

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ВНУТРІШНІХ СПРАВ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

**Циклова комісія технічного обслуговування авіаційної техніки**

**ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни  
«Загальні знання про ПС: Силова установка»  
обов'язкових компонент  
освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**Аеронавігація**

**за темою № 2 - Основні складові елементи двигуна**

**Кременчук 2022**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 30.08.2022 № 8

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою  
Кременчуцького льотного  
коледжу Харківського  
національного університету  
внутрішніх справ  
Протокол від 22.08.2022 № 1

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з технічних дисциплін  
Протокол від 29.08.2022 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії технічного обслуговування авіаційної техніки, протокол від 10.08.2022р. № 1

**Розробники:**

1. Викладач циклової комісії технічного обслуговування авіаційної техніки, спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Царенко Андрій Олександрович

**Рецензенти:**

1. Завідувач кафедри технологій аеропортів Національного авіаційного університету, д.т.н., професор Тамаргазін О.А.
2. Викладач циклової комісії аеронавігації КЛК ХНУВС, к.т.н., с.н.с. Тягній В.Г.

### **План лекції:**

1. Вхідні пристрої: призначення, вимоги, типи, основні елементи, робота. Захисні пристрої повітрязабірників.
2. Компресор: призначення, вимоги, типи. Степінь підвищення тиску в компресорі.
3. Осьові компресори: будова і принцип дії. Дозвукова ступінь: будова, робота. План швидкостей. Аналіз кінематичних параметрів ступені. Призначення і робота вхідного напрямного апарату. Ступень реактивності ступені. Профілювання лопаток по висоті.
4. Способи кріплення і осьової фіксації робочих лопаток роторів. Сили, діючі на лопатки і викликаємі ними напруги. Розвантаження лопаток від газових сил. Коливання лопаток і демпфірування коливань. Зазор в проточній частині компресора. Ущільнення повітряного тракту компресора.
5. Відцентровий компресор: основні елементи і принцип дії.
6. Помпаж компресора: причини виникнення, фізична сутність, зовнішні ознаки і вплив на безпеку польотів. Конструктивні і експлуатаційні міри попередження помпажу. Поняття про характеристики компресора: визначення, зображення, значення.
7. Камера згорання: призначення, вимоги, типи, параметри.
8. Поняття про горіння вуглецеводневих палив. Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива. Коефіцієнт надлишку повітря. Організація процесу горіння в камері згорання.
9. Газова турбіна: призначення, вимоги, типи.
10. Будова і принцип дії. Активна і реактивна ступінь турбіни. Ступінь реактивності турбіни. План швидкостей ступені. Робота і К.К.Д. на робочому колесі турбіни. Залежність К.К.Д. від основних факторів (аналіз втрат на РК).
11. Радіальні та осьові зазори і ущільнення проточної частини турбіни. Призначення та принцип роботи активної системи керування проміжками. Сили, діючі на деталі турбіни і викликаємі ними напруги. Охолодження деталей турбін.
12. Вихідний пристрій: призначення, вимоги, типи, параметри. Зміна параметрів стану газу у вихідному пристрої.
13. Ефективні показники ГТД. Тягові показники ГТД. Питомі параметри. Коефіцієнти корисної дії. Залежність питомих показників ГТД від основних параметрів робочого процесу.

### **Рекомендована література:**

#### **Основна:**

1. Терещенко Ю.М. Теорія теплових двигунів. Київ: НАУ, 2009. 328 с.
2. Царенко А.О., Шмельов Ю.М. Модуль 15. Газотурбінний двигун (категорія В1). Конспект лекцій. Кременчук: КЛК НАУ, 2013. 810 с.
3. Данилейко І.І., Капустін Л.Н., Фельцман Е.Л. "Основи конструкції авіаційних двигунів", М. Транспорт 1988.

### **Додаткова:**

4. Мадорский Я.Ю. Теорія авіаційних двигунів. Москва: Військвидав, 1969.
5. Вагін А.Н. Теорія авіаційних двигунів. Москва: Військвидав, 1968.
6. Ливінський С.І. Теорія авіаційних двигунів. Москва: Машинобудування, 1982.
7. Холщевніков К. Теорія і розрахунок авіаційних лопаткових машин. Москва: Машинобудування, 1986.
8. Стечкин Б.С., Теорія теплових двигунів: Вибрані праці. Москва: Фізматліт, 2001.
9. Нігматулін І.М. Теплові двигуни. Москва: Вища школа, 1974.
10. Дорофєєв А.А. Основи теорії теплових ракетних двигунів. Москва: МГТУ, 1999.

### **Інформаційні ресурси**

- 11.Авіація, зрозуміла всім: веб-сайт.URL.:<http://avia-simply.ru/category/aviatsionnie-dvigateli/> (дата звернення 29.08.2021)

### **Текст лекції**

#### **1. Вхідні пристрої: призначення, вимоги, типи, основні елементи, робота. Захисні пристрої повітрезабірників.**

Вхідні пристрої (ВП) забезпечують підхід повітря з навколишнього середовища до компресора і здійснюють спільно з ним процес стиснення повітря (за рахунок використання кінетичної енергії набігаючого потоку).

Основні вимоги до ВП:

- забезпечення підведення до двигуна необхідної кількості повітря в усіх умовах роботи;
- забезпечення мінімально можливої нерівномірності поля швидкостей на вході в двигун;
- ефективне гальмування потоку повітря з мінімальними втратами;
- висока надійність;
- малу вагу;
- міцність, жорсткість, герметичність;
- простота обслуговування в експлуатації;
- мінімальний рівень шуму.

Дозвукові вхідні пристрої більшості двигунів, що встановлюються на повітряних судах цивільної авіації, мають звужується профіль проточної частини (відношення площ, приблизно, так само 0,75-0,85), що забезпечує рівномірний поле швидкостей на вході в компресор і знижує ймовірність утворення вихорів і відриву потоку від стінок.

Параметри робочого процесу у вхідному пристрої визначаються станом навколишнього повітря (температура і тиск), швидкістю польоту повітряного судна, режимом роботи двигуна і геометричними характеристиками проточної частини.

Дозвуковий вхідний пристрій має вхідну частину - обичайку з плавними обрисами вхідних крайок. До неї примикає канал необхідної довжини, який в своїй початковій частині зазвичай робиться ширшим, але безпосередньо перед входом в компресор має звужується ділянку. Плавне обрис вхідних кромek дозвукового повітрязабірника необхідно для запобігання зриву потоку, забезпечення необхідної підсмоктуватиметься сили і створення рівномірного поля швидкостей на вході у внутрішній канал і перед компресором. При подальшому русі дозвукового потоку повітря по розширюючомуся каналу (дифузора) відбувається зменшення його швидкості і збільшення тиску. Щоб уникнути відриву потоку від стінок каналу площа його поперечного перерізу повинна збільшуватися плавно і не повинні допускатися різкі повороти потоку.

Основне завдання профілювання каналів дозвукових вхідних пристроїв - не допускати відриву потоку від стінок. Саме для цього потрібно мати рівномірний потік повітря на вході в канал, а також плавну зміну площі поперечних перерізів каналу, особливо в місцях повороту потоку.

При великих дозвукових швидкостях польоту ( $M > 0,8$ ), і особливо при переході до надзвукових швидкостей польоту, характеристики дозвукових повітрязабірників різко погіршуються. На їх зовнішній поверхні утворюється протягом з місцевими надзвуковими зонами, що призводить до помітного зростання зовнішнього опору. При  $M > 1$  перед площиною входу з'являється головна хвиля.

Особливо високі вимоги пред'являються до дозвуковим воздухозаборникам ДТРД з високим ступенем двоконтурного, які при дуже великих витратах повітря повинні володіти малою масою і, що особливо важливо, малими втратами. Ця вимога обумовлена тим, що при невеликому ступені підвищення тиску в другому контурі навіть незначне збільшення втрат в воздухозаборнике істотно знижує тягу і погіршує економічність ДТРД.

Режим роботи дозвукового вхідного пристрою залежить від співвідношення швидкості польоту і розрахункової швидкості потоку на вході (перетин н-н, рис. 3.2), так як площа цього прохідного перетину визначає характер перебігу повітряного потоку в каналі і продуктивність повітрязабірника.

Форма струму повітряного потоку, зміна його параметрів по тракту для різних режимів роботи дозвукового повітрязабірника показані на рис. 3.2, а.

Як розрахунковий режиму роботи дозвукового повітрязабірника зазвичай використовують режим, коли швидкість потоку в перерізі н-н складає половину максимальної швидкості польоту ( $CN = 0,5V_{max}$ ). При цьому основна стиснення повітря (приблизно 75% від величини стиснення в воздухозаборнике) відбувається поза дозвукового дифузора (см. Рис. 3.2, б). В результаті зменшуються втрати повного тиску через зниження швидкості потоку в каналі, скорочується довжина заборника, зменшується його маса.

### *Захисні пристрої повітрязабірників.*

#### *Захист від льоду*

Обледеніння елементів силової установки може відбуватися як в польоті,

так і на землі, в будь-який час і в широкому діапазоні температур атмосферного повітря, висот і швидкостей польоту літака. Відкладення льоду на поверхні елементів силової установки можливо в тумані, в хмарах, переохолодженому дощу, мокрого снігу. Утворення льоду викликається наявністю в атмосфері води в різних станах: у вигляді переохолоджених крапель, пара, крижаних кристалів, сніжинок і т.п.

Утворення льоду на поверхні елементів відбувається при температурі потоку нижче 0. У зв'язку з тим, що температура потоку на вході в повітрозабірник в загальному випадку відрізняється від температури атмосферного повітря (причому чим більше швидкість потоку, тим нижче температура його), обмерзання може виникати не тільки при негативних температурах атмосферного повітря, але і при позитивних (приблизно до плюс 5 град.). Досвід показує, що зледеніння можливо в широкому діапазоні температур атмосферного повітря: від +5 до -40 град. і навіть нижче.

Найбільша кількість випадків обмерзання спостерігається від 0 до -10 град. На підставі статистики встановлено, що умови обмерзання зустрічаються приблизно в 8-10 польотах з кожних 100.

Найбільша повторюваність умов обмерзання спостерігається при польоту на висотах до 3000 м (50% з усіх випадків обледеніння).

У ГТД лід утворюється на носку повітрозабірника, лопатках прямого апарату і лопатках першого ступеня компресора, а також нерухомих поверхнях, розташованих у вхідному каналі двигуна.

На відміну від НД, обмерзання яких настає при негативних температурах, ГТД можуть піддаватися зледенінню при температурі навколишнього середовища до 5-10 град. Це явище спостерігається при роботі двигуна на землі або малих швидкостях польоту і пояснюється тим, що при швидкості польоту, меншій швидкості повітряного потоку, у вхідному каналі відбувається засмоктування повітря, а отже, і розширення його, в результаті чого температура повітря знижується і може досягти значень, при яких настає обмерзання.

Утворення льоду на вході в компресор приводить до зменшення витрати повітря і зниженню тяги двигуна. Відбувається зростання температури газів перед турбіною. Режим роботи двигуна наближається до кордону області нестійкої роботи компресора, що викликає підвищення вібрацій двигуна, зрив полум'я в камері згоряння і т.п. Зростання температури газу, крім того, це створює небезпеку перегріву лопаток соплового апарату і турбіни.

Обмерзання зазвичай піддаються наступні елементи силової установки: повітрозабірник; кок двигуна; лопатки вхідного прямого апарату компресора; робочі лопатки і лопатки напрямних апаратів перших щаблів компресора; агрегати двигуна, розташовані у вхідному тракті (датчики повного тиску, сигналізатори обледеніння, температури тощо).

Як правило, найбільша кількість льоду відкладається на нерухомих елементах вхідного тракту компресора - на вхідних і напрямних лопатках і менше - на рухливих - на робочих лопатках. При цьому на нерухомих лопатках лід відкладається зазвичай по всьому профілю, а на робочих лопатках (у зв'язку

зі скиданням його) в основному в місцях вихідної кромки з боку коритця. Таким чином, при польотах в умовах обледеніння при непрацюючій протиліодовій системі обмерзання літакового повітрозабірника і елементів компресора викликає втрати і зміну геометрії останнього.

Відкладення льоду на робочих лопатках компресора призводить також до дисбалансу ротора двигуна і, як наслідок, до зачіпань лопаток про корпус, зносу і збільшення зазорів між лопатками і корпусом. Зміна геометрії проточної частини і збільшення радіальних зазорів в компресорі знижує ККД його і, крім погіршення експлуатаційних параметрів двигуна, може викликати нестійку роботу - помпаж, аж до самовільного вимкнення його.

Помпаж, що виникає з причини обмерзання так само, як і з інших причин, супроводжується зростанням температури газів перед турбіною і падінням частоти обертання ротора двигуна, а також вібрацією і тряскою силової установки.

Для забезпечення надійної роботи двигунів в цих умовах необхідно передбачати спеціальні системи противообледеніння (ПОС).

ПОС включають в себе:

- Протиліодові пристрої (ПУ);
- Систему управління ПОС.

ПУ повинні забезпечувати роботу двигуна у всьому діапазоні польотних режимів.

У більшості випадків лід утворюється на нерухомих деталях двигуна, але в неблагоприємних умовах роботи можливе утворення льоду навіть на поверхні обертового обтічника.

Для запобігання зледеніння використовуються такі способи:

- Підігрів стінок елементів вхідного пристрою, а також лопаток перших ступенів компресора;
- Впорскування під вхідний пристрій двигуна рідини;
- Нанесення спеціальних покриттів і матеріалів, що перешкоджають накопиченню льоду на елементах двигуна.

Для авіаційних двигунів в даний час найбільше застосування знайшов перший спосіб - підігрів елементів вхідного пристрою і деталей компресора (повітрозабірник, приймачі тиску і температури на вході в двигун, конус-обтічник, стійки, лопатки ВНА) .

Джерелами тепла для підігріву елементів вхідного пристрою та деталей компресора можуть бути:

- Повітря, що відбирається через одного із ступенів компресора;
- Масло з маслосистеми двигуна;
- Гази, що відбираються з камери згоряння або з турбіни двигуна;
- Гази, що виробляються в спеціальній допоміжній камері згоряння;
- Електричний підігрів.

Обігрів теплим повітрям, що відбирається від компресора, є найбільш простим, і тому він набув найбільшого поширення. Повітря підводиться до обігріваних деталей тільки при умовах обледеніння. Витрата повітря, його тиск і температура повинні забезпечити достаточний обігрів деталей у всьому

діапазоні робочих режимів та умов експлуатації двигуна. Надмірний так само як і нерівномірний підігрів може призводити до викривлення обігріваних деталей. Тому на практиці застосовують системи відбору обігрівального повітря з переключенням місця відбору - залежно від режимів роботи двигуна повітря на обігрів відбирається від різних ступенів компресора. Пройшовши систему підігріву, тепле повітря зазвичай викидається в проточну частину наружного контуру двигуна. В одноконтурних двигунах повітря скидається в атмосферу.

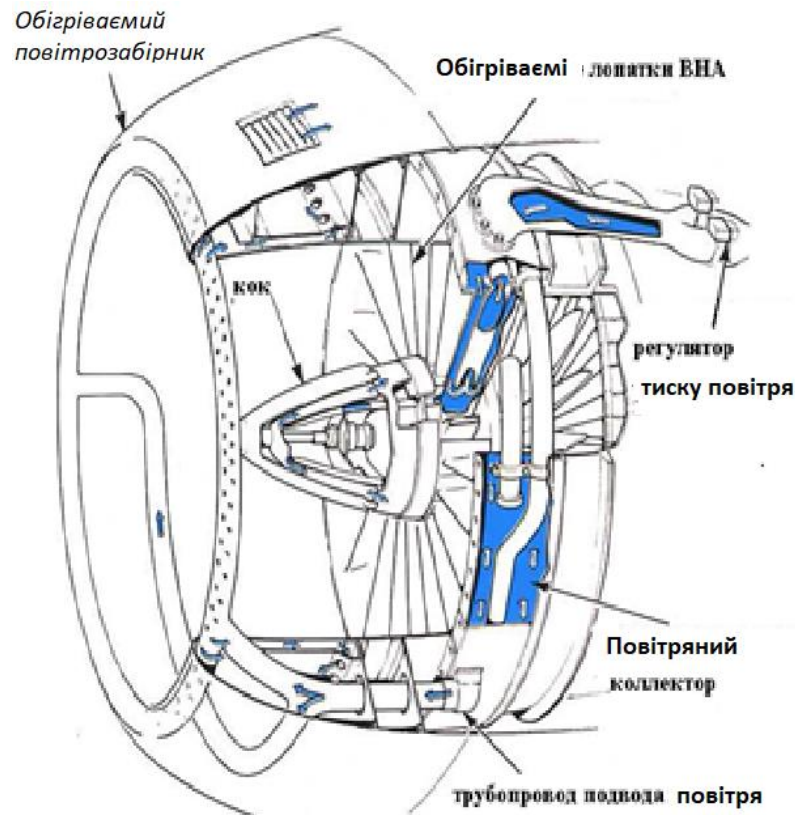


Рис.1.1. Схема повітряно-теплової ПОС двигуна

#### Захист від попадання сторонніх предметів

Велика кількість двигунів знімається з повітряного судна до відпрацювання ними гарантійного ресурса через пошкодження компресора сторонніми предметами, які потрапили на вхід двигуна при експлуатації.

