ_t і ρ_t по ступеням турбіни

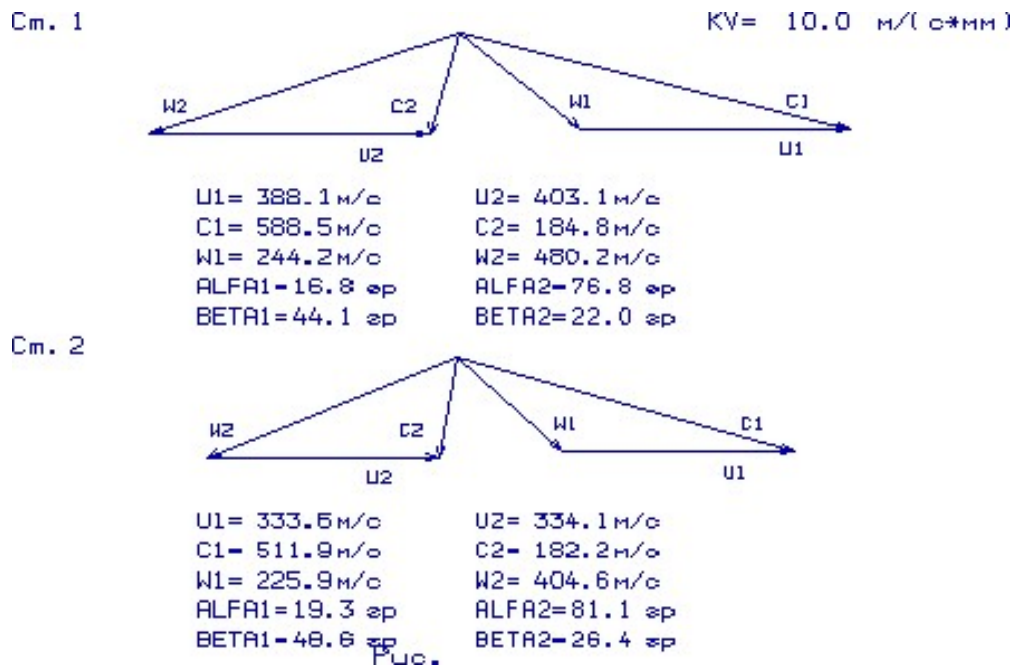


Рисунок 2.16 - Трикутники швидкостей ТВТ і ТНТ

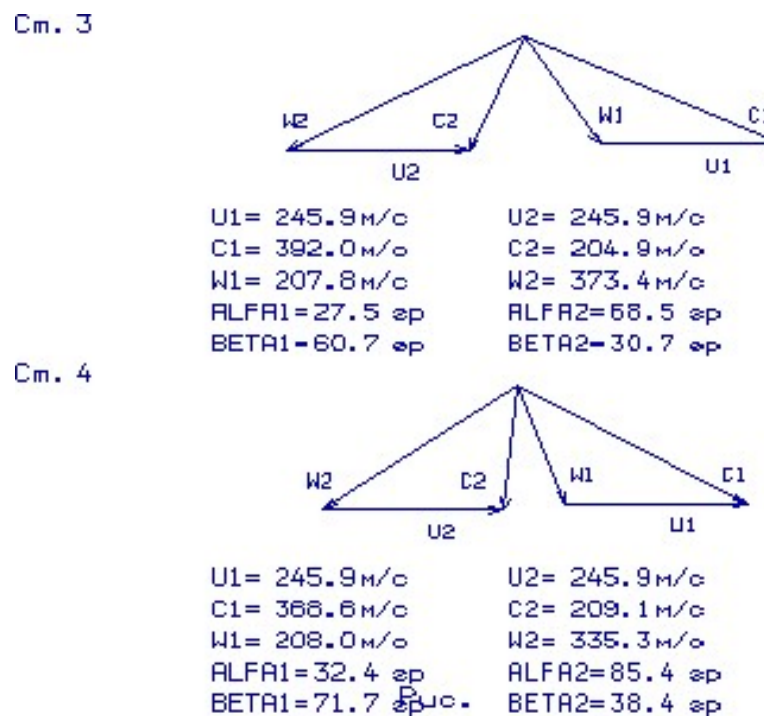


Рисунок 2.17 - Трикутники швидкостей (ступенів 3, 4) силової турбіни

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

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 16,8^\circ$, що відповідає вимогам - $\alpha_1 > 15^\circ$;

- напрямок з ТС $\alpha_2 = 85,4$ град., близький до осьового;

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,906, \eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,918, \eta_{\text{ТС1}}^* = 0,92, \eta_{\text{ТС2}}^* = 0,916;$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{\text{ЗТВД}} = 1,576, \mu_{\text{ЗТНД}} = 1,545, \mu_{\text{ЗТС1}} = 1,7304, \mu_{\text{ЗТС2}} = 1,3504;$$

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

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення:

$$\rho_{\text{ТВТВТ}} = 0,204, \rho_{\text{ТВТНТ}} = 0,135, \rho_{\text{ТВТТС1}} = 0,203, \rho_{\text{ТВТТС2}} = 0,0852;$$

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{\text{ТС}} = 8201$ 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

На першому етапі в результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $N_{\text{е пит}} = 167,3$ кВт*с/кг, що вище ніж у прототипа на 9,54 % ($N_{\text{е пит, прот}} = 152,73$ кВт*с/кг), питома витрата палива $C_{\text{е}} = 0,2557$ кг/кВт*г, що нижче ніж у прототипа на 5,2 % ($C_{\text{е, прот}} = 0,269$ кг/кВт*г).

В результаті термодинамічного розрахунку отримали ККД 28,16 %, що на 2,666 % вище ніж у прототипа ($\eta_{\text{е}} = 26,5$ %).

На другому етапі в результаті розрахунку було сформовано вигляд двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і

вільної двоступеневої турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 6 - мя ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8830$, середній коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{КНТ}} = 0,2277$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, 7 - ступінчастий, ККД $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8858$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{КВТ}} = 0,2388$.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені КВТ $\bar{d}_k = 0,9071$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_{\text{кдоп}} = 0,92$.

Турбіна високого тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,657$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,1082 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,584$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8637$.

Вільна турбіна, середньонавантажена ($\mu_z = 3,042$), має дві ступені, значення $\eta_{\text{ТВ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,2952 < 0,33$.

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

На третьому етапі 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 кожної ступені. З розрахунку багатоступінчастого осьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: $\beta > 25$ град, тому що зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступені; забезпечено значення $\bar{C}_a = C_a/U_k > 0,4$, так як в противному випадку збільшуються втрати в решітках ступені; числа Маха ($M_{1w} = 0,8156$), не перевищують 0,85, що виключає появу хвильових втрат.

Крім того, були уточнені остаточні розміри проточної частини. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора.

- Ступінь підвищення тиску π_k^* : $\pi_{к\text{КНТ}}^* = 3,826$, $\pi_{к\text{КВТ}}^* = 3,472$, $\pi_{к\Sigma}^* = 13,15$;
- частота обертів: $n_{к\text{КНТ}} = 11104$ об/хв, $n_{к\text{КВТ}} = 14693,2$ об/хв;
- число ступенів: $Z_{к\text{КНД}} = 6$, $Z_{к\text{КВД}} = 7$;
- робота компресора: $L_k = 362930$ кДж/кг;
- ККД компресора $\eta_k^* = 0,8592$.

Розрахункові параметри не виходять за встановлені межі:

- кут входу потоку в робоче колесо останньої ступені КВТ $\beta_{1i} = 30$ град $>$ $\beta_{1\text{гран}} = 25$ град.

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

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 16,8$ °, що відповідає вимогам $\alpha_1 > 15$ °;

- напрямок з ТС $\alpha_2 = 85,4$ град., близький до осьового;

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,906, \eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,918, \eta_{\text{ТС1}}^* = 0,92, \eta_{\text{ТС2}}^* = 0,916;$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{\text{зТВТ}} = 1,576, \mu_{\text{зТНТ}} = 1,545, \mu_{\text{зТС1}} = 1,7304, \mu_{\text{зТС2}} = 1,3504;$$

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

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення:

$$\rho_{\text{ТВТТВТ}} = 0,204, \rho_{\text{ТВТТНТ}} = 0,135, \rho_{\text{ТВТТС1}} = 0,203, \rho_{\text{ТВТТС2}} = 0,0852;$$

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{\text{ТС}} = 8201$ об/хв.

3 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СПРОЕКТОВАНОГО ГТД ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИХІДНИХ ГАЗІВ

3.1 Дослідження впливу витрати пара, що вприскується в камеру згорання ГТД, на параметри ПГУ (STIG)

Альтернативою бінарної ПГУ є ПГУ з уприскуванням пара в камеру згорання ГТУ, або ПГУ змішання (ПГУ–STIG). Її основна відмінність від бінарної полягає у відсутності конденсаційної парової турбіни з конденсатором і відповідною системою охолодження. Парова турбіна дозволяє використовувати для вироблення електроенергії більший перепад ентальпій виробленого в котлі - утилізаторі (КУ) пара [22]. Частина пару, що подається в КЗ після парової турбіни, через фронтіві пристрої (пальники) вводиться в зону горіння для подавлення утворення оксидів азоту, проте основна частка пару, що вводиться використовується для охолодження жарової труби КЗ і змішується з продуктами згорання вже по завершенні процесу горіння, забезпечуючи розрахункові середню температуру і поле швидкостей на виході з КЗ. Крім того, пар використовується для охолодження гарячих вінців турбіни.

Склад обладнання ПГУ змішання простіш, а питомі капіталовкладення менше, ніж в ПГУ бінарного циклу. За своєю технологічною схемою ПГУ змішання є найбільш простий з усіх установок комбінованого циклу.

У ПГУ при реалізації циклу STIG застосовується теплоутилізаційний контур одного тиску як найбільш простий (рисунок 3.1). T-S діаграма комбінованого циклу (рисунок 3.2). Частина пару після пароперегріву поступає в камеру згорання ГТУ, а інша частина йде на теплофікаційні потреби.

