

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
АЕРОКОСМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

**ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
д-р техн. наук, проф.  
\_\_\_\_\_ Ю.М. Терещенко  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Пояснювальна записка кваліфікаційної роботи  
здобувача освітнього ступеня “Бакалавр”  
за освітньо-професійною програмою  
«Авіаційні двигуни та енергетичні установки»**

**Тема: «Авіаційний газотурбінний двигун  
з удосконаленою системою контролю технічного стану»**

**Виконав:** \_\_\_\_\_ **В.В. Юрчак**

**Керівник: канд. техн. наук, доц.** \_\_\_\_\_ **П.В. Корольов**

**Нормоконтролер** \_\_\_\_\_

**Київ 2024**

# НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет: Аерокосмічний

Кафедра: Авіаційних двигунів

Освітній ступень: «Бакалавр»

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма: «Авіаційні двигуни та енергетичні установки»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Ю.М.Терещенко

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

## **ЗАВДАННЯ**

**на виконання кваліфікаційної роботи**

Юрчаку Валентину Валентиновичу

**1. Тема роботи:** «Авіаційний газотурбінний двигун з удосконаленою системою контролю технічного стану».

**2. Термін виконання роботи:** з 20.03.2024 року по 10.06.2024 року.

**3. Вихідні дані до роботи:**

–Номінальна потужність ГТД:  $N_n = 25 \text{ МВт};$

–Експлуатаційні умови :  $T_n = 288\text{К}, P_n = 101325\text{Па}.$

**Зміст пояснювальної записки:** вступ, аналітична частина, проектна частина, спеціальна частина, висновки.

**5. Перелік обов'язкового графічного матеріалу:** конструктивно-силова схема газотурбінного двигуна.

## 6. Календарний план-графік

№	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1	Вступ		
2	Обґрунтування основних параметрів робочого процесу газотурбінного двигуна		
3	Газотурбінний двигун		
4	Розробка удосконалених процедур контролю наявної потужності газотурбінного двигуна		
5	Оформлення графічної частини		
6	Висновки		
7	Оформлення пояснювальної записки		

7. Дата видачі завдання: «01» березня 2024 р.

Керівник дипломної роботи \_\_\_\_\_ Корольов П.В.  
(підпис керівника) (П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Юрчак В.В.  
(підпис здобувача) (П.І.Б.)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи «Авіаційний газотурбінний двигун з удосконаленою системою контролю технічного стану»: сторінок, рисунків, таблиць, використаних джерел.

ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН, КОМПРЕСОР, КАМЕРА ЗГОРЯННЯ, ТУРБИНА, СИСТЕМА КОНТРОЛЮ НАЯВНОЇ ПОТУЖНОСТІ.

Об'єкт дослідження – газотурбінний двигун.

Предмет дослідження – діагностування газотурбінного двигуна із застосуванням різних методів.

Мета дипломної роботи – проектування газотурбінного двигуна з удосконаленою системою контролю технічного стану.

Метод дослідження – аналітичні і теоретичні методи розрахунку, методи аналізу і синтезу.

Для вирішення поставлених завдань використовувалися елементи теорії газотурбінних двигунів, методи: математичного, натурного, комп'ютерного моделювання.

Практичне значення результатів кваліфікаційної роботи полягає в підвищенні ефективності технічної експлуатації ГТД за рахунок збільшення ймовірності точного технічного діагнозу при ідентифікації технічного стану ГТД до конструктивного вузла.

Розроблені автором рекомендації можуть бути запропоновані для удосконалення методів і засобів контролю технічного стану ГТД.

## ЗМІСТ

Стор.

<b>ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ</b> .....	
<b>ВСТУП</b> .....	
<b>РОЗДІЛ 1 ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ</b> .....	
1.1 Основні поняття, терміни та визначення.....	
1.2 Завдання і структура технічної діагностики.....	
Висновки за розділом 1.....	
<b>РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА</b> .....	
2.1 Вибір параметрів робочого процесу.....	
2.2 Термодинамічний розрахунок газотурбінного двигуна .....	
2.3 Газодинамічний розрахунок.....	
2.4 Розрахунок дросельної характеристики газотурбінного двигуна...	
2.5 Короткий опис газотурбінного двигуна.....	
2.6 Система змащування.....	
2.7 Паливна система.....	
Висновки за розділом 2.....	
<b>РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ</b> .....	
3.1 Моніторинг наявної потужності газотурбінного двигуна.....	
3.2 Вимірювання крутного моменту .....	
Висновки за розділом 3.....	
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b> .....	
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Перелік умовних позначень

- $C_e$  – питома витрати палива, кг/(Вт год)
- $c$  – швидкість повітря (газу) в абсолютному русі, м/с
- $D$  – діаметр, м
- $d_{\text{вт}}$  – відносний діаметр втулки
- $e$  – параметр процесу стискування
- $F, f$  – площа перерізу, м<sup>2</sup>
- $G$  – масова витрата повітря, газу, палива, кг/с
- $g$  – відносна витрата повітря, газу, палива
- $H_u$  – питома теплотворність палива, кДж/кг
- $k$  – показник адіабати (ізоентропи)
- $L$  – питома робота, Дж/кг
- $m$  – коефіцієнт витрати повітря (газу)
- $\bar{m}$  – коефіцієнт відмінності фізичних властивостей повітря та газу
- $N, N_e$  – потужність, кВт
- $n$  – частота обертання, хв<sup>-1</sup>
- $p$  – тиск, Па
- $R$  – газова стала, Дж/(кгК)
- $T$  – температура, К
- $u$  – колова швидкість робочого колеса, м/с
- $W$  – відносна швидкість, м/с
- $\Delta W_u$  – закрутка потоку, м/с
- $z$  – кількість ступенів
- $\eta$  – ККД
- $\pi$  – ступінь підвищення (зниження) тиску

## Перелік умовних скорочень

ГТД	–	газотурбінний двигун;
ЗІЗ	–	засоби індивідуального захисту;
КВП	–	контрольно-вимірювальні прилади;
КВТ	–	компресор високого тиску;
КЗ	–	камера згоряння;
ККД	–	коефіцієнт корисної дії;
КНТ	–	компресор низького тиску;
ОК	–	осьовий компресор;
РК	–	робоче колесо;
СА	–	сопловий апарат;
САК	–	система автоматичного керування;
СТ	–	силова турбіна;
ТВТ	–	турбіна високого тиску;
ТНТ	–	турбіна низького тиску;
ТО	–	технічне обслуговування;
ДП	–	діагностичний параметр;
ТД	–	технічна діагностика;
ТС	–	технічний стан;

## ВСТУП

Сучасні газотурбінні двигуни є дорогими виробами, вартість їх ремонту також дуже висока. Тому збільшення ресурсів економічно вигідне за умови забезпечення високого рівня надійності двигунів. Це може бути досягнуто насамперед шляхом впровадження технічної діагностики, що дозволяє виявляти несправності двигуна на ранній стадії розвитку. Використання засобів і методів діагностики дозволяє запобігати відмовам двигунів у польоті і тим самим максимально використовувати індивідуальні можливості експлуатації кожного двигуна без виконання примусових ремонтів. Крім того, використання діагностики дозволяє попереджати вторинні руйнування двигунів і тим самим зменшувати витрати на відновлення двигунів, що відмовили. Для технічної діагностики двигунів використовують та вдосконалюють такі основні методи:

- ✓ візуальний огляд та огляд за допомогою оптичних пристроїв;
- ✓ методи неруйнівного фізичного контролю; контроль вібрації двигуна;
- ✓ контроль стану масла, що характеризує стан вузлів, які омиваються маслом;
- ✓ контроль параметрів, що характеризують стан ГТД. Авіаційний газотурбінний двигун є складним виробом, і жоден з перерахованих методів окремо може дати достовірну оцінку його технічного стану. Тільки вдосконалення методів комплексної оцінки може підвищити достовірність контролю технічного стану газотурбінного двигуна.

Метод візуального огляду є оперативним видом контролю технічного стану корпусів двигуна, герметичності паливної та масляної систем силової установки, вхідних напрямних апаратів та лопаток перших ступенів компресорів та останніх ступенів турбіни, а також інших доступних елементів двигуна та систем силової установки. Однак найбільш



навантаженими у двигуні є перші ступені турбіни, камера згоряння, останні ступені компресора, опори трансмісії двигуна та інші елементи, які часто недоступні для візуального контролю.

Тому в останні роки широке застосування знаходять різні оптичні пристосування, що дозволяють контролювати конструктивні елементи проточної частини двигуна, лопатки всіх ступенів компресора і турбіни, камер згоряння. Як оптичні засоби в зарубіжній практиці використовують бороскопи, що дозволяють оглядати конструктивні елементи в найбільш важкодоступних місцях. Для полегшення контролю великої кількості лопаток використовують телевізійні приставки. Для доступу до елементів проточної частини в конструкції двигуна передбачаються оглядові вікна.

Для контролю окремих конструктивних елементів двигуна використовуються різні методи неруйнівного фізичного контролю, такі як токовихревий, ультразвуковий, магнітний. Однак зазначені методи вимагають великих трудовитрат і мають обмежені сфери застосування. Тому вони використовують, як правило, як додаткові види контролю для уточнення характеру дефекту.

Деякі закордонні авіаційні компанії використовують метод рентгеноскопії конструктивних елементів двигуна, що недоступні для візуального контролю. Принцип методу заснований на дистанційному введенні радіоактивного ізотопу «іридій-192» у порожнистий вал двигуна, а зовні двигуна розміщують рентгенівську плівку для отримання зображення контрольованих деталей. Метод може бути ефективний для оцінки стану камер згоряння, лопаток соплових апаратів та інших елементів газоповітряного тракту.

Величина вібрації корпусу двигуна є одним з основних параметрів, що характеризують технічний стан двигуна. Під контролем вібрації зазвичай мають на увазі контроль інтенсивності (рівня) загальної вібрації двигуна.

Корпуси авіадвигуна відчувають вібрації, що породжуються вузлами, що обертаються, і автоколивальними процесами в газоповітряному тракті в

широкому діапазоні частот. Найбільш небезпечні вібрації, викликані неврівноваженими відцентровими силами. В даний час всі літаки з ГТД обладнані вібровимірювальною апаратурою, що дозволяє здійснювати контроль загальної вібрації двигуна низькочастотної області, тобто інтенсивність роторної вібрації.

Для оцінки рівня вібрації використовують параметр віброшвидкості, який не залежить від частоти обертання роторів.

З метою діагностики та прогнозування технічного стану двигунів необхідно проводити реєстрацію параметрів вібрації в кожному польоті та аналізувати їх зміну по напрацюванню двигунів. Саме аналіз тенденцій зміни рівня вібрації кожного двигуна дозволяє виявляти несправності в деталях, що обертаються, роторів на ранній стадії їх розвитку.

Однак оцінка зміни загального рівня вібрації двигуна, що вимірюється бортовою системою контролю, часто не дозволяє забезпечити достатню глибину контролю, тобто виявлення несправного елемента.

Постановка уточненого діагнозу може бути забезпечена шляхом виміру всього спектра вібрації та інших методів контролю. Враховуючи те, що двигуни в більшості випадків при появі дефектів у роторній частині в процесі їх експлуатації не відновлюються, постановка загального діагнозу за параметром вібрації може бути достатньою для прийняття рішення про дострокову заміну двигуна. Для ефективного контролю технічного стану зміни рівня вібрації необхідно обґрунтування норм на величину швидкості зміни рівня вібрації.

Діагностика, як наукова дисципліна і як область науково-практичної діяльності, є соціально обумовленою, змінюється в ході історичного розвитку суспільства. Її сучасний розвиток у XXI столітті здійснюється в напрямку розширення можливостей більш швидкого і точного наближення до мети, розпізнавання причин відхилень від норм технічного об'єкта. У свою чергу, розвиток діагностики характеризується нерівномірністю мінливості її окремих сторін, а також впливом один на одного різних ознак і параметрів

контрольованих об'єктів з позицій інформативності, а часто навіть з позицій надмірності потоку інформації. Це стосується всіх рівнів і розділів діагностики. Таким чином, технічною діагностикою називається наука про розпізнавання (віднесення до одного з можливих класів) стану технічної системи. При діагностуванні об'єкт встановлюється шляхом зіставлення знань, накопичених наукою, про групу та клас відповідних об'єктів .

Технічна діагностика – це наука, яка виникла у зв'язку зі зростаючою роллю в народному господарстві складних і дорогих технічних систем і пред'явленням до них підвищених вимог з безпеки, безвідмовності і довговічності. В цьому плані особливі вимоги пред'являються до авіаційної техніки (АТ), відмови якої призводять до тяжких наслідків.

Запобігання відмов АТ в значній мірі визначається ефективністю методів і засобів її діагностики. Вимогу про необхідність мати систему контролю технічного стану (ТС) авіаційної техніки міститься в такому основоположному документі як Авіаційні правила АП-25 «Норми льотної придатності літаків транспортної категорії». Згідно з цими вимогами для систем повітряних суден, відмова яких може слугувати безпосередньою причиною виникнення небезпечної ситуації в польоті, повинні бути передбачені контроль і діагностика їх ТС.

Для авіаційної техніки характерна поява в експлуатації різноманіття відмов і несправностей різної фізичної природи. Широку номенклатуру відмов і несправностей авіаційної техніки неможливо виявляти одним методом діагностики. Практика підтверджує, що для цілей виявлення всіх можливих несправностей АТ потрібна наявність розвиненої системи технічної діагностики, заснованої на поєднанні різноманітних методів і засобів .

## РОЗДІЛ 1

### ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ

#### 1.1 Основні поняття, терміни та визначення

Технічна діагностика (ТД) – область знань, що охоплює теорію, методи і засоби визначення технічного стану об'єкта, в тому числі і авіаційного газотурбінного двигуна (ГТД). Як будь-яка наука вона оперує відповідними поняттями, термінами і визначеннями, які використовуються як у літературі, присвяченій загальним питанням технічної діагностики, так і питанням діагностики авіаційної техніки, в тому числі і діагностики авіаційних двигунів.

У технічній діагностиці використовуються поняття, терміни та визначення, значення яких встановлені державними стандартами . Крім того, є ряд термінів і понять, які не увійшли в стандарти, але використовуються в науково-технічній і навчальній літературі . Нижче наведені найбільш вживані терміни і визначення.

У визначенні ТД ключовим поняттям є поняття «технічний стан». Під *технічним станом* об'єкта розуміється сукупність схильних до зміни в процесі виробництва або експлуатації властивостей об'єкта, яка характеризується в певний момент часу параметрами (параметрами стану), які встановлені технічною документацією на цей об'єкт .

*Об'єкт технічного діагностування* – це виріб і (або) його складові частини, що підлягають (піддаються) діагностуванню. Тобто – це матеріальний об'єкт, у якого визначається технічний стан і, в результаті, встановлюється технічний діагноз . Для постановки діагнозу необхідно оцінити відповідність параметрів стану вимогам нормативно-технічної документації.

*Параметр стану* – це величина, що кількісно характеризує одне з основних властивостей об'єкта або процесу, що протікає в об'єкті. В якості

параметрів стану можуть прийматися маса, коефіцієнт тертя, геометричні розміри, зазори, електричний опір тощо. Ці параметри ще називають первинними. Експериментальна оцінка чисельних значень цих параметрів і порівняння їх зі значеннями, що задані нормативно-технічною документацією, і дозволяє провести оцінку технічного стану об'єкта, тобто встановити його діагноз .

Часто на практиці неможливо зробити безпосереднє вимірювання параметрів стану. Тому в технічній діагностиці вводиться поняття *діагностичних параметрів* (ДП), під якими розуміються параметри об'єкта, які використовуються в процесі діагностування. Ці параметри в технічній літературі іноді називають вторинними. В якості ДП можуть використовуватися як параметри технічного стану, так і параметри, які характеризують різні процеси, що протікають в об'єкті діагностування, і лише непрямым чином пов'язані з параметрами стану. Таким чином, оцінка технічного стану виконується на основі інформації про величини діагностичних параметрів. Отже, повинен бути відомий зв'язок між діагностичними параметрами і параметрами стану. Зазначений зв'язок встановлюється за допомогою так званих математичних (діагностичних) моделей . *Математична модель* – формалізований опис об'єкта, що необхідний для вирішення завдань діагностування. Слід підкреслити, що основне призначення математичної (діагностичної) моделі це встановлення зв'язку між значеннями діагностичних параметрів і значеннями параметрів технічного стану (або безпосередньо з технічним станом) .

На об'єкт контролю з параметрами технічного стану  $Z$  діє зовнішній вплив  $X$ . За допомогою засобів вимірювання визначають діагностичні параметри  $Y$ . Значення цих параметрів з використанням математичної моделі перетворюються на значення параметрів технічного стану  $Z_m$ . Далі ці значення порівнюються із значеннями параметрів технічного стану, даними нормативно-технічної документації  $Z_{нд}$  і за результатами робиться висновок про технічний стан об'єкта контролю.

Математичний опис (модель) об'єкта діагностування може бути виконана як з використанням діагностичних параметрів, так і з використанням діагностичних ознак. Відмінність цих двох понять полягає в наступному. *Діагностичні ознаки* формуються (обираються) на основі *діагностичних параметрів*, вони утворюють дискретну безліч, а поява їх конкретних значень безпосередньо пов'язана із знаходженням об'єкта діагностики у відповідному класі технічного стану (діагнозі). Наприклад – нехай діагностичний параметр висловлює температуру газів за турбіною авіаційного двигуна. Нехай визначені три класи технічного стану двигуна, які характеризуються відповідно зниженою ( $600^{\circ}\text{C}$ ) температурою. Попадання значення температури газів в один з цих інтервалів є поява діагностичної ознаки, яка відповідає двигуну зі зниженою, нормальною або підвищеною температурою.

Призначення математичних (діагностичних) моделей (ММ) не тільки у встановленні зв'язку між параметрами стану та діагностичними параметрами. ММ дозволяють складати алгоритми технічного діагностування.

*Алгоритм* ТД – сукупність приписів, що визначають послідовність дій при проведенні діагностування.

Залежно від того, для якого часу проводиться діагностування, розрізняють три типи діагностичних завдань. Перший тип – це завдання визначення технічного стану, в якому знаходився об'єкт в деякий момент часу в минулому – завдання генезису. Цей тип завдань вирішується в основному при розслідуванні авіаційних подій та передумов до них .

Другий тип – це завдання визначення технічного стану об'єкта в даний момент часу, які називаються завданнями діагностування. Цей тип завдань важливий при виконанні технічного обслуговування і прийнятті рішення про подальшу експлуатацію.

Третій тип – це завдання передбачення технічного стану, в якому виявиться об'єкт в майбутній момент часу – завдання прогнозування. Цей тип завдань важливий для передбачення (прогнозування) залишкового ресурсу.

Завдання діагностування, на заключному етапі, нерозривно пов'язані з завданнями класифікації, оскільки, за наявною інформацією необхідно встановити діагноз, тобто вказати клас технічного стану, до якого належить наш об'єкт діагностування. Для класифікації необхідно знати класи (діагнози), які встановлюються до початку діагностування на основі аналізу самого об'єкта, його функцій та відмов, що виникають у ньому. В принципі, кількість класів може бути нескінченною. Але існують досить загальні принципи класифікації, які відомі з теорії надійності. В теорії надійності введені поняття для чотирьох видів технічного стану :

Працездатне і Непрацездатне; Справне і Несправне.

У технічній діагностиці вводиться ще два види технічного стану :

Стан правильного функціонування і стан неправильного функціонування.

*Стан правильного функціонування* – означає, що об'єкт в поточний момент часу виконує запропонований йому алгоритм функціонування.

*Стан неправильного функціонування* – означає, що об'єкт в поточний момент часу не виконує запропонований йому алгоритм функціонування.

Слід розрізняти терміни контроль технічного стану і діагностування технічного стану.

*Контроль ТС* – це перевірка відповідності значень параметрів об'єкта вимогам технічної документації та визначення на цій основі одного із заданих видів технічного стану. Наприклад, якщо в результаті оцінки технічного стану робиться висновок про те, що об'єкт справний або несправний.

Термін *технічне діагностування* застосовується тоді, коли основним завданням процесу діагностування є пошук місця і визначення причин відмови, несправності або неправильного функціонування. І

снує ще ряд термінів, про які слід згадати.

*Метод контролю (діагностики)* – правила застосування до об'єкта контролю (діагностики) певних принципів і засобів контролю (діагностики). Вибір методу контролю або діагностики базується на аналізі фізичних особливостей протікання робочих процесів і розвитку несправностей в об'єкті, що діагностується

*Засоби технічної діагностики (контролю)* – апаратура і програмне забезпечення, за допомогою яких здійснюється визначення величини діагностичних параметрів, їх обробка та поділ об'єктів на класи.

*Система технічної діагностики (контролю)* – сукупність засобів, об'єкта й виконавців, яка необхідна для проведення діагностування (контролю) за правилами, встановленими в нормативно-технічній документації.

## **1.2 Завдання і структура технічної діагностики**

Технічна діагностика АТ вирішує велике коло завдань, але основний – є розпізнавання станів технічних систем в умовах обмеженої інформації. Рішення діагностичних завдань (віднесення об'єкта до справного або несправного стану) завжди пов'язане з ризиком помилкової тривоги або пропуску дефекту. Слід зазначити, що загрожують при своєму розвитку руйнуванням об'єктів АТ несправності можна укрупнено розділити на три групи :

1) несправності дуже швидко (протягом часток секунди або декількох секунд) переходять в аварію, або, що майже те ж саме, несправності, занадто пізно виявляються за допомогою доступних засобів діагностики;

2) несправності, здатні розвиватися в аварію протягом декількох хвилин, а також несправності, характер і темп розвитку яких не можна достовірно передбачити на основі досягнутого рівня знань. Виникнення таких несправностей повинно супроводжуватися негайною видачею сигналу



екіпажу літака (або персоналу випробувального стенду) для залучення уваги, оцінки ситуації та прийняття необхідних заходів;

3) несправності, що розвиваються відносно повільно або виявляються готівкою діагностичними засобами на настільки ранній стадії, що перехід їх в аварію в продовження даного польоту можна вважати практично виключеною. Раннє виявлення саме таких несправностей і становить основу прогнозування станів АТ.

Одна з практичних завдань досліджень діагностики в області динаміки розвитку несправностей АТ полягає в тому, щоб максимально скорочувати число несправностей першої і другої груп та поступово «перекласти» їх у третю, розширюючи, таким чином, можливість раннього діагностування та довгострокового прогнозування станів АТ. Висока ступінь достовірності діагнозу не тільки підвищує безпеку польотів (БП), але і сприяє істотному зниженню експлуатаційних витрат, пов'язаних з порушенням регулярності польотів, ремонтом АТ.