Пошкодження газоповітряного тракту в основному походять від попадання в двигун часток зносу з ЗПС, пилу, льоду, води, дроту щіток снігоочисників, граду, птахів і т.д.

У зв'язку з необхідністю базування літальних апаратів (особливо вертольотів) на ґрунтових аеродромах, а також польотів поблизу землі в районах з високою запиленістю повітря, конструкція вхідного пристрою повинна забезпечувати очистку повітря від сторонніх предметів.

Очищення повітря на вході в двигун від сторонніх предметів здійснюється:

- Застосуванням керованих сіток, перекриваючих вхід в двигун на відповідних режимах;



- Використанням викривлень повітропідвідних каналів для організації інерційної очистки повітря шляхом установки в місцях повороту потоку віконпасток;

- Застосуванням роторних систем захисту, в яких очищення повітря від сторонніх предметів здійснюється спеціальним ступенем, встановленим перед входом в двигун.

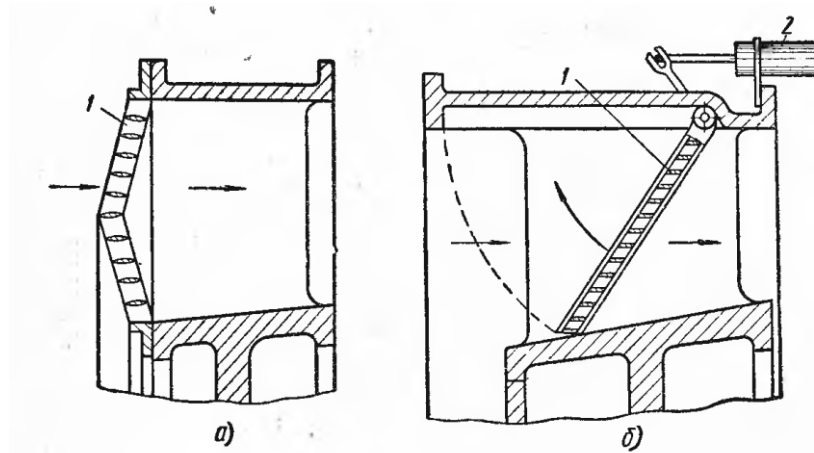


Рис.1.2 Захисні сітки на вході в компресор

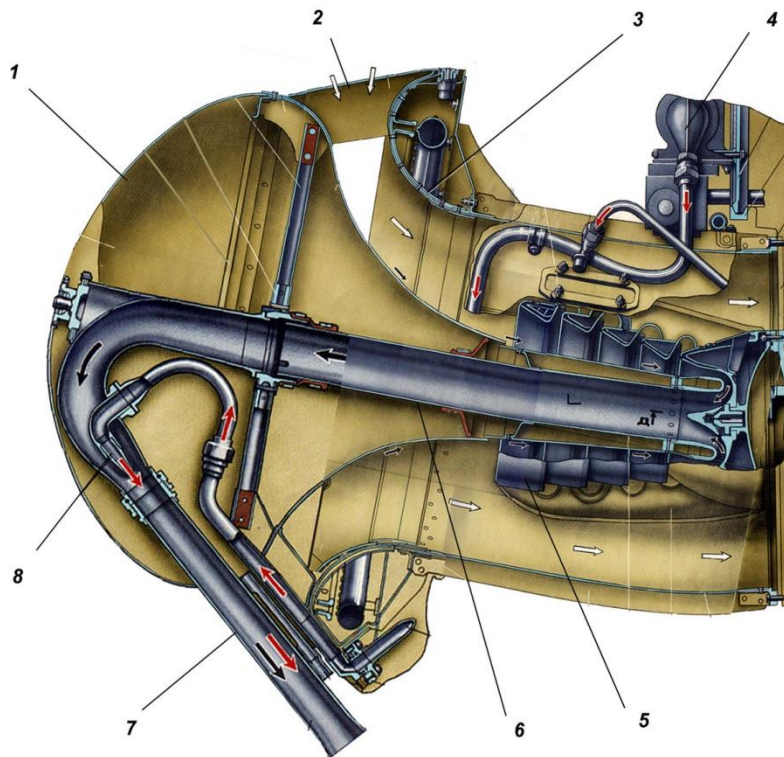


Рис. 1.3. Пилозахисні пристрій вертолітного ГТД

1 - Обтічник; 2 - Стойка кріплення обтічника; 3 - Вхідна колекторна губа; 4 - Заслінка; 5 - Сепаратор; 6 - Трубопровід виведення пилю; 7 - Раструб виведення пилю; 8 - Ежектор.

Пилозахисний пристрій вертолітного ГТД складається з наступних основних елементів:

- Грибообразного обтічника;
- Зовнішньої обичайки із вхідною колекторною губою;

- Кільцевого сепаратора;
- Трубопроводу виведення пилу;
- Розтруба виведення пилу;
- Ежектора;
- Заслінки з електрокеруванням.

В результаті розрядження, створюваного при роботі двигуна, запилене повітря проходить через кільцевий викривлений тунель, утворений задньою частиною обтічника і носком зовнішньої обичайки. Під дією виникаючих при цьому відцентрових сил частинки пилу притискаються до поверхні задньої частини обтічника і, переміщаючись разом з частиною повітря, надходять на вхід в сепаратор. Велика частина повітря, таким чином очистившись від пилу, проходить по основному каналу на вхід в двигун.

Проходячи сепаратор, частина повітря з пилом очищається в ньому за рахунок повороту потоку в міжкільцевих каналах і надходить на вхід в двигун.

Невелика частина повітря з пилом (так званий "пиловий концентрат") через канали сепаратора надходить в трубопровід виведення пилу і за рахунок розрядження, створюваного ежектором при подачі в нього повітря з-за компресора, відсмоктується і викидається за борт вертольота.

Таким чином, вхідний кільцевий викривлений тунель є умовно першим, а сепаратор – другим ступенем очищення повітря.

## **2. Компресор: призначення, вимоги, типи. Степінь підвищення тиску в компресорі.**

Компресор в ГТД служить для підвищення тиску повітря перед подачею його в камеру згоряння. Застосування компресора дозволяє отримати потрібний витрата повітря, забезпечити бажане значення ККД, отримати високу тягу (потужність) при невеликих габаритних розмірах і масі двигуна. Застосування компресора дозволяє ГТД розвивати тягу на місці і на малих швидкостях польоту.

Компресор повинен відповідати таким вимогам:

- забезпечення заданої секундної витрати повітря;
- забезпечення заданої ступені підвищення тиску;
- забезпечення стійкої, тобто без помпажа і пульсації, роботи в широкому діапазоні частоти обертання ротора.
- мала вага і габарити;
- висока надійність.

Роботу компресора характеризують такі основні параметри:

- витрата повітря  $G_v$  (кг/с) - визначається кількістю повітря, яке пройшло через компресор за одну секунду;
- степінь підвищення повного тиску в компресорі  $\pi^*_k$  - відношення тиску загальмованого потоку повітря на виході з компресора до тиску загальмованого потоку на вході в компресор:

$$\pi^*_k = p^*_k / p^*_v$$

- адіабатичний к.к.д.  $\eta_{\text{ад}}$  - визначається як відношення корисної адіабатичної роботи, витраченої на стиск і проштовхування повітря в компресорі, до повної підведеної до компресора роботи  $\eta_{\text{ад}} = L^*_{\text{ад}} / L^*_{\text{пов}}$ .

Адіабатичний к.к.д. на розрахунковому режимі для окремих ступенів осьових компресорів складає 0,89 ... 0,92, а для багатоступеневих компресорів 0,85 ... 0,87.

Степінь підвищення повного тиску в багатоступінчастому компресорі дорівнює добутку степеней підвищення тиску окремих його ступенів і визначається за формулою:

$$\pi^*_K = \pi^*_{i1} \cdot \pi^*_{i2} \cdot \pi^*_{in}$$

Основними типами компресорів авіаційних газотурбінних двигунів є багатоступінчасті осьові або осевідцентрові компресори.

### **3. Осьові компресори: будова і принцип дії. Дозвукова ступінь: будова, робота. План швидкостей. Аналіз кінематичних параметрів ступені. Призначення і робота вхідного напрямного апарату. Ступень реактивності ступені. Профілювання лопаток по висоті.**

Осьовий компресор складається з вхідного напрямного апарату (ВНА) 5 і декількох вінців послідовно чергуються в осьовому напрямку робочих лопаток 2, встановлених на роторі 1 і напрямних лопаток 3, закріплених в корпусі компресора 4 (див. Рис. 3.1). Сукупність одного вінця робочих лопаток і наступного за ним вінця напрямних лопаток називається ступенем компресора. Робочі лопатки одного ступеня, встановлені в диску, називають робочим колесом (РК), напрямні лопатки одного ступеня, закріплені в корпусі, називають напрямним апаратом (НА).

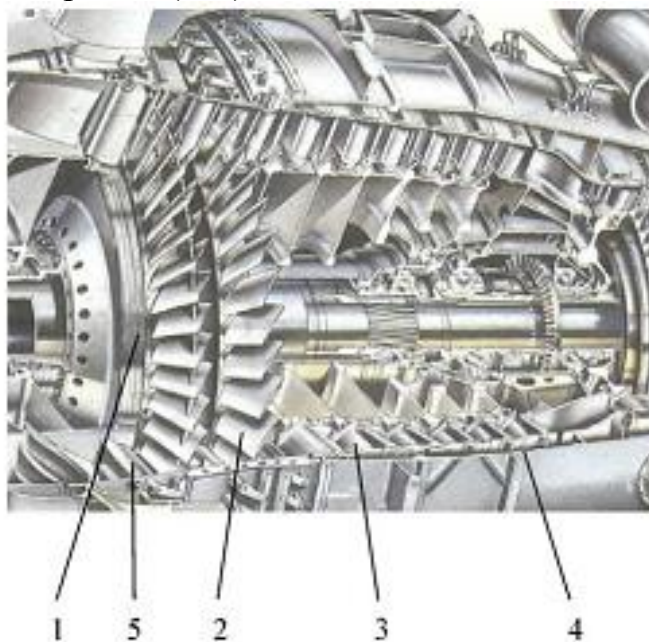
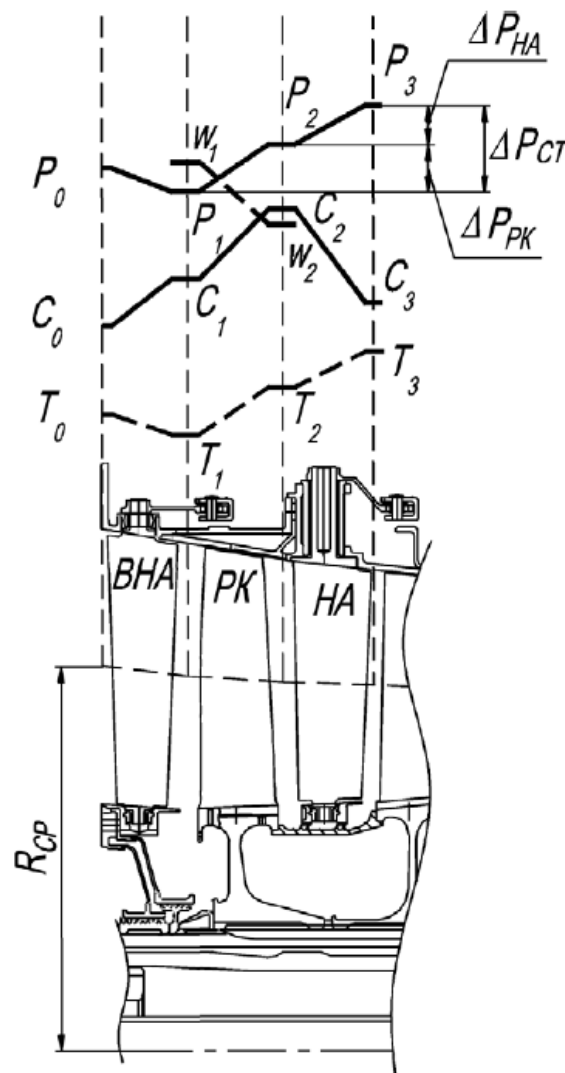


Рис.3.1 Осьовий компресор

В осьовому компресорі напрямок руху повітря, в основному, осьовий. У каналах, утворений них робочими лопатками, до повітря підводиться механічна

енергія від турбіни, в результаті чого тиск і швидкість повітря збільшуються. У розташованому за робочими лопатками НА кінетична енергія повітря перетворюється в потенційну, тобто за рахунок зниження швидкості потоку повітря підвищується його тиск. НА забезпечує також певний напрям потоку при входженні його в наступний щабель. Принцип роботи осьового багатоступеневого компресора доцільно розглянути на прикладі роботи його окремого щаблі, так як всі щаблі компресора працюють аналогічно.

Осьовий щабель компресора з ВНА приведений на Рис. 3.2. На Рис. 3.3 зображений елементарний щабель компресора, що представляє собою розгортку на площині циліндричної поверхні, що розтинає щабель компресора на деякому радіусі. Повна щабель компресора складається з нескінченного числа її елементарних ступенів, розташованих уздовж радіуса в межах



проточної частини.

Рис.3.2 Осьовий щабель компресора

*Гратами профілів* називається сукупність профілів всіх лопаток одного лопаточного вінця, отримана розтином його циліндричною поверхнею.

Решітка профілів характеризується наступними аеродинамічними і геометричними параметрами. Розглянемо рух повітря через елементарну щабель.

Рухаючись в осьовому напрямку зі швидкістю  $C_0$ , потік повітря надходить в ВНА. Звужуються межлопаточні канали ВНА забезпечують повелічення швидкості від  $C_0$  до  $C_1$  (див. Рис. 3.2), опорутися зменшенням статичного тиску і статичної температури повітря. У ВНА повітря попередньо закручується і надходить у вращающую РК під деяким кутом до осі компресміття. Лопатки РК переміщаються із середньою окружної швидкістю  $U$  (див. Рис. 3.3). В результаті складання окружної швидкості обертального руху РК -  $U$  і абсолютної швидкості потоку на виході з ВНА -  $C_1$ , виходить відносна швидкість потоку на вході в РК -  $W_1$ . попередня закрутка потоку в ВНА дозволяє зменшити величину швидкості  $W_1$ , це сприятливо позначається на зменшенні втрат в РК. В результаті повороту повітря і завдяки розширюється формі міжлопатковому каналів РК потік повітря гальмується від швидкості  $W_1$  на вході до швидкості  $W_2$  на виході з РК. Зменшення швидкості в РК призводить до підвищення статичного тиску від  $P_1$  на вході до  $P_2$  на виході. Робота, що підводиться до повітря в РК, йде не тільки на поПЕРЕВИЩЕННЯ статичного тиску, а й на збільшення абсолютної швидкості від значення  $C_1$  до  $C_2$ .

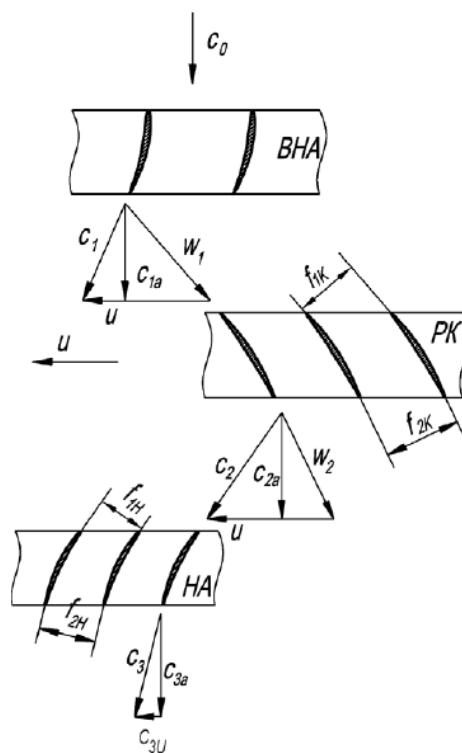


Рис.3.3 Осьовий щабель компресора

З РК повітря зі швидкістю  $C_2$  надходить в канали НА. Внаслідок диффузорного міжлопатковому каналів НА відбувається зменшення абсолютної швидкості від величини  $C_2$  на вході до  $C_3$  на виході, і, отже, підвищення статичного тиску від  $P_2$  до  $P_3$ . Крім того, НА здійснює необхідний поворот повітря перед входом в следующее РК.

Таким чином, повний приріст статичного тиску в ступені становить суму приросту тиску в РК і НА:

$$\Delta P_{\text{СТ}} = \Delta P_{\text{РК}} + \Delta P_{\text{НА}}.$$

В результаті стиснення повітря його температура підвищується від  $T_1$  на вході в РК до  $T_3$  на виході з щаблі.

Зміна параметрів стану повітря в ступені осевого компресора наведено на Рис. 3.3.