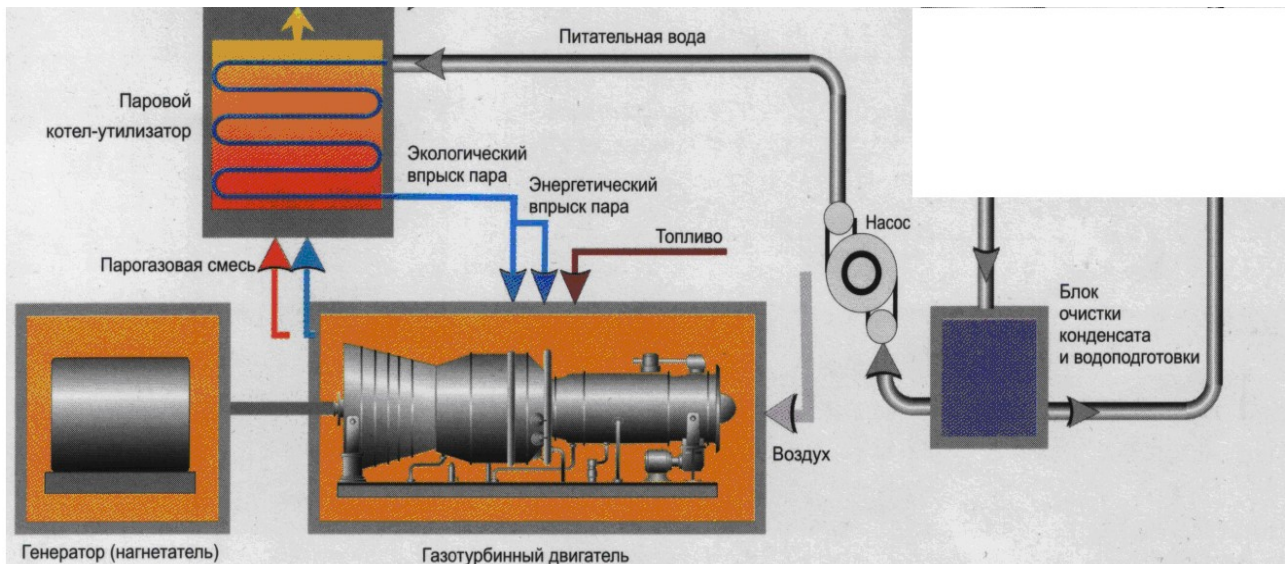


Рисунок 3.1 – Теплова схема установки

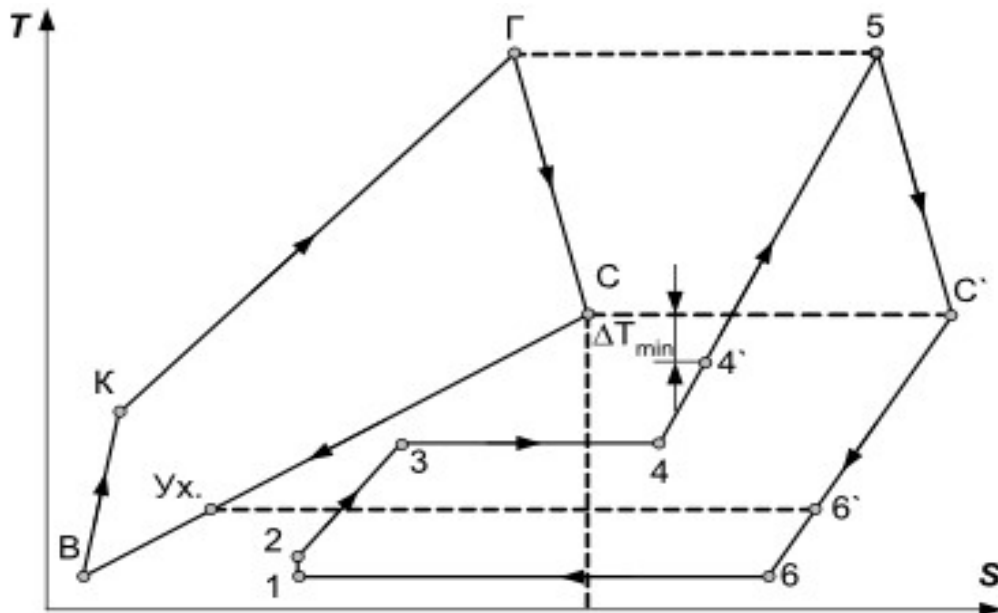


Рисунок 3.2 – T - S діаграма циклу ПГУ/STIG

Виграш по питомій потужності ПГУ/STIG [23] в порівнянні з ГТД реалізується за рахунок наступних факторів: більш високих, ніж у продуктів згоряння значень R_{cm} , $C_{p\ cm}$ для парогазової суміші; більшої витрати робочого тіла (за рахунок введення пара) $G_{cm} = G_{Г} + G_{П}$; підвищення $\pi_{Гс}$.

Проведено термогазодинамічний аналіз газопарової установки - STIG за допомогою комп'ютерної програми mgts2.exe [24].

Вихідні дані для розрахунку:

$G_{вр} = 27,49$ - масова витрата повітря на вході у двигун в кг/с;

$H_p = 0$ - розрахункова висота польоту в км;

$M_{нр} = 0$ - розрахункова швидкість польоту в числах Маха;

$\pi_k^* = 13,15$ – ступінь підвищення повного тиску в компресорі;

$\eta_k^* = 0,8592$ - розрахункове значення ККД компресора,

$\eta_{кнтр}^* = 0,8830$ - розрахункове значення ККД компресора низького тиску,

$T_{гр}^* = 1197$ - розрахункове значення температури перед турбіною в КЗ;

$\eta_{твтр}^* = 0,906$ - ККД по загальмованим параметрам ТВТ;

$\eta_{тнтр}^* = 0,918$ - ККД по загальмованим параметрам ТНТ;

$\eta_{тс}^* = 0,917$ - ККД турбіни силової

$\lambda_{ч твтр} = 0,6169$ - розрахункове значення наведеної окружної швидкості на середньому діаметрі ТВТ;

$\lambda_{ч тнтр} = 0,5816$ - розрахункове значення наведеної окружної швидкості на середньому діаметрі ТНТ;

$\lambda_{ч тс} = 0,4631$ - розрахункове значення наведеної окружної швидкості на середньому діаметрі ТС;

$Z_{твтр} = 1$ - число ступенів ТВТ;

$Z_{тнтр} = 1$ - число ступенів ТНТ;

$Z_{тс} = 2$ - число ступенів ТС;

$\sigma_{вх} = 0,960$ - коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої;

$\sigma_{кз} = 0,941$ - коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згорання;

$\sigma_{пт} = 1$ - коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між КНТ и КВТ;

$\eta_{г} = 0,995$ - коефіцієнт повноти згорання;

$\eta_{мвт} = 0,985$ - механічний ККД ротора ВТ;

$\eta_{мнт} = 0,985$ - механічний ККД ротора НТ;

$\sigma_{рн} = 0,985$ - коефіцієнт відновлення повного тиску в реактивному насадку;

$\pi_c^* = 1,00$ – коефіцієнт повноти розширення в реактивному насадку;

$n_{нт} = 14693,2$ – частота обертання ротора низького тиску в об/хв.;

$n_{BT} = 11104$ – частота в обертання ротора високого тиску в об/хв.;

$n_{TC} = 8200$ – частота обертання ротора силової турбіни в об/хв.

Обчислимо значення наведеної окружної швидкості в ТВТ, ТНТ і ТС:

$$\lambda_{u_{TBT}} = \frac{U_{cp_{TBT}}}{\sqrt{\frac{2K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{\Gamma}^*}} = \frac{388}{\sqrt{\frac{2 * 1,324}{1,324 + 1} 290 * 1197}} = 0,6169;$$

$$\lambda_{u_{THT}} = \frac{U_{cp_{THT}}}{\sqrt{\frac{2K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{TBT}^*}} = \frac{368}{\sqrt{\frac{2 * 1,324}{1,324 + 1} 290 * 998}} = 0,5816;$$

$$\lambda_{u_{TC}} = \frac{U_{cp_{TC}}}{\sqrt{\frac{2K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} R_{\Gamma} T_{THT}^*}} = \frac{296}{\sqrt{\frac{2 * 1,324}{1,324 + 1} 290 * 854}} = 0,4631.$$

Результати розрахунку представлені в таблиці 3.1, а на рисунках 3.3 - 3.5 представлені характеристики компресора ВТ і НТ та залежності основних параметрів від G_p .

Таблиця 3.1 - Результати розрахунку газопарової установки – STIG

MM ГТД-2-1 (STIG)												Дата																		
NT=	1	1	NR=	1	5	5	1	NK=	1	0	NQ=	0	NMK=	1	IDT=	2	NL=	1												
DH1=	27.5	.00	.00	13.15	.859	.883	1197.	1197.	80.0	.420	1.000	1.000																		
DH2=	.906	.617	1.000	.918	.582	1.000	.917	.463	2.000																					
BH=	.960	1.000	.941	.995	.985	.985	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	.990																	
DGT=	.091	.000	.000	.000	.000	.000	WP=	14693.2	11104.0	8200.0																				
ALO=	17.200	HU=	.5000E+08																											
N	NP	R1	R2	R3	RWC	RGOT	RGPR	RG01	RG02	RG03	DDT																			
1	230	1.000	1.000	1.000	1.000	.091	.000	.000	.000	.000	.0																			
2	230	1.000	1.000	1.000	1.000	.091	.000	.000	.000	.000	.0																			
3	230	1.000	1.000	1.000	1.000	.091	.000	.000	.000	.000	.0																			
4	230	1.000	1.000	1.000	1.000	.091	.000	.000	.000	.000	.0																			
5	230	1.000	1.000	1.000	1.000	.091	.000	.000	.000	.000	.0																			
СХЕМА ПЕЧАТИ:												NE	NEY	CE	TK	TГ	TГП	TT												
												ПВ	ППВ	ГПВ	PIB	NKB	MKB	DKYB												
												ПН	ППН	ГПН	PIN	NKH	MKH	DKYN												
												PIKS	NKS	GB	PITB	NTB	PITH	NTH												