Досвід експлуатації АТ для вирішення завдань діагностики показує, щоб правильно поставити діагноз, необхідно на першому етапі заздалегідь знати всі можливі стани, виходячи з апіорних статистичних даних і ймовірностей прояву ситуацій, а також масив діагностичних ознак, що реагують на ці стани. Як вже зазначалося, процес якісної зміни технічних властивостей АТ відбувається безперервно, а це означає, що безліч можливих її станів нескінченно і навіть безліч. Одна з задач діагностики полягає в тому, щоб розбити безліч станів на кінцеве і невелике число класів. У кожному класі об'єднуються стани, що володіють однаковими властивостями, обраними в якості ознак класифікації. При цьому статистична база параметрів, отриманих перерахованими вище методами діагностики, повинна бути неупередженою і реальною. Не всі параметри, які можуть бути використані в діагностиці, рівноцінні за змістом відомостей про функціонуючих системах АТ. Одні з них приносять інформацію відразу про багато властивостей працюючих модулів, інші, навпаки, вкрай бідні .

Тому на другому етапі цікавим видається розглянути задачі взаємозв'язку діагностичних параметрів, їхню зміну і можливий вплив один на одного, а також оцінити значимість ознак різних функціональних параметрів АТ. Відомо, що теорія постановки діагнозу досить добре описується загальною теорією зв'язку, що є одним з розділів теорії управління.

На службу діагностиці можна поставити математичний і логічний апарати, систему освоєних понять і термінологію. Необхідно лише знайти фізичну інтерпретацію абстрактних формул і шляхи практичного здійснення передбачених ними підходів.

Таким чином, на третьому етапі необхідно підтвердити значимість діагностичних ознак, і з урахуванням цього сформулювати діагноз, а в подальшому, здійснити прогнозування передвідмовних станів. Ця частина роботи пов'язана з найбільшими труднощами, тому що функціональні системи АТ є багатопараметричними, але не всі параметри однаково істотні (інформативні) в тих чи інших конкретних умовах .

**Технічне діагностування** – процес визначення технічного стану об'єкта. Воно поділяється на тестове, функціональне та експресдіагностування.

Періодичне та планове технічне діагностування дозволяє:

- виконувати вхідний контроль агрегатів та запасних вузлів при їх купівлі;
- звести до мінімуму раптові позапланові зупинки технічного обладнання;
- керувати старінням обладнання.

*Комплексне діагностування технічного стану* обладнання дає можливість вирішувати такі завдання:

- проводити ремонт за фактичним станом;
- збільшити середній час між ремонтами;
- зменшити витрати деталей у процесі експлуатації різного обладнання;

- зменшити обсяг запасних частин;
- скоротити тривалість ремонтів;
- підвищити якість ремонту та усунути вторинні поломки;
- продовжити ресурс працюючого обладнання на суворій науковій основі;
- підвищити безпеку експлуатації енергетичного обладнання;
- зменшити споживання паливно-енергетичних ресурсів.

*Тестове технічне діагностування* - це діагностування, при якому на об'єкт подаються тестові дії (наприклад, визначення ступеня зношування ізоляції електричних машин зі зміни тангенсу кута діелектричних втрат при подачі напруги на обмотку двигуна від мосту змінного струму).

*Функціональне технічне діагностування* - це діагностування, при якому вимірюються та аналізуються параметри об'єкта при його функціонуванні за прямим призначенням або у спеціальному режимі, наприклад визначення технічного стану підшипників кочення зі зміни вібрації під час роботи електричних машин.

*Експрес-діагностування* – це діагностування за обмеженою кількістю параметрів за встановлений час.

*Об'єкт технічного діагностування* – виріб або його складові частини, що підлягають діагностуванню (контролю).

**Технічний стан** – це стан, який характеризується у певний час за певних умов довкілля значеннями діагностичних параметрів, встановлених технічною документацією на об'єкт.

**Засоби технічного діагностування** - апаратура та програми, за допомогою яких здійснюється діагностування (контроль).

**Вбудовані засоби технічного діагностування** – це засоби діагностування, що є складовою об'єкта (наприклад, газові реле в трансформаторах на напругу 100 кВ).

**Зовнішні пристрої технічного діагностування** – це діагностичні пристрої, виконані конструктивно окремо від об'єкта (наприклад, система віброконтролю на нафтоперекачувальних насосах).

**Система технічного діагностування** – сукупність коштів, об'єкта та виконавців, необхідна для проведення діагностування за правилами, встановленими технічною документацією.

**Технічний діагноз** – результат діагностування.

**Прогнозування технічного стану** це визначення технічного стану об'єкта із заданою ймовірністю на майбутній інтервал часу, протягом якого збережеться працездатний (непрацездатний) стан об'єкта.

**Алгоритм технічного діагностування** – сукупність розпоряджень, що визначають послідовність дій при проведенні діагностування.

**Діагностична модель** – формальний опис об'єкта, необхідне вирішення завдань діагностування. Діагностична модель може бути представлена у вигляді сукупності графіків, таблиць або еталонів у діагностичному просторі.

Існують різні методи технічного діагностування:

Візуально-оптичний метод реалізується за допомогою лупи, ендоскопа, штангенциркуля та інших найпростіших пристроїв. Цим методом користуються, зазвичай, постійно, проводячи зовнішні огляди устаткування під час підготовки до роботи чи процесі технічних оглядів

Віброакустичний метод реалізується за допомогою різних приладів для виміру вібрації. Вібрація оцінюється за вібропереміщенням, віброшвидкістю або віброприскоренню. Оцінка технічного стану цим методом здійснюється за загальним рівнем вібрації в діапазоні частот  $10 \div 1000$  Гц або за частотним аналізом у діапазоні  $0 \div 20000$  Гц .

Тепловізійний (термографічний) метод реалізується за допомогою пірометрів та тепловізорів. Пірометрами вимірюється температура безконтактним методом кожної конкретної точки, тобто. Для отримання інформації про температурний нуль необхідно цим приладом сканувати

об'єкт. Тепловізори дозволяють визначати температурне поле в певній частині поверхні діагностованого об'єкта, що підвищує ефективність виявлення дефектів, що зароджуються.

Метод акустичної емісії заснований на реєстрації високочастотних сигналів у металах та кераміці у разі виникнення мікротріщин. Частота акустичного сигналу змінюється у діапазоні 5 – 600 кГц. Сигнал виникає у момент утворення мікротріщин. Після закінчення розвитку тріщини він зникає. Внаслідок цього при використанні даного методу застосовують різні способи навантаження об'єктів у процесі діагностування.

Магнітний метод використовується для виявлення дефектів: мікротріщин, корозії та обривів сталевих дротів у канатах, концентрації напруги у металоконструкціях. Концентрація напруги виявляється за допомогою спеціальних приладів, в основі яких лежать принципи Баркгаузена і Віллари.

Для виявлення дефектів в ізоляції станційних синхронних генераторів з водневим охолодженням та дефектів у трансформаторах на напругу 3 ÷ 330 кВ застосовується хромотографічний аналіз газів. У разі різних дефектів у трансформаторах в маслі виділяються різні гази: метан, ацетилен, водень тощо. Частка цих розчинених у маслі газів надзвичайно мала, але є прилади (хромотографи), з допомогою яких зазначені гази виявляються у трансформаторному маслі і визначається рівень розвитку тих чи інших дефектів.

Крім того, для технічного діагностування валів електричних машин, корпусів трансформаторів можуть використовуватися такі методи: ультразвуковий, ультразвукова товщинометрія, радіографічний, капілярний (кольоровий), вихрострумний, механічні випробування (твердометрія, розтяг, вигин), рентенографічна дефектоскопія, металографічний аналіз.

### ***Авіаційний газотурбінний двигун як об'єкт діагностування***

Авіаційний двигун є найбільш складним та відповідальним виробом АТ. Відмова двигуна призводить до складної ситуації в польоті, а можливо, і

важких наслідків. Тому авіаційному двигуну приділяється особлива увага в технічній діагностиці.

Діагностика авіаційних ГТД базується на загальній теорії технічної діагностики та її розвиток нерозривно пов'язаний з прогресом в авіадвигуні та вдосконаленням системи експлуатації ЛА. За останні роки розвитку авіації значення технічної діагностики авіаційних ГТД значно зросло у зв'язку: з надходженням в експлуатацію більш складних у виготовленні та застосуванні авіаційних ГТД з великими тягоозброєністю та ресурсом, з підвищеними вимогами до надійності; з необхідністю виявлення несправностей на ранній стадії їх розвитку з метою запобігання відмов у польоті; із утрудненням швидко знаходити несправності без застосування спеціальних методів та засобів діагностування; з переходом на прогресивні методи технічного обслуговування та ремонту.

Авіаційний ГТД характеризується наявністю взаємодіючих багатьох складних систем: компресора, камери згоряння, турбіни, паливорегулюючої апаратури, систем змащення, суфлювання, запуску, відбору повітря, управління поворотом лопаток спрямовуючих апаратів і т. д. Тому оцінка технічного стану ГТД та аналізу параметрів цих систем та параметрів, що відображають взаємозв'язок між системами. Досвід експлуатації показує, що для діагностування сучасного ГТД глибиною до вузла необхідно виміряти та спеціально обробити до 1000 параметрів. Проблеми вибору параметрів для діагностування у тому, що кожному режиму роботи двигуна відповідають свої параметри. Це пояснюється динамікою взаємодії газових потоків у проточній частині двигуна і мас роторів, що обертаються, тепловою інерційністю двигуна. Основні несправні стани авіаційних ГТД. Несправні стани ГТД наводяться на його основні вузли.

*Компресор:* абразивне та ерозійне зношування лопаток та проточної частини, пошкодження лопаток сторонніми предметами та помпаж компресора, обрив лопаток через появу втомних тріщин.

*Камера згоряння:* прогар жарової труби та корпусу камери згоряння, деформація та тріщини жарової труби та корпусу камери згоряння через нерівномірний розподіл поля температур.

*Газова турбіна:* витяжка робочих лопаток турбіни внаслідок дії на них відцентрових сил за умов високої температури; прогорання або перегрів соплових та робочих лопаток через порушення процесу згоряння палива; обрив або руйнування робочих лопаток через перевищення температури газів або неправильну експлуатацію (зупинка двигуна без попереднього охолодження на знижених режимах), підвищену вібрацію ГТД; втомні або термічні тріщини на пері лопаток та їх хвостовиках. Висновки до розділу 1 У розділі проаналізовані основи технічної діагностики, приведені основні поняття, терміни та визначення. Також наведені основні завдання технічної діагностики, як галузі знань, що охоплює теорію, методи і засоби визначення технічного стану об'єкта, в тому числі і авіаційного газотурбінного двигуна.

## **Висновки до розділу 1**

У розділі проаналізовані основи технічної діагностики, приведені основні поняття, терміни та визначення. Також наведені основні завдання технічної діагностики, як галузі знань, що охоплює теорію, методи і засоби визначення технічного стану об'єкта, в тому числі і авіаційного газотурбінного двигуна.

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

#### 2.1 Вибір параметрів робочого процесу

Згідно завдання до дипломного проекту потужність газотурбінного двигуна становить 25 МВт, тому за прототип було обрано газотурбінний двигун ДН-80. Для подальшого термогазодинамічного розрахунку необхідно задати температури газу перед турбіною  $T_2^*$  і ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_k^*$ .

Підвищення температури газу перед турбіною ГТД приводить до збільшення питомої потужності та зниження витрати палива. Граничні значення температури газу перед турбіною залежать від великої кількості факторів, головні з яких пов'язані з вибором палива і організацією системи охолодження турбінних лопаток. Тому, спираючись на статистичні дані, вибираємо температуру газу перед турбіною 1300К, враховуючи, що паливо – природний газ.

При виборі ступеня підвищення тиску в компресорі для газотурбінного двигуна слід орієнтуватися на значення ступеня підвищення тиску, при яких забезпечується висока паливна економічність. Тому для вибору ступеня підвищення тиску необхідно проаналізувати залежність зміни ступеня підвищення тиску від зовнішньої роботи ГТД і питомої витрати палива.

Побудуємо залежності зовнішньої роботи  $L_e$  і питомої витрати палива  $C_e$  від різних значень ступеня підвищення тиску  $\pi_k$ . (рис.2.1). Алгоритм розрахунку представлено нижче:



$$L_u = L_e + \frac{c_c^2 - V^2}{2} \approx L_e$$

$$L_e = L_u = \frac{k}{k-1} RT_H^* \frac{e-1}{\eta_c} \left( \frac{\bar{m} \Delta \eta_c \eta_p}{e} - 1 \right),$$

$$e = \pi_k^{\frac{k-1}{k}}; \quad \Delta = \frac{T_z^*}{T_H^*}; \quad T_H^* = 288K; \quad T_K^* = T_H^* \left( 1 + \frac{e-1}{\eta_K^*} \right);$$

$$C_e = \frac{3600 c_{kc} (T_z^* - T_K^*)}{\eta_z H_u L_e}.$$

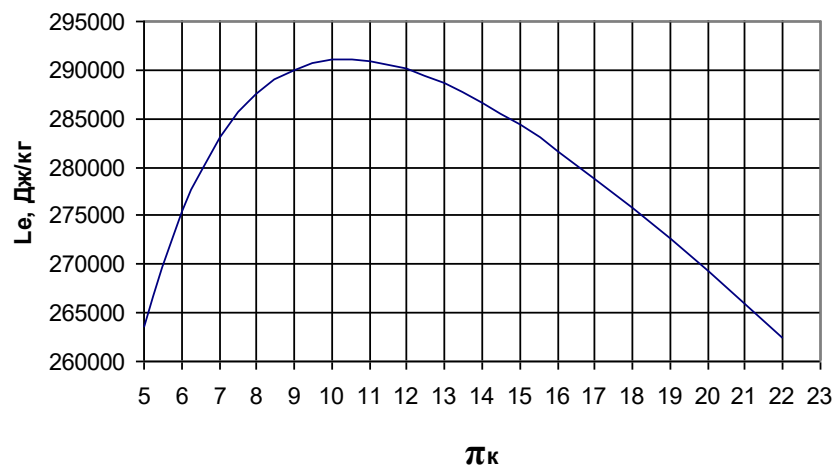


Рисунок 2.1 – Залежність зовнішньої роботи від ступені підвищення тиску

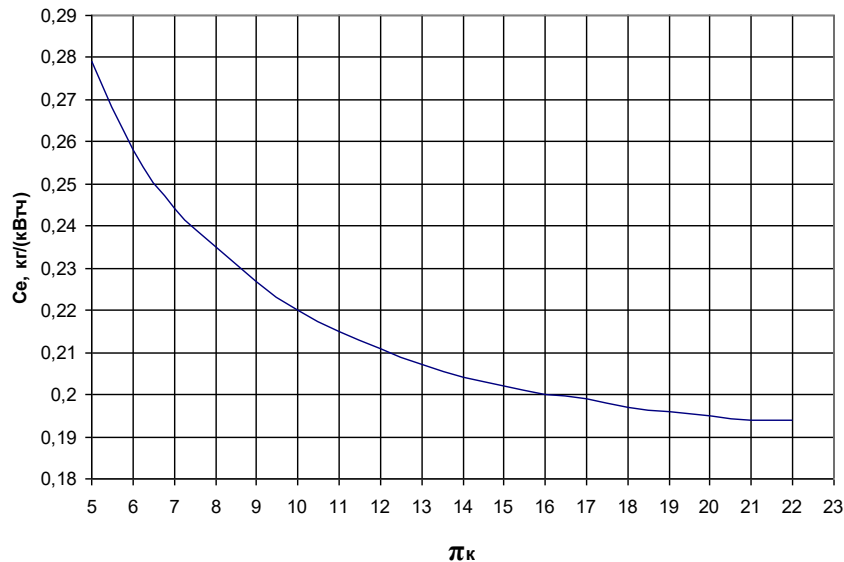


Рисунок 2.2 – Залежність питомої витрати палива від ступеня підвищення тиску

На підставі отриманих розрахунків, можна зробити висновок, що при оптимальному значенні ступеня підвищення тиску  $\pi_{\kappa}^* = 10,5$  внутрішня робота має максимальне значення, але при цьому питома витрата палива не є мінімальною (рис.2.1, рис.2.2). Тому для розрахунків обираємо ступінь підвищення тиску, який наближається до економічного значення  $\pi_{\kappa}^* = 21$ .

## 2.2 Термодинамічний розрахунок газотурбінного двигуна

*Термодинамічні параметри* – параметри стану – сукупність фізичних величин, що характеризують властивості і стан термодинамічної системи. Метою термодинамічного розрахунку ГТД є визначення параметрів робочого тіла (витрати повітря, питомої потужності і питомої витрати палива) в характерних перерізах проточної частини двигуна (рис.2.3.).

Вихідні данні:

- номінальна потужність двигуна  $N_H = 25 \text{ МВт}$ ,
- температура газу перед турбіною компресора  $T_2^* = 1300 \text{ К}$ ,
- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі  $\pi_{\kappa}^* = 21$ ,
- розрахункові умови:  $T_H = 288 \text{ К}$ ,  $P_H = 101325 \text{ Па}$ .

### 2.2.1 Визначення параметрів повітря на вході в ГТД (переріз в-в).

– Температура повітря:

$$T_{\epsilon}^* = T_H^* = T_H, \quad T_{\epsilon}^* = 288K.$$

де коефіцієнт відновлення повного тиску на вході приймаємо рівним  $\sigma_{\epsilon x} = 0,98$ .

– Тиск повітря  $P_{\epsilon}^*$ :

$$P_{\epsilon}^* = P_H^* \cdot \sigma_{\epsilon x}; \quad P_{\epsilon}^* = 101325 \cdot 0,98 = 9,93 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

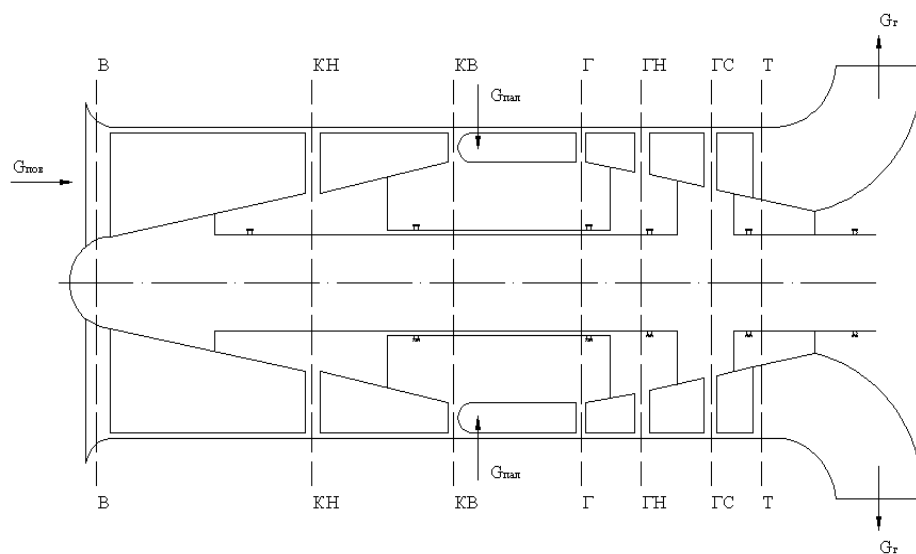


Рисунок 2.3 – Проточна частина ГТД з характерними перерізами

### 2.2.2 Визначення параметрів повітря на виході з компресора (переріз к-к).

Обчислюється ККД компресора, приймаючи ККД одного його ступіня

$\eta_{ст}^* = 0,92$ , за формулою:

$$\eta_{\kappa}^* = \frac{\pi_{\kappa}^{*\kappa} - 1}{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}; \quad \eta_{\kappa}^* = \frac{21^{0,2857} - 1}{\frac{0,2857}{21^{0,92} - 1}} = 0,883.$$

Робота стиснення 1-го кг. повітря в компресорі визначається за формулою:

$$L_{\kappa} = \frac{\kappa \cdot R \cdot T_{\epsilon}^*}{\kappa - 1} \cdot \left( \pi_{\kappa}^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}^*};$$

$$L_{\kappa} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,3 \cdot 288 \cdot \left( 21^{0,2857} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,883} = 454726 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Температура повітря на виході з компресора:

$$T_{\kappa}^* = T_{\epsilon}^* + \frac{L_{\kappa}}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R}; T_{\kappa}^* = 288 + \frac{454726}{3,5 \cdot 287,3} = 740,2 \text{ К}.$$

– Тиск повітря за компресором:

$$P_{\kappa}^* = P_{\epsilon}^* \cdot \pi_{\kappa}^*; P_{\kappa}^* = 9,93 \cdot 10^4 \cdot 21 = 2,0853 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

2.2.3 Визначення параметрів газу на виході з камери згоряння (переріз Г-Г).

– Середня теплоємність продуктів згоряння в камері згоряння:

$$C_{p, \kappa 3} = 878 + 0,208 \cdot \left( T_{\Gamma}^* + 0,48 \cdot T_{\kappa}^* \right);$$

$$C_{p, \kappa 3} = 878 + 0,208 \cdot (1300 + 0,48 \cdot 740,2) = 1,222 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

– Відносну витрату палива: приймаючи коефіцієнт згоряння  $\eta_{\epsilon} = 0,97$ ,

теплотворну здатність газоподібного палива  $H_{\text{ц}} = 50600 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$g_{\text{пал}} = \frac{C_{p, \kappa 3} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{H_{\text{ц}} \cdot \eta_{\epsilon} \cdot 10^3}; g_{\text{пал}} = \frac{1222 \cdot (1300 - 740,2)}{50,6 \cdot 10^6 \cdot 0,97} = 0,014.$$

– Питоме підведене тепло у камері згоряння:

$$q_1 = \frac{C_{p, \kappa 3} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{\eta_{\Gamma}}; q_1 = \frac{1,222 \cdot 10^3 \cdot (1300 - 740,2)}{0,97} = 0,705 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

– тиск газу на виході з КЗ за формулою:

$$P_{\Gamma}^* = P_{\kappa}^* \cdot \sigma_{\kappa \Gamma}; P_{\Gamma}^* = 2,0853 \cdot 0,98 \cdot 10^6 = 2,044 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,044 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{\kappa \Gamma} = 0,98$  – коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння.