При русі вздовж проточної частини багатоступінчастого компресора повітря стискається і його щільність зростає. Тому, щоб забезпечити необхідну величину осевої швидкості на виході з компресора, яка зазвичай становить 120 ... 180 м / с, проточну частину компресора виконують звужується до виходу.

Ставлення тиску на виході з щаблі до тиску на вході в неї називається ступенем підвищення тиску в ступені -  $\pi_{\text{СТ}}$ . ступінь пощення тиску багатоступінчастого компресора тим більше, чим більше ступеня підвищення тиску окремих ступенів і чим більше їх кількість.

#### **4.Способи кріплення і осевої фіксації робочих лопаток роторів. Сили, діючі на лопатки і викликаємі ними напруги. Розвантаження лопаток від газових сил. Коливання лопаток і демпфірування коливань. Зазор в проточній частині компресора. Ущільнення повітряного тракту компресора.**

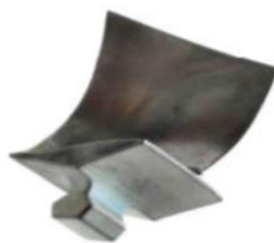
Робочі лопатки компресора є одними з найбільш відповідальних його елементів. Функція лопаток робочого колеса полягає в тому, щоб здійснювати механізм підведення енергії до повітря в проточній частині компресора. Обтікання лопаток в решітці робочого колеса компресора є наслідком його обертання за счёт крутного моменту, створюваного турбіною. Окружна складова сил, прикладених до робочих лопаток компресора, здійснює підведення механічної енергії до потоку повітря, а осева складова сприяє його просуванню в тракті.

На Рис. 4.3 показана широкохордна лопатка вентилятора, а на Рис. 4.2 - робочі лопатки компресора.

Якщо дозволяє міцність, то на кінцях робочих лопаток можуть бути передбачені бандажні полки, що утворюють на периферії своєрідне «бандажное» кільце. Воно утримує лопатки від скручування і покращує аеродинамічні характеристики лопатки щаблі.

А з метою виключення можливості виникнення автоколивань в зоні середньої частини кожної лопатки передбачають антивібраційні полки. Їх розташовують на лопатці з двох сторін практично перпендикулярно до її профілю (як показано на Рис. 4.2 праворуч).

З'єднання лопаток з дисками може бути здійснено декількома способами. Це питання буде розглянуто детально, так само, як і основні вимоги, що пред'являються до робочих лопаток.



а)



б)

Рис. 4.1. Лопатка вентилятора

Рис 4.2. Лопатки компресора:

а - лопатка з хвостовиком для установки її в кільцевому пазу диска або барабана; б - лопатка з хвостовиком типу «ластівчин хвіст», що має антивібраційну полку

#### *Способи кріплення и осьової фіксації робочих лопаток роторів.*

Зазначене з'єднання являє собою поєднання хвостика лопатки і поздовжніх або кільцевих пазів на ободі диска (або поверхні барабана).

Конструкція з'єднання повинна забезпечувати можливість розміщення необхідної кількості лопаток по колу і створювати необхідну міцність кріплення лопатки в дисках при мінімальній масі ротора. Крім того, повинна бути забезпечена високоточність установки лопаток в кожному диску і незмінність їх положення в роботі.

Конструкція з'єднання робочих лопаток з дисками повинна забезпечувати прийнятний технологічність при виготовленні його елементів, забезпечувати простоту збірки і візвість заміни лопаток.

У компресорі найбільшого поширення набуло з'єднання лопаток з дисками типу «ластівчин хвіст» (Рис.4.2, б).

Трапецієвидний замок «ластівчин хвіст» простий у виконанні, так як має всього дві робочі поверхні. Нормативними документами передбачено використання хвостика з кутом при вершині  $40^\circ$ ,  $60^\circ$  і  $90^\circ$ . Використовуються три типи сполучення профільної частини лопатки з хвостовиком «ластівчин хвіст» (Рис. 4.3). Перші два типи застосовують найбільш широко і вони регламентовані галузевим стандартом.

Максимальну граничну відцентрову силу замок витримує (тобто не руйнується і деформується в допустимих межах) при кутах  $\alpha$ , близьких до  $60^\circ$ .

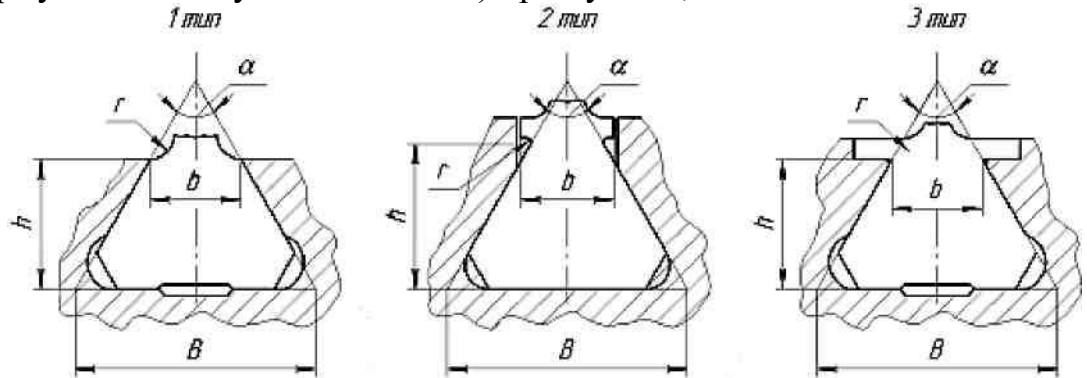


Рис. 4.3. Конструктивні виконання замку типу «ластівчин хвіст»

Як правило, лопатки в пази диска встановлюють з зазором  $0,01 - 0,04$  мм. При цьому може відбуватися качка лопаток в окружному напрямку при низьких режимах роботи, а при високих оборотах відцентрові сили щільно притискають хвостовик лопатки до пазів в диску і кріплення стає жорстким.

Для полегшення монтажу на хвостовик лопатки гальванічним способом наносять шар міді (товщиною  $3 - 5$  мкм), який при запресовуванні лопаток служить своєрідною «змазкою».

Так як аеродинамічні сили намагаються виштовхувати лопатки в сторону входу віздуху в щабель, а відцентрові сили можуть зміщувати їх по похилому пази, то очевидно, що кожен лопатку необхідно зафіксувати в осьовому напрямку. У разі поздовжніх пазів в диску фіксація може здійснюватися:

- індивідуальними відгинати пластинами,
- штифтами,
- кільцями (групова фіксація).

Найчастіше фасонну частину пластини встановлюють в поглиблення обода диска, а краю пластини відгинають з двох сторін на лопатку. Але поглиблення

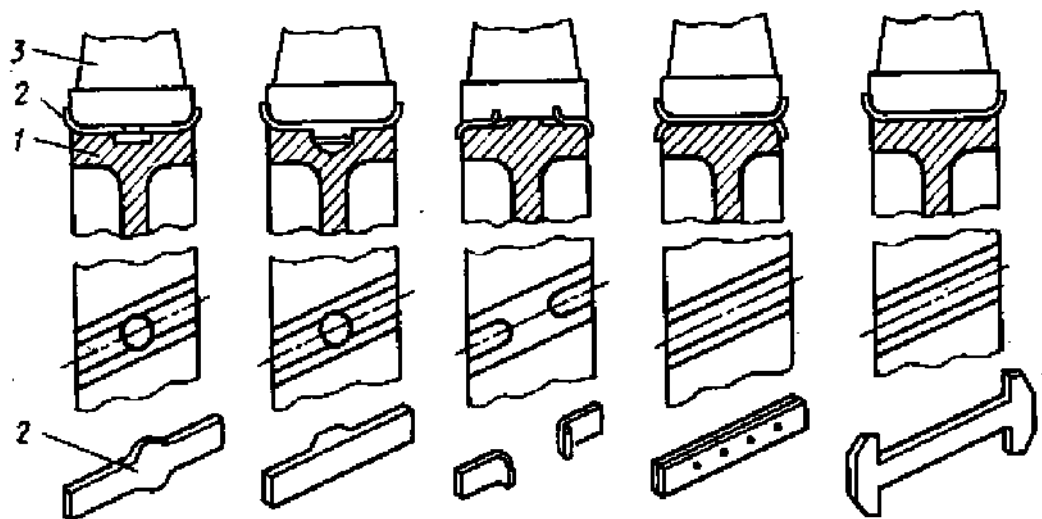


Рис. 4.4. Осьова фіксація лопаток за допомогою відгинати пластин 1 - обід диска; 2 – відгинальна пластина; 3 - лопатка



для фасонної частини пластини можна виконувати в хвостовику лопатки, а краю пластини відгинати на обід диска. Можна також використовувати складну пластину, зварену з двох прямолінійних простих пластин. Отгібку країв складної пластини виробляють так: однією - на лопатку, а другий - на диск.

Іноді використовують хрестоподібні відгибні пластини. Для них на торці хвостовика лопатки передбачений хрестоподібний паз. Поздовжні кінці відповідної пластини, що вставляється в такий паз, відгинають на обід диска.

На Рис. 4.5 наведено приклад індивідуальної фіксації кожної лопатки за допомогою штифтів.

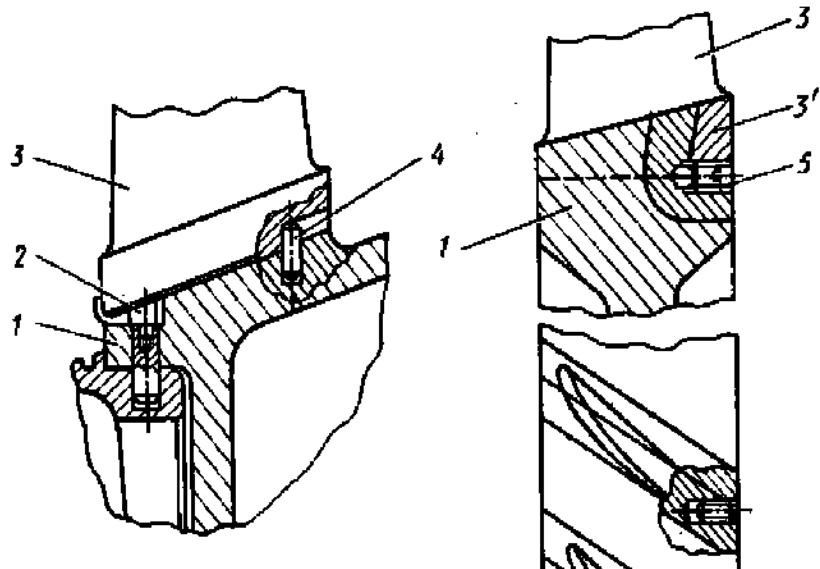


Рис. 4.5. Осьова фіксація лопаток штифтами: 1 - обід диска; 2 - пластина; 3, 3' - лопатка; 4 - простий штифт; 5 - різбовий штифт

На Рис. 4.6 показаний спосіб групової фіксації лопаток від осьового переміщення за допомогою пружного розрізного кільця.

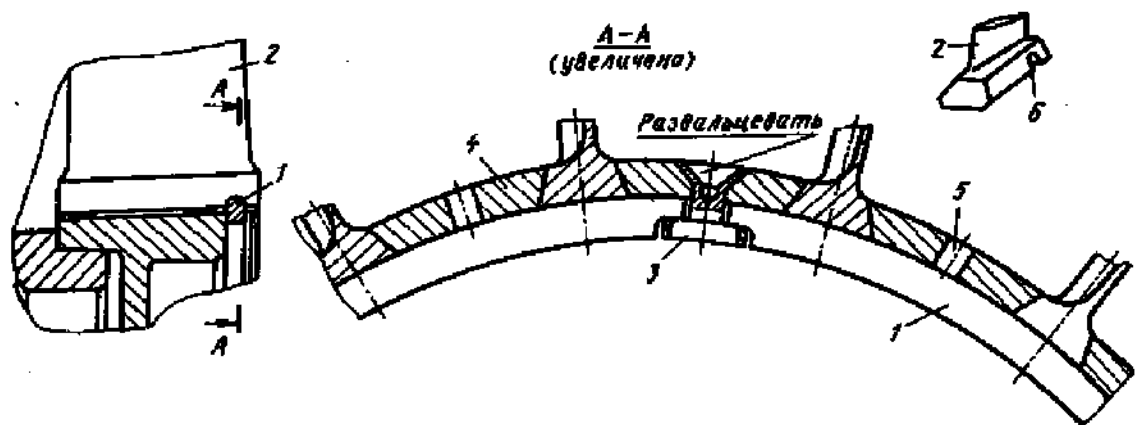


Рис. 4.6. Групова фіксація лопаток за допомогою розрізного кільця:

1 - розрізне кільце; 2 - лопатка; 3 - стопор; 4 - диск; 5 - технологічний отвір для стиснення кільця при демонтажі; 6 - канавка, проточена в лопатці і в диску (під кільце)

У деяких компресорах для з'єднання лопаток з диском існують шарнірне кріплення (Рис. 4.7).

Залежно від конструкції шарнірного з'єднання в обіді диска виконують одну або дві кільцевих проточки, в які вставляють хвостовики лопаток. Останні з'єднують з «вушками» диска за допомогою вставляється осі, яку надійно фіксують від випадання з з'єднання лопатки з диском.

За умовами міцності осей і вушок шарнірне кріплення можна застосовувати тільки при помірних окружних швидкостях на периферії лопаток (не більше 320 м / с).

Шарнірне з'єднання дозволяє встановити лопатку в площині обертання так, що під дією газодинамічної сили і сили інерції вона, повертаючись на шарнірі, встановити не радіально, а під деяким кутом до радіусу. Під впливом змінної величини зазначених сил лопатка буде захитався.

У роторах компресорів барабанного типу в зварних роторах барабанно-дискового типу для кріплення лопаток використовують хвостовики з так званим кільцевим елементом з'єднання. Лопатка з таким хвостовиком показана на Рис.4.2, а).

В обід диска (в барабані) для кріплення лопаток виконують кільцеві пази, відповідні зміни і геометричні розміри хвостовика лопатки.

Очевидно, що такий спосіб кріплення лопаток відрізняється значно меншою трудоємкістю в порівнянні з раніше розглянутими, тобто він є більш технологічним.

Монтаж робочих лопаток кожного ступеня в обід диска (в барабан) здійснюють через спеціальне вікно, що дозволяє радіально завести хвостовик лопатки в згаданий кільцевої паз (Рис. 4.8). Далі лопатку переміщують в окружному напрямку. Траєкторію її руху визначає хвостовик, перемішуваний в кільцевому пази. Таким же чином через вказане вікно поочередно в кільцевої паз заводять все лопатки так, щоб їх полки замикалися. При цьому в чотирьох-шести місцях по колу всередині паза між хвостовиками встановлюють вкладиші, аналогічні по конфігурації хвостовику лопатки. Вони призначені для здійснення фіксації лопаток від повертання.

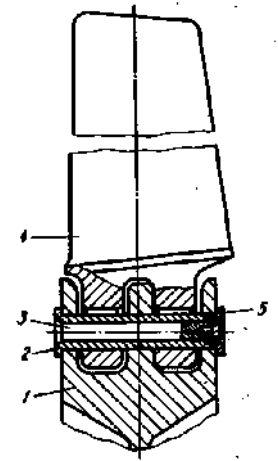


Рис. 4.7. схема шарнірного кріплення лопатки до диску:

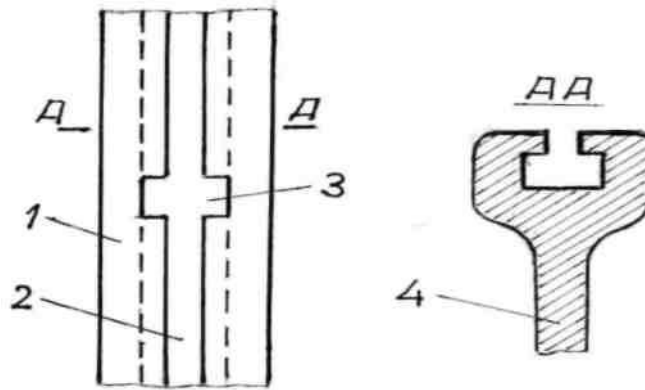


Рис. 4.8. Кільцевий паз в диску для введення хвостовиків лопаток: фрагмент розв'ёртки зовнішньої поверхні диска; 2 - поздовжній кільцевий паз в ободі диска; 3 - вікно для почергового введення лопаток в паз; 4 - полотно диска

Останній вкладиш заводять в паз між хвостовиками першої і останньої лопаток. Потім після закладу в кільцевий паз хвостовика останньої лопатки виробляють незначне окружне зсув усієї лопатки решітки (в зворотному напрямку) з тим, щоб полки першої і останньої лопаток зійшлися на середині вхідного вікна. Самі вкладиші фіксують за допомогою вкручування в них штифта.

Нижній кінець кожного штифта входить в спеціально передбачений отвір в ободі диска (барабані), а верхній - розвальцьовують, щоб виключити можливість самовільного вивертання штифта з вкладиша. Для забезпечення можливості постановки фіксують штифтів в полках лопаток виконані фрезерування (в зоні відповідних їм стиків), як показано на Рис. 4.9.