Продовження таблиці 3.1

	GT КПД	АКС GT1	АКС LC	РІТС FC	НИС ПТС	МКС ТВ	ТТК РВ	
1-й режим ГТУ : Пр.230			Газ= 25.37		Спар= .000		Спаро= .000	
4600.	167.0	.2619		639.0	1202.		838.4	674.0
1.000	.9993	27.46		3.473	.8825		3835.	.2126
1.002	1.002	27.55		3.842	.8827		3683.	.2270
13.21	.8591	27.55		2.288	.9045		2.030	.9168
1205.	4.299	4.299		2.525	.9149		5357.	838.4
.2749	1205.	.1764		.5796	1.000		288.1	.9727E+05
2-й режим ГТУ : Пр.230			Газ= 25.97		Спар= .578		Спаро= .250	
4633.	167.9	.2492		640.0	1159.		808.1	649.0
1.000	.9988	27.43		3.481	.8827		3852.	.2081
1.003	1.003	27.59		3.854	.8824		3699.	.2256
13.28	.8590	27.59		2.288	.9078		2.030	.9203
1154.	4.493	4.493		2.536	.9171		5396.	808.1
.2890	1104.	.1791		.5776	1.000		288.1	.9727E+05
3-й режим ГТУ : Пр.230			Газ= 26.48		Спар= 1.049		Спаро= .500	
4672.	169.1	.2390		641.1	1128.		785.9	630.6
1.000	.9983	27.40		3.489	.8828		3869.	.2040
1.004	1.004	27.63		3.866	.8822		3716.	.2242
13.35	.8589	27.63		2.288	.9101		2.030	.9228
1117.	4.651	4.651		2.550	.9183		5441.	785.9
.3012	1031.	.1793		.5830	1.000		288.1	.9727E+05
4-й режим ГТУ : Пр.230			Газ= 26.95		Спар= 1.484		Спаро= .750	
4711.	170.2	.2314		642.1	1100.		767.0	614.9
1.000	.9978	27.37		3.496	.8830		3887.	.1999
1.005	1.005	27.67		3.878	.8820		3733.	.2228
13.42	.8588	27.67		2.288	.9121		2.030	.9249
1090.	4.771	4.771		2.563	.9193		5487.	767.0
.3111	968.3	.1810		.5829	1.000		288.1	.9727E+05
5-й режим ГТУ : Пр.230			Газ= 27.32		Спар= 1.825		Спаро=1.000	
4746.	171.3	.2246		643.0	1080.		753.1	603.4
1.000	.9974	27.34		3.502	.8831		3901.	.1965
1.006	1.006	27.71		3.889	.8818		3747.	.2216
13.48	.8587	27.71		2.288	.9135		2.030	.9264
1066.	4.887	4.887		2.574	.9200		5527.	753.1
.3206	921.7	.1816		.5855	1.000		288.1	.9727E+05

Расчет котла-утилизатора одного давления

Исходные данные:

Gг	=	27.32 кг/с	,	Tco	=	341.9 гр.С	,
Срп	=	2.2400 кДж/кг/К,		Rп	=	460. кДж/кг/К,	
Срг	=	1.1495 кДж/кг/К,					
Рпп	=	1.3420 МПа	,	Tпп	=	320.00 гр.С	,
Iпп	=	3086. кДж/кг,		dP1	=	.1342 МПа	,
dP2	=	.1342 МПа	,				
Рконд	=	.0080 МПа	,	Твэкнд	=	60.00 гр.С	.

Результаты расчета:

Рб	=	1.4762 МПа	,	Tб	=	197.44 гр.С	,
Tэк	=	187.00 гр.С	,	Tгт1	=	207.00 гр.С	,
Рэк	=	1.6104 МПа	,	Iэк	=	796. кДж/кг,	
dIпписп	=	2290. кДж/кг,		Iгт1	=	552. кДж/кг,	
Iгс	=	707. кДж/кг,		Gп	=	1.83 кг/с	,
Gконд	=	1.83 кг/с	,	Iвхэк	=	256. кДж/кг,	
Gэк	=	2.09 кг/с	,	Qэк	=	1132. кВт	,
Iгвых	=	510. кДж/кг,		Tгвых	=	170.47 гр.С	.

Результати розрахунку в графічному вигляді представлені на рисунках 3.3 – 3.5.

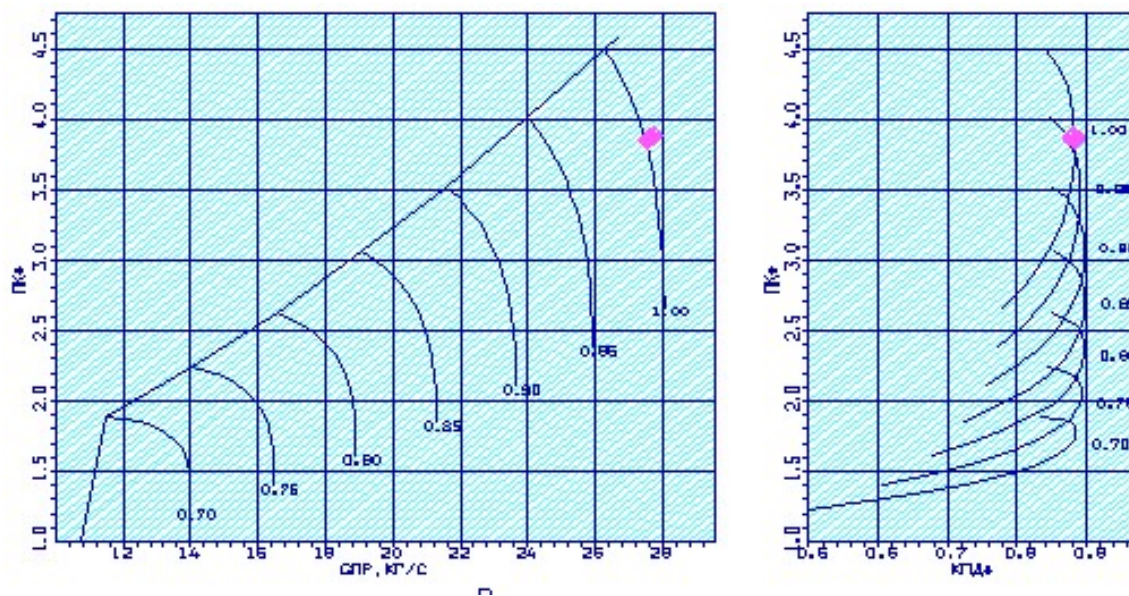


Рисунок 3.3 – Характеристика компресора НТ

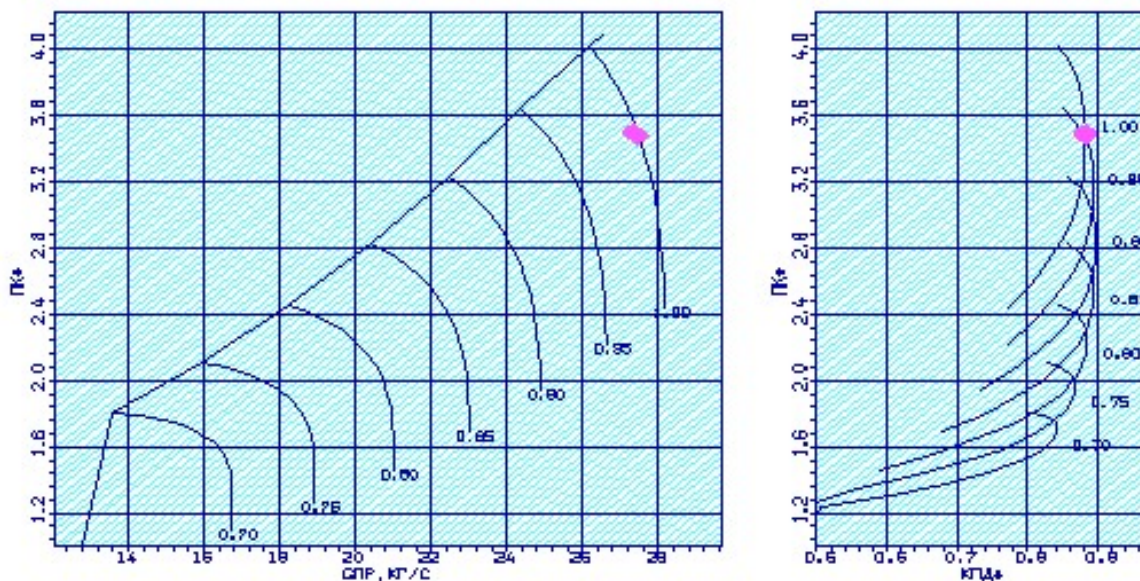


Рисунок 3.4 – Характеристика компресора ВТ

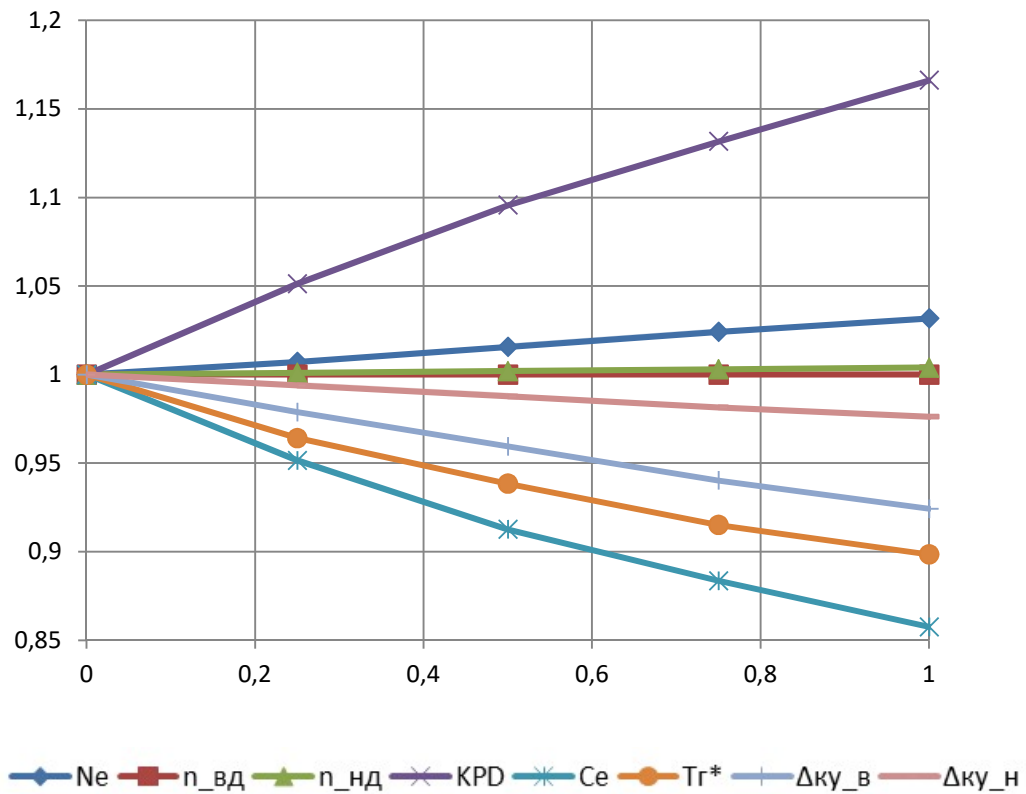


Рисунок 3.5 – Залежність основних параметрів від відносної витрати пара, що подається в камеру згоряння (G_p)

В даному підрозділі був розглянутий один із способів підвищення потужності і ККД установки – STIG (уприскування пара в камеру згоряння). Були виконані розрахунки при різних значеннях відносної витрати пара, що впрыскується в камеру згоряння і побудовані графіки залежності потужності, ККД і температури газу від відносної витрати пара. З графіків видно, що зі збільшенням відносної витрати пара потужність і ККД установки збільшуються, питома витрата палива і температура газу падає, що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс.