2.2.4 Визначення роботи розширення 1-го кг. газу в турбіні приводу компресора та параметрів газу в перерізі т-т за турбіною.

– робота розширення 1кг газу в турбіні:

$$L_{T.K} = \frac{L_K}{(1+q_m) \cdot (1-q_{охл} - q_{ом}) \cdot \eta_{M.K}};$$

$$L_{T.K} = \frac{454726}{1,0204 \cdot (1-0,08-0,015) \cdot 0,99} = 497388 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

де  $q_{охл} = 0,08$  - відносна витрата повітря на охолодження деталей турбіни,  $q_{від} = 0,015$  - відносна витрата повітря для технологічних потреб ГТД,

$\eta_{M.K} = 0,99$  – механічний ККД .

– Температура газу за турбіною приводу компресора:

$$T_{T.K}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{T.K}}{\frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma}}; T_{T.K}^* = 1300 - \frac{497388}{4,03 \cdot 288} = 871,5 \text{ К}.$$

– Тиск за турбіною:

$$P_{T.K}^* = P_{\Gamma}^* \cdot \left( 1 - \frac{T_{\Gamma}^* - T_{T.K}^*}{T_{\Gamma}^* \cdot \eta_{T.K}^*} \right)^{\frac{\kappa_{\Gamma}}{\kappa_{\Gamma}-1}};$$

$$P_{T.K}^* = 2,044 \cdot 10^6 \cdot \left( 1 - \frac{1300-871,5}{1300 \cdot 0,91} \right)^{4,03} = 333671,5 \text{ Па},$$

де ККД турбіни  $\eta_{тк}^* = 0,91$ .

2.2.5. Визначення роботи розширення газу в силовій турбіні.

Тиск на виході із силової турбіни:

$$P_{C.T}^* = 1,03 P_n,$$

$$P_{C.T}^* = 101325 \cdot 1,03 = 104365 \text{ Па}.$$

Тоді ступінь зниження тиску у силовій турбіні:

$$\pi_{C.T}^* = \frac{P_{TK}^* \sigma_{пер}}{P_{C.T}^*} = \frac{333671,5 \cdot 0,99}{104365} = 3,165.$$

де  $\sigma_{пер} = 0,99$  – коефіцієнт, що враховує втрати в перехідному корпусі.

Приймаємо ККД силової турбіни  $\eta_{CT}^* = 0,9$ , то роботу розширення газу в силівій турбіні:

$$L_{cm} = \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_{mk}^* \cdot \left( 1 - \frac{1}{\frac{\kappa_2 - 1}{\pi_{cm}^* \kappa_2}} \right) \cdot \eta_{cm}^* ;$$

$$L_{cm} = 4,03 \cdot 288 \cdot 871,5 \cdot \left( 1 - \frac{1}{3,165^{0,249}} \right) \cdot 0,9 = 227043 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} .$$

– Температура газу на виході з силової турбіни:

$$T_T^* = T_{Г.К.}^* - \frac{L_{CT}}{\left[ \frac{k_{Г} R_{Г}}{k_{Г} - 1} \right]} ; T_T^* = 871,5 - \frac{227043}{4,03 \cdot 288} = 676 \text{ К} .$$

2.2.6 Визначення питомих параметрів ГТД, основних ККД і витрати повітря в газотурбінному двигуні.

Питома потужність газотурбінного двигуна з силовою турбіною дорівнює роботі розширення 1кг газу в силівій турбіні (питомій корисній роботі ГТД) в секунду:

$$N_{e.n} = \eta_{m.c} \cdot L_{cm} \cdot (1 + g_{нал}) ,$$

$$N_{e.n} = 0,99 \cdot 227043 \cdot (1 + 0,014) = 227920 \frac{\text{Втгод}}{\text{кг}} .$$

Питома витрата палива:

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_{нал} (1 - q_{охл} - q_{від})}{N_{e.n}} = \frac{3600 \cdot 0,014 (1 - 0,08 - 0,015)}{227920} = 0,0002 = 0,2 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} ;$$

ККД циклу газотурбінного двигуна:

$$\eta_{ц} = \frac{L_{CT}}{q_1} = \frac{227043}{705000} = 0,322 ; \quad \eta = 0,345 .$$

Коефіцієнт корисної роботи:

$$\eta = 1 - \frac{\pi_{\kappa}^{*\kappa}}{\left(\frac{T_{\kappa}^*}{T_{\epsilon}^*}\right) \cdot \eta_m^* \cdot \eta_{\kappa}^*}; \quad \eta = 1 - \frac{21^{0,2857}}{\frac{1300}{288} \cdot 0,9 \cdot 0,883} = 0,335.$$

Для заданої потужності двигуна  $N_H=25\text{МВт}$  витрата повітря в двигуні становить:

$$G_{\epsilon} = \frac{N_H}{N_{e.n}}; \quad G_{\epsilon} = \frac{25 \cdot 10^6}{227920} = 110 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата паливного газу:

$$q_H = \frac{C_e \cdot N_H}{0,682}; \quad q_H = \frac{0,0002 \cdot 25000000}{0,682} = 7331,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

### 2.3 Газодинамічний розрахунок

В результаті газодинамічного розрахунку ГТД буде визначено діаметральні розміри, кількість каскадів компресора і частоти обертання, число ступеней компресорів і турбін, та розподіл роботи між ними. Вихідними даними для газодинамічного розрахунку є результати термодинамічного розрахунку ГТД.

#### 2.3.1 Визначення діаметральних розмірів на вході в компресор

Осьова складова швидкості повітря на вході в компресор  $C_{1a} = 160 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  і колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса 1-го ступеня компресора  $U_{1\kappa} = 310 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Приведена швидкість на вході в компресор:

$$\lambda_{1a} = \frac{C_{1a}}{a_{кр}} = \frac{C_{1a}}{18,3 \cdot \sqrt{T_{\epsilon}^*}}; \quad \lambda_{1a} = \frac{160}{18,3 \cdot \sqrt{288}} = 0,5473.$$

З таблиць газодинамічних функцій знаходиться відносна густину потоку  $q(\lambda_{1a})=0,72575$ .

Площа перерізу проточної частини на вході в компресор визначається за формулою:

$$F_{\epsilon} = \frac{G_{\epsilon} \cdot \sqrt{T_{\epsilon}^*}}{P_{\epsilon}^* \cdot q(\lambda_{1a}) \cdot m_{\epsilon}}; F_{\epsilon} = \frac{110 \cdot \sqrt{288}}{99300 \cdot 0,72575 \cdot 0,040348} = 0,65 \text{ м}^2.$$

Якщо відносний діаметр втулки на вході в компресор  $\bar{d}_{\text{вм}} = 0,5$ , тоді діаметр робочого колеса на вході до 1-го ступеня компресора обчислюється за формулою:

$$D_{1\kappa} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\epsilon}}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_1^2)}}; D_{1\kappa} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,65}{3,14 \cdot (1 - 0,5^2)}} = 1,05 \text{ м}$$

Діаметр втулки колеса:

$$D_{1\text{вм}} = \sqrt{D_{1\kappa}^2 - \frac{4 \cdot F_{\epsilon}}{\pi}}; D_{1\text{вм}} = \sqrt{1,05^2 - \frac{4 \cdot 0,65}{3,14}} = 0,52 \text{ м}.$$

Середній діаметр ступеня:

$$D_{1\text{ср}} = \frac{D_{1\kappa} + D_{1\text{вм}}}{2}; D_{1\text{ср}} = \frac{1,05 + 0,52}{2} = 0,785 \text{ м}.$$

Висота лопатки:

$$h_l = \frac{D_{1\kappa} - D_{1\text{вм}}}{2}; h_l = \frac{1,05 - 0,52}{2} = 0,265 \text{ м}.$$

2.3.2 Визначення діаметральних розмірів на виході із компресора низького тиску та числа ступенів КНТ

У виконаних конструкціях двовальних ГТД робота КНТ складає  $(0,35 \dots 0,5)L_{\kappa}$ . Приймається  $L_{\text{КН}} = 0,43L_{\kappa}$ ;

$$L_{\text{КН}} = 0,43 \cdot 454726 = 195532 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Ступінь підвищення тиску в КНТ, (ККД КНТ становить  $\eta_{\text{КН}}^* = 0,89$ ), визначається за формулою:



$$\pi_{кн}^* = \left( 1 + \frac{L_{кн} \cdot \eta_{кн}^*}{\frac{K}{K-1} \cdot R \cdot T_6^*} \right)^{\frac{K}{K-1}}; \quad \pi_{кн}^* = \left( 1 + \frac{195532 \cdot 0,89}{3,5 \cdot 287,3 \cdot 288} \right)^{3,5} = 5,19.$$

Температура повітря на виході з КНТ:

$$T_{кн}^* = T_6^* + \frac{L_{кн}}{\frac{K}{K-1} \cdot R}; \quad T_{кн}^* = 288 + \frac{195532}{3,5 \cdot 287,3} = 485,5 \text{ К.}$$

Тиск повітря на виході з КНТ:

$$P_{кн}^* = P_6^* \cdot \pi_{кн}^*; \quad P_{кн}^* = 9,93 \cdot 10^4 \cdot 5,19 = 515367 \text{ Па.}$$

Швидкість повітря на виході із КНТ  $C_{a.кн} = 120 \frac{M}{c}$ , приведена

швидкість:

$$\lambda_{a.кн} = \frac{C_{a.кн}}{18,15 \cdot \sqrt{T_{кн}^*}}; \quad \lambda_{a.кн} = \frac{120}{18,15 \cdot \sqrt{485,5}} = 0,3.$$

Відносна густина потоку із таблиць:  $q(\lambda_{a.кн}) = 0,4557$ .

Площа проточної частини на виході з КНТ:

$$F_{кн} = \frac{G_6 \cdot \sqrt{T_{кн}^*}}{P_{кн}^* \cdot q(\lambda_{a.кн}) \cdot m_6}; \quad \text{де } m_6 = 0,040348;$$

$$F_{кн} = \frac{110 \sqrt{485,5}}{515367 \cdot 0,4557 \cdot 0,040348} = 0,256 \text{ м}^2.$$

Меридіональний профіль проточної частини КНТ з постійним кінцевим діаметром:  $D_{1к} = 1,05$  м, тоді:

$$D_{вт.кн} = \sqrt{D_{1к}^2 - \frac{4 \cdot F_{кн}}{3,14}}; \quad D_{вт.кн} = \sqrt{1,05^2 - \frac{4 \cdot 0,256}{3,14}} = 0,88 \text{ м.}$$

Висота лопатки на виході із КНТ:

$$h_l = \frac{D_{1к} - D_{вт.кн}}{2}; \quad h_l = \frac{1,05 - 0,88}{2} = 0,085 \text{ м.}$$

Діаметр втулки на виході із КНТ обчислюється за формулою:

$$\bar{d}_{вткн} = \frac{D_{вткн}}{D_{1к}}; \quad \bar{d}_{вткн} = \frac{0,88}{1,05} = 0,83.$$

Робота 1-го ступеня КНТ визначається у такій послідовності:

Знаходиться колова швидкість біля втулки робочого колеса 1-го ступеня:

$$U_{1вт} = U_{1к} \cdot \frac{D_{1вт}}{D_{1к}}; \quad U_{1вт} = 310 \cdot 0,5 = 155 \frac{м}{с}$$

густина решітки лопаток біля втулки робочого колеса:  $\left(\frac{b}{t}\right)_{вт} = 1,9$ ,

та закрутки потоку в ступені:

$$\Delta W_{у.вт} = C_{1а} \cdot \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вт}}; \quad \Delta W_{у.вт} = 160 \cdot \frac{1,55}{1 + \frac{1,5}{1,9}} = 138,59 \frac{м}{с}$$

Робота 1-го ступеня КНТ:

$$L_{1ст} = U_{1вт} \cdot \Delta W_{у.вт}; \quad L_{1ст} = 155 \cdot 138,59 = 21482 \frac{Дж}{кг}$$

В аналогічній послідовності розраховується робота останнього ступеня КНТ. Знаходиться колова швидкість біля втулки робочого колеса останнього ступеня:

$$U_{z.вт} = U_{1к} \cdot \frac{D_{вт.кн}}{D_{1к}}; \quad U_{z.вт} = 310 \cdot 0,83 = 257 \frac{м}{с};$$

густина решітки лопаток біля втулки робочого колеса:  $\left(\frac{b}{t}\right)_{вт} = 1,7$ ,

та закрутка потоку в ступені:

$$\Delta W_{уз.вт} = C_{акк} \cdot \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вт}}; \quad \Delta W_{уз.вт} = 120 \cdot \frac{1,55}{1 + \frac{1,5}{1,7}} = 98 \frac{м}{с}$$

Робота останнього ступеня КНТ:

$$L_{zкн} = U_{z.вт} \cdot \Delta W_{уз.вт}; \quad L_{zкн} = 257 \cdot 98 = 25186 \frac{Дж}{кг}$$

Середня робота одного ступеня КНТ:

$$L_{кн.сп} = \frac{L_{1ст} + L_{Z.кн}}{2}; \quad L_{кн.сп} = \frac{21482 + 25186}{2} = 23334 \frac{Джс}{кг}$$

Кількість ступенів КНТ:

$$Z = \frac{L_{кн}}{L_{кн.сп}}; \quad Z = \frac{195532}{23334} = 8,5$$

Приймаємо число ступенів КНТ  $Z=9$ .

Визначається частота обертання ротора КНТ:

$$n_{нд} = \frac{60 \cdot U_{1к}}{\pi \cdot D_{1к}}; \quad n_{нд} = \frac{60 \cdot 310}{3,14 \cdot 1,05} = 5642 \frac{об}{хв}$$

2.3.3 Визначення діаметральних розмірів на вході в компресор високого тиску

Приймається коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному корпусі  $\sigma_{пер}=0,99$  і швидкість повітря на вході в КВТ  $C_{a.кв} = 120 \frac{м}{с}$ .

Приведена швидкість обчислюється за формулою:

$$\lambda_{a.кв} = \frac{C_{a.кв}}{18,15 \cdot \sqrt{T_{кн}^*}}; \quad \lambda_{a.кв} = \frac{115}{18,15 \cdot \sqrt{485,5}} = 0,3;$$

Відносна густина потоку  $q(\lambda_{a.кв})=0,4557$ .

Площа на вході в КВТ:

$$F_{в.кв} = \frac{G_v \cdot \sqrt{T_{кн}^*}}{P_{кн}^* \cdot \sigma_{пер} \cdot q(\lambda_{a.кв}) \cdot m_v};$$
$$F_{в.кв} = \frac{110 \cdot \sqrt{485,5}}{515367 \cdot 0,4557 \cdot 0,99 \cdot 0,040348} = 0,258 м^2$$

Приймаємо відносний діаметр втулки на вході в КВТ  $\bar{d}_{вт} = 0,65$ , тоді діаметр колеса на вході в КВТ буде рівним:

$$D_{к.в.кв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{6.кв}}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_{вт}^2)}}; D_{к.в.кв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,258}{3,14 \cdot (1 - 0,65^2)}} = 0,76 м$$

Діаметр втулки:

$$D_{вт.в.кв} = D_{к.в.кв} \cdot \bar{d}_{вт}; D_{вт.в.кв} = 0,76 \cdot 0,65 = 0,494 м.$$

Висота лопатки:

$$h_l = \frac{D_{к.в.кв} - D_{вт.в.кв.}}{2}; h_l = \frac{0,76 - 0,494}{2} = 0,133 м.$$

Середній діаметр на вході в КВТ:

$$D_{ср.к} = \frac{0,76 + 0,494}{2} = 0,627 м$$

2.3.4 Визначення діаметральних розмірів на виході із компресора високого тиску

Робота КВТ:

$$L_{кв} = L_{к} - L_{кн}; L_{кв} = 454726 - 195532 = 259194 \frac{Дж}{кг}$$

Ступінь підвищення тиску в КВТ (при ККД компресора високого тиску  $\eta_{кв}^* = 0,89$ ):

$$\pi_{кв}^* = \left[ 1 + \frac{L_{кв} \cdot \eta_{кв}^*}{\frac{к}{к-1} \cdot R \cdot T_{кн}^*} \right]^{\frac{к}{к-1}}; \pi_{кв}^* = \left[ 1 + \frac{259194 \cdot 0,89}{3,5 \cdot 287,3 \cdot 485,5} \right]^{3,5} = 4,05.$$

Температура повітря на виході із КВТ:

$$T_{к}^* = T_{кн}^* + \frac{L_{кв}}{\frac{к}{к-1} \cdot R}; T_{к}^* = 485,5 + \frac{259194}{3,5 \cdot 287,3} = 740,2 К.$$

Тиск на виході із КВТ:

$$P_{к}^* = P_{кв}^* = P_{кн}^* \cdot \pi_{кв}^*; P_{к}^* = 515367 \cdot 4,05 = 2,0853 \cdot 10^6 Па.$$

Швидкість повітря на виході із КВТ  $C_{ак} = 100 \frac{м}{с}$ .

Приведена швидкість потоку дорівнює:

$$\lambda_{ак} = \frac{C_{ак}}{18,15 \cdot \sqrt{T_{к}^*}}; \quad \lambda_{ак} = \frac{100}{18,15 \cdot \sqrt{740,2}} = 0,2025;$$

Відносна густина потоку  $q(\lambda_{а.кв})=0,3102$ .

Площу проточної частини на виході із КВТ:

$$F_{к} = \frac{G_{в} \cdot \sqrt{T_{к}^*}}{P_{к}^* \cdot q(\lambda_{ак}) \cdot m_{в}}; \quad F_{к} = \frac{110 \cdot \sqrt{740,2}}{2,0853 \cdot 10^6 \cdot 0,3102 \cdot 0,040348} = 0,115 \text{ м}^2$$

Меридіональний профіль КВТ з постійним втулковим діаметром  $D_{вткв} = D_{вткв} = const = 0,494$  м, тоді кінцевий діаметр на виході із компресора:

$$D_{к} = \sqrt{D_{вткв}^2 + \frac{4 \cdot F_{к}}{\pi}}; \quad D_{к} = \sqrt{0,494^2 + \frac{4 \cdot 0,115}{3,14}} = 0,625 \text{ м.}$$

Висота лопатки:

$$h_{л} = \frac{D_{к} - D_{вт.кв}}{2}; \quad h_{л} = \frac{0,625 - 0,494}{2} = 0,0655 \text{ м.}$$

2.3.5 Визначення числа ступенів компресора високого тиску.

Колова швидкість у втулки робочого колеса 1-го ступеня КВТ:

$$U_{вт.кв} = U_{1к} \cdot \frac{D_{вт.в.кв}}{D_{квкв}}; \quad U_{вт.кв} = 400 \cdot \frac{0,494}{0,726} = 272 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Густина решітки  $\left(\frac{b}{t}\right)_{вт} = 2,5$  і закрутка потоку в 1-му ступені КВТ:

$$\Delta W_{у.вт} = C_a \cdot \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вт}}; \quad \Delta W_{у.вт} = 120 \cdot \frac{1,55}{1 + \frac{1,5}{2,5}} = 116,25 \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

Робота 1-го ступеня КВТ:

$$L_{1кв} = U_{вт.кв} \cdot \Delta W_{у.вт}; \quad L_{1кв} = 272 \cdot 116,25 = 31620 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

В аналогічній послідовності обчислюється роботу останнього ступеня КВТ.

Колова швидкість біля втулки робочого колеса останнього ступеня КВТ:

$$U_{z.вт.кв} = U_{1к} \cdot \frac{D_{вт.к}}{D_{ккв}}; U_{z.вт.кв} = 400 \cdot \frac{0,494}{0,655} = 302 \frac{м}{с}.$$

Густота решітки  $\left(\frac{b}{t}\right)_{вт} = 2$  і закрутка потоку в останньому ступені

КВТ:

$$\Delta W_{u.вт.з} = C_{ak} \cdot \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вт}}; \Delta W_{u.вт.з} = 100 \cdot \frac{1,55}{1 + \frac{1,5}{2}} = 88,57 \frac{м}{с}.$$

Робота останнього ступеня КВТ:

$$L_{зкв} = U_{z.вт.кв} \cdot \Delta W_{u.вт.з}; L_{зкв} = 302 \cdot 88,57 = 26748 \frac{Дж}{кг}.$$

Середня величина роботи одного ступеня КВТ:

$$L_{cp} = \frac{L_{1кв} + L_{зкв}}{2}; L_{cp} = \frac{31620 + 26748}{2} = 29184 \frac{Дж}{кг}.$$

Кількість ступенів КВТ:

$$Z_{кв} = \frac{L_{кв}}{L_{cp}}; Z_{кв} = \frac{259194}{29184} = 8,88$$

Число ступенів КВТ приймається 9.

Частота обертання ротора високого тиску:

$$n_{вд} = \frac{60 \cdot U_{1к}}{\pi \cdot D_{ккв}}; n_{вд} = \frac{60 \cdot 400}{3,14 \cdot 0,726} = 10528 \frac{об}{хв}.$$

2.3.6 Визначення числа ступенів турбіни високого тиску

Робота турбіни високого тиску:

$$L_{мс} = \frac{L_{кв}}{(1 + g_{нал})(1 - g_{охл} - g_{в})}; L_{мс} = \frac{259194}{(1 + 0,014)(1 - 0,08 - 0,015)} = 280677 \frac{Дж}{кг}.$$

Оптимальне значення коефіцієнта навантаженості турбіни приймається  $Y^* = 0,55$  і число ступенів у першому наближенні  $Z = 1$ .

Потрібна колова швидкість на середньому діаметрі робочого колеса турбіни (при ККД турбіни  $\eta_{мс}^* = 0,89$ ):

$$U_{mv.cp} = Y^* \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot L_{mv}}{Z \cdot \eta_{mv}^*}}; \quad U_{mv.cp} = 0,55 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 280677}{1 \cdot 0,89}} = 476 \frac{m}{c}.$$

Отримана величина  $U_{mv.cp}$  є допустимою, отже турбіна високого тиску виконується одноступінчатою.