В останні роки розробники ГТД починають всё більш широко використовувати даний тип кріплення робочих лопаток компресора, особливо в зоні останніх його ступенів.

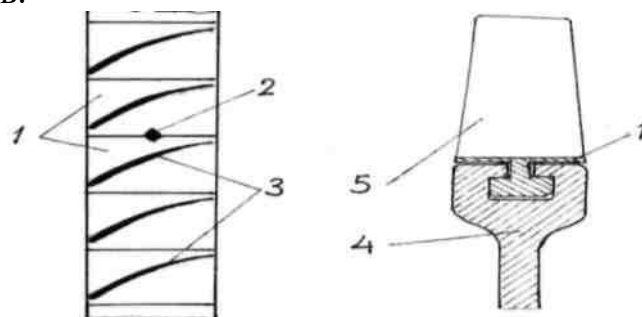


Рис. 4.9. З'єднання лопаток з диском при кільцевому пазі:

- 1 - полку лопатки; 2 - місце установки фіксуючого штифта;  
3 - профіль лопатки в кореновому перерізі; 4 - диск; 5 - перо лопатки

*Про конструкції роторів, що виготовляються за технологією Blisk і Bling*

Останнім часом в конструкції авіаційних ГТД починають використовувати ротори, виконані за технологіями Blisk і Bling. Blisk - означає диск, виконаний як єдине ціле з робочими лопатками (моноколесо), а Bling - кільце, виконане заєдино з лопатками (Рис. 4.10).

Використання даних технологій дозволяє істотно знизити масу ротора, зменшити кількість вхідних в нього деталей, зберегти балансування в процесі експлуатації протягом заданого ресурсу. Так, наприклад, ротори, виконані за технологією Blisk, в порівнянні зі звичайними конструкціями мають на 20 ... 30% меншу масу і поліпшені динамічні характеристики.

Але безсумнівно, що в майбутньому конструктивні рішення з використанням технологій Blisk і Bling знайдуть найширше застосування в авіаційних ГТД навіть незважаючи на те, що для таких конструкцій характерна порівняно низька ремонтпридатність (так, наприклад, при поломці однієї лопатки прийдеться замінювати все колесо або частина барабана ).



Рис. 4.10 Моноколесо

*Сили, діючі на лопатки та викликаємі ними напруги.*

До найбільш навантажених деталей компресора відносяться робочі лопатки, так як вони схильні до впливу аеродинамічних і відцентрових сил власної маси, порівняно високих температур і вібраційних навантажень. Найбільші навантаження на лопатку надає відцентрова сила, що залежить від маси лопатки, радіуса, на якому розташований центр її маси, і частота обертання ротора. Від дії цієї сили в матеріалі лопатки виникають напруги, які досягають максимального значення в її замкової частини.

*Розвантаження лопаток від газових сил.*

На робочі лопатки діють як відцентроні, так і газові сили - сили газового потоку, що виникають від різниці тисків перед лопаточвим вінцем і за ним, а також від різниці тиску між коритом і спинкою. Від дії цих сил виникають напруги вигину, які діють спільно з напругою від відцентрових сил. Однак для робочих умов можлива майже повна компенсація напруг вигину за рахунок відцентрових сил при конструюванні профіля лопатки. При цьому центри тяжкості розрахункових перетинів розташовують на лінії, розташованій під нахилом до радіального напрямку - так, щоб що виникає при дії відцентрових сил момент був направлений прямо протилежно дії сумарного моменту газових сил.

### *Коливання лопаток та демпфірування коливань.*

При роботі компресора на його лопатки діють періодично змінюються сили, що викликають вимушені коливання лопаток. Основними причинами періодичності дії сил є пропорційне підведення повітря до робочої лопатки через канали, розділені лопатками НА, різна витрата повітря через відслухні канали внаслідок неточності виготовлення і наявності на вході в компресор стійок опори ротора. найбільша інтенсивність коливань лопаток відповідає нерозрахованих (не рекомендованих) режимам роботи двигуна, так як відбувається періодичний зрив повітряного потоку і порушується плавність його протікання по проточної частини компресора. Коливання (вібрація) лопаток викликають значні втомна напруження матеріалу. при появленні на будь-якому режимі роботи двигуна резонансних коливань, коли частота збуджуючих сил або моментів збігається з годинутою власних коливань лопаток, напруження в лопатках різко збільшуються і може статися їх руйнування.

### *Способи забезпечення вібраційної міцності робочих лопаток.*

Перше з них - це застосування бандажної полиці на верхньому кінці робочої лопатки, маючої зачеплення з полками сусідніх лопаток спеціальними контактними поверхнями (див. Рис. 4.2). Контактні поверхні бандажних полиць лопаток з'єднуються в колесі між собою з монтажним «натягом» і демпфують коливання лопаток за рахунок тертя. Окружний розмір по контактним поверхням роблять більше кроку Лопаток в колесі, при цьому полку при зборі лопаток в колесо необхідно повернути і тим самим між полками створюється «натяг». Чим менше жорсткість пера лопатки на кручення, тим більше треба робити натяг. Кут контактних поверхонь по відношенню до окружного напрямку може змінюватися від 45 до 15 градусів. При зменшенні цього кута натяг зростає навіть при незначному збільшенні моменту, прикладають до полиці при зборі лопаток в колесо. Всі ці величини оптимізуються при характеристиками міцності расподружжю лопатки.

Другий засіб управління рівнем вібронапруг - демпфери, що встановлюються під нижню полицю лопатки. Для лопаток, які не мають бандажної полиці (або мають бандажну полку «аеродинамічного» призначення - без контактних граней) вони застосовуються в обов'язковому порядку. Контактними поверхнями демпфери притискаються (за рахунок відцентрових сил) до нижніх поверхонь полиць і за рахунок трення зменшують (демпфують) коливання лопаток. Демпфери впливають, в основному, на рівень вібронапруг і відносно слабо - на власну частоту коливань лопатки.

### *Зазор в проточній частині компресора.*

У компресорі між ротором і нерухомими деталями (статором) є два види зазорів: радіальні і осьові. Призначення зазорів - попередити можливість доторкнення обертювих і нерухомих елементів при найнесприятливіших режимах роботи двигуна.

### *Радіальні зазори*

Величини радіальних зазорів істотно впливають на характеристики компресора і двигуна в цілому. При великих зазорах зростає перетікання повітря з порожнин з підвищеним тиском в порожнині з більш низьким рівнем тиску. А це приводить до зниження ККД компресора (на 2 ... 3%) і до збільшення питомої витрати палива (до 10%). Тому величину радіального зазору в кожній із ступенів компресора необхідно забезпечувати мінімально можливою (з урахуванням всіх режимів роботи двигуна, включаючи запуск і останов).

Для зменшення величини радіальних зазорів на внутрішні поверхні корпусів в зоні можливого торкання наносять спеціальні м'які покриття товщиною від 1 до 3 мм. Ці покриття можуть бути на основі графіту, тальку, азбесту або алюмінієвої пудри, що з'єднуються за допомогою лаків. На поверхнях корпусних деталей для кращого зчеплення їх з покриттям виконують спіральні канавки глибиною близько 0,5 мм і кроком  $\sim 1$  мм.

Величини зазорів, що вказуються в складальних кресленнях, віднесені до стану непрацюючого двигуна. Їх називають «холодними» або монтажними. На різних режимах роботи двигуна радіальні зазори мають змінну величину. Так, після запуску двигуна протягом перших двох-трьох хвилин радіальні зазори зменшуються внаслідок удлинення дисків і лопаток за рахунок відцентрових сил. Але потім внаслідок більш швидкого прогріву тонкостінних корпусів радіальні зазори в каскадах компресора збільшуються і починають перевищувати вихідні норми.

У міру подальшого прогріву ротора (через 15 ... 20 хвилин після запуску) радіальні зазори знову зменшуються до мінімальної величини. У міру набору висоти внаслідок зменшення температури атмосферного повітря та охолодження статора радіальні зазори знову трохи збільшуються, і тільки в процесі крейсерського польоту в висотних умовах вони залишаються незмінними. Цей режим роботи двигуна слід приймати як розрахунковий. Саме фактичний стан величин зазорів між ротором і статором компресора в процесі тривалого крейсерського польёта робить істотний вплив на економічність двигуна.

Особливе місце в частині впливу на величини радіальних зазорів займає режим зупинки двигуна. Після припинення подачі палива в двигун ротор по інерції обертається ще кілька хвилин. В тракт компресора засмоктується холодне повітря. При цьому він в першу чергу охолоджує корпусні деталі, які мають меншу теплову інерційність в порівнянні з ротором. Саме в цих умовах радіальні зазори мають найменшу величину. Якщо вони зменшуються до нуля, можливо дотик ротора компресора про статор. Про це, зокрема, судять по зменшенню часу «вибігання роторів» і за станом зносу в зоні можливого контакту сполучених поверхонь ротора і статора комукомпресорів. У разі виявленої необхідності приймають рішення збільшити зазори в кінретних вузьких місцях.

З огляду на, що від величин радіальних зазорів істотно залежать ККД компресора і економічність двигуна в цілому, в останні два десятиліття актуальною стала проблема збереження мінімальної величини радіальних зазорів на всіх режимах роботи двигуна. На деяких ГТД останнього покоління для підтримки оптимальної величини радіальних зазорів на різних режимах роботи двигуна здійснюють його регулювання, наприклад, шляхом охолодження корпусу в зоні останніх ступенів компресора, у яких величина зазорів змінюється найзначніше. Охолоджуюче повітря можна відбирати за вентилятором або за КНД. Цей процес отримав назву «активного управління» радіальними зазорами.

### *Осьові зазори*

Осьові зазори між робочими лопаток ґратами і направляючими (або спрямляються) апаратами визначаються як компроміс між двома суперечливими вимогами:

- для зменшення довжини компресора величини осьових зазорів повинні бути мінімальними;
- для виключення нестійкої роботи компресора і виникнення небезпечних вібрацій лопаток осьовий зазор бажано мати максимально допустимим.

За статистикою осьовий зазор в середньому перетині ступенів компресора у короткоресурсних ГТД знаходиться в межах 15 ... 25% від довжини хорди робочої лопатки, а у двигунів великого ресурсу - 30 ... 40%.

### *Ущільнення повітряного тракту компресора.*

В кожному ступені компресора неминуче відбувається перетікання частини повітря з її виходу на вхід (в зону більш низького тиску). Причому дане явище має місце як в зоні робочих лопаток, так і в зоні напрямних (спрямляючий) апаратів. Це впливає на величину ККД компресора.

З метою зменшення витрати повітря, що перетікає з порожнини з більш високим тиском, на шляху цього повітря встановлюють лабіринтові ущільнення. Ефект використання лабіринтового ущільнення заснований на створенні гідравлічного опору в каналі перетікання за рахунок багаторазового зміни прохідного перетину даного каналу шляхом чергування його звуження і розширення.

Гребінці завжди нарізають на обертових деталях, тому що в разі торкання ними нерухомою деталі утворюються ризики на статорі не зроблять помітного впливу на опираючись втомі деталі. В іншому випадку, якщо ризики будуть на роторних деталях, це можестати причиною втомних руйнувань. Зі зменшенням величини зазору  $\delta$  і зі збільшенням числа гребінців ефективність лабіринтового ущільнення зростає. Як показала практика, для зниження витрати перетікає між ступенями повітря досить 3 ... 5 гребінців в середніх щаблях компресора і не менше 7 за останньою сходинкою, де перепад тиску має найбільшу величину. Але щоб не збільшувати довжину ущільнення, лабіринти можна встановлювати в два або в три яруси.

Для підвищення ефективності ущільнення радіальний зазор  $\delta$  повинен мати мінімальну величину. При зачіпанні гребінців про нерухоме кільце відбувається їх знос і витрата повітря через ущільнення збільшується. Для забезпечення високої працездатності ущільнення і його ремонтпридатності на гладке кільце навпроти гребінців наносять м'яке легкопрірабативаємое покриття - графотальковане або графітоалюмінієве. Гребінці можуть прорізати в цьому покритті канавки, а при ремонті двигуна покриття відновлюють.

### **5. Відцентровий компресор: основні елементи і принцип дії.**

Пристрій відцентрового компресора (ЦБК) показано на малюнку 5.1.

Основними елементами відцентрового компресора є: вхідний патрубок, корпус компресора, робоче колесо, дифузор, вихідні патрубки.

*Вхідний патрубок* служить для підведення повітря до робочого колеса під необхідним напрямом. Він повинен забезпечувати малі гідравлічні втрати і рівномірне поле швидкостей па вході в колесо. В цьому відношенні найбільш ефективні вхідні патрубки, з яких повітря підводиться до робочого колеса в осьовому напрямку. У відцентрових компресорах газотурбінних двигунів для збільшення витрати повітря іноді передбачається двосторонній підведення повітря до колеса.

Іноді у вхідному патрубку встановлюються нерухомі напрямні лопатки, які забезпечують поворот потоку (при радіальному підводі повітря до компресора).

Основною частиною відцентрового компресора є робоче колесо або крильчатка. Вона являє собою диск, на якому є ряд лопаток. Стінка диска колеса і лопатки утворюють розширюються (по ходу руху повітря) канали, по яких протікає повітря. Робоче колесо насаджено на вал, що приводиться в обертання від турбіни, і оточене нерухомим корпусом, до якого примикає вхідний патрубок.

Для забезпечення ненаголошеного входу повітря в робоче колесо передні кінці лопаток загнуті. Іноді замість вигнутих передніх кінців лопаток встановлюється обертається направляючий апарат, який кріпиться до робочого колеса і утворює з ним єдине ціле.

Наступним елементом ЦБК є дифузор, який являє собою розширюється канал, де тиск повітря збільшується за рахунок відповідного зниження його швидкості. В даний час в відцентрових компресорах застосовуються щілинні дифузори, лопаткові і їх комбінації.

*Щілинний* дифузор має форму кільцевої щілини і утворивши плоскими стінками, розташованими паралельно або під деяким кутом. Площа прохідного перерізу щілини збільшується з ростом радіуса. Лопатковий дифузор - це той же щілинний, в якому встановлені направляючі лопатки. Втрати в такому дифузоре менше.

*Вихідні патрубки* служать для підведення повітря в камери згоряння. Канали у них теж розширюються.



Повітря, що надійшов з вхідного патрубку з абсолютною швидкістю  $C_1$  (рис. 2.38), захоплюється лопатками колеса в обертальний рух і під дією виникли відцентрових сил переміщається в міжлопатковому - каналах до периферії колеса з відносною швидкістю  $w$ . Так як межлопаточну канали робочого колеса виконані розширюються, то відносна швидкість повітря  $w$  в них зменшиться, а тиск зросте. Тобто, за рахунок руху повітря по розширюючому каналу відбувається перетворення кінетичної енергії в енергію тиску.

Тиск, крім того, збільшується за рахунок роботи здійснюють відцентровими силами.

Абсолютна швидкість з руху повітря в будь-якому перетині, в тому числі і в вихідному, дорівнює геометричній сумі відносної  $w$  і окружної швидкості  $i$ . Під дією відцентрових сил повітря в робочому колесі переміщається від осі обертання робочого колеса до периферії, т. Е. Переходить на великі радіуси. Тому при переміщенні частинки повітря в межлопаточном каналі окружна швидкість безперервно зростає. Це призводить, незважаючи на зменшення відносної швидкості, до зростання абсолютної швидкості, т. Е. До збільшення кінетичної енергії повітря.

Якщо лопатки робочого колеса прямі і розташовані по радіусу, то абсолютна швидкість повітря на виході з колеса виявляється приблизно рівною окружної швидкості колеса, яка в сучасних компресорах досягає 500 м / с.

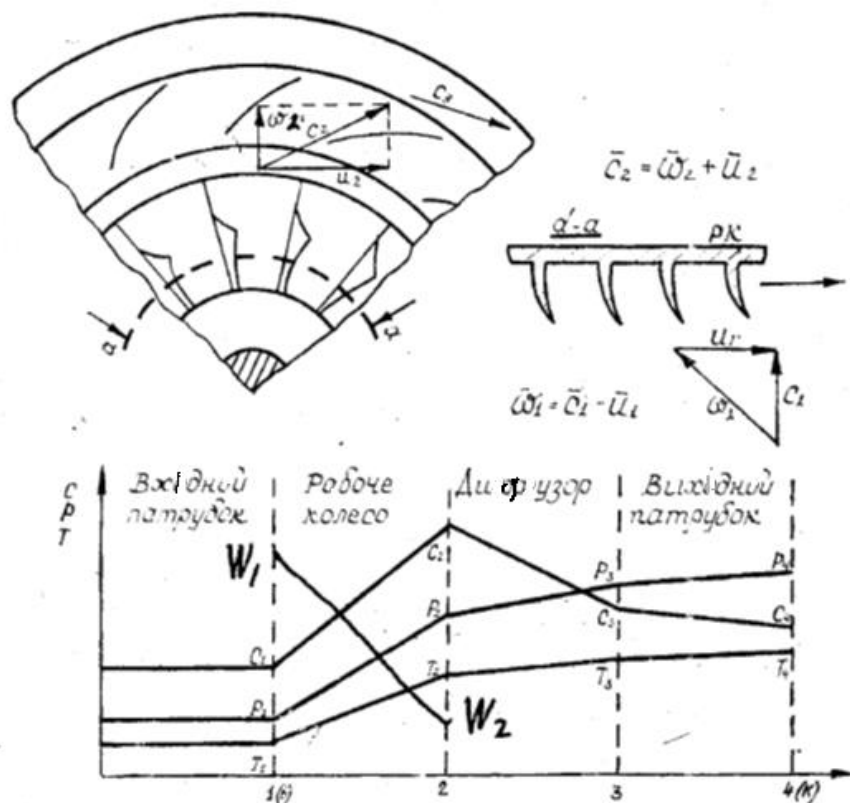


Рис. 5.1. Зміна параметрів потоку повітря в відцентровому компресорі

Отже, робота, витрачена на обертання робочого колеса, йде в основному на стиск і збільшення кінетичної енергії повітря. Співвідношення роботи стиснення і отриманого приросту кінетичної енергії повітря в колесі може бути різним і залежить, головним чином, від форми і числа лопаток робочого колеса. У колесах з радіальними лопатками на збільшення кінетичної енергії витрачається близько 40-45% всієї роботи, що витрачається на обертання колеса.