Впрыскування пара в КЗ дозволяє збільшити ККД на 16,62 %, потужність зростає не суттєво на 3,174 %, зате T_g^* падає на 10,15 %. Запас стійкості КВТ впав на 7,57 %, а запас стійкості КНТ на 2,38 %. Питома витрата палива знизилася на 14,24 %. При даній програмі регулювання (230) обороти ротора ВТ підтримують постійними. Збільшення кількості пара призводить до зростання можливості появи корозії, що зменшує ресурс.

При збільшенні кількості пара потрібно дроселювати двигун для зберігання сталості Ne , що покращує економічність і збільшує ресурс двигуна. Незважаючи на дроселювання двигуна, режим роботи компресора залишається стійким, тому що частота обертання не змінюється. Недоліком установки ПГУ/STIG є складність і дороговизна конструкції.

3.2 Розрахунок котла утилізатора

Розрахунок котла-утилізатора базується на результатах розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску.

У КУ реалізується робочий процес парогенератора, який включає: ділянку нагріву живильної води до температури кипіння (здійснюється в економайзері); ділянку кипіння води до повного її переведення в пар (здійснюється в випарнику); ділянку нагріву пари до заданої температури (здійснюється в пароперегрівачі). Без урахування впливу в'язкості теплоносіїв процеси нагріву і охолодження протікають при постійних тисках. Реально має місце невелике падіння тиску, обумовлене гідравлічним опором магістралей (трактів), по яких рухаються теплоносії.

В КУ гарячим теплоносієм є вихідний з ГТД газ, холодним - вода, що змінює свій агрегатний стан від рідкого до газоподібного (в економайзері - вода, у випарнику - пароводяна суміш, в пароперегрівачі - пар). Холодний теплоносій в парогенераторах прийнято називати робочим середовищем. Рух теплоносіїв - протилежно спрямований багатократний перехресний струм. Відповідно в КУ виділяють магістраль холодного теплоносія - пароводяний тракт і магістраль гарячого теплоносія - газовий тракт.

Розрахунок параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску виконується з використання відповідної програми. З результатів розрахунку беруться параметри, необхідні для побудови теплової схеми КУ; масові витрати

теплоносіїв; параметри, що визначають тиск теплоносіїв в магістралях. Зазвичай теплову схему зображують у вигляді $t - \Delta i$ діаграми: по осі ординат відкладають температури газу і робочого середовища t , а по осі абсцис - теплосприймання робочого середовища Δi уздовж поверхонь нагріву. Під теплосприйманням робочого середовища розуміється зміна її ентальпії, тобто, теплоту, одержувану одним кілограмом. В КУ виділяють три послідовно розташованих в газовому тракті поверхні нагріву: економайзер, випарник і пароперегрівач.

Використовуючи ті ж, що в [20] позначення, вкажемо параметри, які беруться з розрахунку ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску.

Холодний теплоносій:

$T_{\text{векнт}}$ - температура живильної води на вході в економайзер;

$I_{\text{вх ек}}$ - ентальпія живильної води на вході в економайзер;

$T_{\text{ек}}$ - температура води на виході з економайзера;

$P_{\text{ек}}$ - тиск води на виході з економайзера;

$I_{\text{ек}}$ - ентальпія води на виході з економайзера;

T_6 - температура пара на виході з барабана;

P_6 - тиск пара на виході з барабана;

$T_{\text{пп}}$ - температура пара на виході з пароперегрівача;

$I_{\text{пп}}$ - ентальпія пара на виході з пароперегрівача;

$dI_{\text{ппвип}}$ - приріст ентальпії у випарнику та пароперегрівачі;

$G_{\text{п}}$ - масова витрата пари;

$G_{\text{ек}}$ - масова витрата води в економайзері;

$Q_{\text{ек}}$ - теплота, підведена до води в економайзері;

$P_{\text{пп}}$ - тиск пари на виході з пароперегрівача;

dP_2 - втрати тиску в пароперегрівачі і випарнику з барабаном;

$P_{\text{ек}}$ - тиск води на виході з економайзера;

dP_1 - втрати тиску в економайзері.

Гарячий теплоносій:

$T_{\text{со}}$ - температура газу на вході в пароперегрівач

$I_{гс}$ - ентальпія газу на вході в пароперегрівач (вихід з ГТД);

$T_{гт1}$ - температура газу на вході в економайзер;

$T_{гвих}$ - температура газу на виході з економайзера;

$I_{гвих}$ - ентальпія вихідних газів на виході з економайзера;

$G_{г}$ - масова витрата вихідних газів;

$C_{рг}$ - питома теплоємність при постійному тиску газу.

Термодинамічний процес холодного теплоносія (робочого середовища) 1-2-3-4 здійснюється в пароводяному тракті КУ: стан 1 - відповідає входу в економайзер; 2 - виходу з економайзера (входу в випарник); 3 - виходу з випарника (входу в пароперегрівач); 4 - виходу з пароперегрівача. Введемо наступні позначення для холодного теплоносія:

- $t_{пв.1}$, $p_{пв.1}$, $i_{пв.1}$ - температура, тиск, ентальпія води на вході в економайзер;

- $t_{пв.2}$, $p_{пв.2}$, $i_{пв.2}$ - температура, тиск, ентальпія води на виході з економайзера (вході в випарник);

- $t_{пв.3}$, $p_{пв.3}$, $i_{пв.}$ - температура, тиск, ентальпія пароводяної суміші на виході з випарника (вході в пароперегрівач);

- $t_{пв.4}$, $p_{пв.4}$, $i_{пв.}$ - температура, тиск, ентальпія пара на виході з пароперегрівача.

З розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску слідує: $t_{пв.1} = 60$ °С; $i_{пв.1} = 256$ кДж/кг; $p_{пв.1} = 1,6104$ МПа; $t_{пв.2} = 187$ °С; $i_{пв.2} = 796$ кДж/кг; $p_{пв.2} = 1,4762$ МПа; $t_{пв.3} = 197,44$ °С; $p_{пв.3} = 1,4762$ МПа; $t_{пв.4} = 320$ °С; $i_{пв.4} = 3086$ кДж/кг; $p_{пв.4} = 1,342$ МПа.

Термодинамічний процес гарячого теплоносія (газу) 1-2-3-4 здійснюється в газовому тракті КУ: стан 1 відповідає входу в пароперегрівач; 2 - виходу з пароперегрівача (входу в випарник); 3 - виходу з випарника (входу в економайзер); 4 - виходу з економайзера. Введемо наступні позначення для гарячого теплоносія:

- $t_{г.1}$, $p_{г.1}$, $i_{г.1}$ - температура, тиск, ентальпія газу на вході в пароперегрівач;

- $t_{г.2}$, $p_{г.2}$, $i_{г.2}$ - температура, тиск, ентальпія газу на виході з пароперегрівача (вході в випарник);

- $t_{г.3}$, $p_{г.3}$, $i_{г.3}$ - температура, тиск, ентальпія газу на виході з випарника (вході в економайзер);

- $t_{г.4}$, $p_{г.4}$, $i_{г.4}$ - температура, тиск, ентальпія пара на виході з економайзера.

З розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром одного тиску слідує: $t_{г.1} = 341,9$ °С; $i_{г.1} = 796$ кДж/кг; $t_{г.3} = 207$ °С; $t_{г.4} = 170,47$ °С; $i_{г.4} = 510$ кДж/кг.

Введемо наступні позначення:

- $\Delta i_{пв.1-2}$, $\Delta i_{пв.1-3}$, $\Delta i_{пв.1-4}$ - прирости ентальпії на ділянках 1-2, 1-3 та 1-4 робочого процесу гарячого теплоносія;

- $\Delta i_{ек}$, $\Delta i_{вип}$, $\Delta i_{пп}$ - теплосприймання економайзера, випарника і пароперегрівача.

Прирости ентальпій теплоносіїв визначаються як:

$$\Delta i_{пв.1-2} = i_{пв.2} - i_{пв.1} = 796 - 256 = 540 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta i_{пв.1-3} = i_{пв.3} - i_{пв.1} = 2790,5 - 256 = 2534,5 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta i_{пв.1-4} = i_{пв.4} - i_{пв.1} = 3086 - 256 = 2830 \text{ Дж/кг}.$$

Витрату гарячого теплоносія позначимо як $G_{г}$, а холодного як $G_{пв}$. У нашому випадку: в економайзері $G_{пв} = G_{ек}$, а в випарнику і пароперегрівачі $G_{пв} = G_{п}$, причому $G_{ек} > G_{п}$, тоді як $G_{г} = G_{г}$ у всіх поверхнях нагріву.

У тепловому розрахунку КУ теплосприймання поверхонь нагріву прийнято визначати через параметри холодного теплоносія:

$$\Delta i_{ек} = \Delta i_{пв.1-2} = 540 \text{ Дж / кг};$$

$$\Delta i_{вип} = i_{пв.3} - i_{пв.2} = \Delta i_{пв.1-3} - \Delta i_{пв.1-2} = 2534,5 - 540 = 1994,5 \text{ Дж/кг};$$

$$\Delta i_{пп} = i_{пв.4} - i_{пв.3} = \Delta i_{пв.1-4} - \Delta i_{пв.1-3} = 2830 - 2534,5 = 295,5 \text{ Дж / кг}.$$

Ентальпія $i_{пв.3} = 2790,5$ відшукується з умови, що вона дорівнює ентальпії насиченого пара при тиску $p_{пв.3}$, з використанням стандартної програми розрахунку теплофізичних параметрів пари і води Parvo95 (програма для визначення теплофізичних параметрів води та водяного пара).

Температура $t_{г.2}$ виражається з рівняння теплового балансу для пароперегрівача або випарника. Так для пароперегрівача слідує:

$$t_{г.2} = t_{г.1} - \frac{G_{пв} \cdot C_{р.пв} \cdot \Delta i_{пп}}{G_{г} \cdot C_{р.г}} = 341,9 - \frac{1,83 \cdot 2,196 \cdot 295,5}{27,32 \cdot 1,1495} = 304,09 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де $G_{пв} = 1,83$ кг/с, $G_{г} = 27,32$ кг/с, $C_{р.г} = 1,1495$ кДж/(кг·°C) взято з розрахунку параметрів ГПУ з теплоутилізаційним контуром, а $C_{р.пв} = 2,216$ кДж/(кг·°C) відшукується за допомогою Parvo95, як ізобарна теплоємність.