Середній діаметр ТВТ вибирається рівним  $1,2 \cdot D_k$ :

$$D_{cp.mv} = 1,2 \cdot 0,726 = 0,87 \text{ м.}$$

2.3.7 Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну високого тиску

При  $L_{mv} = 280677 \frac{Дж}{кг}$  і коловій швидкості на середньому діаметрі

$U_{cp.mv} = 476 \frac{m}{c}$ , задається кут виходу потоку із соплового апарату (СА)

$\alpha_1 = 18^\circ$  і обчислюється швидкість газу на виході із соплового апарату (при  $C_{2u} = 30 \text{ м/с}$ ):

$$C_1 = \frac{L_{mv}}{U_{cp.mv} \cdot \cos \alpha_1}; \quad C_1 = \frac{280677}{476 \cdot 0,96} = 614 \frac{m}{c}.$$

Приведена швидкість і відносна густина потоку в данному перерізі відповідно становлять:

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{18,15 \cdot \sqrt{T_2^*}}; \quad \lambda_1 = \frac{614}{18,15 \cdot \sqrt{1300}} = 0,94;$$

$$q(\lambda_1) = 0,9957.$$

Витрата газу і його тиск на виході із СА обчислюється за формулами:

$$G_{zca} = G_g \cdot (1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{охл} - g_g); \quad G_{zca} = 110 \cdot (1 + 0,014) \cdot (1 - 0,08 - 0,015) = 101,6 \text{ кг/с.}$$

$$P_{ca}^* = P_2^* \cdot \sigma_{ca}, \quad \text{де } \sigma_{ca} = 0,98, \quad P_2^* = P_k^* \cdot 0,99$$

$$P_{ca}^* = 2,0853 \cdot 10^6 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 2,0232 \text{ МПа.}$$

Площа на виході із СА:

$$F_{ca} = \frac{G_2 \cdot \sqrt{T_2^*}}{P_{ca}^* \cdot q(\lambda_1) \cdot m_2 \cdot \sin \alpha_1}; \text{ де } m_2 = 0,0396$$

$$F_{ca} = \frac{101,6 \cdot \sqrt{1300}}{2,0232 \cdot 10^6 \cdot 0,9957 \cdot 0,279 \cdot 0,0396} = 0,165 \text{ м}^2.$$

Висота лопатки на виході из СА:

$$h_l = \frac{F_{ca}}{\pi \cdot D_{тв.ср}};$$

$$h_l = \frac{0,165}{3,14 \cdot 0,87} = 0,06 \text{ м}$$

Кінцевий (наружний) діаметр турбіни на виході із СА:

$$D_k = D_{тв.ср} + h_l; \quad D_k = 0,87 + 0,06 = 0,93 \text{ м.}$$

Діаметр втулки:

$$D_{вт} = D_{тв.ср} - h_l; \quad D_{вт} = 0,87 - 0,06 = 0,81 \text{ м.}$$

Осьова складова швидкості газу на виході із СА визначається за формулою:

$$C_{1a} = C_1 \cdot \sin \alpha_1; \quad C_{1a} = 614 \cdot \sin 18^\circ = 171,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Напруження в небезпечному перерізі робочої лопатки від дії відцентрових сил:

$$\sigma_p = 2 \cdot K_\phi \cdot \rho \cdot U_{тв.ср}^2 \cdot \frac{h_{лса}}{D_{тв.ср}} \cdot 10^{-6};$$

де:  $K_\phi = 0,5$  – коефіцієнт форми лопатки,  $\rho = 8,2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  – густина

матеріалу лопатки,

$$\sigma_p = 2 \cdot 0,5 \cdot 8,2 \cdot 10^3 \cdot 476^2 \cdot \frac{0,06}{0,87} = 128,13 \text{ МПа.}$$

При охолодженні лопаток до температури  $950\text{K}$  для матеріалу ЭИ437Б межа тривалої міцності  $\sigma_{200}^{950} = 320 \text{ МПа}$ . Прийнявши цей матеріал, забезпечується запас тривалої міцності:



$$n = \frac{\sigma_{200}}{\sigma_p} = \frac{320}{128,13} = 2,497$$

2.3.8 Визначення діаметральних розмірів на виході із турбіни високого тиску

Параметри газу на виході із турбіни високого тиску знаходяться за формулами:

$$T_{m\theta}^* = T_2^* - \frac{L_{m\theta}}{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2}; \quad T_{m\theta}^* = 1300 - \frac{280677}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288} = 1058 \text{ K}.$$

Приймаючи ККД турбіни високого тиску  $\eta_{m\theta}^* = 0,89$  знаходиться тиск газу на виході із ТВТ:

$$P_{m\theta}^* = P_{\kappa}^* \cdot \left( 1 - \frac{T_2^* - T_{m\theta}^*}{T_2^* \cdot \eta_{m\theta}^*} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}};$$

$$P_{m\theta}^* = 2,0853 \cdot 10^6 \cdot \left( 1 - \frac{1300 - 1058}{1300 \cdot 0,89} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 8,799 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Враховуючи, що частина повітря, що відбиралася від компресора, після охолодження лопаток турбіни повертається в проточну частину, приймається  $q_{охл} = 0,08$ , тоді витрата газу в перерізі на виході із ТВТ буде складати:

$$G_{2m\theta} = G_{2ca} + 0,08 G_{\theta};$$

$$G_{2m\theta} = 101,6 + 8,8 = 110,4 \text{ кг/с}.$$

Приведена швидкість  $\lambda_{2a} = 0,42$ , що відповідає осьовій складовій швидкості газу на виході із ТВТ:

$$C_{2a} = \lambda_{2a} \cdot 18,15 \cdot \sqrt{T_{m\theta}^*}; \quad C_{2a} = 0,42 \cdot 18,15 \cdot \sqrt{1058} = 250 \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

За таблицями газодинамічних функцій визначається  $q(\lambda) = 0,6178$ .

Площа перерізу на виході із ТВТ:

$$F_{m\theta} = \frac{G_{2m\theta} \cdot \sqrt{T_{m\theta}^*}}{P_{m\theta}^* \cdot q(\lambda) \cdot m_2};$$

$$F_{m\epsilon} = \frac{110,4 \cdot \sqrt{1058}}{8,799 \cdot 10^5 \cdot 0,6178 \cdot 0,0396} = 0,17 \text{ м}^2$$

Меридіональний профіль проточної частини ТВТ з постійним середнім діаметром  $D_{cp.m\epsilon} = 0,87 \text{ м}$ .

Висота лопатки в перерізі на виході із ТВТ:

$$h_l = \frac{F_{m\epsilon}}{\pi \cdot D_{cp.m\epsilon}}; \quad h_l = \frac{0,17}{3,14 \cdot 0,87} = 0,062 \text{ м}$$

Кінцевий (наружний) діаметр колеса на виході із ТВТ:

$$D_{к.м\epsilon} = D_{cp.m\epsilon} + h_l; \quad D_{к.м\epsilon} = 0,87 + 0,062 = 0,932 \text{ м}$$

Діаметр втулки:

$$D_{вт.м\epsilon} = D_{cp.m\epsilon} - h_l; \quad D_{вт.м\epsilon} = 0,87 - 0,062 = 0,638 \text{ м}.$$

Баланс потужностей турбіни і компресора високого тиску:

$$N_{кв} = G_{\epsilon} \cdot L_{кв}; \quad N_{кв} = 110 \cdot 259194 = 2,851 \cdot 10^7 \text{ Вт};$$

$$N_{m\epsilon} = G_{m\epsilon} \cdot L_{m\epsilon}; \quad N_{m\epsilon} = 110,4 \cdot 280677 = 3,0987 \cdot 10^7 \text{ Вт}.$$

Механічний ККД:

$$\eta_m = \frac{N_{кв}}{N_{m\epsilon}}; \quad \eta_m = \frac{2,851 \cdot 10^7}{3,0987 \cdot 10^7} = 0,92$$

### 2.3.9 Визначення кількості ступенів турбіни низького тиску

Робота розширення газу в турбіні низького тиску обчислюється по умові балансу потужностей КНТ і ТНТ. Оскільки повітря, використане для охолодження ТВТ повертається в проточну частину двигуна, а елементи ТНТ виконуються з охолодженням,  $g_{охл} = 0,015$  механічний ККД приймаємо рівним  $\eta_m = 0,99$ :

$$L_{тн} = \frac{L_{кн}}{(1 + g_m) \cdot (1 - g_{от} - g_{охл}) \cdot \eta_m};$$

$$L_{тн} = \frac{195532}{(1 + 0,014) \cdot (1 - 0,015 - 0,08) \cdot 0,99} = 213075 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Середній діаметр ТНТ становить  $D_{сртн} = 0,87 \text{ м}$ , колова швидкість на середньому діаметрі буде складати:

$$U_{cp.tmn} = U_{1k} \cdot \frac{D_{cp.tmn}}{D_{1k}}; U_{cp.tmn} = 310 \cdot \frac{0,87}{1,05} = 257 \frac{m}{c}$$

Перевіряється величина коефіцієнта навантаженості ТНТ у одноступінчатому варіанті, (при ККД ТНТ  $\eta_{mn}^* = 0,89$ ):

$$Y_{mn}^* = U_{cp.tmn} \cdot \sqrt{\frac{Z_{mn} \cdot \eta_{mn}^*}{2 \cdot L_{mn}}}; Y_{mn}^* = 257 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 0,89}{2 \cdot 213075}} = 0,37$$

Отриманні значення  $Y_{mn}$  близькі до оптимальних. Турбіна низького тиску виконується одноступінчатою.

2.3.10 Визначення діаметральних розмірів на виході із соплового апарату ТНТ

Кут  $\alpha_{1mn}$  приймається  $25^\circ$  і знаходиться швидкість газу на виході із СА при умові осевого виходу газу із турбіни ( $\alpha_{2mn} = 90^\circ$ ,  $C_{2u} = 50$ ).

$$C_{1mn} = \frac{L_{mn}}{U_{cp.tmn} \cdot \cos \alpha_{1mn}}; C_{1mn} = \frac{213075}{257 \cdot 0,924} = 897 \frac{m}{c}$$

Критична швидкість:

$$a_{кр} = 18,15 \cdot \sqrt{T_{тв}^*}; a_{кр} = 18,15 \cdot \sqrt{1058} = 590 \frac{m}{c}$$

Приведена швидкість і відносна густина потоку:

$$\lambda_1 = \frac{C_{1mn}}{a_{кр}}; \lambda_1 = \frac{897}{590} = 1,52; q(\lambda_1) = 0,7263.$$

Температура газу за ТВТ перевищує  $1000 K$ , тому елементи ТНТ необхідно охолоджувати. Уточнюється витрата газу в ТНТ, з урахуванням відбору повітря на охолодження елементів ТНТ, за формулою:

$$G_{гтн} = G_{г} \cdot (1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{охл} - g_{в}); G_{гтн} = 110 \cdot (1 + 0,014) \cdot (1 - 0,08 - 0,015) = 101,6 \text{ кг/с.}$$

Площа проточної частини на виході із СА ТНТ:

$$F_{са.тн} = \frac{G_{гтн} \cdot \sqrt{T_{тв}^*}}{P_{тв}^* \cdot \sigma_{пер} \cdot q(\lambda_1) \cdot m_2 \cdot \sin(\alpha_{1cm})}; \text{де } \sigma_{пер} = 0,99.$$

$$F_{ca.mn} = \frac{101,6 \cdot \sqrt{1058}}{8,799 \cdot 10^5 \cdot 0,99 \cdot 0,7263 \cdot 0,0396 \cdot 0,3827} = 0,345 \text{ м}^2.$$

Меридіональний профіль проточної частини ТНТ з постійним середнім діаметром вибирається  $D_{cp.mn} = const = 0,87 \text{ м}$ , і знаходиться висота лопатки на виході із СА ТНТ:

$$h_l = \frac{F_{ca.mn}}{\pi \cdot D_{cp.mn}};$$

$$h_l = \frac{0,345}{3,14 \cdot 0,87} = 0,126 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр:  $D_{k.mn} = D_{cp.mn} + h_l$ ;  $D_{k.mn} = 0,87 + 0,126 = 0,996 \text{ м}$ .

Діаметр втулки:  $D_{вт.mn} = D_{cp.mn} - h_l$ ;  $D_{вт.mn} = 0,87 - 0,126 = 0,744 \text{ м}$ .

2.3.11 Визначення параметрів газу та діаметральних розмірів на виході із турбіни низького тиску

Температура газу на виході із ТНТ:

$$T_{mn}^* = T_{mv}^* - \frac{L_{mn}}{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2}; \quad T_{mn}^* = 1058 - \frac{213075}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288} = 875 \text{ К}.$$

Тиск газу на виході із ТНТ (при ККД турбіни  $\eta_{mn}^* = 0,89$ ):

$$P_{mn}^* = P_{mv}^* \cdot \left( 1 - \frac{T_{mv}^* - T_{mn}^*}{T_{mv}^* \cdot \eta_{mn}^*} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}};$$

$$P_{mn}^* = 8,799 \cdot 10^5 \cdot \left( 1 - \frac{1058 - 875}{1058 \cdot 0,89} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 3,683 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Розраховується площа проточної частини на виході із ТНТ. Приймається на виході із турбіни приведена швидкість  $\lambda_{mn} = 0,37$  і знаходиться із таблиць  $q(\lambda_{mn}) = 0,5538$ , тоді:

$$F_{mn} = F_m = \frac{G_{zmn} \cdot \sqrt{T_{mn}^*}}{P_{mn}^* \cdot q(\lambda_{mn}) \cdot m_2}; \quad F_{mn} = F_m = \frac{101,6 \cdot \sqrt{875}}{3,683 \cdot 10^5 \cdot 0,5538 \cdot 0,0396} = 0,372 \text{ м}^2.$$

Висота лопатки на виході із турбіни:

$$h_l = \frac{F_{тн}}{\pi \cdot D_{ср.тн}};$$

$$h_l = \frac{0,372}{3,14 \cdot 0,87} = 0,136 \text{ м.}$$

Кінцевий діаметр турбіни на виході:

$$D_{к.т} = D_{ср.тн} + h_l; D_{к.т} = 0,87 + 0,136 = 1,006 \text{ м.}$$

Діаметр втулки:  $D_{вт.т} = D_{ср.тн} - h_l; D_{вт.т} = 0,87 - 0,136 = 0,734 \text{ м.}$

Частота обертання ротора низького тиску:

$$n_{н\partial} = \frac{U_{ср.тн} \cdot 60}{\pi \cdot D_{ср.тн}};$$

$$n_{н\partial} = \frac{257 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,87} = 5642 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

2.3.12 Визначення числа ступенів і розподіл роботи за ступенями силової турбіни

За результатами термодинамічного розрахунку робота силової турбіни

$L_{с\text{т}} = 227043 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ . Колову швидкість на середньому діаметрі силової турбіни

приймається  $U_{с\text{т.ср}} = 180 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ . Визначаємо у першому наближенні число

ступенів силової турбіни, прийнявши оптимальну величину коефіцієнта

навантаженості турбіни  $Y^* = 0,5$  і ККД силової турбіни  $\eta_{с\text{т}}^* = 0,9$ :

$$Z_{с\text{т}} = \frac{2 \cdot L_{с\text{т}}}{\eta_{с\text{т}}^*} \cdot \left( \frac{Y^*}{U_{с\text{т.ср}}} \right)^2;$$

$$Z_{с\text{т}} = \frac{2 \cdot 227043}{0,9} \cdot \left( \frac{0,5}{180} \right)^2 = 3,893.$$

$Z_{с\text{т}} = 4$  і уточнюється потрібна величина  $U_{с\text{т.ср}}$  для відповідності умові  $Y^* = 0,5$ :

$$U_{с\text{т.ср}} = Y^* \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot L_{с\text{т}}}{Z \cdot \eta_{с\text{т}}^*}};$$

$$U_{c.m.c.p} = 0,5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 227043}{4 \cdot 0,9}} = 177,6 \frac{m}{c}$$

Силова турбіна виконується чотирьохступінчатою з розсередженням роботи за ступеннями:

$$L_{1cm} = 0,2908 \cdot L_{cm}; \quad L_{1cm} = 0,2908 \cdot 227043 = 66024 \frac{Дж}{кг};$$

$$L_{2cm} = 0,9 \cdot L_{1cm}; \quad L_{2cm} = 0,9 \cdot 66024 = 59422 \frac{Дж}{кг};$$

$$L_{3cm} = 0,9 \cdot L_{2cm}; \quad L_{3cm} = 0,9 \cdot 59422 = 53480 \frac{Дж}{кг};$$

$$L_{4cm} = 0,9 \cdot L_{3cm}; \quad L_{4cm} = 0,9 \cdot 53480 = 48132 \frac{Дж}{кг};$$

Перевірка величини роботи силової турбіни:

$$L_{cm} = L_{1cm} + L_{2cm} + L_{3cm} + L_{4cm};$$

$$L_{cm} = 66024 + 59422 + 53480 + 48132 = 227058 \frac{Дж}{кг}.$$

### 2.3.13 Визначення діаметральних розмірів на вході в силову турбіну

Перший ступінь турбіни виконується з осьовим виходом газу ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ;  $C_{2U} = 0$ ). Кут виходу потоку із СА 1-го ступеня приймається рівним  $\alpha_{1cm} = 25^\circ$ .

Швидкість газу на виході із СА:

$$C_{1.c.m} = \frac{L_{1cm}}{U_{c.m.c.p} \cdot \cos(\alpha_{1cm})};$$

$$C_{1.c.m} = \frac{66024}{177,6 \cdot 0,991} = 375 \frac{m}{c}.$$

Критична швидкість, приведена швидкість і відносна густина потоку в данному перерізі рівні:

$$a_{кр} = 18,15 \cdot \sqrt{T_m^*}; \quad a_{кр} = 18,15 \cdot \sqrt{875} = 537 \frac{m}{c}.$$

$$\lambda_{1.c.m} = \frac{C_{1.c.m}}{a_{кр}};$$

$$\lambda_{1c.m} = \frac{375}{537} = 0,7; q(\lambda_{1c.m}) = 0,8941$$

Площа на виході із СА 1-го ступеня СТ, де  $\sigma_{nep}=0,97$  – коефіцієнт, що враховує втрати в перехідному корпусі,  $\sigma_{ca}=0,98$  – коефіцієнт, що враховує втрати в СА:

$$F_{ca.cm} = \frac{G_{змн} \cdot \sqrt{T_{mv}^*}}{P_{змн}^* \cdot \sigma_{nep} \cdot \sigma_{ca} \cdot q(\lambda_{1cm}) \cdot m_z \cdot \sin(\alpha_{1cm})}$$

$$F_{ca.змн} = \frac{101,6 \cdot \sqrt{875}}{368300 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,8941 \cdot 0,0396 \cdot 0,4226} = 0,577 \text{ м}^2.$$

Вибираються частота обертання ротора силової турбіни (характерна для серійних нагнітачів газу)  $n_{c.m} = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ . При цій частоті і окружній швидкості середній діаметр силової турбіни буде дорівнювати:

$$D_{1.c.p.c.m} = \frac{60 \cdot U_{c.p.c.m.}}{\pi \cdot n_{c.m}}; D_{1.c.p.c.m} = \frac{60 \cdot 177,6}{3,14 \cdot 3000} = 1,13 \text{ м.}$$

Проточна частина силової турбіни виконується з постійним середнім діаметром. У цьому випадку висота лопатки на виході із СА СТ, кінцевий (наружний) діаметр і діаметр втулки дорівнює:

$$h_l = \frac{F_{ca.cm}}{\pi \cdot D_{1cp.cm}};$$

$$h_l = \frac{0,577}{3,14 \cdot 1,13} = 0,163 \text{ м};$$

$$D_{1.k.c.m.} = D_{1cp.cm} + h_{лст}; D_{1.k.c.m.} = 1,13 + 0,163 = 1,293 \text{ м.}$$

$$D_{1.vt.c.m.} = D_{1cp.cm} - h_{лст}; D_{1.vt.c.m.} = 1,13 - 0,163 = 0,967 \text{ м.}$$

2.3.14 Визначення параметрів газу та діаметральних розмірів проточної частини на виході із силової турбіни

Температура газу на виході із СТ:

$$T_{c.m}^* = T_{змн}^* - \frac{L_{cm}}{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1} \cdot R_z}; T_{c.m}^* = 875 - \frac{227058}{\frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288} = 679 \text{ К.}$$

Тиск газу на виході із СТ:

$$P_{cm}^* = P_{тн}^* \cdot \sigma_{пер} \cdot \left( 1 - \frac{T_{тн}^* - T_{cm}^*}{T_{тн}^* \cdot \eta_{cm}^*} \right)^{\frac{K_2}{K_2 - 1}};$$

$$P_{cm}^* = 368300 \cdot 0,96 \cdot \left( 1 - \frac{875 - 679}{875 \cdot 0,87} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 1,06 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

На виході із силової турбіни приведена швидкість приймається  $\lambda_{ст} = 0,57$ , якій відповідає відносна густина потоку  $q(\lambda_{ст}) = 0,785$ .

Площа проточної частини на виході із силової турбіни:

$$F_{2cm} = \frac{G_{стн} \cdot \sqrt{T_{cm}^*}}{P_{cm}^* \cdot q(\lambda_{ст}) \cdot m_2};$$

$$F_{2cm} = \frac{101,6 \cdot \sqrt{679}}{1,06 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 0,0396} = 0,8 \text{ м}^2.$$

Висота лопатки на виході із СТ, кінцевий (наружний) діаметр і діаметр втулки рівні:

$$h_{лкст} = \frac{F_{2cm}}{\pi \cdot D_{1срст}};$$

$$h_{л} = \frac{0,8}{3,14 \cdot 1,13} = 0,225 \text{ м}$$

$$D_{2к.с.т} = D_{1срст} + h_{лкст}; \quad D_{2к.с.т} = 1,13 + 0,225 = 1,355 \text{ м.}$$

$$D_{вт.тн} = D_{1срст} - h_{лкст}; \quad D_{вт.тн} = 1,13 - 0,225 = 0,905 \text{ м.}$$

2.3.15 Визначення статичних параметрів газу на виході з ГТД та геометричних характеристик вихідного пристрою

Швидкість газу на виході із силової турбіни при  $\lambda_{ст} = 0,57$ :

$$C_{cm} = \lambda_{ст} \cdot 18,15 \cdot \sqrt{T_{cm}^*}; \quad C_{cm} = 0,57 \cdot 18,15 \cdot \sqrt{679} = 270 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Статична температура газу:



$$T_{cm} = T_{cm}^* - \frac{C_{cm}^2}{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2}; \quad T_{cm} = 679 - \frac{270^2}{2 \cdot \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288} = 648K.$$

Статичний тиск газу:

$$P_{cm} = P_{cm}^* \cdot \left( \frac{T_{cm}}{T_{cm}^*} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}}; \quad P_{cm} = 1,06 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{648}{679} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 8,78 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Втрати повного напору у вихідному дифузори оцінюються коефіцієнтом  $\sigma_{вих} = 0,96$ .