Кінетична енергія, придбана повітрям в колесі, перетворюється в дифузорі в потенційну енергію, так як в розширенні каналі дифузора швидкість потоку зменшується, а тиск і температура повітря зростають. Частинки повітря в щелевом диффузоре рухаються по логарифмічній спіралі, тому шлях, прохідний часткою в дифузорі, приблизно в 4 паза перевищує радіальну протяжність дифузора. ККД щілинного дифузора дуже низький і не перевищує звичайно 50-60%, це пояснюється значними втратами на тертя внаслідок великої довжини траєкторії частинок повітря.

Постановка лопаток в дифузорі скорочує довжину траєкторії частинок повітря, в результаті чого втрати на тертя зменшуються.

У вихідних патрубках, що встановлюються на виході з дифузора, за рахунок розширення, каналів відбувається подальше зменшення швидкості і збільшення тиску і температури повітря.

Ступінь підвищення тиску повітря в відцентровому компресорі буде вищою, ніж в ступені осьового компресора і може досягти 5 ... 6 одиниць. Це пояснюється великими значеннями допустимих окружних швидкостей для крильчаток відцентрових компресорів, що забезпечує можливість передачі повітря більшій зовнішньої енергії і її подальшого перетворення в тиск.

Недоліком відцентрових компресорів є знижена лобова продуктивність, так як перетин входу повітря займає тільки незначну частину міделю (максимальної площаді поперечного перерізу) компресора. Більш затруднітельно створення багатоступінчастої конструкції, так як після виходу з попереднього ступеня повітря може потрапити на вхід наступної лише за допомогою так званого зворотного каналу складної петлевидної форми.

Використання відцентрового компресора замість багатоступінчастого осьового можливо, коли к.к.д. ступені відцентрового компресора при  $\pi^* K = 6 \dots 8$  досягне  $\eta^* = 0,82 \dots 0,83$ , тобто наблизиться до к.к.д. осьових багатоступеневих компресорів. Більш доцільно застосування осецентричних компресорів в двигунах малих розмірів, а в турбостартер для забезпечення запуску двигуна-одноступінчатих відцентрових компресорів. В даний час в потужних і високоекономічних газотурбінних двигунах широке застосування знайшли багатоступінчасті осьові компресори.

**6. Помпаж компресора: причини виникнення, фізична сутність, зовнішні ознаки і вплив на безпеку польотів. Конструктивні і експлуатаційні міри попередження помпажу. Поняття про характеристики компресора: визначення, зображення, значення.**

Міжлопаткові канали всіх ступенів компресора профілюються виходячи з розрахункового режиму роботи (номінального режиму).

При роботі компресора на нерозрахованих режимі параметри потоку повітря (тиск, температура, швидкість і щільність) в течіях проточної частини змінюються. Прохідні перетини, підібрані для розрахункового режиму, в цьому випадку не будуть відповідати новим значенням параметрів повітряного потоку, і при зміні кутів набігання потоку на лопатки можливий його зрив і утворення завихрень. Як правило, ці зриви і завихрення потоку при несприятливих умовах відбуваються на частини ступенів, викликаючи нестійку роботу, або помпаж, всього компресора.

Помпаж - газодинамічно нестійкий автоколивальний режим роботи компресора і його мережі, що характеризується сильними низькочастотними коливаннями параметрів: тиску, температури, витрати повітря.

Помпаж супроводжується зривами потоку значної інтенсивності в ступенях компресора і періодичними викидами стисненого в компресорі повітря у всмоктувальну систему. Зустрічні ударні хвилі і низькочастотні коливання тиску можуть викликати пошкодження компресора.

Нерозрахований режим з'являється через неузгодженості в роботі його перших і останніх ступенів. Неузгодженість може бути викликано наступними причинами:

- відхилення частоти обертання ротора від розрахункового значення;
- змінami температури повітря на вході в компресор.

При відхиленні частоти обертання ротора від розрахункового значення порушується робота крайніх ступенів, коли зменшення частоти обертання викликає зрив потоку в перших щаблях, а збільшення - в останніх.

При зменшенні частоти обертання ротора компресора осьові складові швидкості на перших щаблях зменшуються сильніше, ніж на останніх. Так як окружні швидкості на перших і останніх щаблях змінюються однаково, кути атаки на перших щаблях збільшуються, а на останніх зменшуються. В цьому випадку кути атаки на перших щаблях досягають критичних значень раніше, ніж на останніх, що обумовлює зрив потоку на перших щаблях. Внаслідок цього сриви на останніх щаблях відсутні. Однак при дуже великих негативних кутах атаки на останньов щаблях може наступити так званий «Турбінний» режим, при якому повітря в цих щаблях не стискується, а розширюється. При такому режимі роботи останніх ступенів падає ККД і натиск компресора.

Якщо частоти обертання ротора компресора збільшуються в порівнянні з розрахунковим значенням, то осьова складова швидкості на післядних щаблях буде зменшуватися внаслідок збільшення щільності повітря через зростання ступеня стиснення. При цьому зменшення швидкості происходит таким чином, що кути

атаки лопаток на останніх щаблях збільшуються значно бистреї, ніж на перших. Таким чином, зриви потоку, що викликають помпаж, будуть виникати, перш все-го, на останніх щаблях.

Зміна температури повітря на вході в компресор також може викликати неузгодженість, внаслідок того, що збільшення температури віздуху при постійній частоті обертання викликає зменшення осьової складової швидкості на ступені компресора, тим самим збільшуючи кути поверхні профілів. Области цих зон нароститиють і проникають всередину компресора, заповнюючи його проточну частину. Відбувається періодично повторювалиряючий «закупорка» проточної частини компресміття вихровими областями. Через ці області віздух через компресора періодично проривається назад, в сторону входу. Як наслідок виникають автоколебання потоку, що призводять до неустойчівой роботі, тобто до помпажу компресора.

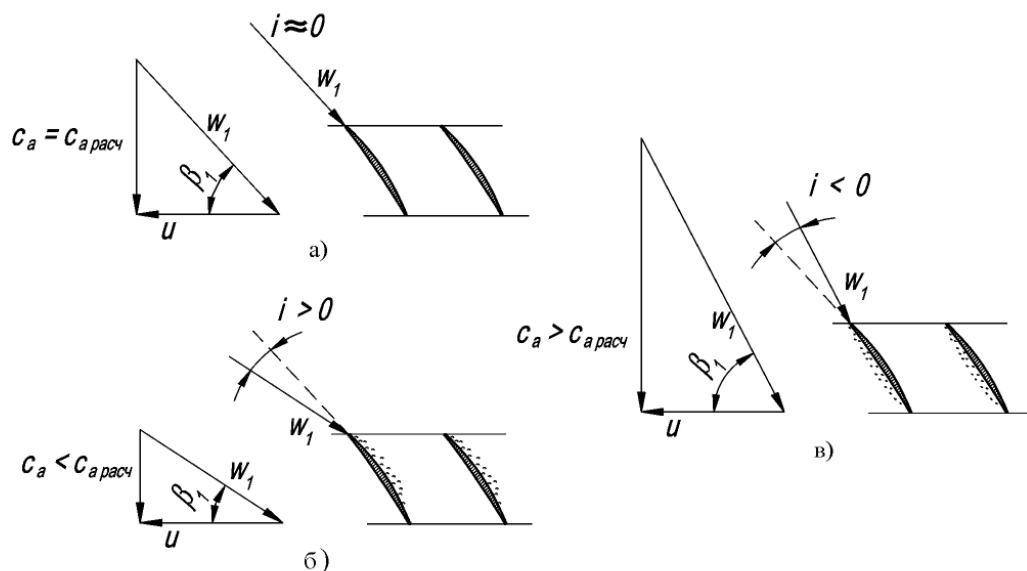


Рис. 6.1 - Схема обтікання лопаток РК осьового компресора  
а) розрахунковий режим роботи; б, в) нерозрахункові режими роботи

Збільшення витрати повітря через щабель (збільшення осьової складової абсолютної швидкості -  $C_a$ ) викликає зменшення кутів атаки на лопатках (див. Рис. 6.1, в), при цьому кут атаки  $i$  стає менше нуля. Потік повітря вдаряється в опуклу частину лопатки, а на її увігнутої частини виникають вихори. У зв'язку з тим, що потік повітря під дією сил інерції притискається до вогнюкритим сторонам лопаток, що утворилися вихори не можуть поширитися по всьому колесу і носять місцевий характер, не порушуючи стійкої роботи компресора.

Експлуатаційні причини помпажа:

- запуск двигуна з раннім відключенням стартера;
- запуск двигуна при попутної або бічній швидкості вітру, що перевищує допустиму;
- відмова або неправильна робота агрегатів механізації компресора (КПВ і поворотних лопаток ВНА і НА);

- попадання сторонніх предметів на вхід в двигун;
- підвищений знос лопаток компресора;
- потрапляння вертольота в турбулентний повітряний потік;
- збільшення кроку несучого гвинта ТВАД при неповному повороті коректора газу вправо до упору;
- збільшення кроку несучого гвинта ТВАД з темпом, що перевищує прийманість;
- включення ПОС на злітному режимі роботи двигуна.

Ознаки виникнення помпажа:

- зміна тону роботи двигуна;
- поява ударів з-за викиду повітря в атмосферу;
- коливання температури газу з тенденцією до значного зростання;
- коливання обертів турбокомпресора;
- можлива підвищена вібрація.

Наслідки помпажа:

- зменшення потужності двигуна або самовиключення двигуна;
- руйнування елементів компресора і силової установки;
- руйнування елементів турбіни через підвищену температуру.

### *Характеристики осьового компресора*

Залежності, що показують зміну  $\pi^*$  до  $\eta^*$  при зміні частоти обертання  $n$  і витрати повітря  $GB$ , наопиняються характеристиками компресора. Їх вигляд показаний на рис 6.2. залежність  $\pi^*$  до  $GB$  при  $n = \text{const}$  називають напірної кривої компресора. Напірні криві обмежені зліва певними мінімальними значеннями  $GB$ , при яких характер перебігу повітря в компресорі стає нестійким. Лінія пана  $\gamma$  називається кордоном газодинаміческой стійкості компресора. Лінія в-в називається лінією робочих режимів. Вона з'єднує робочі точки при спільній роботі компресора і турбіни. Лінія о-о називається лінією оптимальних режимів. Вона з'єднує точки з максимальним  $\eta^*$  к. Лінія з-з називається лінією замикання компресора. Вона з'єднує точки напірних кривих, в яких швидкість в самих вузьких перетинах міжлопатковому каналів останнього ступеня досягає швидкості звуку. Точка «Р» називається розрахунковою точкою компресора.

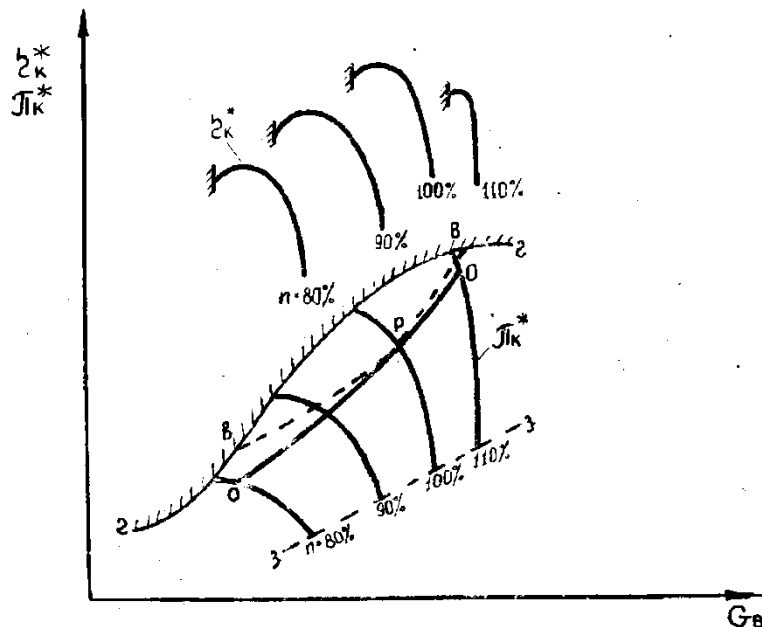


Рис.6.2 Характеристики багатоступінчастого осьового компресора

#### *Робочі режими і запаси стійкості компресора в системі ГТД*

Значення ступеня стиснення і витрати повітря, відповідні будь-якого конкретного робочого режиму, зображуються на характеристиці компресора робочою точкою. Важливі значення в теорії ГТД мають точки, відповідні сталим режимам роботи двигуна, тобто постійним у часі значень частоти обертання, подачі палива і інших параметрів і факторів, які можуть впливати на роботу елементів двигуна.

Для більшості схем авіаційних ГТД кожному значенню наведеної частоти обертання на сталих режимах відповідає при заданих умовах регулювання двигуна тільки одна робоча точка. Так, наприклад, в ТРД з незмінними геометричними формами всіх його елементів можна змінити приведена витрата повітря, не змінивши при цьому частоту обертання. Поєднавши такі робочі точки, що відносяться до різних значень частоти обертання, отримаємо робочу лінію (лінію робочих режимів). Таким чином, робоча лінія являє собою сукупність всіх встановлених режимів роботи компресора в системі конкретного ГТД при заданих умовах його регулювання.

Форма і розташування робочої лінії в полі характеристики компресора залежать від розрахункових параметрів компресора, типу двигуна і закону його регулювання. На характеристиці нерегульованого компресора (з високим ступенем підвищення тиску), що працює в системі однофазного ТРД. Робоча лінія перетинає кордон сталої роботи компресора в двох точках "н" і "в". Перша з них лежить в області значень наведених оборотів, менших розрахункового, і тому відповідне її порушення сталої роботи компресора називається "нижнім зривом".

Нестійка робота компресора, що виникає при збільшенні наведених оборотів називається "верхнім зривом". У регульованих компресорів і у компресорів з малими розрахунковими значеннями ступеня стиснення (менше 5 ... 6) нижній зрив зазвичай відсутня.

Порушення стійкої роботи компресора ГТД (часто зване втратою газодинамічної стійкості двигуна) є одним з найбільш небезпечних відмов авіаційної силової установки. Тому в експлуатації робота на режимах, де робоча точка розташовується поблизу кордону стійкості, тобто де запас стійкості малий, неприпустима.

Слід підкреслити при цьому, що зміна наведених оборотів може відбуватися як за рахунок зміни дійсної (фізичної) частоти обертання, так і за рахунок зміни температури повітря на вході в компресор. Так, при роботі двигуна з частотою обертання 100% в умовах зльоту при температурі зовнішнього повітря мінус 50 град. наведена частота обертання складе 114%, а в умовах польоту в стратосфері з числом  $M = 3$  при  $t = -56,5$  град. матимемо наведені оберти, рівні 69%.

Для запобігання нестійкої роботи двигуна при високих наведених оборотах необхідно, щоб значення максимальних наведених оборотів було вище, ніж найвище значення фактичних наведених оборотів, яке може зустрічатися в експлуатації. Якщо ця умова не виконується, то доводиться вводити обмеження максимально допустимого значення наведених оборотів або за допомогою автоматичних пристроїв, або в інструкції з експлуатації двигуна.

Виключити в експлуатації режими, що лежать в області наведених оборотів менше оборотів "нижнього зриву", не можна, так як вони повинні неминуче використовуватися в процесі запуску двигуна і виведення його на основні експлуатаційні режими.

Тому в двигунах з високими значеннями ступеня стиснення компресор виконується регульованим.