Теплова схема КУ відповідно до прийнятих позначеннями представлена на рисунку 3.6.

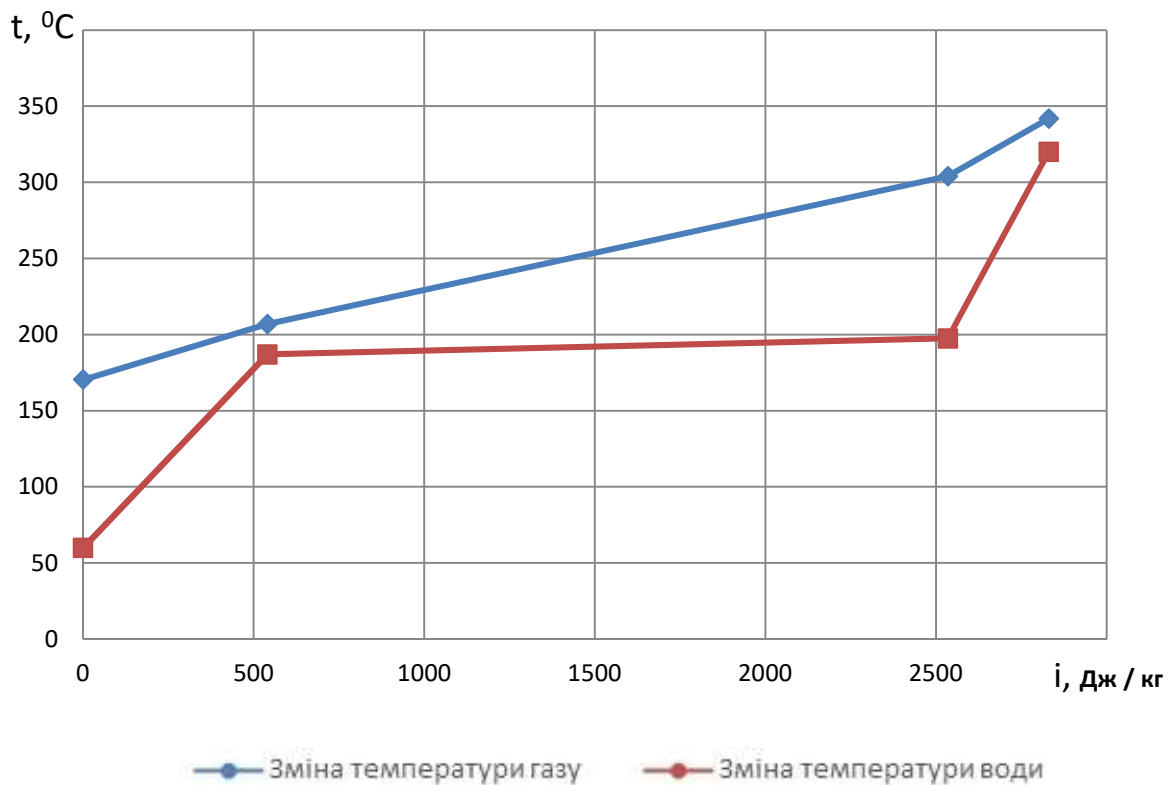


Рисунок 3.6 - Теплова схема протитечійного котла-утилізатора одного тиску

3.2.1 Тепловий розрахунок котла-утилізатора

Гарячий теплоносій - вихідні з ГТД газу. Для позначення вводиться нижній індекс "1".

Холодний теплоносій - вода. Для позначення вводиться індекс "2".

Параметри на вході в економайзер позначаються з одним штрихом, на виході з економайзера – з двома штрихами.

Напрямок руху теплоносіїв - протилежно спрямований багаторазовий перехресний струм.

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Вихідні дані для розрахунку котла-утилізатора

Величина	Розмірність	Економайзер	Випарник	Пароперегрівач
По гарячому теплоносію				
$t1'$	°C	207	304,086	341,900
$t1''$	°C	170,470	207,000	304,086
$G1$	кг/с	27,320	27,320	27,320
$p1' = p2' \cdot p^*_r \cdot \sigma_{рн} \cdot \sigma_{пу} = 104520 \cdot 0,985 \cdot 0,99 = 101922,68 \text{ Па}$				
По холодному теплоносію				
$t2'$	°C	60	187	197,44
$t2''$	°C	187	197,44	320
$p'2$	МПа	1,6104	1,6104	1,6104
$p''2$	МПа	1,4762	1,4762	1,4762
$G2$	кг/с	2,09	2,09	2,09
Δi	-	540	1994,5	295,5

Повний тиск за турбіною ГТД $P_T^* = 104520$ Па і $\sigma_{рн} = 0,985$ - коефіцієнт збереження повного тиску в реактивній насадці, беруться з розрахунку ГТД. Коефіцієнт $\sigma_{пу}$ приймаємо рівним 0,990.

3.3 Тепловий розрахунок економайзера

Особливістю теплового розрахунку економайзера є те, що в ньому використовуються теплофізичні параметри тільки гарячого теплоносія.

3.3.1 Визначення теплофізичних параметрів теплоносіїв

Визначаються середня температура \bar{t}_1 і тиск \bar{p}_1 теплоносія як:

$$\bar{t}_1 = \frac{t_1 + t_2}{2},$$

$$\bar{p}_1 = P_T^* \cdot \sigma_{рн} \cdot \sigma_{пу}.$$

По температурі \bar{t}_1 і тиску \bar{p}_1 з таблиці [22] визначаються теплофізичні параметри: густина ρ_1 , питома теплоємність C_{p1} , теплопровідність λ_1 , кінематична в'язкість ν_1 та число Прандтля Pr_1 .

Для обчислення ρ_1 застосовується рівняння стану у вигляді:

$$\rho_1 = \frac{\bar{p}_1}{R_1 \cdot (\bar{t}_1 + 273)},$$

де $R_1 = 287$ Дж / (кг·К) - газова константа.

Вибір швидкостей руху теплоносіїв

Швидкість руху гарячого теплоносія W_1 вибирається з рекомендованого для беззолних палив діапазону [23], $W_1 = 6 \div 14$ м/с. Для холодного теплоносія вибирається масова швидкість $\rho_2 W_2$ з рекомендованого для некиплячого економайзера діапазону: в [14], $\rho_2 W_2 = 500 \div 600$ кг/(м²·с);

Приймаємо наступні значення $W_1 = 6$ м/с, $\rho_2 W_2 = 500$ кг/(м·с).

Вибір труб

Вибираються стандартні сталеві гладкі труби, розміри яких наводяться в довідковій літературі [16]. Вибираєм трубу у якій внутрішній діаметр $d_{вн} = 10$ мм, зовнішній $d_3 = 12$ мм.

Визначення кількості труб в трубному пучку

З рівняння нерозривності обчислюється площа поперечного перерізу потоку масла F_2 як:

$$F_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2}.$$

Площа поперечного перерізу каналу труби $F_{тр}$ як:

$$F_{тр} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}.$$

Визначається число труб N в трубному пучку по формулі:

$$N = \frac{F_2}{F_{\text{тр}}}$$

3.3.2 Компоновка поверхонь нагріву

Економайзери прийнято виконувати у вигляді трубчастих багатопетльових поверхонь нагріву (змійовиків). Застосовуємо шахові і коридорні пучки. Для зниження маси і підвищення компактності змійовикових поверхонь нагріву раціонально шахове розташування труб. Змійовики виконуються однопітковими і багатопітковими. Застосовуємо однопіткові змійовики. Розташування труб прийнято характеризувати відносними кроками труб $\sigma_1 = S_1/d_3$ і $\sigma_2 = S_2/d_3$. Обрані $\sigma_1 = 2,2$; $\sigma_2 = 2$.

Кількість труб в одному ряді:

$$z_1 = N/z_p,$$

де z_p - кількість рядів труб, що виходять з одного колектора.

На рисунку 3.5 показано шахове розташування труб в однопітковому змійовику при холодному прямому згинанні труб.

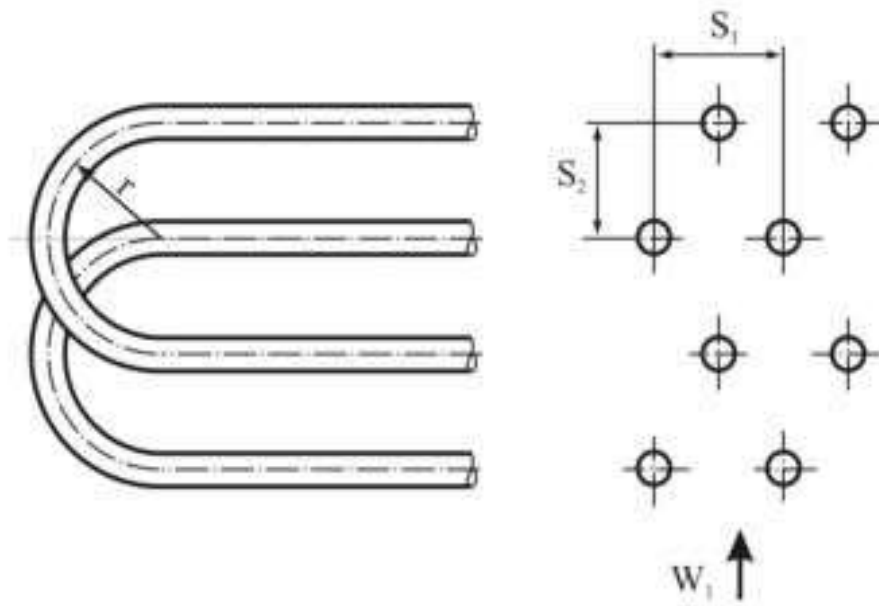


Рисунок 3.7 – Шахове розташування труб в одностовковому змійовику при холодному прямому згинанні труб

Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку гарячого теплоносія:

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{d} \cdot \left(W_1 \cdot \frac{d}{\nu} \right)^{0.6} \cdot Pr^{0.33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

$$C_s = 0,275 \cdot \phi_\sigma^{0.6},$$

з урахуванням, що для КУ характерно $z_2 \geq 10$, $C_z = 1$.

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1},$$

де σ'_2 - середній відносний діагональний крок труб і визначається як:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2},$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \psi \cdot \alpha_1,$$

де ψ – коефіцієнт теплової ефективності. При спалюванні газу $\psi = 0,9$.

Визначення середнього температурного напору:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}},$$

де Δt_6 та Δt_M - більша і менша різниця температур.