Тиск загальмованого потоку на зрізі вихідного дифузора:

$$P_c^* = P_{cm}^* \cdot \sigma_{вих}; \quad P_c^* = 1,06 \cdot 10^5 \cdot 0,96 = 1,0176 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Швидкість газу на виході із вихідного пристрою:

$$C_c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_{cm}^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_H}{P_c^*} \right)^{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}} \right]};$$

$$C_c = \sqrt{2 \cdot \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288 \cdot 679 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{101325}{101760} \right)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} \right]} = 40,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температура газу на зрізі вихідного пристрою:

$$T_c = T_{cm}^* - \frac{C_c^2}{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2}; \quad T_c = 679 - \frac{40,9^2}{2 \cdot \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 288} = 678K.$$

Приведена швидкість газу на виході із вихідного пристрою:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{18,15 \cdot \sqrt{T_{cm}^*}}; \quad \lambda_c = \frac{40}{18,15 \cdot \sqrt{679}} = 0,084.$$

Їй відповідає відносна густина потоку  $q(\lambda_c) = 0,133$

Площа перерізу на зрізі вихідного пристрою:

$$F_c = \frac{G_{змн} \cdot \sqrt{T_{cm}^*}}{P_c^* \cdot q(\lambda_c) \cdot m_2};$$

$$F_c = \frac{101,6 \cdot \sqrt{679}}{1,0176 \cdot 10^5 \cdot 0,133 \cdot 0,0396} = 4,9 \text{ м}^2.$$

При виконанні вихідного пристрою з перерізом на виході у вигляді кола:

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}};$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,9}{3,14}} = 2,5 \text{ м}.$$

## 2.4 Розрахунок дросельної характеристики газотурбінного двигуна

У процесі експлуатації ГТД необхідно знати залежність ефективної потужності  $N_e$  і питомої витрати палива  $C_e$  від керованого параметра, для оцінки роботи ГТД на різних режимах роботи. За керований параметр приймається частота обертання ротора високого тиску  $n_{в.т.}$ .

Вихідні параметри:

Відносна частота обертання ротора турбокомпресора:

- $n_{віднр} = 1$  – на розрахунковому режимі;
- $n_{відн1} = 0,95$ ;
- $n_{відн2} = 0,9$ ;
- $n_{відн3} = 0,85$ ;
- $n_{відн4} = 0,8$ .

Температура повітря на вході в ГТД  $T_H = 288 \text{ К}$ .

Тиск повітря на вході в ГТД  $P_H = 0,101325 \text{ МПа}$ .

Розрахунок дросельної характеристики зведено в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок дросельної характеристики ГТД

Параметр	Значення параметра				
	1	2	3	4	5
Відносна частота обертання ротора турбокомпресора $n_{віднр}$	1	0,95	0,9	0,85	
Приведена швидкість ротора	1	0,95	0,9	0,85	

турбокомпресора ГТД $n_{np} = n_{відн} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_H}}$				
Відносний ступінь підвищення тиску: $\pi_{відн} = (n_{np})^a$ ( $a = \pi_p^{0,2}$ )	1	0,910012	0,823909	0,741726
Абсолютний ступінь підвищення тиску: $\pi_{абс} = \pi_p \cdot \pi_{відн}$	21	19,11025	17,3021	15,57625
Коефіцієнт $b = \pi_p^{0,1} \cdot [n_{np} - (n_{np})^2]$	0	0,064404	0,122029	0,172875
Відносний коефіцієнт корисної дії компресора: $\eta_{відн} = (n_{np})^b$	1	0,996702	0,987225	0,972296
Абсолютний коефіцієнт корисної дії компресора $\eta_{абс} = \eta_{к.р} \cdot \eta_{відн}$	0,883	0,880088	0,87172	0,858537
Робота стискання 1-го кг повітря в компресорі $L_k = \frac{k \cdot R \cdot T_{\theta}}{k-1} \cdot \left[ (\pi_{абс})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{абс}}$ , Дж/кг	455833,6	436417,3	418946,2	402798
Температура повітря за компресором: $T_k = T_{\theta} + \frac{L_k}{\frac{k \cdot R}{k-1}}$ , К	740,2159	720,9537	703,6212	687,6012
Тиск повітря на виході з камери згоряння: $P_2 = P_H \cdot 10^6 \cdot \pi_{абс} \cdot \sigma_{к.з.} \cdot \sigma_{ex}$ , Па ( $\sigma_{к.з.} = 0,99$ , $\sigma_{ex} = 0,97$ )	2043350	1859473	1683535	1515607
Температура газу перед турбіною високого тиску: $T_2 = T_{2.p} \cdot \frac{L_k}{L_{к.р.}}$ , К	1300	1244,626	1194,8	1148,747
Середня теплоємність газу у камері згоряння: $C_{к.з.} = 878 + 0,208 \cdot (T_2 + 0,48 \cdot T_k)$ , Дж/кг·К	1222,303	1208,862	1196,768	1185,589

<p>Відносна витрата палива в камері згоряння:</p> $g_{нал} = C_{к.з} \cdot \frac{(T_2 - T_к)}{H_u \cdot \eta_2},$ <p>(<math>H_u = 50,6 \cdot 10^6</math> Дж/кг, <math>\eta_2 = 0,97</math>)</p>	0,01394	0,012898	0,011976	0,011139
<p>Робота розширення 1-го кг газу в турбіні приводу компресора:</p> $L_{mk} = \frac{L_k}{(1 + g_{нал}) \cdot (1 - g_{ox} - g_6) \cdot \eta_m},$ <p>(<math>g_{ox} = 0,08</math>, <math>g_6 = 0,015</math>, <math>\eta_m = 0,99</math>)</p>	501776,3	480897,5	462066,1	444623,7
<p>Температура на виході з турбіні приводу компресора:</p> $T_{2c} = T_2 - L_{mk} \cdot \frac{k_2 - 1}{k_2 \cdot R_2},$ <p>К</p>	867,7054	830,3192	796,717	765,6907
<p>Тиск на виході з турбіні приводу компресора:</p> $P_{2c} = P_2 \cdot \left(1 - \frac{T_2 - T_{2c}}{T_2 \cdot \eta_{2к}}\right)^{\frac{k_2}{k_2 - 1}},$ <p>Па</p> <p>(<math>\eta_{2к} = 0,91</math>)</p>	326855,9	296732,8	268088,8	240882,7
<p>Робота розширення газу в силіній турбіні</p> $L_{cm} = \frac{k_2 \cdot R_2 \cdot T_{2c}}{k_2 - 1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{2c}}{P_m}\right)^{\frac{k_2 - 1}{k_2}}}\right] \cdot \eta_{cm},$ <p>Дж/кг</p> <p><math>P_m = 1,0436 \cdot 10^5</math> Па, <math>\eta_{cm} = 0,9</math></p>	226077,5	200296,1	175628,3	151570,6
<p>Питома потужність ГТД, з врахуванням</p>	226936,9	200850,7	175954,4	151726,4

<p>механічного ККД:</p> $N_{e.num} = L_{cm} \cdot \eta_{mex} \cdot (1 + g_{нал}), \text{ Вт} \cdot \text{с/кг}$ <p>де <math>\eta_{mex} = 0,99</math></p>				
<p>Витрата повітря через компресор для заданої потужності двигуна:</p> $G_{\kappa} = G_{\kappa.p} \cdot \frac{P_{\kappa}}{P_{\kappa.p}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\kappa.p}}{T_{\kappa}}}, \text{ кг/с}$	110	102,3039	94,53578	86,79526
<p>Питома витрата палива ГТД:</p> $C_e = 3600 \frac{g_{нал} \cdot (1 - g_{ox} - g_e)}{N_{e.num}}, \text{ кг} \cdot \text{год/Вт}$	0,0002	0,000209	0,000222	0,000239
<p>Потужність ГТД:</p> $N_e = N_{e.num} \cdot G_{\kappa}, \text{ кВт}$	24963060	20547805	16633986	13169130
<p>Відносна витрата палива ГТД:</p> $C_{e.відн} = \frac{C_e}{C_{e.p}}$	1,000676	1,046073	1,108788	1,195942
<p>Відносна потужність ГТД:</p> $N_{e.відн} = \frac{N_e}{N_{e.p}}$	1	0,823128	0,666344	0,527545

За розрахунковими даними будуємо дросельну характеристику (рис.2.4.).

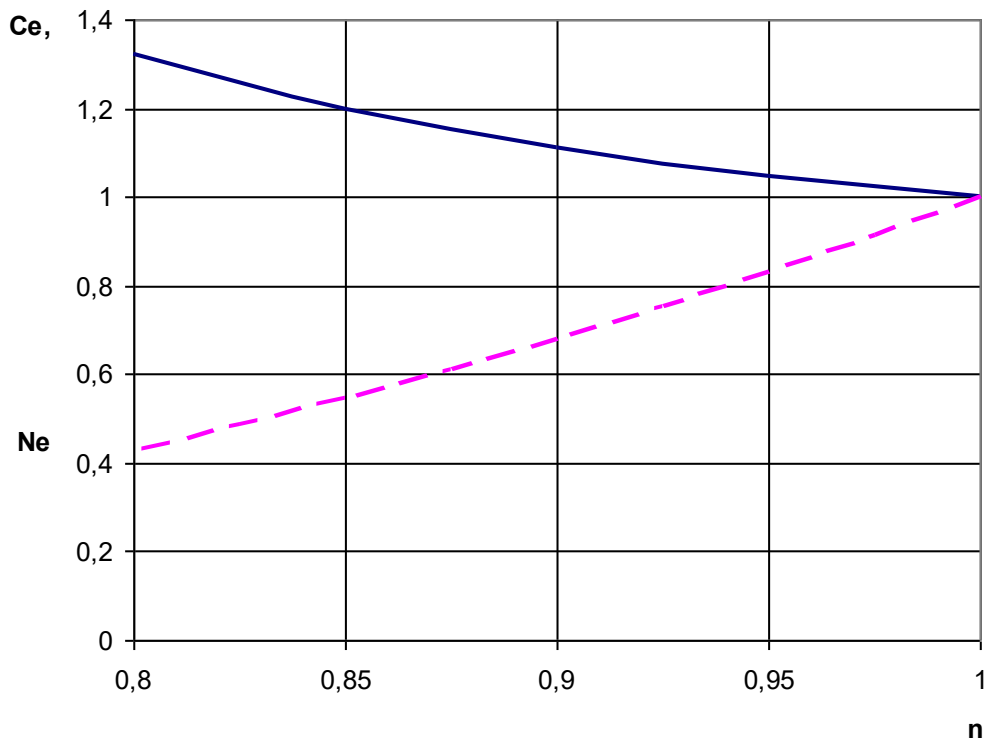


Рисунок 2.4 – Дросельна характеристика  $N_e = f_1(n)$ ,  $C_e = f_2(n)$

Аналіз дросельної характеристика показує, що при збільшенні частоти обертання ефективна потужність  $N_e$  буде збільшуватись через збільшення витрат повітря та питомої потужності  $N_{e.num}$ , а питома витрата палива  $C_e$  зменшуватись через більш інтенсивне збільшення потужності  $N_{e.num}$  в порівнянні з відносною витратою палива  $g_{нал}$ . При цьому інтенсивність змінення  $C_e$  буде зменшуватись по мірі збільшення  $n$ , що пояснюється наближенням частоти обертання до розрахункової, коли інтенсивність збільшення  $N_{e.num}$  стає меншою за рахунок настання критичного перепаду тиску в сопловому апараті силової турбіни.

## 2.5 Короткий опис конструкції газотурбінного двигуна

Компресор низького тиску осьовий, дев'ятиступінчатий. Перед компресором низького тиску (КНТ) встановлений вхідний пристрій, який

складається із зовнішнього та внутрішнього обтікачів та проставки. Статор компресора складається із переднього, середнього і перехідного корпусів. Передній корпус призначений для розміщення передньої опори КНТ центрального приводу поворотного вхідного направляючого апарата та верхньої коробки приводів. Складається із зовнішньої та внутрішньої оболонок, які зв'язані між собою вісьмома стійками. У середньому корпусі в циліндричних проточках розміщені ущільнювальні та направляючі кільця.

Ротор КНТ барабанно-дискової конструкції. Складається із виконаних заодно передньої цапфи та дисків робочих коліс першого, другого і третього ступенів, барабана четвертого – восьмого ступенів та задньої цапфи. Всі деталі з'єднані болтами. Робочі лопатки першого, другого і третього ступенів закріплені шарнірно, а всі інші – за допомогою замка "ластівчин хвіст". Дев'ятий ступінь розташований консольно над задньою цапфою. Між внутрішнім кільцем направляючих апаратів та барабаном ротора розташовані гребінцеві ущільнення. Передня опора ротора – кульовий підшипник, а задня – роликопідшипник.

Статор КНТ заднім фланцем прикріплений до переднього фланця перехідного корпусу. Перехідний корпус складається із зовнішньої і внутрішньої оболонок, які з'єднані між собою рядом спрямляючих лопаток.

У ньому закріплені задня опора КНТ, датчики частот обертання КНТ і компресора високого тиску (КВТ) і вхідний направляючий апарат КВТ, лопатки якого консольно закріплені у зовнішній оболонці.

Між рядами спрямляючих лопаток і лопаток вхідного направляючого апарата встановлені п'ять патрубків, чотири з яких з'єднані із масляними порожнинами опор, а одна - із розвантажувальною порожниною КВТ.

Поворотними є лопатки вхідного направляючого та перших двох ступенів направляючих апаратів.

Компресор високого тиску – осьовий, дев'ятиступінчатий. Складається із статора, ротора, передньої і задньої опор. Статор – конічна оболонка має розняття у горизонтальній площині. Переднім фланцем статор прикріплений

до заднього фланця перехідного корпусу; до його заднього фланця прикріплений задній корпус. Всередині статора закріплені дев'ять направляючих апаратів, між якими розташовані ущільнювальні кільця.

Перед п'ятим спрямляючим апаратом у корпусі зроблена проточка, через яку відбирається повітря для охолодження турбіни низького тиску (ТНТ).

Статор КВТ знаходиться всередині корпусу камери згоряння, який призначений для підсилення конструкції установки. Силовий корпус - конічна оболонка, яка переднім фланцем прикріплена до заднього фланця перехідного корпусу, а заднім - до кожуха камери згоряння. Всередині силового корпусу розташований середній фланець, через який він з'єднаний із статором КВТ. На зовнішній поверхні силового корпусу розташовані штуцери, через які здійснюється відведення повітря і масла та підведення масла до задньої опори КВТ. Задній корпус призначений для створення дифузрного каналу, в якому зменшується швидкість повітря, що надходить у камеру згоряння, та для розміщення в ньому задньої опори КВТ. Між зовнішньою та внутрішньою оболонками корпусу встановлений спрямляючий апарат, який складається із двох рядів лопаток, що прикріплені до зовнішньої оболонки. До внутрішньої оболонки прикріплений корпус задньої опори КВТ і лабіринтні кільця, за допомогою яких створюються розвантажувальна порожнина КВТ і порожнини наддуву.

Ротор КВТ – барабанно-дискової конструкції складається із передньої і задньої цапф, барабанів першого – третього та четвертого — сьомого ступенів, робочих коліс восьмого та дев'ятого ступенів. Всі деталі ротора з'єднані штифтами, які розташовані радіально. Лопатки до ободів закріплені замками типу "ластівчин хвіст" і зафіксовані пластинчатими замками. На передньому валу встановлена шестерня, за допомогою якої здійснюється прокрутка ротора КВТ і забезпечується безконтактне вимірювання частоти обертання ротора КВТ.



Передня опора КВТ – роликотідшипник, який сприймає радіальні навантаження і встановлений у проміжному корпусі. Задня опора – кульовий підшипник – встановлений у задньому корпусі. Підведення масла до опор здійснюється через трубопроводи, які розташовані у стійках відповідних корпусів.

Камера згоряння–протитечійна, трубчато-кільцевого типу. Складається із зовнішнього кожуха, перехідного корпусу, десяти жарових труб, шістнадцяти форсунок, газового колектора, двох запальних пристроїв. Кожна жарова труба своєю передньою частиною в радіальному напрямку зафіксована форсункою, а в осьовому – двома фіксаторами, які прикріплені до козирка силового корпусу КВТ. Задня частина жарової труби зафіксована в радіальному напрямку проточками соплового апарата ТВТ. Така конструкція забезпечує вільне розширення жарової труби під час нагрівання в бік ТВТ. Жарові труби з'єднані між собою полум'яперекидними патрубками.

Повітря із компресора в камеру згоряння надходить у задній частині жарової труби, потім повертається в зворотному напрямку і заходить у жарову трубу через її завихрювачі, які розташовані в передній частині, і отвори в жаровій трубі. Зовні жарова труба охолоджується повітрям, яке рухається в міжтрубному просторі, а зсередини – плівкою повітря, яке надходить через невеликі отвори в стінках жарової труби. Внутрішня і зовнішня поверхні кожної жарової труби покриті жаростійкою емаллю. Паливний газ до форсунок надходить із газового колектора, з яким вони з'єднані.

Застосування протиточної камери згоряння дозволило скоротити загальну довжину двигуна і спростити систему опор ротора високого тиску.

Турбіна високого тиску (ТВТ) – осьова, реактивна, одноступінчата. Складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат складається із зовнішнього і внутрішнього кілець і охолоджуваних лопаток. Зовнішнє кільце прикріплене до силового корпусу ТВТ і ТНТ, який, у свою чергу,

спереду прикріплений до кожуха камери згоряння, а ззаду - до опорного корпусу турбіни. У зовнішньому кільці над робочими лопатками турбіни закріплені вставки. Охолодження вхідної кромки соплових лопаток - конвекційне. Охолоджуюче повітря виходить через отвори у задній кромці лопатки. Повітря для охолодження соплових лопаток надходить з боку внутрішнього кільця.

Ротор ТВТ складається із робочого колеса і вала, які з'єднані болтами. Вал ТВТ насаджений на вал КНТ і закріплений гайкою. Таким чином, опорою ТВТ являється задня опора КНТ. Обод диска і робочі лопатки ТВТ охолоджуються повітрям, яке надходить з боку внутрішнього кільця соплового апарата.

Турбіна низького тиску – осьова, реактивна, одноступінчата. Складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат складається із зовнішнього і внутрішнього кільця і охолоджуваних лопаток. Повітря для охолодження соплових лопаток надходить зверху. Зовнішнє кільце прикріплене до силового корпусу ТВТ і ТНТ. Над робочими лопатками закріплені стільникові вставки. Ротор ТНТ складається із робочого колеса і вала, які з'єднані між собою штифтами. Передній кінець вала з'єднаний з валом КНТ, а на задньому розташована опора ТНТ - роликотідшипник, який змонтований в опорному корпусі ТНТ. У задній кінець вала запресована заглушка, яка відокремлює масляну порожнину. Диск і робочі лопатки ТНТ охолоджуються повітрям, яке надходить через отвори у диску ТВТ з боку внутрішнього кільця соплового апарата. На виступах диска, вала і робочих лопаток виконані гребінці, які разом з ущільнювальними деталями, що з'єднуються, забезпечують мінімальне перетікання газу. Між робочими колесами ТВТ і ТНТ розташована діафрагма.

Опорний корпус ТНТ складається із зовнішнього і внутрішнього корпусів, які з'єднані шістьма силовими стійками, які ззовні закриті кожухами. Силіві стійки з'єднані із зовнішнім корпусом за допомогою компенсаторів теплових розширень, а з внутрішнім - пальцями. До

внутрішнього корпусу прикріплений корпус задньої опори ТНТ. Проточна частина для руху газу в опорному корпусі ТНТ створена зовнішнім і внутрішнім кожухами.

Силова турбіна (СТ) – осьова, реактивна, чотириступінчата. Складається із статора і ротора і опорного корпусу. Статор складається із соплових апаратів першого, другого, третього та четвертого ступенів СТ і опорного корпусу СТ, які з'єднані між собою вертикальними фланцями. Кожний сопловий апарат складається із зовнішнього і внутрішнього кілець, лопаток, стільникових ущільнень. Опорний корпус СТ призначений для розміщення задньої опори турбіни і створення проточної частини для газу між робочим колесом останнього ступеня і газоводом. Опорний корпус СТ складається із зовнішнього корпусу і корпусу підшипників СТ, які з'єднані між собою дев'ятьма стійками.

Стойки до зовнішнього корпусу прикріплені гвинтами, а до корпусу підшипника - пальцями. Ротор СТ складається із вала, до фланців якого попарно прикріплені диски робочих коліс. Вал ротора спирається на передній роликотопідшипник і задній кульовий підшипник. На кінці вала розташований упорний підшипник ковзання, який сприймає основну частину осьового зусилля. Лопатки до дисків кріпляться замками ялинкового типу і всі бандажовані. Потужність від СТ до споживача потужності передається через пружну муфту. Трубопроводи для підводу повітря, масла та відводу масла до корпусу опор проходять через порожнини стійок. У корпусі опор підшипників змонтовані датчики обмеження частоти обертання СТ безконтактного типу.

Знизу до переднього корпусу КНТ прикріплена нижня коробка приводів, яка валом з'єднана з виносною коробкою приводів, що закріплена на опорній рамі установки. До опорної рами двигун приєднаний в площинах переднього корпусу КНТ, проміжного корпусу КНТ і опорного корпусу СТ.

Двигун має дві коробки приводів, які обертаються від центрального привода: верхня призначена для виміру частоти обертання ротора низького

тиску і розміщення привода ручної прокрутки, нижня призначена для розміщення привода електростартера, маслоагрегату ГТД і насоса ущільнення опор нагнітача. До рами двигун прикріплений за допомогою двох опор: передньої, яка розташована в площині переднього корпусу КНТ, і задньої, яка розташована в площині опорного корпусу СТ.

Двигун обладнаний автономною системою змащення, електричною системою запуску, електронною системою керування.

Робочим тілом у системі автоматичного керування є паливний газ.

Газовідвід призначений для відводу відпрацьованих газів в атмосферу.

Газовідвід складається із корпусу газовідводу, кожуха внутрішнього та кожуха зовнішнього.

Для збільшення жорсткості корпус газовідвода має ребра жорсткості та стяжки.

Для зменшення тепловіддачі газовідвід покритий шаром теплоізоляції. Ізоляція з теплозвукоізоляційних матів, обшитих склотканиною.

Верхня частина газовідводу закінчується фланцем, до якої при відправці на об'єкт кріпиться заглушка.