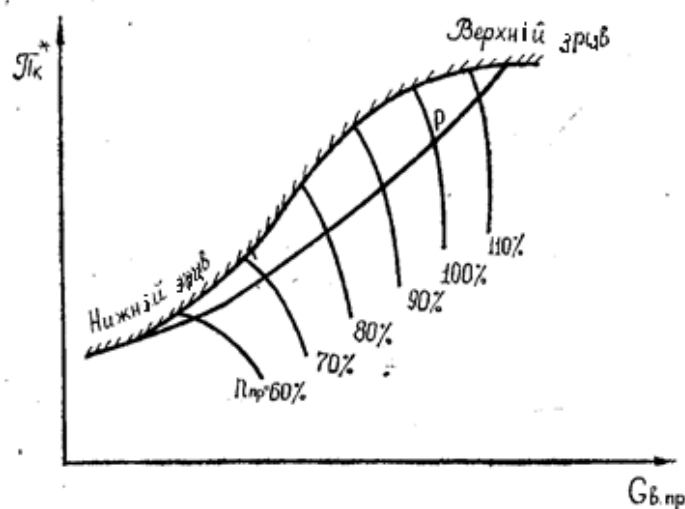


Рис.6.3. Кордон стійкої роботи осевого багатоступеневого компресора

### *Методи регулювання компресорів*

Для зменшення неузгодженості ступенів багатоступінчастого компресора на нерозрахованих режимах і поліпшення роботи його в різних умовах експлуатації в авіаційних ГТД широко застосовуються різні способи регулювання компресорів, метою яких можуть бути:

- підвищення запасів стійкості компресора для забезпечення стійкої роботи його у всіх умовах експлуатації;

- зниження рівня вібронапружень в лопатках, що виникають на підвищених кутах атаки;

- підвищення ККД компресора на нерозрахованих режимах;

- зміна співвідношення між наведеною частотою обертання і ступенем стиснення на робочих режимах для поліпшення тих чи інших характеристик двигуна.

Основними способами регулювання компресорів є:

- перепуск повітря з проточної частини компресора в атмосферу, в зовнішній контур двигуна або в будь-яке інше простір зі зниженим тиском;

- поворот напрямних або робочих лопаток;

- зміна співвідношення між частотами обертання різних ступенів (застосування двох і багатокаскадних компресорів).

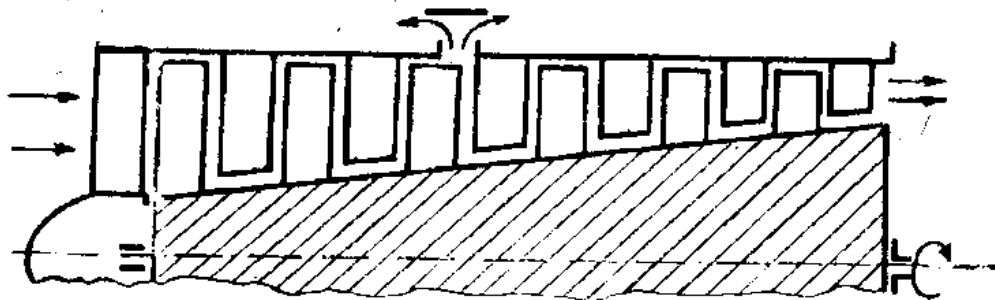


Рис. 6.4 Осьовий багатоступінчастий компресор з перед пуском повітря в атмосферу

#### Перепуск повітря

Перепуск повітря є одним з найбільш простих способів регулювання компресора. Стійка робота компресора забезпечується тільки при наведених оборотах великих, ніж обороти нижнього зриву. При менших значеннях наведених оборотів витрата повітря (газу) через розташовану за компресором турбіну на сталих режимах виявляється меншим, ніж на кордоні стійкої роботи компресора. Отже, стійку роботу двигуна в цій області можна забезпечити, перепустити частина повітря з проточної частини компресора повз турбіни через спеціальний клапан (клапан перепуску), керований системою автоматичного регулювання двигуна. Клапан перепуску часто виконують у



вигляді сталевій стрічки, що закриває вікна в корпусі компресора (вікна перепуску).

Більш доцільним є пристрій перепуску в середній частині компресора. В цьому випадку відкриття клапанів перепуску при знижених значеннях наведеної частоти обертання призводить до збільшення витрати повітря тільки через перші щаблі, тобто як раз через щаблі, що працюють з підвищеними кутами атаки. В результаті осьові швидкості повітря в цих щаблях збільшуються, а кути атаки зменшуються, наближаючись до розрахункових, що не тільки забезпечує роботу цих ступенів (і разом з тим всього компресора) без зриву, а й призводить до зростання їх ККД, а також сприятливо позначається на рівні вібронапружень в лопатках.

У той же час витрата додаткової роботи на стиснення повітря, що випускається через систему перепуску, призводить зазвичай до необхідності збільшення подачі палива для підтримки постійної частоти обертання ротора ГТД і відповідно до збільшення температури газів перед турбіною, що тягне за собою зменшення об'ємної витрати повітря через останні ступені компресора. В результаті осьові швидкості повітря в цих щаблях зменшуються, а кути атаки збільшуються, також наближаючись до розрахункових, що призводить до збільшення напору і ККД останніх ступенів. Таким чином, відкриття клапанів перепуску при знижених значеннях наведеної частоти обертання призводить до збільшення запасу стійкості компресора, збільшення ступеня стиснення і підвищенню ККД як перше, так і останніх його ступенів.

#### Поворот лопаток компресора

Зміна в бажаному напрямку кутів атаки в різних ступенях компресора може бути досягнуто відповідним зміною кутів установки (тобто поворотом) лопаток ротора або статора при зміні режиму роботи двигуна.

Поворот лопаток статора застосовується широко, причому число і розташування регульованих лопаткових вінців вибирається залежно від типу компресора, загального числа ступенів. У деяких двигунах застосовується одночасне регулювання положення напрямних апаратів в групі перше і в групі останніх ступенів.

#### *Застосування двох-і багатокаскадних компресорів*

*Каскадом компресора* називається група ступенів, встановлених на одному валу і приводяться окремою турбіною. Ідея поділу компресора на розташовані один за одним каскади зводиться до наступного: компресор з високим розрахунковим значенням ступеня стиснення розділяється на групи ступенів зі значно меншою величиною ступеня стиснення і відповідно з меншим можливим неузгодженістю ступенів в межах кожної з них; при цьому неузгодженість ступенів, що знаходяться в різних каскадах може бути зменшено за рахунок природного або примусового зміни співвідношення частот обертання каскадів при зміні загальної ступеня підвищення тиску. чим більше число каскадів, тим більшим може бути і досягається ефект.

Прикладом використання цієї ідеї може служити двовальний ТРД. У цьому двигуні перша група ступенів утворює так званий компресор (каскад) низького тиску (КНД), а друга група - компресор (каскад) високого тиску (КВД).

Обидва компресора розташовані на співвісних валах і приводяться в обертання кожен від своєї турбіни, причому обидві турбіни також розташовані один за одним. На розрахунковому режимі параметри цих турбін підбираються таким чином, щоб кожен з каскадів компресора обертася із заданою частотою, при якій всі щаблі компресора працюють злагоджено. Частота обертання КНД і частота обертання КВД може бути однаковою або вищою в КВД.

Розглянемо, як буде вести себе така конструкція при зменшенні наведеної частоти обертання каскадів. У компресорі, що не розділеному на каскади, кути атаки в перших щаблях при цьому ростуть, що призводить до зростання аеродинамічних навантажень на лопатки. В останніх щаблях, навпаки, кути атаки зменшуються. Іншими словами, розподіл роботи обертання між ступенями змінюється в бік збільшення частки роботи, що припадає на перші щаблі. У одновальному компресорі це перерозподіл відбувається за рахунок зміни зусиль в елементах, що передають крутний момент від турбіни до вінців лопаток різних ступенів. Але в даній схемі КНД і КВД мають тільки газодинамічну зв'язок один з одним, причому при незмінній загальній ступеня розширення газу в двох стоять один за одним турбінах розподіл роботи розширення газу між ними залишається практично незмінним. Отже, незмінним має бути і розподіл роботи обертання між КНД і КВД. Це означає, що турбіни не зможуть приводити обидва каскаду з колишнім співвідношенням частот обертання: у компресора низького тиску вона впаде, а у компресора високого тиску зросте в порівнянні з частотою обертання нерегульованого (розділеного на каскади) компресора в аналогічних умовах. В результаті так зване "ковзання" роторів (відношення оборотів КВД до оборотів КНД) при зниженні наведеної частоти обертання збільшиться. Витрата повітря при цьому в порівнянні з нерегульованим компресором зміниться мало,

Але зниження оборотів КНД при незмінній витраті повітря означає зменшення кутів атаки в ступенях КНД, а збільшення оборотів КВД - відповідне збільшення кутів атаки в останніх щаблях двухкаскадного компресора.

Таким чином, в розглянутому ТРД з двухкаскадним компресором спостерігається ефект саморегулювання компресора, в результаті якого неузгодженість його ступенів істотно зменшується, що призводить до значного зростання його ККД і запасу стійкості (в порівнянні з нерегульованим компресором) і в ряді випадків дозволяє обійтися без інших засобів регулювання.

## **7. Камера згорання: призначення, вимоги, типи, параметри.**

Призначення камери згорання (КС) складається в перетворенні хімічної енергії тоПЛіва в теплову. В результаті цього процесу повітря з температурою

$T^*$  до, що надходить з компресора, перетворюється в газ з температурою  $T^*$  Г (на вході в турбіну).

Камера згоряння - елемент ГТД, який служить для організації процесу згоряння паливно-повітряної суміші. Камера згоряння є дуже відповідальним елементом двигуна. Від її пристрою і здійснення процесу згоряння залежать економічність двигуна, надійність роботи і тривалість експлуатації як самої камери згоряння, так і двигуна.

Камера згоряння повинна відповідати таким вимогам:

1. Обсяг камери згоряння повинен забезпечувати можливо високу теплонапряженість, т. е. камера повинна мати малий обсяг, що зменшує її розміри і вага. Під теплонапряженістю камери згоряння розуміють кількість тепла, що виділяється одиниці об'єму (1 м<sup>3</sup>) камери протягом 1 години.

$$Q_v = \frac{Q}{V_{\text{ж}} P_K^*} = 3600 \frac{H_u G_T}{V_{\text{ж}} P_K^*} \eta_T$$

де  $H_u$  - нижча теплотворна здатність палива (Дж / кг);

$G_T$  - секундний витрата палива (кг / с);

$V_{\text{ж}}$  - обсяг жарової труби (м<sup>3</sup>);

$P_K^*$  - тиск повітря (Па).

Чим більше теплонапряженість при заданій витраті палива, тим менше обсяг КС. Теплонапруженість КС сучасних ГТД составляет (3,5 ... 6,5) 10<sup>6</sup> (Дж / ч м<sup>3</sup> · Па).

2. Висока повнота згоряння палива на всіх режимах роботи двигуна. Повнота згоряння палива характеризується коефіцієнтом повноти згоряння  $\eta_G$ , під яким зазвичай розуміють відношення кількості тепла, що виділився при згоранні одиниці маси палива, до його теплотворної здібності. У сучасних камерах повнота згоряння досягає 97 - 98%.

3. Надійний розпал палива в земних і висотні умовах. У земних умовах розпал долдружин бути забезпечений в діапазоні температур від мінус 40 ° до плюс 40 ° С. Повинен бути забезпечений розпал палива в умовах високогірного аеродрому - до висоти 4,5 км. Висотність розпалювання для цивільних літаків - 9 км.

4. Нагріті деталі камери згоряння повинні добре охолоджуватися, це забезпечує їх роботу тривалий час без дефектів (прогарів, викривлення, тріщин і нагару від дії полум'я).

5. Мінімальні втрати повного тиску в КС. Втрати характеризуються коефіцієнтом відновлення повного тиску:

$$\sigma_{\text{КС}} = P^* \Gamma / p^* K$$

В сучасних КС коефіцієнт відновлення повного тиску становить 0,94 ... 0,96.

6. У камері повинно забезпечуватися стійке горіння суміші, тобто не повинно бути сумнівів, загасання і зривом полум'я при всіх режимах роботи двигуна.

7. Горіння має закінчуватися в жаровій трубі. Факел полум'я не повинен доходити до лопаток газової турбіни, щоб уникнути перегріву і обгорання їх.

8. Температура газового потоку на виході з камери згоряння повинна бути однаковою по всьому перетину, щоб не вийшло місцевого обгорання або оплавлення соплових лопаток турбіни.

9. Рівень викидів диму (SN (Smoke number)), незгорілого палива і газообразних речовин, що забруднюють атмосферу оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ), оксидів вуглецю ( $\text{CO}$ ), незгорілих вуглеводнів ( $\text{HC}$ ) - повинен відповідати міжнародним нормам ІКАО і Авіаційних правил.

10. Здатність працювати на різних паливах як вітчизняних, так і зарубіжних.

За конструкцією камери згоряння бувають трубчасті, трубчасто-кільцеві і кільцеві.

Трубчаста камера згоряння показана на рис. 7.1. Трубчасті камери згоряння застосовували на ГТД першого покоління з відцентровим компресором. Такі камери згоряння мають свій індивідуальний зовнішній корпус. Їх рівномірно розміщують по колу. Для забезпечення прийнятної окружної рівномірності поля температур газу перед турбіною на виході з кожної камери згоряння передбачений газосборник. При цьому всі суміжні газозбірники змикаються перед турбіною, як би утворюючи своєобразне розрізне кільце. Необхідність такого конструктивного рішення обумовлена прагненням по можливості згладити окружну нерівномірність поля температур газу на вході в турбіну.

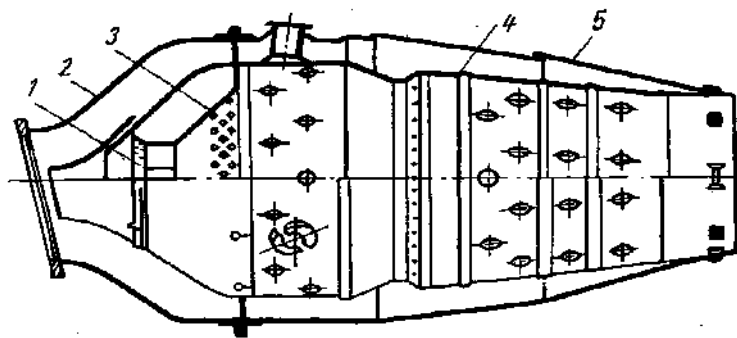


Рис. 7.1. Конструкція трубчастої камери згоряння: 1 - завихритель; 2 - дифузор; 3 - фронтоне пристрій; 4 - жаровая труба; 5 - корпус

Кільцеві і трубчасто-кільцеві камери згоряння використовують в двигунах з осьовим компресором. На рис. 7.2 показана камера згоряння трубчасто-кільцевого типу. У такій камері згоряння внутрішній і зовнішній корпуси є кільцевими, а всередині них рівномірно по колу розміщені жарові труби (як правило, їх 12). На виході з жарових труб також передбачені газозбірники, як і у камер згоряння трубчастого типу.

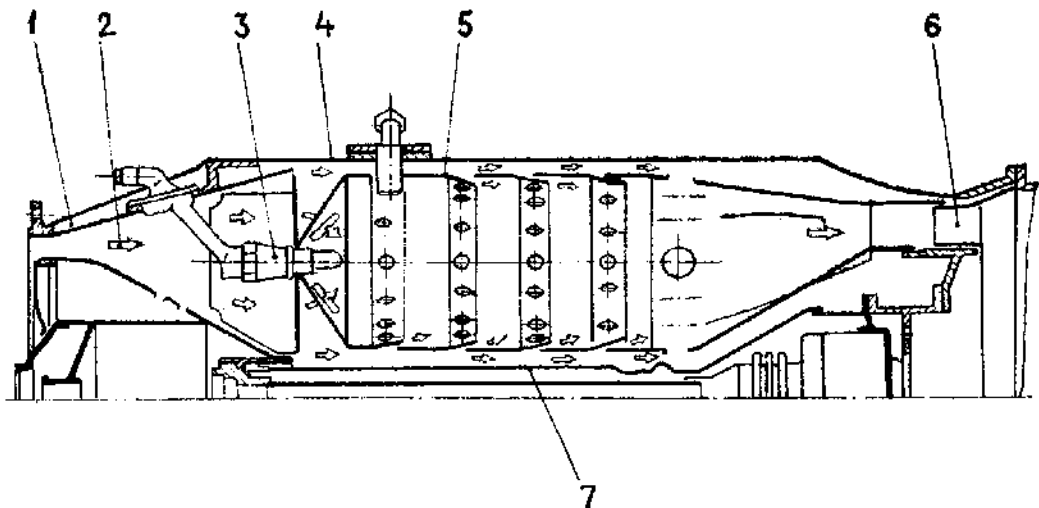


Рис.7.2. Трубчасто-кільцева камера згорання:

1 - дифузор; 2 - потік повітря; 3 - форсунка; 4 - зовнішній корпус;  
5 - жарова труба; 6 - газосборнік; 7 - внутрішній корпус

Кільцеві камери згорання (рис.2.3.3) є більш компактними. Вони забезпечують більш рівномірний окружне поле температур газу перед турбіною, але їх доведення складніше в порівнянні з іншими типами камер згорання.