Для протivotоку:

$$\Delta t_6 = t_1' - t_2'',$$

$$\Delta t_M = t_1'' - t_2'.$$

Визначення теплоти, що передається в економайзері:

$$Q = \Delta i_{ек} \cdot G_2.$$

Визначення площі поверхні теплообміну з боку гарячого теплоносія:

$$F_1 = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}}.$$

Визначення довжини труб змійовика:

$$l_{зм} = \frac{F_1}{\pi \cdot d_H \cdot N}.$$

Визначення площі прохідного перетину конвекційної шахти:

$$F_{кш} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1 \cdot \kappa},$$

де коефіцієнт перетину:

$$\kappa = 1 - \frac{1}{\sigma_1}.$$

Визначення ширини економайзера (конвекційної шахти):

$$a = z_1 \cdot S_1 + S_1 = S_1 \cdot (z_1 + 1),$$

$$s_1 = \sigma_1 \cdot d_H,$$

$$z_1 = N \cdot z_p.$$

Визначення довжини економайзера (конвекційної шахти):

$$b = \frac{F_{кш}}{a}.$$

Зазвичай $b/a = 1 \div 1,5$. В необхідних випадках можливий вихід з цього діапазону.

Визначення числа петель змійовика:

$$z_{\text{пет}} = \frac{l_{\text{зм}}}{2 \cdot b}.$$

Отримане число округляється до цілого в більшу сторону.

Визначення повної висоти пакетів:

$$h_{\text{пак}} = z_{\text{пет}} \cdot S_{\text{пет}},$$

де шаг одної петлі: $S_{\text{пет}} = 2 \cdot s_2,$

тоді як: $s_2 = \sigma_2 \cdot d_H.$

Визначення числа пакетів

Число пакетів $n_{\text{пак}}$ вибирається так, щоб забезпечити виконання вимог до висоти одного пакета $h_{\text{пак.1}}$ та числа петель в одному пакеті.

Визначення висоти одного пакета:

$$h_{\text{пак.1}} = \frac{h_{\text{пак}}}{n_{\text{пак}}}.$$

Визначення повної висоти розриву між пакетами:

$$h_{\text{розр}} = \Delta h_{\text{розр}} * (n_{\text{пак}} - 1),$$

де $n_{\text{пак}} = 2.$

Висота розриву $\Delta h_{\text{розр}} = 0,8$ - вибирається відповідно до рекомендацій [23].

Визначення висоти економайзера:

$$h_{\text{ек}} = h_{\text{пак}} + h_{\text{розр}} \cdot$$

Визначення довжини змійовика і конструктивної площі теплообміну:

$$l_{\text{зм}} = b \cdot z_{\text{пет}} ,$$

$$F_{\text{л.к}} = 2 \cdot \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot l_{\text{зм}} \cdot N .$$

Визначення запасу поверхні теплообміну:

$$\Delta \overline{F}_1 = \left(\frac{F_{1\text{k}}}{F_1} - 1 \right) .$$

Для КУ зазвичай запас поверхні $\Delta \overline{F}_1 = 5 \div 10 \%$.

Проводимо тепловий розрахунок випарника і пароперегрівача за програмою EXCEL. Занесемо отримані дані в таблицю 3.3.

3.4 Тепловий розрахунок випарника

Розрахунки випарника відповідають розглянутим вище розрахункам економайзера. Однак є відмінність у виборі масової швидкості:

$$p_2 W_2 = p_2'' W_{2\text{min}}'' \div p_2'' W_{2\text{max}}'' .$$

Густина p_2'' , визначається за допомогою Parvo95 для насиченого пару при тиску p_2'' .

Для КУ характерні швидкості $W''_{2.min} = 10$ м/с та $W''_{2.max} = 20$ м/с.

Проводимо тепловий розрахунок випарника за програмою EXCEL, отримані дані занесемо в таблицю 3.3.

3.5 Тепловий розрахунок пароперегрівача

Розрахунки пароперегрівача відповідають розглянутим вище розрахунками економайзера. Особливістю теплового розрахунку пароперегрівача є те, що в ньому використовуються теплофізичні параметри обох теплоносіїв.

3.5.1 Визначення теплофізичних параметрів теплоносіїв

Параметри холодного теплоносія:

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2},$$

$$\bar{p}_2 = \frac{p_2' + p_2''}{2}.$$

По температурі \bar{t}_2 і тиску \bar{p}_2 з використанням Parvo95 визначають теплофізичні параметри: густину ρ_2 , питому теплоємність C_{p2} , теплопровідність λ_2 , кінематичну в'язкість ν_2 та число Прандтля Pr_2 .

Масова швидкість холодного теплоносія:

$$\rho_2 W_2 = \rho_2'' W_{2\min}'' \div \rho_2'' W_{2\max}''.$$

Густина ρ_2'' визначається за допомогою Parvo95 для перегрітого пара при тиску p_2'' та температурі t_2'' .

Для КУ характерні швидкості $W_{2\min}'' = 10$ м/с і $W_{2\max}'' = 20$ м/с.

Обчислюється середня швидкість теплоносія за формулою:

$$\overline{W}_2 = \frac{W_2' + W_2''}{2},$$

$$W_2' = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_2'},$$

$$W_2'' = \frac{\rho_2 W_2}{\rho_2''}.$$

Густина ρ_2' визначається за допомогою Parvo95 для перегрітого пара при тиску p_2' та температурі t_2' .

Визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодного теплоносія:

$$a_2 = 0.023 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{\text{ВН}}} \cdot \left(\frac{\overline{W}_2 \cdot d_{\text{ВН}}}{\nu_2} \right)^{0.8} \text{Pr}_2^{0.4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l,$$

де $C_t = 1$, $C_d = 1$, $C_l = 1$ – поправки, відповідно, на вплив температурного фактора, форму каналу і відносну довжину [24].

Визначення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_1 = \psi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Проводимо тепловий розрахунок пароперегрівача за програмою EXCEL, занесемо отримані дані в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку

Параметри	Розмірність	Економайзер	Випарник	Пароперегрівач	
				Гарячий ТН	Холодний ТН
Δt_{cp}	°C	188,74	255,54	322,99	
p_{cp}	Па	101922,68	101922,68	101922,68	1,342
ρ_1	кг/м ³	0,76	0,67	0,592	0,3089
C_{p1}	кДж/кг	1,08	1,11	1,151	2,013
λ_1	м ² /с	3,51	4,50	5,7	0,044
ν_1	Вт/(м·к)	27,00	42,00	60,38	6,65
Pr_1		0,68	0,66	0,64	0,9389
W_1	м/с	6,00	7,00	8	10
$\rho_2 W_2$	кг/(м ² ·с)	500,00	120,00	80	135
$d_{вн} - d_3$	мм	10 - 12	18 - 20	28 - 30	
F_2	м ²	0,00	0,02	0,02613	
$F_{тр}$	м ²	0,00008	0,00	0,000615	
N	шт	58,00	70,00	44	
$\sigma_1 - \sigma_2$		2,2 - 2	2,11 - 2	2,2 - 2	
z_1	шт	29,00	35,00	22	
α_1		101,35	87,44	88,197	109,886
C_z		1,00	1,00	1	
$\varphi\sigma$		1,20	1,11	1,2	
σ'^2		2,28	2,26	2,2825	

Продовження таблиці 3.3

Cs		0,35	0,34	0,3725
k		0,55	0,53	0,5455
Δt_{cp}		52,94	51,77	53,534
Δt_b		110,47	106,65	106,646
Δt_m		20,00	20,00	21,9
Q	кДж	1128,60	4168,51	617,595
F1	м ²	233,73	1023,22	261,988
l _{зм}	м	106,95	232,76	63,209
F _{кш}	м ²	8,94	11,12	10,58
K		91,22	78,70	44,03
a	м	0,79	1,52	1,518
b	м	11,28	7,32	6,97
b/a		14,25	4,82	4,591
S1-S2	мм	26,4 - 24	42,2 - 40	66 - 60
Z _{пет}	шт	4,715 (6)	15,822(17)	4,511 (5)
h _{пак}	м	0,24	1,36	0,6
S _{пет}	м	0,05	0,08	0,12
n _{пак}	шт	2,00	3,00	1
h _{пак.1}	м	0,12	0,45	0,6
$\Delta h_{разр}$	м	0,80	0,80	0,8
h	м	1,04	1,60	0,6
l _{зм}	м	80,00	138,00	71
F1.k	м ²	246,63	288,89	288,889

3.6 Визначення розмірів конвекційної шахти

Ширину і довжину конвекційної шахти $a_{кш} = 1,52$ м і $b_{кш} = 11,28$ м прирівнюємо до максимальних значень.

Висота конвекційної шахти визначається за формулою:

$$h_{\text{кш}} = h_{\text{ек}} + \Delta h_{\text{ек-вип}} + h_{\text{вип}} + h_{\text{вип-пп}} + h_{\text{пп}} = 1,04 + 1 + 2,96 + 1 + 0,6 = 6,6,$$

де $\Delta h_{\text{ек-вип}} = 1,0$ $\Delta h_{\text{вип-пп}} = 1,0$.

3.6.1 Розрахунок аерогідродинамічного опору шахт

Розрахунок аерогідродинамічного опору шахти виконується з метою забезпечення вимоги – недопущення впливу проточної частини шахти з котлом - утилізатором на роботу приводного ГТУ. Дана вимога виконується за умови:

$$p_{\text{Г.кш}}^* = P_{\text{т}}^* \cdot \sigma_{\text{рн}} \cdot \sigma_{\text{пу}} - \Delta p_{\text{Г.кш}}^* \geq p_{\text{н}} + \frac{G_1}{2},$$

де $p_{\text{Г.кш}}^*$ - повний тиск газу на виході з конвекційної шахти;

$p_{\text{н}} = 101325$ Па - атмосферний тиск.

З урахуванням малості швидкостей в конвекційній шахті $\rho_{\text{Г.кш}}$ - щільність газу обчислюється як:

$$\rho_{\text{Г.кш}} = \frac{p_{\text{Г.кш}}^*}{R_{\text{Г}} \cdot (t_{\text{Г.кш}} + 273)} \rho_{\text{Г.кш}}.$$

В формулі $R_{\text{Г}} = 289$ Дж/(кг·К), $t_{\text{Г.кш}} = t_{\text{Г.4}} = 170,47$.

Втрати тиску газу в конвекційній шахті визначаються як:

$$\Delta p_{\text{Г.кш}} = \Delta p_{\text{Г.пп}} + \Delta p_{\text{Г.вип}} + \Delta p_{\text{Г.ек}}.$$

Розрахунок втрат тиску поверхні нагріву $\Delta P_{\text{Г}}$ опирається на методику ІФТРЕ [22] та виконується за формулою:

$$\Delta p_{\text{Г}} = 2z_{\text{пет}} \cdot Eu_{\text{Г}} \cdot \rho_{\text{Г}} \cdot W_{\text{Г}},$$

де $\rho_{\text{Г}}$, $W_{\text{Г}}$ – густина і швидкість газу в поверхні нагріву,

$Eu_{\text{Г}}$ – число Ейлера газу,

$z_{\text{пет}}$ – число петель в поверхні нагріву.