На передній стінці газовідводу приварений штуцер для дренажу з двигуна в газовідвід палива та масла. Для їх зливу вниз газовідводу також приварений штуцер. Штуцера закриваються заглушками.

Для установки газовідводу на корпусі приварені чотири опори з отворами під болти. Отвори в задніх опорах виконано овальними для забезпечення можливості теплових розширень корпусу газовідводу.

Кожухи утворюють проточну частину газовідводу. Кожух закритий екраном, до якого кріпиться шар ізоляції.

На задній стінці газовідводу вниз кріпиться фартух для захисту ізоляційного шару від можливого попадання масла. Кріплення забезпечується гвинтами, під які ставляться шайби, та конtringються проволокою.

## 2.6 Система змащування

Система змащування використовується для змащування та охолодження деталей та підшипників двигуна в процесі роботи.

Система змащування – циркуляційна під тиском з примусовою відкачкою відпрацьованого масла.

В систему змащування входять: цистерна циркуляційна з підігрівом, маслоагрегат, електронасос, фільтр тонкої очистки, фільтр тонкої очистки на період ремонту, фільтр відпрацьованого масла, фільтри захисні, фільтр заправочний, маслобак-суфлер, маслоохолоджувач, повітряохолоджувач статичний, масловідділювач статичний, сигналізатори тиску, датчик-реле різниці тисків, сигналізатори стружки магнітні, термоперетворювачі (дистанційні датчики термометрів), манометри (місцевий замір), крани трьохходові, клапани запірні, реле рівня масла, система трубопроводів.

Подача масла в двигун та відкачування відпрацьованого масла забезпечується маслоагрегатом, який отримує обертання від ротора КНТ.

Масло з циркуляційної цистерни через приймальну сітку забирається нагнітаючою секцією маслоагрегата та через фільтр тонкої очистки подається до всіх підшипників та тертевих деталей двигуна.

На вході в змащуванні вузли встановлені захисні фільтри.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу КНТ зливається в нижню коробку приводів, звідки відкачується секцією маслоагрегата.

Масло, зливаєме з масляних порожнин підшипників вузлів турбін та задньої опори КВТ, а також маслоповітряна суміш з цих порожнин і з перехідника відводиться в маслобак-суфлер, в ступенях очистки якого відбувається відділення масла від повітря.

Масло, відкачуєме секціями, по загальній магістралі через маслоохолоджувач, фільтр, статичний повітровідділювач прямує в циркуляційну цистерну.

Повітря з масло-суфлера та переднього корпусу КНТ поступає для кінцевої очистки в статичний масловідділювач, а звідтіля на зріз сопла

газовихлопу. Масло, відділившись в масловідділювачу, зливається в циркуляційну цистерну.

Захист від підвищеного тиску в системі суфлірування забезпечується за допомогою сигналізатора тиску (величина налагодження 0,1 МПа) у випадку порушення праці суфлера.

Для підігріву масла в холодний час в циркуляційній цистерні передбачений підігрівач.

В маслосистемі встановлений електронасос, який служить для відкачування масла з цистерни, а також для кращого змішування масла при підігріванні.

Маслоагрегат двигуна являє собою багатосекційний шестеренчатий насос, який складається з одного нагнітаючого насосу, п'яти змонтованих в одному корпусі відкачуючих насосів.

Маслоагрегат складається з наступних основних вузлів і деталей: корпусу, двох пакетів, привідних шестерень, редукційного клапану, зворотніх клапанів.

На корпусі виконаний фланець, яким маслоагрегат кріпиться до бокової стінки нижньої коробки приводів.

У верхній і нижній проставках запресовані втулки, які є підшипниками ковзання для робочих шестерень.

На валу ведучої робочої шестерні на шпонках насаджені робочі ведучі шестерні, які передають оберти ведомим шестерням.

Робочі шестерні обертаються в циліндричних росточках проставок. У проставках з боку нагнітання є спеціальні розвантажувальні канавки, які служать для запобігання запирання масла у міжзубових впадинах шестерень.

На цапфі ведучої шестерні змонтована приводна шестерня, яка фіксується від осьових переміщень гайкою. Виконана у корпусі вхідна і вихідна порожнини нагнітаючого насосу з'єднуються каналами, в одному з яких знаходиться редукційний клапан. Через редукційний клапан

здійснюється перепуск частини масла з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування для підтримки тиску нагнітання в заданих межах.

Зміна кількості перепускового масла досягається зміною затяжки пружини за допомогою регулюючого гвинта. Регулюючий гвинт стопориться гайкою і закривається ковпачком.

Робочі шестерні обертаються в циліндричних росточках проставок. У проставках з боку нагнітання є спеціальні розвантажувальні канавки, які служать для запобігання запирання масла у міжзубових впадинах шестерень.

На цапфі ведучої шестерні змонтована приводна шестерня, яка фіксується від осьових переміщень гайкою. Виконана у корпусі вхідна і вихідна порожнини нагнітаючого насоса з'єднуються каналами, в одному з яких знаходиться редуційний клапан. Через редуційний клапан здійснюється перепуск частини масла з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування для підтримки тиску нагнітання в заданих межах.

Масло з полості нагнітання по спеціальним каналам в корпусі та у проставках поступає на змащення всіх підшипників ковзання маслоагрегата, а також на вприск невеликої кількості масла в вхідні полості відкачуючих насосів – для покращення їх всмоктуючої дії.

На валу ведучої робочої шестерні на шпонках насаджені робочі ведучі шестерні, які передають оберти ведомим шестерням.

Зміна кількості перепускового масла досягається зміною затяжки пружини за допомогою регулюючого гвинта. Регулюючий гвинт стопориться гайкою і закривається ковпачком.

Масло з полості нагнітання по спеціальним каналам в корпусі та у проставках поступає на змащення всіх підшипників ковзання маслоагрегата, а також на вприск невеликої кількості масла у вхідні полості відкачуючих насосів – для покращення їх всмоктуючої дії.

Повітровідділювач служить для виділення повітря з масла, що відкачується в циркуляційну цистерну.

Повітровідділювач складається з циліндричного корпусу, підводного патрубку з фланцем, фланця для відводу повітря та фланця для кріплення повітровідділювача на верхній кришці цистерни.

Маслоповітряна суміш через підвідний патрубок подається по дотичній до внутрішньої поверхні, чим досягається закручування потоку.

Дякуючи різниці густини масло збирається на стінках корпусу та стікає донизу у цистерну, а повітря відтісняється до центру корпусу і по трубці, під'єднаної до фланця, відводиться у порожнину цистерни.

Сигналізатор стружки магнітний належить для видачі сигналу про наявність продуктів зносу деталей у відпрацьованому маслі. Він складається з клапана та датчика сигналізатора стружки.

Клапан ввертається у спеціальне гніздо на трубопроводі зливу масла, а датчик сигналізатора стружки закріплюється гайкою у корпусі клапана.

Феромагнітні продукти зносу деталей, що омиваються маслом, уловлюються магнітами та замикають електричний ланцюг сигналізатора стружки.

Фільтр масляний тонкої очистки двигуна служить для очищення масла, що поступає до двигуна від ймовірних забруднень.

Фільтр складається з наступних основних частин: корпусу, фільтруючого елемента, кришки та пружини.

Масло, прямуючи до фільтра, через вхідний штуцер попадає в порожнину приймаючої кишені, де більш крупні грязьові частини випадають в осадок.

Проникаючи через фільтруючий матеріал фільтроелемента, відфільтроване масло збирається у внутрішній порожнині елемента, а потім виходить через штуцер.

У випадку забруднення фільтроелемент замінюється новим.

Маслобак-суфлер служить для розділення маслоповітряної суміші, поступаючої з масляних порожнин підшипників вузлів двигуна.



Маслобак-суфлер складається з корпусу, кришки, коагулятора, двох пакетів-сепараторів.

В нижній частині вхідного, середнього та вихідного відділів виконані коробчаті збірники з штуцерами. Штуцера служать для відкачки виділеного масла.

Пакет-сепараторів уявляє собою набір вертикально встановлених по ходу потоку криволінійних профілів. Коагулятор складається з набору гофрованих сіток, набраних в компактний пакет, закріплений в спеціальних рамках. При цьому напрямки гофр сусідніх взаємо перпендикулярно.

При роботі двигуна маслоповітряна суміш з масляних порожнин (з температурою до 100°C) поступає до вхідних патрубків.

Виділене в першому відділу масло стікає через отвори в циліндричних стінках в коробчатий збірник до штуцера відкачки.

Маслоповітряна суміш з пониженою концентрацією масла через масловідбійні кільця в перегородці подається в середній відсік та проходить послідовно перший пакет-сепаратор, коагулятор, другий пакет-сепаратор та через масловідбійні кільця в перегородці попадає у вихідний відсік.

В пакетах-сепараторах відбувається уловлювання масла за рахунок інерційних сил при обтіканні криволінійних профілів.

В коагуляторі виникає уловлювання мілких краплин масла та коагуляція їх в більш крупні.

У вихідному відсіку повітря пропускається через перфорацію циліндричної стінки та відводиться через вихідний фланець.

Масло, виділене в середньому та вихідному відсіках (друга ступінь очистки повітря), стікає у коробчатий збірник корпусу до штуцера для відкачування.

Масловідділювач статичний служить для відділення масла від суфлірованої маслоповітряної суміші, поступаючої до нього з маслобака-суфлера та масляної порожності переднього корпусу.

Статичний масловідділювач складається з корпусу, патрубків підводу суфльованої суміші, патрубка відводу очищеного повітря, кришки, коагулятора, пакета сепаратора. В корпусі масловідділювача встановлений штуцер для зливу відділеного масла, штуцер відбора проб, екран перфорований, кільця масловідбійні.

Підводима до статичного масловідділювача суфльована маслоповітряна суміш, проходячи через перфоровану частину вхідного патрубка, попадає на перфорований екран, на якому, за рахунок інерційного випадання в осад при струйному обтіканні екрана, нагромаджуються найбільш крупні частини масла.

Відділене у вхідній порожнині масло стікає через отвори в стінці корпусу в його нижню частину (піддон).

Відділене масло стікає у піддон корпусу та відводиться через штуцер зливу відділеного масла.

Відбір проб для визначення ступеня очистки суфльованої маслоповітряної суміші може виконуватись через штуцер.

Масляний фільтр двигуна служить для очистки масла, що відкачується з двигуна.

Масляний фільтр двигуна являє собою два, поперемінно працюючих фільтруючих блока, змонтованих в одному корпусі, та включає в себе: корпус, дві кришки фільтра з фільтруючими пакетами, два вентиля, два зворотних клапани та два зливних штуцера.

В верхній частині корпусу маємо два фланця, до яких на шпильках кріпляться кришки фільтрів з закріпленими на них фільтруючими пакетами.

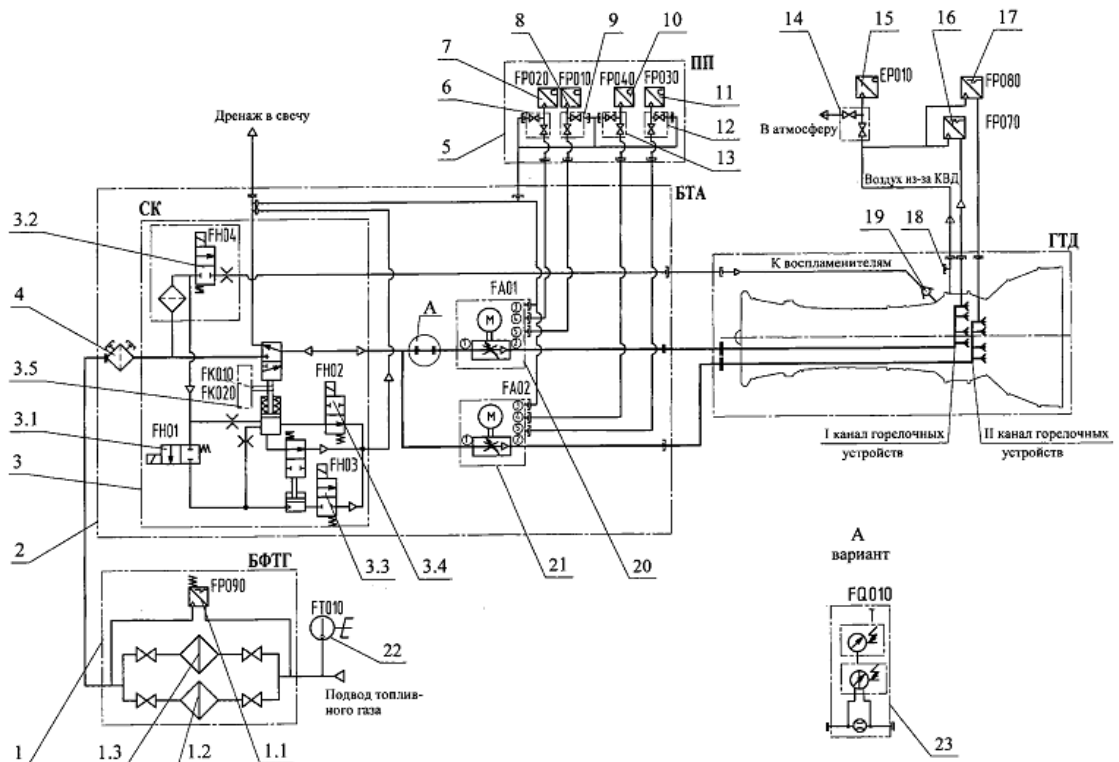
В горизонтальні канали на різьбі вгвинчені штуцери для підводу та відводу масла та для заміру тиску масла на вході та виході з фільтра. В нижній частині корпусу маємо наявності два отвори для зливних штуцерів.

Фільтруючий пакет являє собою набір сітчастих фільтруючих секцій, стягнутих на каркасі за допомогою кришки та гайки із замковою шайбою.

Зворотній клапан служить для попередження наявності масла в каналі у відключений блок фільтра під час забруднення фільтруючого блока на робочому двигуні.

## 2.7 Паливна система

Паливна система (рис.2.5) забезпечує подачу паливного газу до запилювачів, дозування паливного газу, що подається в колектори горілочних пристроїв першого і другого каналів при запуску двигуна, на стаціонарних і перехідних режимах; нормальне і аварійне зупинення подачі паливного газу в колектори горілочних пристроїв; замір величини тиску паливного газу для передачі в САУ перед і після паливних клапанів; припинення подачі паливного газу при несанкціонованому зникненні живлення або зниженні напруги на клапані нормального останова стоп-крана; дренажування газу із системи після зупинки ГТД.



- 1 – блок фільтрації паливного газу; 1.1., 16, 17 – датчик реле різниці тисків;  
 1.2, 1.3 – фільтр газовий; 2 – блок паливних агрегатів; 3 – стоп-кран; 3.1 – клапан електромагнітний відкриття стоп-крану; 3.2 – клапан електромагнітний

пускового газу; 3.3 – клапан електромагнітний аварійного останову; 3.4 – клапан електромагнітний нормального останову; 3.5 – блок сигналізації положення стоп-крану; 4 – фільтр; 5 – панель приборів; 6,9,12,13,14 – кран манометричний; 7,8,10,11 – датчик тиску; 15 – перетворювач надлишкового тиску; 18 – штуцер; 19 – клапан зворотній; 20,21 – клапан паливний; 22 – термoperетворювач опору; 23 – витратомір масовий.

#### Рисунок 2.5 – Паливна система

Паливна система складається з блока фільтрації паливного газу; блока паливних агрегатів; панелі приборів; датчиків-реле різниці тисків; перетворювача надлишкового тиску; термoperетворювача опору; зєднувальних трубопроводів і елементів кріплення.

В блоці фільтрації паливний газ проходить очистку через фільтр і підводиться до стоп-крану. Згідно алгоритму керування включається система плазменного запалювання паливного газу і подається живлення на клапан електромагнітний пускового газу. Подальше дозування паливного газу на запуск та вихід на холостий хід здійснює електронна САУ шляхом керування спочатку тільки одним паливним клапаном.

Після прогрівання двигуна на холостом ходу, відбувається його вивід на режим. Вивід на режим виконується САУ шляхом впливу на паливний клапан. Подальше збільшення режиму відбувається за рахунок відкриття другого паливного клапану.

Паливна система здійснює нормальну і аварійну зупинку ГТД шляхом нормального або аварійного закриття стоп-крану.

## **Висновки за розділом 2**

1. Зроблено вибір параметрів робочого процесу з точки зору забезпечення високої економічності газотурбінного двигуна.
2. Приведено результати термодинамічного розрахунку.
3. Приведено результати газодинамічного розрахунку ГТД.
4. Надано опис конструкції двигуна, що проектується.
5. Розроблено основні системи двигуна: масляна система, паливна система.

## РОЗДІЛ 3

### УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

#### 3.1 Моніторинг наявної потужності газотурбінного двигуна

В умовах старіння і зносу устаткування авіаційної техніки України одним із шляхів підвищення економічності й надійності її експлуатації при обмеженості інвестицій є перехід від традиційної системи експлуатації на нову ресурсозберігаючу експлуатацію за «фактичним станом».

Можливість такого переходу, в першу чергу, спирається на ефективні методи діагностування газотурбінних двигунів для визначення діагностичних характеристик і параметрів їх фактичного функціонально-технічного стану за даними штатних засобів вимірів.

При вирішенні цієї проблеми чільне місце займає питання підвищення ефективності процесу розпізнавання поточного технічного стану (ТС) газотурбінного двигуна (ГТД), та прогнозування перспектив зміни у часі параметрів, що характеризують цей стан. Використання методів моніторингу ТС техніки дозволяє максимально використовувати ресурсні можливості техніки та мінімізувати експлуатаційні витрати [22,23,24]. При цьому з'являється можливість формування керуючих впливів на об'єкт контролю з метою недопущення виходу значень його характеристик за дозволені межі – проведення регулювань, заміна вузлів та агрегатів тощо.

Найбільш істотний з цих резервів зв'язаний, на нашу думку, з організацією контролю потужності силової турбіни (СТ).

Значення потужності, що розвиває СТ, на стандартних контрольних режимах роботи двигуна, є найважливішими критеріями його поточного стану, що інтегрально відображають зміни характеристик всіх елементів проточної частини (ПЧ) і що безпосередньо визначає фактичний технічний

стан і потужність ГТД. На базі контролю вказаних критеріїв можна підвищити ефективність управління в умовах експлуатації [25].

Завдання контролю потужності СТ ГТД може бути вирішена на основі виміру частоти обертання її ротора або крутного моменту, що ним розвинутий, або деякої групи параметрів потоку робочого тіла в ПЧ двигуна.

Перший із цих двох підходів пов'язаний із труднощами створення досить точної і надійної, але прийнятної за вартістю і габаритно-масових характеристик, системи вимірювання крутного моменту. Відомі два типи систем вимірювання крутного моменту:

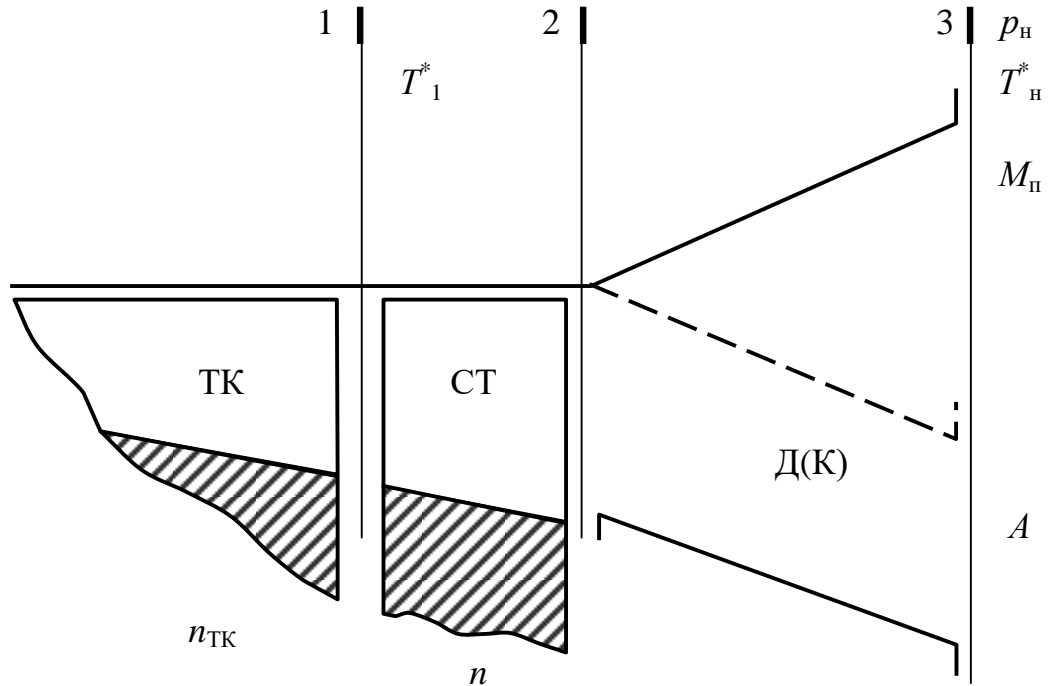
- засновані на зважуванні корпусу переборів редуктора або нерухомого зубчастого колеса його планетарної передачі;
- засновані на визначенні величини пружної деформації спеціальної ділянки вала.

До систем першого типу відносяться встановлені на деяких турбогвинтових двигунах гідромеханічні вимірювачі крутного моменту (ВКМ). Їх недоліками є складність і обмежена придатність конструкції, а також невисокі метрологічні характеристики. Системи другого типу знаходять застосування переважно в лабораторній практиці, так як не забезпечують достатню надійність вимірювань при їхній високій точності.

Найбільш придатним для застосування в умовах експлуатації ГТД представляється підхід до контролю потужності СТ, заснований на вимірюванні частоти обертання її ротора  $n$  і деякої групи параметрів потоку робочого тіла в ПЧ двигуна [25].

При реалізації цього підходу доцільно, на наш погляд, зробити припущення про незмінність у процесі експлуатації двигуна характеристики власне СТ і включити до складу групи вимірюваних параметрів потоку наступні два параметри: температуру гальмування  $T_1^*$  і тиск  $P_1$  в контрольному поперечному перерізі  $l$  ПЧ, розташованому попереду СТ. Алгоритм визначення потужності СТ на основі виміряних значень  $n$ ,  $T_1^*$  і  $P_1$  і

може бути заснований при цьому на розрахунку одновимірного потоку в ПЧ двигуна в околиці СТ (рис.3.1) з урахуванням її характеристики, а також характеристики вихідного пристрою.