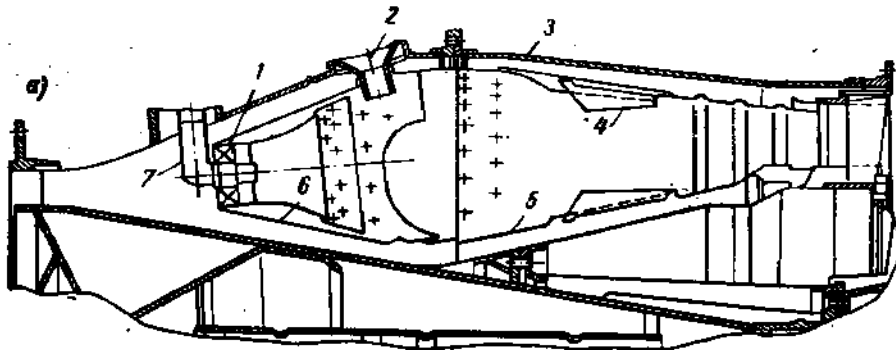


Рис. 7.3. Кільцева камера згорання (двигун НК-12): 1 - завихритель потоку повітря; 2 - фіксатор жарової труби; 3 - зовнішній корпус; 4 - змішувач; 5 - кільцева жарова труба; 6 – фронтів пристрій; 7 - форсунка

Основні труднощі, що виникають при створенні конструкцій камер згорання, пов'язані з тим, що процес спалювання палива повинен відбуватися в потоці, що рухається з великою швидкістю.

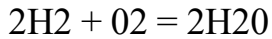
## 8. Поняття про горіння вуглецеводневих палив. Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива. Коефіцієнт надлишку повітря. Організація процесу горіння в камері згорання.

Теплова енергія виділяється в результаті реакції горіння (згорання) палива, т. Е. З'єднання палива з киснем повітря. Реакція згорання палива протікає між парами палива і киснем повітря. Паливо, перш ніж згоріти, має перейти в

газоподібний стан - випаруватися, хоча відбувається горіння і з поверхні крапельок палива.

У турбореактивних двигунів згорання палива відбувається в камерах згорання в пострімі стисненого і нагрітого повітря, що подається компресором. Зазвичай паливо складається з рідких вуглеводнів, т. Е. Із з'єднань вуглецю і водню.

Розглянемо згорання водню. Реакція згорання водню протікає так:

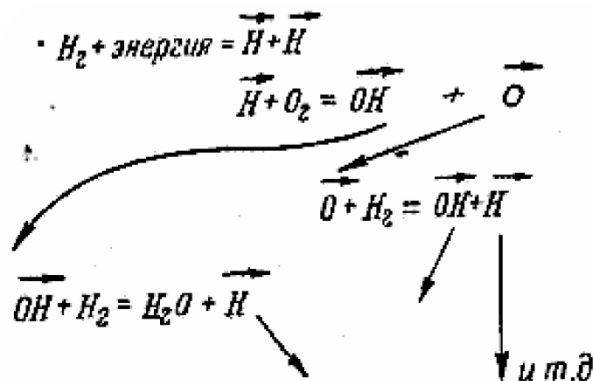


Але таке протікання реакції мало ймовірно, тому що повинні одночасно зустрітися, зіткнутися три молекули.

Більш ймовірно, що під дією стороннього джерела енергії (електрична іскра, факел полум'я, промінь світла) молекула водню розпадається на два активних атома, які і вступають в реакцію. Будемо позначати активні атоми + зверху. Тоді ланцюг реакції згорання можна змалювати таку картину, як зображено на рис. 21.

Активний атом водню Н, що володіє надлишком енергії, стикається з молекулою кисню  $\text{O}_2$ . В результаті утворюються: активна група  $\text{OH} +$  і активний атом кисню  $\text{O} +$ .

Група  $\text{OH} +$  при зустрічі з молекулою водню  $\text{H}_2$  утворює молекулу води і активний атом водню Н.



Активний атом кисню  $\text{O} +$  зустрічається з молекулою водню, утворює ще одну активну групу  $\text{OH} +$  і активний атом водню Н +.

рис.5.1 Схема ланцюгової реакції горіння водню

Виходить ланцюг реакції, що йде або до кінця, поки не згорять всі молекули Топлива, або до обриву ланцюга.

Обрив ланцюга - це зіткнення активного атома з інертною молекулою азоту або зустріч (удар) зі стінкою камери згорання.

Реакція згорання обов'язково починається від стороннього джерела енергії. Горючу суміш треба підпалити. Цим стороннім джерелом енергії в турбореактивних двигунів є потужна електрична іскра. Надалі суміш палива з повітрям спалахує від факела полум'я.

При низьких температурах реакція окислення йде повільно - багато тепла йде в навколишнє середовище і мало на активацію молекул.

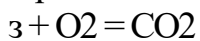
З ростом температури і тиску реакція окислення протікає дуже швидко з більшим виділенням тепла і різким підвищенням температури.

Реакція згоряння супроводжується бурхливим виділенням тепла, процес згоряння становиться видимим - молекули продуктів згоряння випромінюють світлові і теплові промені. При згорянні змінюються параметри газу - різко підвищується його температура, збільшиться питома обсяг (газ розширюється), змінюється швидкість руху.

Згоряння палива може бути повне і неповне.

При повному згорянні виділяється найбільша кількість тепла і виходять такі продукти згоряння, який не здатні до подальшого з'єднання з киснем.

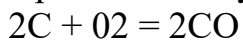
При повному згорянні вуглецю (C) утворюється вуглекислий газ:



Вуглекислий газ не горить, горіння не підтримує. При згорянні водню образуються пари води, які, як відомо, горіння не підтримують.

При неповному згорянні палива виділяється не все тепло палива, і утворюються продукти згоряння, здатні до подальшого з'єднання з киснем, - вони можуть ще горіти і виділяти тепло, але часто вони пропадають без використання.

При неповному згорянні вуглецю утворюється окис вуглецю:



Окис вуглецю або чадний газ здатний горіти (з'єднуватися з киснем), при цьому буде виділятися тепло і утворюватися вуглекислий газ. Неповне згоряння указує, що в двигуні паливо використовується не повністю.

Теоретично необхідну кількість повітря

Для повного згоряння 1 кг палива необхідно витратити певну кількість повітря. Якщо повітря взяти недостатню кількість, то буде відбуватися неповне згоряння палива. Якщо повітря взяти більше, ніж треба для повного згоряння 1 кг палива, то продукти згоряння будуть мати більш низьку температуру, ніж при повному згорянні палива, а реакція згоряння буде протікати повільно, мляво.

Теоретично необхідною кількістю повітря називається то найменше кількість повітря, яке необхідно витратити для повного згоряння 1 кг палива. Позначається теоретично необхідну кількість повітря буквою  $L_0$ . Наприклад, для повного згоряння 1 кг гасу необхідно ізрасходовать 15 кг повітря.

#### Нормальна, багата і бідна паливо-повітряні суміші

При утворенні і згорянні горючої суміші на кожен кілограм палива може витрачатися різну кількість повітря. Таким чином кількість повітря, яке дійсно витрачається на спалювання 1 кг палива, називається дійсним кількістю повітря і позначається буквою  $L_d$ .

Якщо теоретично необхідне кількості повітря - величина визначена для кожного сорту палива, то реальна кількість повітря може мати практично будь-

яку величину: 7, 10, 15, 70, 100 і т. Д. Кілограмів повітря на кожен кілограм палива, що спалюється.

Для оцінки якості горючої суміші, що утворюється і згоряє в зоні згорання, служить коефіцієнт надлишку повітря. Коефіцієнтом надлишку повітря називається відношення дійсно поданого кількості повітря л теоретично необхідного; позначається він грецькою буквою  $\alpha$  (альфа):

$$\alpha = \frac{L_d}{L_0}$$

Це безрозмірний коефіцієнт; він показує, у скільки разів дійсну кількість повітря, що витрачається на згорання 1 кг палива, більше або менше теоретично необхідної кількості повітря.

Паливо - повітряна суміш, складена з 1 кг гасу і 15 кг повітря, називається нормальної (теоретичної) сумішшю. Коефіцієнт надлишку повітря для неї дорівнює 1.

Всі знайомі з газової освітлювальної лампою. Подивіться, як відбувається в ній згорання гасу (рис. 8.1, а). Гас по гніті подається до пальника, де випаровується. Пари гасу перемішуються з повітрям і згорають в зоні горіння, даючи яскравий факел полум'я. Яскраве стійке полум'я і відсутність кіптяви вказує, що в зону горіння подається як раз стільки повітря, скільки його необхідно для повного згорання гасу. У зоні горіння утворюється нормальна суміш з  $\alpha = 1$  або трохи збагачена. У зоні горіння камери згорання реактивного двигуна також намагаються отримати нормальну або трохи збагачену суміш - вона добре загоряється від електричної іскри і стійко горить.

Збільшимо подачу гасу - вивернемо гніт, при цьому полум'я стане темним, почне коливатися, з'явиться кіптява (рис. 5.2, б). Чому? Тому, що подача повітря залишилася майже незмінною, так як розмір скла не змінився, а подача палива збільшилася, і топливовоздушная суміш стала багатою паливом. При згорянні багатій суміші кисню не вистачає, щоб згорів весь гас, тому частина гасу залишається незгорілою і відлітає у вигляді диму і кіптяви.

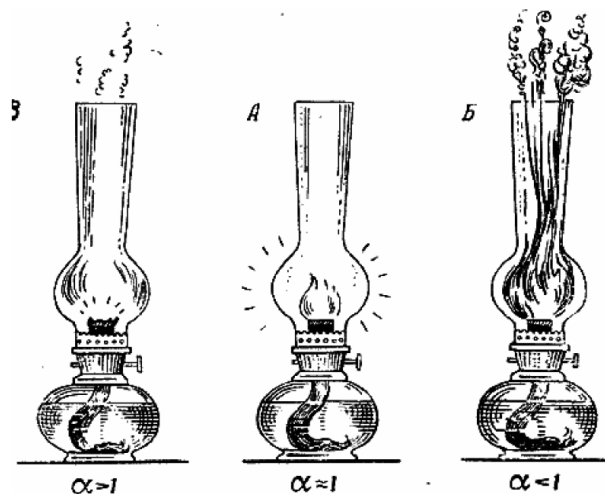


Рис. 8.1 Горіння бідної, нормальної і багатій сумішей



Паливноповітряна суміш, в якій на 1 кг гасу доводиться повітря менше 15 кг, називається багатю сумішню. Коефіцієнт надлишку повітря у багатій суміші менше одиниці:  $\alpha < 1$ .

Чим більше збільшувати подачу гасу в лампу, тим багатшою буде суміш. Полум'я почне блимати, виділення кіптяви збільшиться - процес горіння гасу буде ідти нестійкий, мляво, і при сильному збагаченні суміші полум'я згасне. Для поліпшення процесу згоряння суміш треба збіднити - зменшити подачу гасу. Будемо зменшувати, подачу палива - ввертати гніт. Полум'я почне переходити в яскраво-жовтий колір, це означає, що топливовоздушная суміш має нормальний склад, т. Е. У неї  $\alpha = 1$ . При подальшому ввертванні гніту полум'я лампи з яскраво-жовтого буде переходити в синій, голубой колір, полум'я почне тремтіти, спалахувати - процес горіння стане нестійким (Рис. 8.1, в).

Що ж сталося з горінням? Кількість повітря, що протікає через лампу, залишилося незмінним, а кількість гасу, що надходить в зону горіння, зменшилася, горюча суміш стала бідною. Бідна суміш горить повільно, погано підпалюється (тому при розпалюванні лампи вивертається гніт).

Таким чином, якщо в суміші на 1 кг гасу доводиться повітря більше 15 кг, то така суміш називається бідною. Коефіцієнт надлишку повітря в бідній суміші більше одиниці  $\alpha > 1$ . Наприклад, суміш, що складається з 1 кг гасу і 20 кг повітря, буде бідною. При згорянні її згорить весь гас, але частина кисню повітря залишиться неискористуватися. Відпрацьовані гази бідної суміші горіти не можуть.

У турбореактивних двигунів в залежності від режиму роботи на кожен кілограм згорає гасу припадає від 50 до 90 кг повітря.

Отже, через двигун протікає в 3 - 6 разів більше повітря, ніж необхідно для повного згоряння палива, що подається в камери згоряння. За пропозицією інженера Базарова (1924 г.) повітря в камері згоряння розділяється на два потоки, менша частина його направляється в зону горіння і використовується там для окислення палива (для згоряння палива). У зоні горіння домагаються освіти нормальної суміші, яка добре горить. Інша, більша частина повітря (вентиляційний або вторинний віздух) в горінні не бере, вона служить тільки для охолодження нагрітих деталей двигуна і для "розведення" продуктів згоряння, що утворюються в зоні горіння.

Найбільшу тягу (потужність) двигун розвиває при  $\alpha = 0,85-0,9$ . Пределі стійкого горіння суміші  $0,4 < \alpha < 1,4$ .

### Здійснення процесу горіння в камері згоряння

Попри всю різноманітність конструкцій КС її схему і відбуваються в ній процеси можна представити в такий спосіб (див. Рис. 8.2 і 8.3). Повітря надходить з компресора в КС з великою швидкістю - в сучасних двигунах до 150 м / с. Втрати повного тиску в КС при підводі тепла до - потоку, який рухається з такою швидкістю, були б неприпустимими і досягали б четвертої частини по височини тиску повітря в компресорі. для снівання втрат тиску і перетворення частини кигенетичних енергії в приріст статичного тиску

швидкість повітряного потоку після компресора повинна бути значно знижена. Тому на всіх ГТД після компресора розташовується дифузор 1 (Див. Рис. 8.2). Далі повітря надходить в кільцеві канали 2 між корпусом 3 і жаровою трубою 4, а потім в жарову трубу. В жаровій трубі повітря розподіляється по отворах двох умовних зон - зони горіння 5 (первинна зона) і зони змішання 6. Крім цього, повітря також надходить в отвори 7 для охолодження гарячих стінок жарової труби. Топ В первинній зоні за допомогою фронтового пристрою (ФУ) 9 організовується зона з малими швидкостями. У цій зоні процес горіння підтримується за рахунок циркуляційного течії продуктів згорання, безперервно підпалюють свіжу палив-вовоздушную суміш (ТВС). При запуску двигуна займання ТВС в КС здійснюється за допомогою електричної свічки 10 або воспламевача.

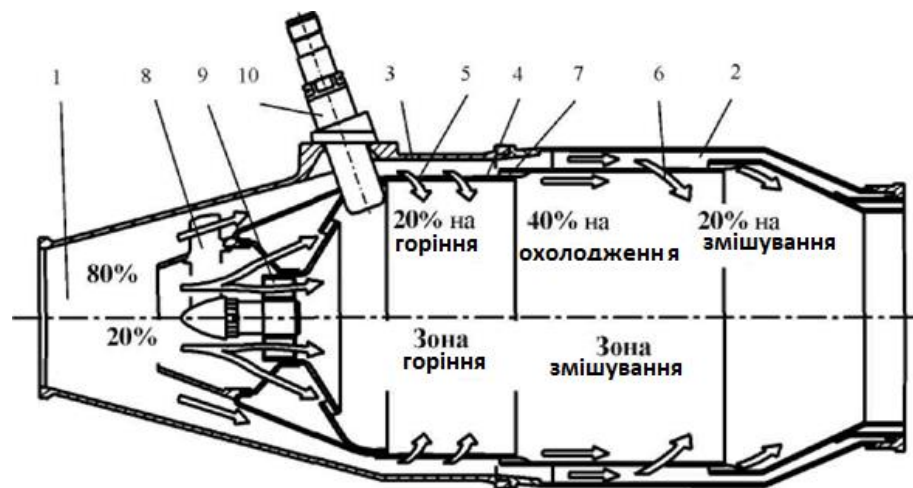


Рис. 8.2 - Загальна схема і розподіл повітря в КС

1 - дифузор; 2 - кільцеві канали; 3 - корпус КС; 4 - жарова труба; 5 - отвори первинної зони; 6 - отвори зони змішання; 7 - отвори охолодження; 8 - паливна форсунка; 9 - фронтові пристрій; 10 - свічка запалювання

Циркуляційний протягом в первинній зоні забезпечує стабільність і ефективність горіння. Ставлення витрати палива і повітря в первичній зоні є найважливішим фактором, впливаючим на процес горіння і робочі характеристики КС. Для забезпечення стійкого процесу горіння на всіх режимах роботи двигуна в первинну зону подається тільки частина повітря. Залежно від способу спалювання палива це кількість віздуху може змінюватися. На Рис. 5.3 наведено розподіл повітря в жаровій трубі для типової КС, де 20% повітря надходить у ФУ, а 80% в жарову трубу (20% в зону горіння, 20% в зону змішування і 40% на охолодження стінок). Іноді первинну зону (зону горіння) поділяють на дві зони - зону циркуляції і зону догорання палива (проміжну зону).

У зоні змішання продукти згоряння разбавляють повітрям до необхідної температури, тим самим на виході з КС формується стабільне і оптимальне поля температур для забезпечення працездатності турбіни.