Число Ейлера газу $Eu_{\text{Г}}$ для шахового розташування труб та при $1000 \leq Re_{\text{Г}} \leq 100000$ обчислюється як:

$$Eu_{\text{Г}} = 3,2 \cdot Re_{\text{Г}}^{0,25} \cdot \sigma_1^{-0,55} \cdot \sigma_2^{-0,5}$$

де $Re_{\text{Г}}$ – число Рейнольдса,

σ_1, σ_2 – відносні шаги труб.

Число Рейнольдса вчислюється за формулою:

$$Re_{\text{Г}} = \frac{W_{\text{Г}} \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_{\text{Г}}}.$$

Швидкість газу $W_{\text{Г}}$ та кінематична в'язкість $\nu_{\text{Г}}$ - визначається по середній температурі для даної поверхні нагріву, еквівалентний діаметр $d_{\text{екв}}$ розраховується як:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot F_{\Gamma}}{\Pi_{\Gamma}},$$

де Π_{Γ} і F_{Γ} – змочений периметр і площа прохідного січення ряду. При шаховому розташуванні труб:

$$\Pi_{\Gamma} = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (b - d_3),$$

$$F_{\Gamma} = a \cdot b - b \cdot d_3 \cdot z_1,$$

де z_1 – число труб в одному ряду.

З огляду на те, що на виході з шахти статичний тиск газу дорівнює атмосферному тиску p_H , швидкісний напір у вихідному січенні шахти (січення зрізу відвідної труби) повинен бути:

$$\frac{\rho_{\Gamma.кш} \cdot W_{\Gamma.кш}^2}{2} = p_{\Gamma.кш}^* - p_H,$$

де $W_{\Gamma.кш}$ - швидкість у вихідному перерізі шахти і визначається як:

$$W_{\Gamma.кш} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{\Gamma.кш}^* - p_H)}{\rho_{\Gamma.кш}}}.$$

Витрата газу в вихідному перерізі шахти визначається як:

$$G_{\Gamma} = \rho_{\Gamma.кш} \cdot W_{\Gamma.кш} \cdot F_{\Gamma.кш},$$

де $F_{г.кш} = \frac{\pi \cdot D_{тр}^2}{4}$ - площа прохідного січення,

звідки $D_{тр}$ – діаметр на зрізі відповідної труби визначається як:

$$D_{тр} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{G_{г}}{2 \cdot \rho_{г.кш} \cdot (p_{г.кш}^* - p_H)}}$$

Проводимо розрахунок аеродинамічного опору за програмою EXCEL, занесемо отримані дані в таблицю 2.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку аеродинамічного опору

Параметри	Розмірність	Економайзер	Випарник	Пароперегрівач
$D_{тр}$	м	1,22		
$F_{г.кш}$	м ²	1,17		
$G_{г}$	кг/с	27,32		
$W_{г.кш}$	м/с	29,429		
$P_{г}$	-	677,983	519,739	322,33
$F_{г}$	м ²	5,011	5,995	5,980
$d_{екв}$	м	0,030	0,046	0,074
$Re_{г}$	-	6569,162	7690,377	89276,995
$Eu_{г}$	-	0,163	0,160	0,082
$\Delta P_{г}$	Па	4,479	5,239	3,124
$\Delta P_{г.кш}$	-	254,17		
$\rho_{г.кш}$	кг/м ³	0,793		
$p_{г.кш}$	-	101338 > 101325		

3.7 Висновки по розділу 3

В даному розділі був розглянутий один із способів підвищення потужності і ККД установки – STIG (уприскування пара в камеру згорання). Були виконані розрахунки при різних значеннях відносної витрати пари, що впорскується в камеру згорання і побудовані графіки залежності потужності, ККД і температури газу від відносної витрати пара. З графіків видно, що зі збільшенням відносної витрати пара потужність і ККД установки збільшуються, питома витрата палива і температура газу падає, що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс.

Впорскування пара в КЗ дозволяє збільшити ККД на 16,62 %, потужність зростає не суттєво на 3,174 %, зате T_g^* падає на 10,15 %. Запас стійкості КВТ впав на 7,57 %, а запас стійкості КНТ на 2,38 %. Питома витрата палива знизилася на 14,24 %. При даній програмі регулювання (230) обороти ротора ВТ підтримують постійними. Збільшення кількості пара призводить до зростання можливості появи корозії, що зменшує ресурс.

В даному розділі був розглянутий один із способів підвищення потужності і ККД установки – STIG (уприскування пара в камеру згорання). Були виконані розрахунки при різних значеннях відносної витрати пара, що впорскується в камеру згорання і побудований графік залежності основних параметрів від відносної витрати пара. З графіків видно, що зі збільшенням відносної витрати пара потужність незмінна, ККД установки збільшуються, причому ККД двигуна зростає інтенсивніше і становить близько 17%. Температура газу падає, становить близько 10 %, що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс. Ще одним сприятливим фактором є зниження питомої витрати палива, що становить близько 14 %, що призводить до зниження матеріальних витрат. Якщо порівнювати двигун без використання уприскування пара в камеру згорання і двигун з максимально можливим уприскуванням пара, то економічна сторона питання поліпшується.

4 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ВПОРСКУВАННЯ ПАРА

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 визначаємо за параметром, що характеризує економічність двигуна - питомої витрати палива C_e .

За таблицею 3.1 розрахункове значення питомої витрати палива проектного двигуна становить $C_e = 0,2557$ кг/кВт·ч. За даними двигуна прототипу:

$$C_{e_{\text{пр.}}} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e \cdot \eta_r} = \frac{3600}{50000 \cdot 10^3 \cdot 0,265 \cdot 0,995} = 0,269 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}},$$

де: H_u – нижча теплотворна здатність природного газу;

η_e – ефективний ККД двигуна-прототипу;

η_r - коефіцієнт повноти згоряння.

На рисунку 4.1 представлено зіставлення значень питомої витрати палива проектного двигуна і двигуна-прототипу.

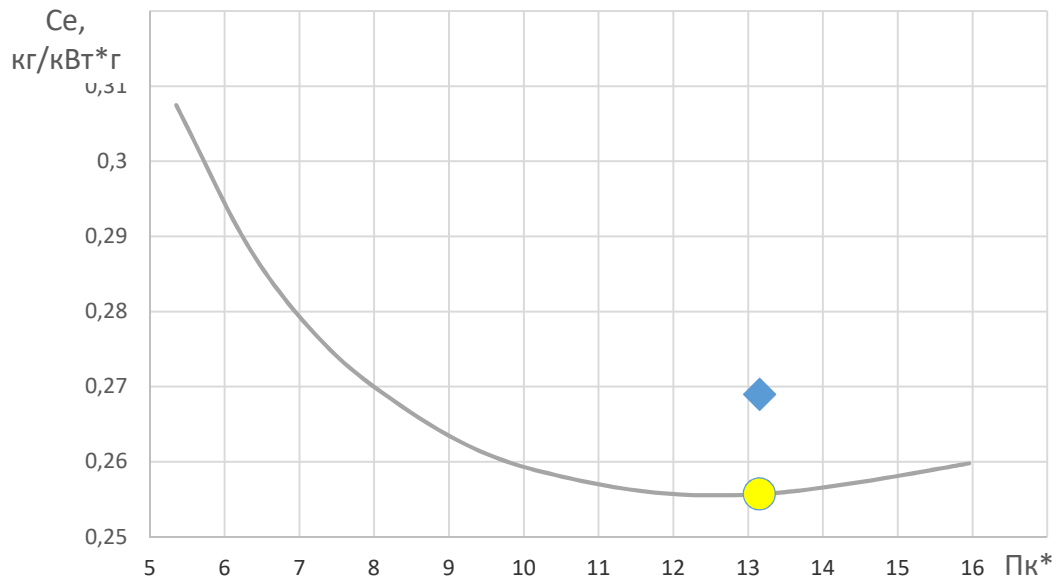


Рисунок 4.1 – Залежність питомої витрати палива від параметрів циклу

- – розрахункова точка проектованого ГТД;
- ◆ – розрахункова точка двигуна-прототипу;
- – лінія питомої витрати палива від параметрів робочого процесу.

Середньорічне напруцювання ГТД $t_{\text{сум}}$ визначається за формулою:

$$t_{\text{сум}} = K_T \cdot (1 - \tau_{\text{рез}}) \cdot T_K = 0,95 \cdot (1 - 0,20) \cdot 8760 = 6657,6 \text{ год/рік},$$

де K_T – коефіцієнт технічного обслуговування,

$\tau_{\text{рез}}$ – коефіцієнт враховує простої двигуна.

Календарний період експлуатації ГТД за рік $T_K = 8760$ год (365 днів).

Згідно ГОСТ 2199-88 $K_T = 0,92 \dots 0,95$, $\tau_{\text{рез}} = 0,125 \dots 0,25$.

Приймаємо $K_T = 0,95$, $\tau_{\text{рез}} = 0,20$.

Кількість використаного палива в рік для виробництва 1кВт потужності:

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

Для проектованого ГТД:

$$C_{e_{\text{рік}}} = 0,269 \cdot 6657,6 = 1790,9 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}} = 1,7909 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Для двигуна-прототипу:

$$C_{e'_{\text{рік}}} = 0,2557 \cdot 6657,6 = 1702,35 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}} = 1,7023 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

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

$$\Delta C_{e_{\text{год}}} = C_{e'_{\text{рік}}} - C_{e_{\text{рік}}} = 1,7909 - 1,7023 = 0,0886 \frac{\text{т}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Постановою НКРЕКУ від 21.12.18 №2001 з 1 січня 2019 року встановлено граничний рівень ціни на природний газ, який реалізується промисловим споживачам та іншим суб'єктам господарювання, на рівні 13800 грн. за 1000 м³. Знаючи, що 1 тонна природного газу становить обсяг 1360 м³, тоді [25]:

$$13800 \frac{\text{грн}}{\text{тис. куб. м}} \times 1,36 \text{ тис. куб. м} = 18768 \frac{\text{грн}}{\text{т}}.$$

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

$$C = \Delta C_{e_{\text{год}}} \cdot 18768 \text{ грн./т} = 0,0886 \cdot 18768 = 1662,85 \frac{\text{грн.}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}.$$

Таким чином, в даному розділі проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни двигуна-прототипу проєктованим ГТД.