Д (К) – дифузор (конфузор) вихідного пристрою; А – атмосфера;  
 СТ – вільна турбіна; 1 – контрольний поперечний переріз проточної частини двигуна перед силовою турбіною; 2 – поперечний переріз ПЧ за СТ;  
 3 – поперечний переріз на зрізі сопла

Рисунок 3.1 – Схема проточної частини газотурбінного двигуна в околиці вільної турбіни

Вказані вимірювані параметри робочого процесу двигуна. Можна запропонувати наступну процедуру контролю потужності двигуна:

Встановлюється контрольний режим роботи двигуна за формулою:

$$n_{TKnp} = n_{TK} \sqrt{T_{MCA} / T_H^*} \approx n_{TKnp}^0,$$

де  $n_{TK}$  – частота обертання ротора турбіни компресору;

$T_H^*$  – температура гальмування атмосферного повітря;



$T_{MCA}$  – температура міжнародної стандартної атмосфери (МСА) на рівні моря;

$n_{TKnp}^0$  – відповідне розглянутому контрольному режиму наведене значення  $n_{TK}$ , а також, при необхідності, іншим незалежним критеріальним режимним параметрам, що характеризують, зокрема, величини відборів від двигуна механічної енергії на привод агрегатів.

2. Вимірюються параметри  $n$ ,  $T_1^*$ ,  $P_1$ ,  $P_H$  (тиск атмосферного повітря).

3. Розраховуються величини за формулами:

$$n_{np} = n \sqrt{T_{MCA} / T_1^*},$$

$$T_{1np}^* = T_1^* T_{MCA} / T_H^*,$$

$$P_{1np} = P_1 P_{MCA} / P_H,$$

де  $P_{MCA}$  – тиск МСА на рівні моря.

4. Розраховується приведені значення потужності СТ на даному контрольному режимі роботи двигуна за формулою:

$$N_{np} = B \sqrt{T_{1np}^*}$$

де  $B$  – величина, що знаходиться в залежності від значень  $P_{1np}$  і  $n_{np}$  по номограмі (таблиці), яка отримана на основі результатів розрахунку одномірної течії в ПЧ двигуна в околиці СТ.

5. Розраховується шукана потужність СТ на стандартному контрольному режимі роботи двигуна:

$$N^0 = N_{np} \frac{P_H^0}{P_{MCA}^0} \sqrt{\frac{T_H^{*0}}{T_{MCA}^0}},$$

де  $P_H^0$ , и  $T_H^{*0}$  – значення  $P_H$  и  $T_H^*$ , відповідні стандартному контрольному режиму:

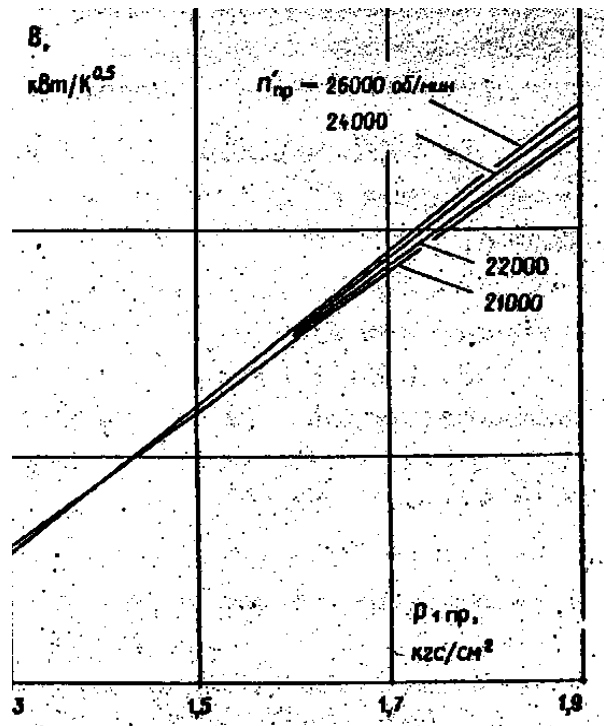


Рисунок 3.2 – Номограма залежності  $V(P_{1np}, n_{np})$  для двигуна з вільною турбіною

Використовувана в представленій процедурі залежність  $V(P_{1np}, n_{np})$  є універсальною в тому сенсі, що забезпечує контроль потужності СТ даного двигуна на кожному з його стандартних контрольних режимів.

Була отримана така залежність для середньостатистичного турбовального двигуна, що має осьову двоступінчасту СТ і дифузорний вихідний пристрій. Вона представлена на рис.3.2 і базується на результатах розрахунку одновимірного потоку продуктів згоряння авіаційного гасу як досконалого газу в ПЧ СТ і вихідного пристрою двигуна. Розрахунок відбувався з використанням заданої табличної характеристики СТ у формі:

$$\left. \begin{aligned} G\sqrt{T_1^*} / P_1^* &= f_1(\pi^*, n_{np}) \\ \eta^* &= f_2(\pi^*, n_{np}) \end{aligned} \right\}$$

де  $G$  – витрата робочого тіла;

$P_1^*$  – тиск гальмування в перерізі 1;

$\pi^* = P_1^* / P_2$ ;

де  $P_2$  – тиск в перерізі 2;

$$\eta^* = (T_1^* - T_2^*) / (T_1^* - T_{2uz}^*);$$

$T_2^*$  – температура гальмування в перерізі при ізоентропійному розширенні в СТ.

Закручування потоку за СТ не бралось до уваги. Рівень втрат тиску гальмування у вихідному пристрої знаходився за формулою:

$$P_2^* - P_3^* = 4\lambda_3^2 (P_3^* - P_H),$$

де  $\lambda_3$  – приведена швидкість в перерізі 3.

В рамках запропонованого методу контролю потужності СТ двигуна може проводитися облік похибки, пов'язаної з неточністю установки контрольного режиму роботи в момент вимірювань. Крім того, контроль може здійснюватися з урахуванням індивідуальних властивостей діагностичного екземпляру двигуна, з використанням залежності, отриманої на основі характеристики СТ, ідентифікованої за даними спеціальних випробувань [23,24].

Пропонований метод контролю спирається на вимірюванні величин  $T_1^*$  та  $P_1$ , які можна виконувати на експлуатованому двигуні з достатньою точністю за допомогою простих і надійних засобів. Оскільки нерівномірність поля тиску в перерізі двигуна перед СТ невелика, то параметр допустимо вимірювати за допомогою, наприклад, дренавання його корпусу в декількох точках і гідравлічного осереднення одержуваних при цьому сигналів. Поле температури гальмування в перерізі перед СТ може мати істотну нерівномірність, тому в якості аналога параметра  $T_1^*$  можна рекомендувати використання деяким чином осереднених сигналів декількох введених в потік і розосереджених по перерізу в окружному напрямку термопар або гребінок термопар з протоками [23].

Пропонований метод придатний на нашу думку, для реалізації не тільки на проєктованих двигунах, але і на деяких експлуатованих, після проведення їх незначної доробки.

### 3.2 Вимірювання крутного моменту

Актуальним завданням для машинобудування і транспорту, і зокрема у авіації є визначення і реєстрація крутного моменту на обертових валах. Існують різні способи визначення моменту і особливий інтерес представляє тензометричний метод [13,21,22].

В цьому випадку на випробовувану деталь (карданний, приводний вал, тощо) наклеюються спеціальні чутливі елементи – тензорезистори. В процесі роботи вал, що скручується під дією навантажувального моменту, пропорційно змінює опір тензорезисторів, що і реєструється за електричним сигналом на виході з датчика крутного моменту. Головна перевага методу – можливість наклепки тензодатчиків практично на будь-який вал без додаткового його доопрацювання. Для передачі сигналу з обертового вала використовуються струмознімні пристрої, які умовно підрозділяються на два види: контактні і безконтактні. Контактні пристрої мають низьку надійність і перешкодозахищеність, безконтактні пристрої таких недоліків не мають [22].

Підвищення ефективності метрологічного контролю параметрів обертання валів забезпечує підвищення ефективності обчислювально-керуючих комплексів в цілому. Одним з важливих параметрів, що вимагають постійного контролю, є крутний момент (КМ), за яким оцінюються основні характеристики зазначених комплексів (потужність двигунів, ККД, динаміка навантажувальних характеристик і т.д.).

Для експериментального визначення КМ застосовуються різноманітні вимірювальні методи і засоби, що відрізняються один від одного різним ступенем складності, метрологічними характеристиками, областю застосування і т. п. Підвищення вимог до точності вимірювання КМ визначає необхідність покращення точнісних характеристик датчиків КМ і вимірювальних перетворювачів, що входять до їх складу, підвищення завадостійкості (зокрема, вирішення питань поліпшення електромагнітної сумісності), зменшення масогабаритних показників, підвищення надійності при експлуатації в несприятливих умовах. Виконання цих вимог в рамках

існуючих методів пов'язано з великими витратами і веде до значного ускладнення конструкції датчиків КМ [21,22].

Сучасний етап розвитку датчиків КМ ґрунтується на використанні нових (для даної області вимірювань) методів, що мають значний потенціал. Особливе місце серед них займають методи, засновані на застосуванні елементів оптоволоконної техніки, що дозволяє помітно підвищити метрологічні характеристики датчиків КМ, підвищити їх завадостійкість, розширити область застосування, знизити вимоги, пов'язані з умовами експлуатації, спростити конструкцію і зменшити витрати, пов'язані з їх виготовленням.

Не менш важливе місце займає використання цифрових методів для вимірювання крутного моменту. Враховуючи те, що в даний час великого поширення набули інтегровані системи збору та обробки інформації, які об'єднують всі датчики обчислювально-керуючого комплексу в єдину вимірювальну мережу на основі високопродуктивних мікропроцесорів, цифрові методи вимірювання КМ є найбільш переважними.

Таким чином, застосування комплексного рішення, яке засноване на синтезі датчиків КМ, що використовують оптоволоконні і цифрові методи вимірювань може помітно підвищити метрологічні, експлуатаційні та інші характеристики датчиків КМ.

Основна відмінність засобів вимірювання крутного моменту (ЗВКМ), що базуються на торсіометричному методі вимірювання полягає в способі передачі інформації про КМ з обертового вала, а саме, інформації про кут скручування вала.

Всі способи можна розділити на два великих класи: аналогові і цифрові. До аналогових відносяться способи, що використовують аналогове перетворення кута скручування в електромагнітні коливання різних діапазонів довжин хвиль. До цифрових способів відносяться способи, засновані на побудові кодових перетворювачів кута (КПК). КПК являють собою просторові аналого-цифрові перетворювачі (АЦП), що перетворюють

вимірюване переміщення в цифровий код. Код може бути як паралельним, так і послідовним. Найбільш часто зустрічаються КПК з растровими дисками, що дозволяють отримати послідовний код, кількість імпульсів в якому відповідає величині переміщення растрового диска [18,22].

Оскільки практично всі засоби передачі інформації про КМ є безконтактними, діапазон робочих частот обертання валу, що характерний для них, не має істотної відмінності.

Виняток становлять контактні КПК, у яких максимальна частота обертання обмежена внаслідок того, що зчитує «щітка», що контактує з металізованою поверхнею растрового диска.

Найменшою похибкою вимірювання володіють аналогові фотоелектричні засоби і цифрові КПК, що обумовлено методологією їх побудови. Близькою до них похибкою володіють магнітоіндукційні і ємнісні засоби, однак вони, як і всі інші засоби, що використовують електричні сигнали мають низьку електромагнітну силу (ЕМС). За цим параметром значну перевагу також мають методи, що використовують оптичні сигнали для вимірювання і передачі інформації про крутний момент.

Складність застосування оптичних методів полягає в необхідності постійної підтримки чистоти оптичних елементів через високу чутливість апаратної частини, що реалізують їх ЗВКМ, до забруднення [14,22]. Однак, інші засоби передачі інформації про КМ ще більш складні в експлуатації. Наприклад, магнітопружні методи вимагають закріплення на поверхні вала чутливих елементів за допомогою спеціальних клеїв, в зв'язку з чим їх заміна надмірно складна. Чутливість магнітопружних датчиків сильно залежить від величини повітряних зазорів між валом і котушкою. Крім того, на результат впливає і внутрішня неоднорідність вала, викликана місцевими внутрішніми напруженнями, різною кристалографічною орієнтацією та ін.

Нелінійність ряду засобів передачі інформації про КМ з обертового валу різко виражена і визначається нелінійністю характеристик чутливих елементів. На відміну від всіх інших КПК дозволяють позбутися

нелінійності, яка в цьому випадку залежить лише від параметрів пружного валу. Великим плюсом КПК є те, що його вихідний сигнал представлений безпосередньо в цифровому вигляді, що не вимагає подальшого перетворення. Крім того, використання в растровому диску різних спеціалізованих кодів (код Грея та ін.) дозволяє значно зменшити ймовірність помилки і вчасно зафіксувати її. До недоліків КПК слід віднести те, що вони мають великий діаметр растрового диска, тому їх установка і експлуатація на багатьох агрегатах важко реалізована [22].

#### *Поняття «крутного моменту»*

В принципі, вимірювання крутного моменту – це простий механічний процес. У широкому сенсі він має на увазі вимірювання «сили», яка витрачена для обертання (спроби обертання) чого-небудь. Коли сила або «крутний момент» прикладені до валу, вал скручується (незначно). Таке скручування призводить до «розтягування» матеріалу вала в напрямку 45 градусів від осі вала між точками, які віддаляються один від одного при скручуванні. Матеріал валу також піддається «стисненню» в протилежному напрямку на 45 градусів.

Пристрої вимірювання крутного моменту використовують деформацію валу і зміну його характеристик для розрахунку крутного моменту. Це вимірювання проводиться тензометричними датчиками, які встановлені на валу і визначають деформацію валу, викликану крутним моментом або «силою». Існує кілька способів вимірювання скручування вала. Використання тензометричних датчиків визнано одним з найнадійніших методів, якщо ви володієте необхідними знаннями і навичками для роботи з такими датчиками.

*Датчик крутного моменту* являє собою пристрій для вимірювання / реєстрації крутного моменту на обертових частинах різних систем. Датчики крутного моменту дозволяють вимірювати як статичний, так і динамічний момент. Основою датчика моменту є тензодатчик (тензометричний міст) на обертовому валу або осі. Знімання сигналу і живлення тензомосту може

здійснюватися контактним і безконтактним (телеметричним) методом [21,22].

#### *Визначення тензометричного датчика*

Тензометричний датчик – це невеликий електричний елемент нанесений на струмонепровідний шар. Структура елемента побудована таким чином, що коли датчик розтягується (або стискається) в одному напрямку (уздовж робочої осі датчика), опір елемента збільшується (або зменшується) відповідно до розтягування. Розтягування, що перпендикулярне осі тензометричного датчика не має великого впливу на опір елемента. Датчик прикріплюється до валу таким чином, щоб його вісь збігалася з напрямком розтягування матеріалу при впливі крутного моменту. В результаті тензометричний датчик теж розтягується, викликаючи підвищення опору елемента.

У торсіометрі використовується тензометричний датчик, що складається з чотирьох резистивних елементів, що встановлюються на вал. Два елементи встановлюються у напрямку розтягування. Решта два – у напрямку стиснення. Чотири резистивних елементи підключені в конфігурації моста Уїтстона. Ця конфігурація підходить для вимірювання невеликих вимірювань опору в тензометричних датчиках. При збільшенні і зменшенні опору, на виході змінюється напруга пропорційно напрузі збудження і змінюється опір між протилежними елементами. Зміна загального опору також може бути викликана зміною температури.

#### *Вимірювання крутного моменту*

Вимірювання крутного моменту використовується в різних сферах і для різних потреб, в тому числі, моніторингу та контролі, управління потужністю і підвищення рентабельності.

Історичний розвиток технології вимірювання крутного моменту починається в 1678 році. Цього року англійський вчений Роберт Гук описав пропорційну залежність між деформацією матеріалу і напруженням матеріалу у відомому законі Гука [22].



Подальшим витком розвитку послужив 1833 рік. Тоді англійський вчений Хантер Крісті описав мостову схему, за допомогою якої можна вимірювати найменші зміни напруги (рис.3.3). Не дивлячись на те, що схема в подальшому отримала назву на честь другого винахідника Чарльза Вітстоуна, справжня слава належить все ж Хантеру Крісті [21,22].

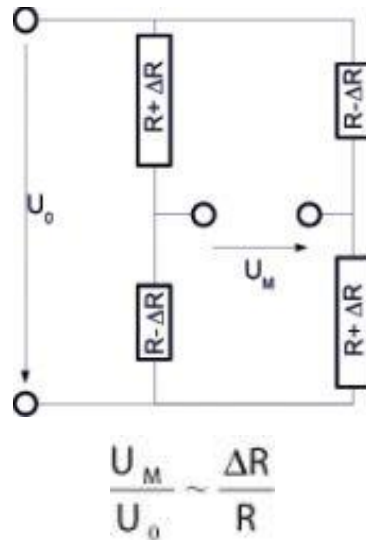


Рисунок 3.3 – Мостова схема *Wheatstone*

Вільям Томсон, який пізніше став лордом Кельвіном (його ім'ям названа температурна шкала), відкрив у 1856 році залежність між розтягуванням провідника і його електричним опором (рис.3.4).

$$\Delta L/L \sim \Delta R/R,$$

де  $\Delta L$  – відносне подовження провідника;

$\Delta R$  – відносна зміна опору

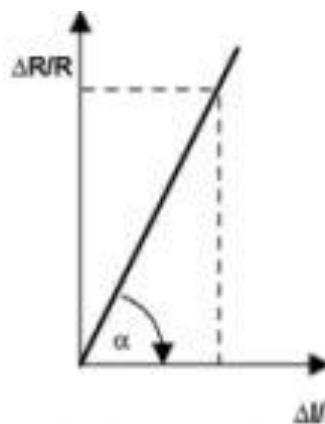


Рисунок 3.4 – Лінійна залежність опору від подовження провідника

Справжнім проривом для промислово вироблених тензодатчиків стали з'явилися в 1952 році на ринку плівкові тензорезистори. Вони витравлювалися на покритій провідним матеріалом плівці. Таким способом тензорезистори виготовляються і сьогодні. Ще в тому ж році, плівкові тензорезистори були запропоновані для вимірювань крутного моменту. Таким чином були виготовлені перші тензодатчики крутного моменту, що не обертаються. Ці датчики допомогли вирішити багато завдань в розробках і випробуваннях за допомогою вимірювання крутного моменту реакції. Але більш важливим і частим застосуванням датчиків крутного моменту є вимірювання на обертовому валу. Тут розробки тривали ще кілька років, щоб запропонувати на ринку готові до застосування тензометричні датчики крутного моменту [22].

При навантаженні вала аксіальним крутним моментом відбувається його скручування на кут пропорційний крутному моменту. Цей кут може бути виміряний за допомогою кутової вимірювальної системи. Для живлення розташованої на обертовому валу вимірювальної системи і для передачі модульованого за амплітудою вимірювального сигналу застосовувалися транслятори, що побудовані за принципом обертового трансформатора. Одна обмотка трансформатора закріплена на статорі, друга розташована концентрично першій на роторі. При передачі амплітудно-модульованого вимірювального сигналу через побудований за такою схемою транслятор коефіцієнт передачі включається безпосередньо у вимірювальний сигнал (рис.3.5) [22].

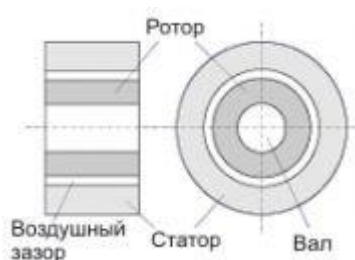


Рисунок 3.5 – Схема транслятору за принципом обертового трансформатора

Через аксіальні і радіальні зсуви, ексцентричне обертання, зміни магнітних характеристик матеріалу і магнітних витоків можуть виникати

похибки у вимірах. Перша передача вимірювального сигналу тензорезисторного мосту, що був наклеєний на обертовий вал, проводилася за допомогою контактних кілець у 1952 році.

Передача напруги живлення і вихідної напруги через контактні кільця вимагає певної обережності. Контактні кільця повинні бути ізольовані від валу і один від одного. Вже найменші помилки в ізоляції можуть призвести до значних вимірювальних помилок. Сила натискання ковзного контакту повинна бути обрана так, щоб з одного боку опір контакту було можливо малим, надійність контакту щодо відривання внаслідок струсів і ексцентричності контактних кілець повинна була бути досить високою і з іншого боку не повинно було бути допущено виникнення надмірного нагріву і зносу контактних пар. Вирішальну роль, крім вибору матеріалу, грає ретельна обробка поверхонь. Особливі складнощі виникають при високих швидкостях обертання. Деякі датчики забезпечені підйомними пристроями для щіток, які опускаються тільки для вимірювань (рис.3.6) [21,22]. Недоліком технології є те, що контактні кільця і вугільні щітки з часом зношуються і вимагають заміни.

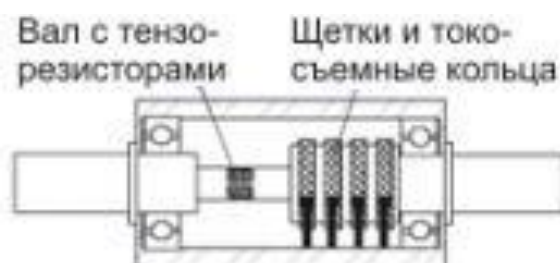


Рисунок 3.6 – Застосування щіток і струмознімних кілець

Для створення датчика зі стабільною передачею сигналу, що не вимагає технічного обслуговування, була розроблена технологія, що забезпечує безконтактну передачу вимірювального сигналу з тензорезисторного мосту. Завдяки живленню моста змінною напругою, на його виході виходить амплітудно-модульована змінна напруга, яка пропорційна крутному моменту. Як необхідна для живлення

тензометричного мосту змінна напруга, так і вимірювальний сигнал можуть передаватися завдяки трансформаторній передачі. (рис.3.7).

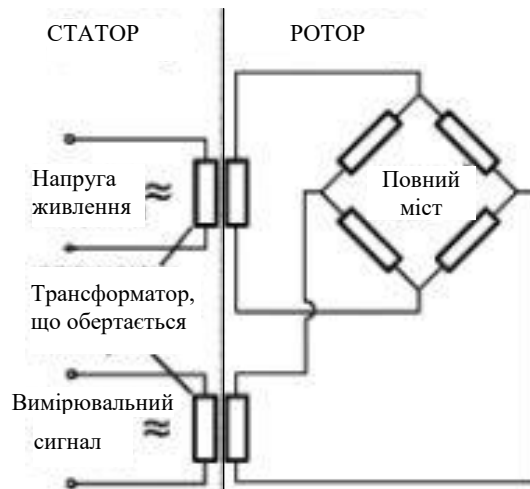


Рисунок 3.7 – Безконтактна передача вимірювального сигналу з тензорезисторного мосту

Після цього, переможний хід обертових датчиків крутного моменту на основі тензорезисторів вже неможливо було зупинити. Завдяки розмірам, що постійно зменшувалися в електроніці, у 1972 році стало можливим розмістити на обертовому валу вимірювальний підсилювач, який служив для живлення тензорезисторного мосту і підготовки вимірювального сигналу. Один трансформаторний транслятор служив для живлення датчика, інший – для частотно-модульованої передачі вимірювального сигналу [22].

Тензометрична техніка тим часом розвивалася далі. Сьогодні випускаються датчики крутного моменту як з температурною компенсацією, так і з компенсацією дрейфу сигналу. Велика перевага тензометричної техніки полягає в тому, що компенсація перешкод можлива безпосередньо в місці вимірювання. Температурна залежність модуля пружності застосовуваних матеріалів становить, наприклад, у сталі близько 3% на 100К зміни температури. Так як ця величина перешкоди входить безпосередньо в коефіцієнт чутливості датчика, його необхідно відповідним чином компенсувати. У датчиків з кутовим вимірювальною системою, якщо і робиться компенсація, то вона проводиться в підсилювачі. Таким чином тут обов'язково потрібно рахуватися зі впливом температури. Кутові

вимірювальні датчики мають ще одну проблему в тому, що для вимірювання крутного моменту потрібно відносно великий кут скручування. Це веде до м'яких торсіонних конструкцій, які дозволяють здійснювати тільки повільні вимірювальні процеси. Розміри електроніки, що постійно зменшуються, і можливості передачі вимірювального сигналу, які постійно і неухильно поліпшуються, відповідно призвели до зміни ринку датчиків крутного моменту в тому напрямку, що тепер вони поставляються з інтегрованими підсилювачами.

Перші датчики крутного моменту мали, як правило, аналоговий вихідний сигнал. При таких інтерфейсах неможливо виключити перешкоди, які виходять від сусідніх силових вузлів і приводів, особливо при протяжній підводці і високій динаміці. Через це в минулому збільшували рівень сигналу датчика. Загально прийняті рівні сигналу  $\pm 5$  В і  $\pm 10$  В. І все ж, для багатьох застосувань перешкодостійкість не достатня висока. Рішення даної проблеми лежить в цифровій сенсорній електроніці. Схема її принципової механічної конструкції представлена нижче (рис.3.8) [22].

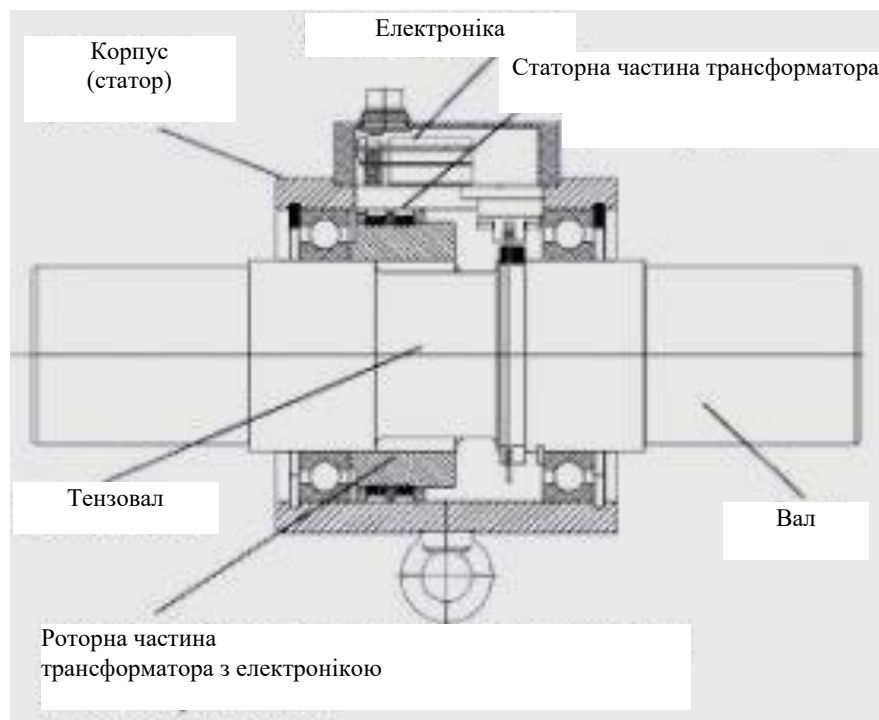


Рисунок 3.8 – Схема принципової механічної конструкції з використанням цифрової сенсорної електроніки

На валу знаходиться звужене по діаметру місце, де наклеєний тензометричний міст. На валу так само знаходяться частина трансформаторного транслятору і електроніка, що обертаються. У корпусі знаходиться стаціонарна частина транслятору і інша електроніка. Для підключення датчика на корпусі знаходиться штекер.

Інтегрована електроніка як в статорі, так і в роторі містить мікропроцесор зі супутньою пам'яттю. Вимірювальний сигнал генерується на роторі за допомогою тензорезисторів, тут же посилюється і оцифровується. Цифровий сигнал потрапляє в процесор, який готує його до передачі на статор у формі послідовного сигналу з контрольною сумою. У статорі сигнал даних готується і на закінчення формується в процесорі для послідовного інтерфейсу RS 485 (рис.3.9).

Завдяки застосуванню процесорів такі дані як серійний номер, калібрувальні значення, вимірювальний діапазон, дата калібрування та інші можуть бути збережені як на роторі, так і на статорі, і при необхідності можуть бути лічені. Живлення датчика відбувається через контрольоване процесором джерело, яке може підключити калібрувальний контроль для перевірки датчика. Завдяки оцифруванню вимірювального сигналу безпосередньо на місці, його зняттю і збереженню, а так само зчитуванню даних датчика, забезпечується дуже висока експлуатаційна надійність вимірювального пристрою (рис.3.9).

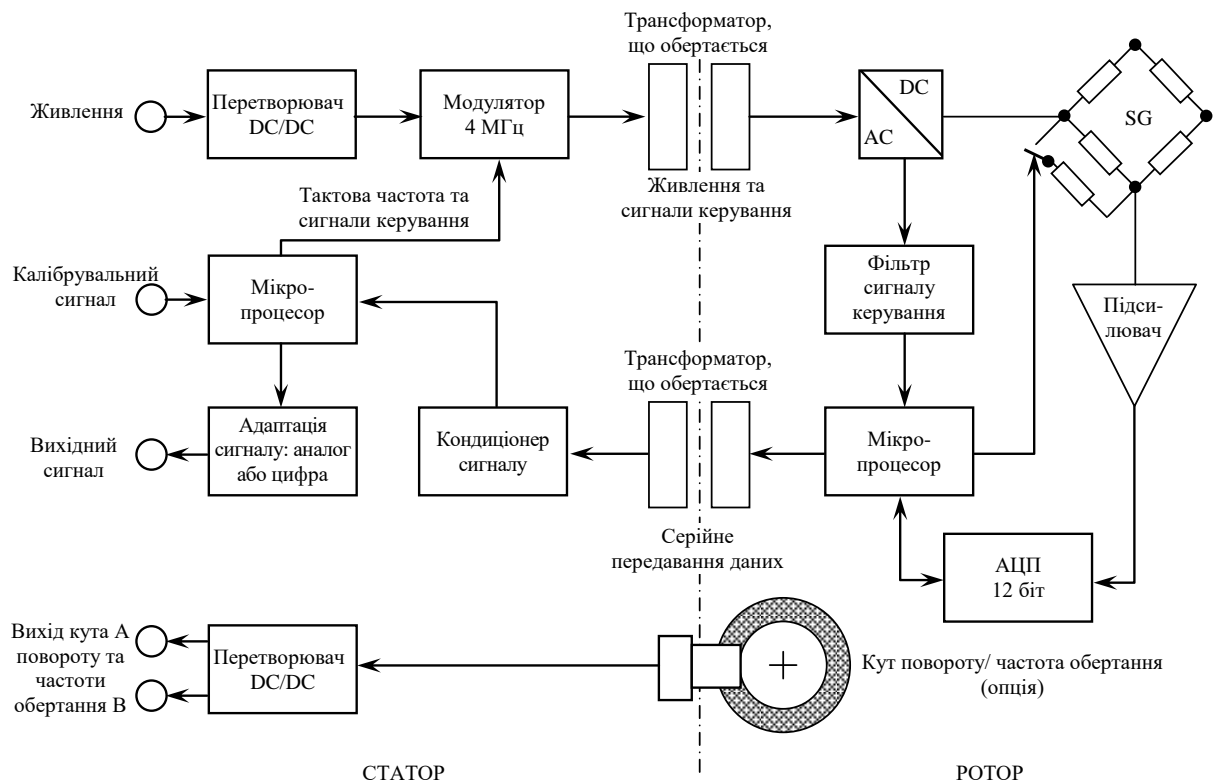


Рисунок 3.9 – Блок-схема цифрової передачі вимірювального сигналу з інтегрованими мікропроцесорами

Тензометрична техніка буде в майбутньому основною несучою силою датчиків крутного моменту. Завдяки розмірам, що постійно зменшуються, і електроніці, яка стабільно поліпшується, можливо конструювати датчики все більш високого коефіцієнта жорсткості, що веде до покращення динаміці вимірювань. Це досягається тим, що при тій же точності вимірювань вимірювальний сигнал стає все менше, завдяки високій електричній стабільності вимірювального підсилювача [18,22,23].

З іншого боку, покращена обробка вимірювального сигналу може бути застосована для збільшення точності вимірювального пристрою. Майбутнє належить також «розумним» датчикам зі збереженням вимірювально-технічних даних, завдяки чому вимірювання стають все більш надійними і дані для контролю якості можуть зчитуватися безпосередньо з датчика.

Існує кілька основних завдань, які можуть стояти перед виробництвами в сфері вимірювання крутного моменту [23]:

- Висока точність визначення крутного моменту.

- Випробування крутного моменту в швидкісних і високошвидкісних приводах.
- Моніторинг крутного моменту в цілодобовому режимі 365 днів на рік з мінімальним обслуговуванням в польових або виробничих умовах експлуатації.
- Впровадження вимірювального вузла у вже існуючі установки і приводи.
- Впровадження вимірювального вузла в мінімальні установчі габарити.

Висока точність датчиків крутного моменту є на даний момент стандартною вимогою підприємств, що займаються проектуванням, випробуванням і моніторингом сучасних приводів і установок, використовуваних в наукомістких виробництвах. А останнім часом підвищується попит на датчики, що працюють при швидкостях обертання до 60000 об/хв і вище. Індуктивні датчики моменту володіють унікальною в своєму роді технологією вимірювань крутного моменту, що дозволяє забезпечувати не тільки високу точність вимірювань, але і дозволяє виробляти спеціальні високошвидкісні версії з частотами до 60000 об/хв., також датчики володіють високими експлуатаційними властивостями (рис.3.10) [23].

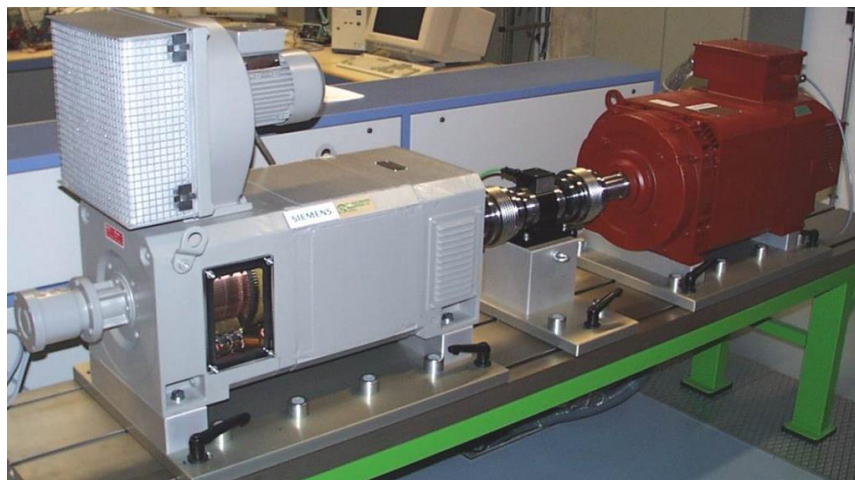


Рисунок 3.10 – Індуктивні високошвидкісні датчики



Не менш поширеним завданням є використання реактивних датчиків вимірювання крутного моменту при моніторингу, де постійний контроль крутного моменту є необхідністю. Вирішити задачу вимірювання крутного моменту, що передається валом з приводу на робочий орган особливо без врізки вимірювальних пристроїв у вал намагаються багато спеціалістів. Для квазістаціонарних умов, коли момент і кутова швидкість змінюються в часі повільно (навіть при високих номінальних значеннях), завдання вирішують так звані реактивні датчики, але і тут не все так просто. Реактивний датчик крутного моменту працює на відновленні закону збереження моменту кількості руху, так само як реактивний датчик сили працює на підставі закону збереження кількості руху. Якщо привод прикладає до виконавчого органу крутне зусилля, скажімо, за годинниковою стрілкою, то виконавчий орган відповідає приводу протидіючим, гальмуючим зусиллям проти годинникової стрілки. Якщо розглядати ці процеси, відволікаючись від нестационарних, перехідних або коливальних явищ, то середнє за часом значення крутного моменту на валу цілком можна виміряти за допомогою такого реактивного датчика, що вимірює реактивний крутний момент, переданий назад приводу.

Найчастіше привод при цьому встановлюють на спеціальній платформі, один кінець якої прикріплений до столу (фундаменту) випробувального стенду, діючої промислової установки або двигуна шарніром, а інший спирається на тензометричний датчик сили. Згідно із законом збереження моменту кількості руху привод, передаючи момент робочому органу, у відповідь отримує протидіючий момент від робочого органу, рівний переданому за величиною і протилежний у напрямку. І в разі стаціонарних (квазі) процесів (аж ніяк не статичних) такий підхід вирішує більшість практичних завдань. Щоб уникнути спотворення динамічних характеристик силового агрегату в умовах швидкостей, що швидко змінюються, тензодатчики можна розміщувати на стаціонарному вузлі приводу, що дозволяє нейтралізувати його інерційність. Новизна полягає в

тому, що тензорезистори розташовуються не під краєм платформи, а безпосередньо в корпусі двигуна змінного струму. Реактивний момент, що передається від навантаження приводу електромагнітним полем, діє в першу чергу на ребра сердечника двигуна, згинаючи їх. Вимірюючи розтягнення/стиснення матеріалу на бічних поверхнях ребер, можна оцінити величину цього моменту без негативного впливу на результат моменту інерції двигуна [23].

Використання реактивних датчиків вимірювання крутного моменту поділяються на два основних типи:

– Енергетичні, нафтовидобувні і установки, до яких пред'являються аналогічні високі вимоги по точності з мінімальними зупинками на обслуговування і використанням в суворих умовах. Для даних установок ідеально підходять фланцеві датчики типу TF, так як вони не мають частин, що зношуються, і використовують безконтактне знімання даних (рис.3.11);

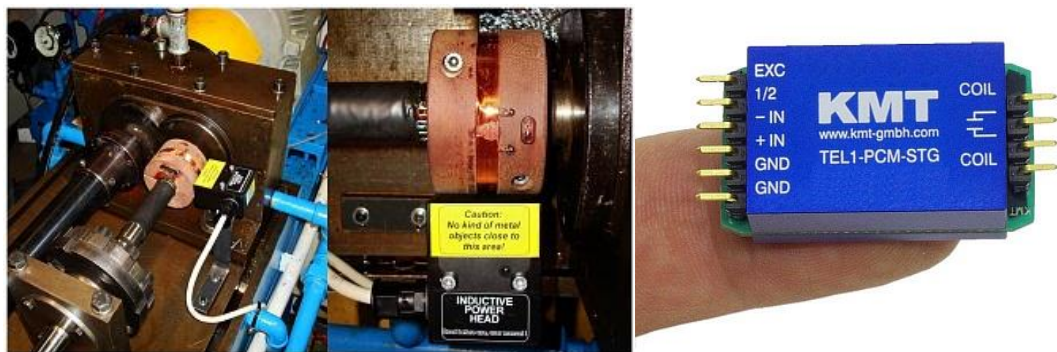
– Виробничі лінії, важке машинобудування і установки, де контролюється стабільність роботи при заданих межах, але застосування класичних датчиків моменту неможливо з конструктивних причин. Найбільш підходящим є застосування телеметричних систем, що монтуються на вал, основною перевагою є можливість перетворити майже будь-який обертовий вузол в датчик крутного моменту (рис.3.12).



Рисунок 3.11 – Фланцеві датчики з безконтактним зніманням даних



Рисунок 3.12 – Застосування телеметричних систем, що монтуються на вал [23]



а)

б)

Рисунок 3.13 – Телеметрична система TEL1-PCM-IND

Наприклад, одноканальна 12-бітна телеметрична система TEL1-PCM-IND компанії «Промтекс» (рис.3.13а,б) реалізує бездротову передачу сигналів з обертових валів. Компактний, легкий, міцний енкодер розміром 35x18x12мм. і вагою 13г. легко встановлюється безпосередньо на вал за допомогою спеціальної армованої стрічки та має наступні характеристики: підключення аналогових датчиків будь-якого типу: тензометричні ( $\Rightarrow 350$  Ом) з повно-і півмостовою конфігурацією, термopари, термоопір, вольтові –  $\pm 10$ в, струмові –  $0(4) \div 20$ мА, потенціометричні; АЦП і ЦАП 12 біт; смуга пропускання сигналу  $-0..1200$  Гц; інтерфейс для передачі даних в цифровому вигляді; передача даних індуктивним способом до 35 мм.; безперебійне індуктивне живлення від 220В для тривалих вимірювань; міцні і вологозахищені корпуси для роботи в жорстких польових і промислових умовах; температура експлуатації:

$-10 \div +80^{\circ}\text{C}$  [23].

Одноканальні телеметричні системи дозволяють просто і точно здійснювати бездротовий збір даних в робочих умовах з будь-яких датчиків на обертових об'єктах. Живлення і передача сигналів відбувається по індуктивному або радіоканалу з вала на стаціонарний вузол без будь-яких щіток і проводів.

Останньою, але не менш поширеною групою завдань є натурне випробування вузлів і установок в автомобільній, транспортній, залізничній і військово-промисловій галузі, де з яких-небудь причин не може бути передбачено використання готових датчиків моменту. Дані завдання пов'язані з суворими умовами використання, з впровадженням у вже готові вузли і механізми без зміни конструкції. На даний момент найбільш універсальним і гнучким рішенням є використання телеметричних систем різних модифікацій.

Застосування датчиків крутного моменту у газотранспортній галузі, зокрема контроль крутного моменту газотурбінного двигуна, є актуальним і затребуваним завданням. Навіть у сільському господарстві можна знайти датчики крутного моменту в машинному парку. Для доказу відстеження засобів вимірювань все частіше використовуються еталонні датчики крутного моменту, для перевірки засобів виробництва на місці їх застосування [23].

### **Висновки за розділом 3**

Розглянуто та запропоновано метод моніторингу наявної потужності газотурбінного двигуна.

Запропоновано здійснювати моніторинг наявної потужності газотурбінних двигунів шляхом прямого вимірювання крутного моменту на валу силової турбіни за допомогою безконтактного датчика з обертальним трансформатором, який реалізує бездротову передачу енергії та сигналів між статором та ротором двигуна.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На основі результатів термодинамічного і газодинамічного розрахунків спроектовано газотурбінний двигун потужністю 25МВт. Параметри робочого процесу було обрано шляхом оптимізації. Газотурбінний двигун, що спроектований, має задану потужність і низьку питому витрату палива.

2. В роботі розрахована дросельна характеристика спроектованої газотурбінного двигуна.

3. Надано опис конструкції двигуна, що проектується.

4. Розроблено основні системи двигуна: масляна система, паливна система.

5. Проведено аналіз роботи системи контролю наявної потужності

6. Розроблено удосконалений комплекс процедур системи контролю наявної потужності.

7. Рекомендовано здійснювати моніторинг наявної потужності газотурбінних двигунів шляхом прямого вимірювання крутного моменту на валу силової турбіни за допомогою безконтактного датчика з обертальним трансформатором, який реалізує бездротову передачу енергії та сигналів між статором та ротором двигуна.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бойс М. Турбомашиностроение в следующем тысячелетии// Газотурбинные технологии, сентябрь-октябрь.– 2000, № 5.– С. 2-8.
2. Степанов А.В., Кухарь В.П. Достижения энергетики и защита окружающей среды. – К.: Наукова думка.– 2004.– 203 с.
3. Воробьев И.В., Тодорович Е.Г. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность.-К.: Энергетика и электрификация, 2000.– 243 с.
4. Христин В.А., Варламов Г.Б. Газотурбинные установки: история и перспективы.- К.: НТУУ «КПИ».- 2006.– 384 с.
5. Шнеэ Я.И. , Хайновский Я.С. Газовые турбины. Часть вторая.– К.: Вища школа,- 1977.– 279 с.
6. Христин В.А., Лабинов С.Д. Эффективность применения цикла с промежуточной регенерацией для энергетических и транспортных газотурбинных установок// Изв. Вузов. Сер. Энергетика, 1964, № 8.– С. 46-52.
7. Любчик Г.Н. и др. Когенерационно-утилизационные технологии на базе газотурбинных установок / Под. ред. Любчика Г.Н. и Чабановича Л.Б.– К.: Варта.- 2008.– 185 с.
8. Чабанович Л.Б. и др. Генерування електричної енергії шляхом утилізації залишкового теплового потенціалу викидних газів газоперекачувальних агрегатів у замкнених ГТУ//Нафтогазова енергетика.- № 2(11).- 2009.- С. 29-34.
9. Матвеевко В.Т. Глубокая утилизация теплоты в газотурбинных двигателях с турбиной перерасширения// Пром. теплотехника, 1997, т. 19, № 4-5.- С. 81-85.
10. Moeller D.J., Burnham J., Oganovski G. Steam - injected gas turbines enhance cogeneration plant performance //Pulp and Paper. September 1987. p. 125 - 129.