Була розрахована економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1кВт потужності при використанні проєктованого двигуна. вона склала $C_e = 1662,85 \frac{\text{грн.}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}$.

ВИСНОВКИ

1. В результаті виконання дипломного проекту спроектований газотурбінний двигун, призначений для приводу нагнітача природного газу (двигун – прототип ДЗ36-1/2-4).

1.1 В результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримані наступні параметри: питома потужність $N_{e \text{ пнт}} = 167,3 \text{ кВт}^* \text{с/кг}$, що вище ніж у прототипа на 9,54 % ($N_{e \text{ пнт,прот}} = 152,73 \text{ кВт}^* \text{с/кг}$), питома витрата палива $C_e = 0,2557 \text{ кг/кВт}^* \text{г}$, що нижче ніж у прототипа на 5,2 % ($C_{e,прот} = 0,269 \text{ кг/кВт}^* \text{г}$), ККД 28,16 %, що на 2,666 % вище ніж у двигуна - прототипа ($\eta_e = 26,5 \%$).

1.2 Проведено формування вигляду двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільної двоступеневої турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 6 - мя ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8830$, середній коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z_{\text{КНТ}}} = 0,2277$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, 7 - ступінчастий, ККД $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8858$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z_{\text{КВТ}}} = 0,2388$.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені КВТ $\bar{d}_k = 0,9071$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_{\text{кдоп}} = 0,92$.

Турбіна високого тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,657$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,1082 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонавантажена ($\mu_z = 1,584$), має одну ступень, значення якої дорівнює $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8637$.

Вільна турбіна, середньонавантажена ($\mu_z = 3,042$), має дві ступені, значення $\eta_{\text{ТВ}}^* = 0,9$, забезпечується умова $(h/D)_T = 0,2952 < 0,33$.

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

1.3 Проведено газодинамічний розрахунок багатоступеневого вісьового компресору, внаслідок чого стали відомі геометричні параметри лопаткових

вінців на середньому радіусі і параметри проточної частини компресора, значення P , P^* , T , T^* на середньому радіусі кожного із ступенів, а також робота і степінь підвищення тиску кожного ступеня. З розрахунку багатоступеневого вісьового компресора видно, що були забезпечені такі умови: $\beta > 25$ град, тому що зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступені; забезпечено значення $\overline{Ca} = C_a/U_k > 0,4$, так як в противному випадку збільшуються втрати в решітках ступеня; числа Маха ($M_{1w} = 0,8156$), не перевищують 0,85.

Крім того, були уточнені остаточні розміри проточної частини. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора.

- Степінь підвищення тиску π_k^* : $\pi_{к\text{КНТ}}^* = 3,826$, $\pi_{к\text{КВТ}}^* = 3,472$, $\pi_{к\Sigma}^* = 13,15$;
- частота обертів: $n_{кНТ} = 11104$ об/хв, $n_{кВТ} = 14693,2$ об/хв;
- число ступенів: $Z_{кНД} = 6$, $Z_{кВД} = 7$;
- робота компресора: $L_k = 362930$ кДж/кг;
- ККД компресора $\eta_k^* = 0,8592$.

Розрахункові параметри не виходять за встановлені межі:

- кут входу потоку в робоче колесо останньої ступені КВТ $\beta_{1i} = 30$ град $>$ $\beta_{1\text{гран}} = 25$ град.

1.4 Проведено газодинамічний розрахунок багатоступеневої вістової турбіни в наслідок чого визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 16,8^\circ$, що відповідає вимогам - $\alpha_1 > 15^\circ$;

- напрямок з ТС $\alpha_2 = 85,4$ град., близький до осьового;

- на всіх ступенях були отримані ККД:

$$\eta_{ТВТ}^* = 0,906, \eta_{ТНТ}^* = 0,918, \eta_{ТС1}^* = 0,92, \eta_{ТС2}^* = 0,916;$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{зТВТ} = 1,576, \mu_{зТНТ} = 1,545, \mu_{зТС1} = 1,7304, \mu_{зТС2} = 1,3504;$$

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

- ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення:

$$\rho_{ТВТ_{ВТ}} = 0,204, \rho_{ТВТ_{НТ}} = 0,135, \rho_{ТВТ_{Тс1}} = 0,203, \rho_{ТВТ_{Тс2}} = 0,0852;$$

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{Тс} = 8201$ об/хв.

2. Проведено проектування котла-утілізатора для підвищення потужності і ККД установки – STIG (уприскування пара в камеру згоряння). Були виконані розрахунки при різних значеннях відносної витрати пари, що впорскується в камеру згоряння і побудовані графіки залежності потужності, ККД і температури газу від відносної витрати пара. Показано, що зі збільшенням відносної витрати пара потужність і ККД установки збільшуються, питома витрата палива і температура газу падає, що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс.

Впорскування пара в КЗ дозволило збільшити ККД на 16,62 %. При цьому потужність зростає не суттєво на 3,174 %, але $T^*_Г$ падає на 10,15 %. Запас стійкості КВТ впав на 7,57 %, а запас стійкості КНТ на 2,38 %. Питома витрата палива знизилася на 14,24 %. При використаній при проектуванні програмі регулювання обороти ротора ВТ підтримують постійними. Збільшення кількості пара призводить до зростання можливості появи корозії, що зменшує ресурс.

Були виконані розрахунки при різних значеннях відносної витрати пара, що впорскується в камеру згоряння і побудований графік залежності основних параметрів від відносної витрати пара. З графіків видно, що зі збільшенням відносної витрати пара потужність незмінна, ККД установки збільшуються, причому ККД двигуна зростає інтенсивніше і становить близько 17%. Температура газу падає, становить близько 10 %, що позитивно впливає на надійність роботи двигуна і його ресурс. Ще одним сприятливим фактором є зниження питомої витрати палива, що становить близько 14 %, що призводить до зниження матеріальних витрат. Якщо порівнювати двигун без використання

уприскування пара в камеру згоряння і двигун з максимально можливим уприскуванням пара, то економічна сторона питання поліпшується.

3. Проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни двигуна-прототипу спроектованим ГТД.

Була розрахована економія річних фінансових витрат на паливо для виробництва 1кВт потужності при використанні спроектованого двигуна. яка

склала $C_e = 1662,85 \frac{\text{грн.}}{\text{кВт} \cdot \text{рік}}$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Цанев, С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.
2. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование. М.: ИНФРА-М, 2012. 325 с.
3. Морозенко М.И. Исследование эффективности ГТУ с впрыском пара и водогрейным котлом: дис. ...к.т.н. 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки. М., 2002. 161 с.
4. Кудинов А А, Горланов С.П. Повышение эффективности ГТУ путём впрыска водяного пара в КС двигателя НК-37//*Вестник СГАСУ*. 2014. Вып. № 1 (14). С. 103-109.
5. Денисевич К.Б., Ландау Ю.А., Нейман В.А., Сулейманов В.Н., Шиляев Б.А. Развитие теплоэнергетики и гидроэнергетики, - К. : [б. и.], 2011. 400 с.
6. Павленко Г. В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2007. 63 с.
7. Патент № 2453712 (RU). МПК7 С2 F01К 23/10 Парогазовая установка электростанции / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Горланов С.П. // Б.И. № 17, 2012.
8. Шишин А.А, Титов А.В. Осипов Б.М., Кривоносова В.В. Исследование впрыска воды и подвода пара в проточную часть энергетической газотурбинной установки ГТЭ-65. *Проблемы энергетики*: 2012. Вып. № 9-10. С. 45-51.
9. Лебедев А. С., Варламов И. С., Росляков М. В. Энергетическая газотурбинная установка среднего класса мощности ГТЭ-65 // *Электрические станции*. 2007. №1. С. 19-22.
10. САД/САМ центр – программный комплекс «ГРАД». Руководство программиста. Казань: Казанский государственный технический университет им. А. Н. Туполева (КАИ) 1998 г. 118с.

11. Котлоагрегаты [Электронный ресурс]. URL: <http://kice.com.ua/kotloagregati.html> (дата обращения 22.11.2020)
12. Котлы – Утилизаторы [Электронный ресурс]. URL: <http://www.him-apparat.ru/kotli.php> (дата обращения 22.11.2020)
13. Воинов А.П., Зайцев В.А., Куперман Л.Н., Сидельковский Л.Н. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / под общ. ред . Л.Н. Сидельковского. – М. Энергоатомиздат 1989. – 272 с.: ил.
14. Тодорцев Ю.К., О.С. Тарахтий, А.Н. Бундюк. Выбор экономической схемы регенерации тепла когенерационной энергетической установки // *Восточно - Европейский журнал передовых технологий* ISSN 1729 – 3774: энергетические технологии и оборудование. / 2015 Вып. 2/8(74). С. 17-22.
15. Энергетика. Развитие Теплоэнергетики и гидроэнергетики. История настоящие и будущие. // Котлы-утилизаторы и энерготехнологические котлы [Электронный ресурс]. URL: <http://energetika.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-2/2-6-kotli-utilizatori-jenergotekhnologichni-kotli> (дата обращения 25.11.2020).
16. Котел-утилизатор с несвязанными контурами [Электронный ресурс]. URL: <http://foraenergy.ru/kotyol-utilizator-s-nesvyazannymi-konturami/> (дата обращения 25.11.2020).
17. Павленко Г. В. Формирование облика ГТД и ГТУ: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2007. 39 с.
18. Буслик Л.Н. Согласование параметров и определение основных размеров турбин и компрессоров ГТД [Текст]: учебное пособие/ Л.Н. Буслик, В.И. Ковалев. - Харьков: ХАИ, 1996. - 51 с.
19. Павленко Г. В. Газодинамический расчет осевого компрессора ГТД: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2002. 57 с.
20. Герасименко В.П. Теория газотурбинных установок. Сборник лабораторных работ. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 34с.
21. Павленко Г. В., Волов А. Г. Газодинамический расчет осевой газовой турбины: учебное пособие. Харьков: ХАИ, 2007. 76 с.

22. Иванов В.А. Повышение эффективности стационарных и судовых газотурбинных установок. *Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология.*, 2012. №2 с. 76-80.

23. 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.

24. Павленко Г.В. Математическое моделирование авиационных ГТД при исследовании их эксплуатационных характеристик Х.: ХАИ, 1986. – 123 с.

25. Ціна палива: закупівля газу. URL:
<http://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/23F7CF11FD207BC6C225829C00321495?OpenDocument&Expand=2&>

Постанова НКРЭКУ от 21.12.18 №2001 с 1 грудня 2018.