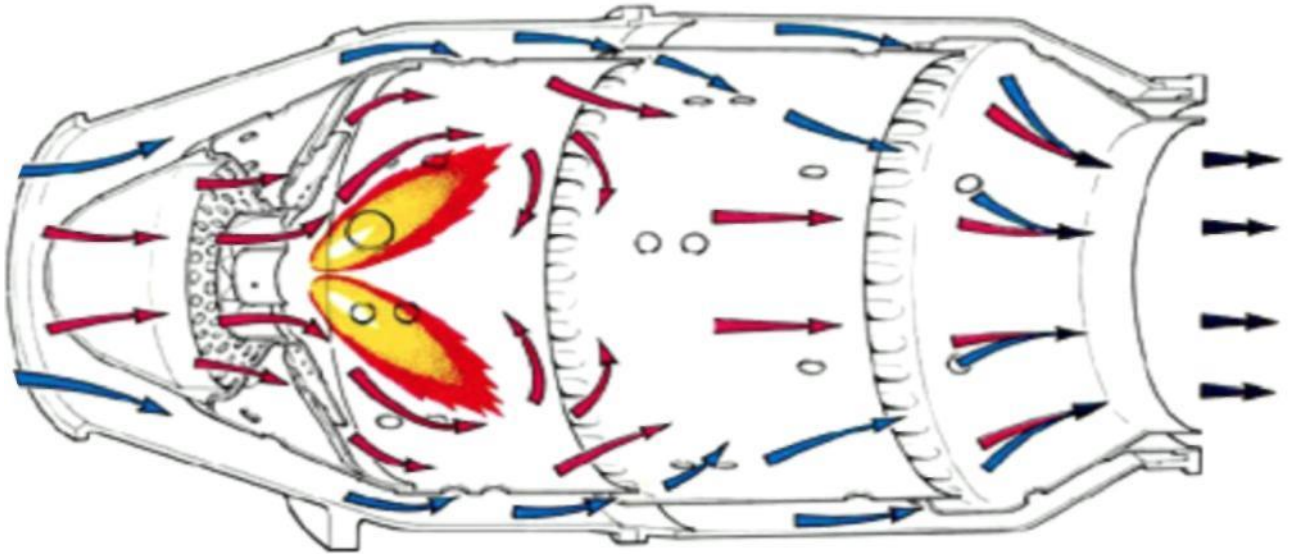


Рис. 8.3 - Модель повітряного потоку і стабілізації полум'я в КС

#### Експлуатаційні характеристики камер згоряння

У реальних умовах експлуатації основні та форсажні камери згоряння авіаційних ГТД працюють в широкому діапазоні значень коефіцієнтів надлишку повітря та інших параметрів, які суттєво впливають на процес горіння палива.

Залежності, що показують, як змінюється коефіцієнт повноти згоряння при зміні коефіцієнта надлишку повітря, а також тиску, температури і швидкості потоку на вході в камеру згоряння, називаються характеристиками камери згоряння (по повноті згоряння). Залежно меж стійкого горіння від параметрів потоку на вході в камеру згоряння називаються срывними характеристиками камери.

Для камери згоряння, розрахованої на помірне значення температури газів перед турбіною ( $1100 \dots 1200^\circ$ ), Максимальне значення коефіцієнта повноти згоряння досягається при значеннях коефіцієнта надлишку повітря рівних 5, а при великих і менших значеннях коефіцієнт повноти згоряння помітно знижується.

Зменшення повноти згоряння при знижених значеннях коефіцієнта надлишку повітря пояснюється наступними причинами. У зоні горіння коефіцієнт надлишку повітря значно нижче, ніж в середньому для всієї камери. Тому при зниженні коефіцієнта надлишку повітря відбувається переобогачення зони горіння, в результаті якого через нестачу кисню паливо згорає в ній не повністю і пари його частково виносяться в зону змішування, де через різке зниження температури горіння припиняється. При надмірному перезбагаченні зони горіння настає різке зниження температури газів в зоні зворотних струмів, результатом якого є припинення горіння (зрив полум'я).

При збільшенні коефіцієнта надлишку повітря зона горіння збіднюється і містить цілком достатня кількість кисню для забезпечення повного згорання. Але швидкість горіння при цьому падає, в результаті чого частина горючої суміші не встигає прореагувати повністю в зоні горіння і виноситься в зону змішування, де через різке зниження температури горіння припиняється. При занадто великому збідненості суміші температура зони зворотних струмів падає настільки, що її підпалюють здатність стає недостатньою і настає "бідний" зрив полум'я.

З підйомом на висоту зменшується щільність повітря і різко падає повнота згорання палива.

Збільшення швидкості повітря на вході в камеру веде до зниження коефіцієнта повноти згорання внаслідок зменшення часу перебування горючої суміші в зоні високих температур. Але при надмірному зниженні швидкості повнота згорання може також знизитися через різке зменшення ступеня турбулентності потоку.

Діапазон значень коефіцієнта надлишку повітря, в якому забезпечується стійке горіння палива в основних камерах згорання, змінюється при зміні тиску, температури і швидкості газового потоку на вході в камеру згорання так же (в якісному відношенні), як і повнота згорання. На сталих режимах роботи двигуна коефіцієнт надлишку повітря зазвичай змінюється в порівняно невеликому діапазоні, істотно більш вузькому, ніж межі стійкого горіння.

Але при різкому переміщенні важеля керування двигуном (РУД) на збільшення або зменшення подачі палива коефіцієнт надлишку повітря може змінюватися в досить широких межах. Внаслідок гетерогенності горючої суміші і наявності зворотних струмів процес горіння залишається стійким в широкому діапазоні значень коефіцієнта надлишку повітря, хоча коефіцієнт повноти згорання може в цьому випадку помітно знижуватися.

При збільшенні висоти польоту через одночасне падіння повного тиску і температури за компресором межі стійкого горіння істотно звужуються, особливо в області бідних сумішей.

Для виключення небезпеки зриву полум'я при необхідності різкого дроселювання двигуна багато ГТД забезпечуються пристроєм, що не допускає зниження витрати палива нижче деякого мінімального значення, обраного з таким розрахунком, щоб, незважаючи на різке збільшення коефіцієнта надлишку повітря, горіння в камері згорання набув сталості в будь-яких умовах польоту.

## **9. Газова турбіна: призначення, типи.**

Газова турбіна являє собою конструктивну будову, в якому відбувається перетворення енергії газового потоку в механічну енергію, передану у вигляді крутного моменту для приводу компресора, вентилятора, гвинта (в залежності від типу ГТД), а також для приводу агрегатів рухових і літакових систем.

Турбіна є найважливішим вузлом двигуна. Від її працездатності в значній мірі залежить ресурс і надійність двигуна. Тому до неї висувають цілий ряд досить жорстких вимог. Основні з них:

- висока надійність;
- великий ресурс;
- мінімально можливі маса і габаритні розміри;
- простота конструкції;
- високий ККД;
- мінімально можливий потреби витрачається повітря на охолодження найбільш нагрітих елементів турбіни;
- забезпечення прийняттого теплового режиму підшипникових вузлів;
- забезпечення теплового режиму стінок масляних порожнин опор, що виключають
- можливість термічного розкладання, коксування і загоряння масла;
- технологічність конструкції, що забезпечує ремонтпридатність;
- забезпечення можливості огляду стану лопаток в процесі експлуатації і діагностики працездатності вузла.

Саме з урахуванням комплексу цих вимог здійснюють вибір конструкції турбіни, матеріалів її деталей і виробляють проектування системи охолодження найбільш нагрітих елементів турбіни, а також систем наддуву ущільнень і суфлювання масляних порожнин її підшипникових опор.

## **10. Будова и принцип Дії. Активна и реактивна ступінь турбіни. Степінь реактивності турбіни. План швидкості ступені. Робота и к.к.д. на робочому колесі турбіни. Залежність к.к.д. від основних факторів (аналіз втрат на РК).**

### *Принцип роботи осьової одноступінчастої турбіни*

*Сопловим апаратом* називається один ряд нерухомих лопаток статора. Робочим колесом турбіни називають один ряд лопаток ротора. Поєднання соплового апарату і робочого колеса називається щаблем газової турбіни. Для розгляду принципу роботи турбіни розсічемо лопатки соплового апарату і робочого колеса (рис. 10.1) циліндричної поверхнею 3-3", соосной з поздовжньою віссю турбіни, і розгорнемо перетин на площину.

На вході в соплової апарат газ має тиск  $p_3$ , температуру  $t_3$  і абсолютну швидкість  $c_3$ . Канал, утворений лопатками соплового апарату, звужується. Площа перетину 1'-1' менше площі 1-1. Це досягається відповідним профілюванням лопаток. При проході газу по сужающомуся каналу соплового апарату швидкість його збільшується від  $c_3$  до  $c_3'$ , а тиск і температура зменшуються відповідно від значень  $p_3$  і  $t_3$  до  $p_3'$  і  $t_3'$ . Таким чином, про канали соплового апарату відбувається перетворення частини запасу повної енергії газового потоку в кінетичну енергію руху.

Газ з збільшилася кінетичної енергією під кутом  $\alpha$  прямує лопатками соплового апарату на лопатки робочого колеса турбіни. Так як робоче колесо

обертається з окружною швидкістю  $u$ , відносна швидкість газу на вході в нею  $w_3'$  визначається як геометрична різниця між вектором швидкості  $c_3'$  і вектором окружної швидкості  $u$ . При цьому значенні абсолютної швидкості величина і напрямок відносної швидкості  $w_3'$  залежать від окружної швидкості  $u$ .

Для забезпечення ненаголошеного входу газу в робоче колесо передні кромки робочих лопаток встановлюються у напрямку відносної швидкості  $w_3'$ .

Робочі лопатки спрофільовані таким чином, що вони утворюють криволінійні канали, в яких газ змінює напрямок руху.

У реактивної турбіни межлопаточний канал робочого колеса звужується (перетин  $2'-2'$  менше перетину  $2-2$ ), що призводить до прискорення газового потоку. Відносна швидкість  $w_3''$  на виході з межлопаточного каналу збільшується, а тиск  $p_3''$ , температура  $t_3''$  зменшуються. Абсолютна швидкість газового потоку  $c_3''$  на виході з каналів робочих лопаток, рівна геометричній сумі відносної швидкості  $w_3''$  і окружної швидкості  $u$ , менше, ніж на вході. Це зменшення свідчить про те, що кінетична енергія газового потоку перетворюється в механічну роботу.

Сутність отримання крутного моменту на валу турбіни полягає в тому, що при обтіканні потоком газу робочих лопаток швидкості обтікання опуклих і увігнутих сторін лопаток різні, чому відповідно виникає і різниця тисків. Крім того, газовий потік ударяється об увігнуту сторону лопаток.

Таким чином, внаслідок удару, повороту потоку і аеродинамічного обтікання на робочі лопатки діє активна (аеродинамічна) сила  $P_a$ . Внаслідок прискорення газового потоку при його відносному русі в звужуються міжлопаткових каналах на робочі лопатки діє реактивна сила  $R$ .

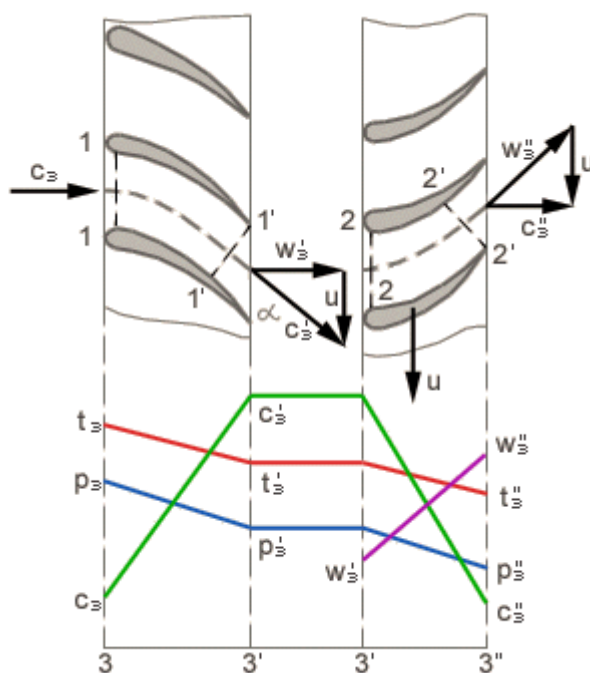


Рис.10.1  
Робота ступені  
турбіни

Активну силу  $P_a$  і реактивну силу  $R$  можна представити у вигляді двох складових. Осьові складові  $P_{a,os}$  і  $R_{os}$  спрямовані по осі двигуна. Різниця

осьових складових сил створює осьове зусилля, що діє на робоче колесо і передане через підшипники на корпус двигуна. Окружні складові  $P_{a.окр}$  і  $R_{окр}$ , прикладені до лопаток робочого колеса, створюють крутний момент верб валу турбіни  $M_{кр}$ .

### *Основні параметри ступені газової турбіни*

Ставлення тиску перед і за ступенем турбіни являє собою ступінь зниження тиску газу в ступені або ступенем розширення газу.

Для стислості її можна називати перепадом тиску ступені, середнє значення якої дорівнює 1,7 ... 2,2, але в окремих випадках досягає 2,5-2,8.

Робота адіабатичного розширення газу на ступені турбіни називається адіабатичною роботою ступені або наявним теплоперепадом.

Відношення корисної роботи до наявної адіабатичної роботи розширення газу в параметрах загальмованого потоку називається ККД ступені.

На розрахунковому режимі роботи ККД ступені турбіни зазвичай дорівнює 0,9 ... 0,92.

Кут між вектором абсолютної швидкості і осьовим напрямком на виході з соплового апарату зазвичай дорівнює 20-35°. Кут між вектором абсолютної швидкості і осьовим напрямком на виході з щаблі для одноступінчастої турбіни або останнього ступеня багаступінчастої турбіни щоб уникнути підвищених втрат в реактивному соплі повинен бути близький до 90° і зазвичай відрізняється від цього значення не більше, ніж 5-10 град. Для першої і проміжних ступенів турбіни відхилення вектора абсолютної швидкості на виході з щаблі від осьового напрямку може бути більш значним (від 20-25°). Абсолютна швидкість газу на виході з ступені може змінюватися в широких межах, досягаючи 300-400 м / с, в залежності від розташування ступені в турбіні і температури газів. Більш характерною величиною є число  $M$  на виході з робочого колеса, яке для турбін ТРД зазвичай перевершує значення 0,45 ... 0,55, але в ТВД і вертолїтних ГТД з метою скорочення їх габаритних розмірів доводиться іноді до 0,65-0,7.

Коефіцієнт навантаження ступені є одним з найбільш важливих параметрів, так як визначає роботу, яку можна отримати в ступені при даній окружної швидкості.

У турбінах авіаційних ГТД великим значенням коефіцієнта навантаження відповідає менше значення ККД ступені.

*Ступінь реактивності щаблі* являє собою відношення наявного теплоперепада в робочому колесі до що розташовується Теплоперепад в ступені.

Ступінь реактивності показує, як розподіляється загальний адіабатичний теплоперепад між апаратом і робочим колесом.

Ступінь, що має ступінь реактивності, рівну нулю, тобто рівні тиску на вході і виході робочого колеса, називається активною. Для авіаційних турбін на середньому радіусі зазвичай ступінь реактивності дорівнює 0,3 ... 0,4. Це

означає, що 60 ... 70% розполагаемой енергії спрацьовується на лопатках соплового апарату, а 30 ... 40% на лопатках робочого колеса.

Застосування турбін, що мають ступінь реактивності більш нуля, обумовлюється їх більш високим ККД. Збільшення ступеня реактивності відповідає збільшенню ступеня конфузorno течії газу в решітці робочого колеса, що призводить до зниження втрат в колесі і зростання ККД.

### *Основні параметри і характеристики турбінних решіток*

Основною відмінністю турбінних решіток від решіток, що застосовуються в осьових компресорах, є їх конфузornість, тобто звуження міжлопатковому каналів від входу до виходу (у всякому разі для соплового апарату) і пов'язане з ним зростання швидкості і падіння тиску газу. Прикордонний шар на поверхні лопаток (за винятком місцевих диффузорних ділянок) знаходиться тут під впливом перепаду тисків, що сприяє прискоренню його руху. В результаті прикордонний шар в турбінних решітках виявляється більш тонким і значно більш стійким, ніж в компресорах. Це проявляється як в значно менших коефіцієнтах втрат, так і у відсутності розвинених срывних течій, які могли б привести до нестійкої роботи турбіни.

## **11. Радіальні та осьові зазори і ущільнення проточної частини турбіни. Призначення та принцип роботи активної системи керування проміжками. Сили, діючі на деталі турбіни і викликаємі ними напруги. Охолодження деталей турбін.**

### *Радіальні зазори*

Для зменшення величини витоків газів по радіальних зазорах між корпусом турбіни і кінцями РЛ ці зазори повинні бути зведені до мінімуму, що сприяє підвищенню ККД турбіни. Але при вирішенні цього завдання має бути виключена можливість торкання ротора про статор. Складність полягає в тому, що радіальні зазори мають змінну величину (Рис. 2.4.13). Причому вони залежать не тільки від режиму роботи двигуна, але також і від динаміки його зміни.

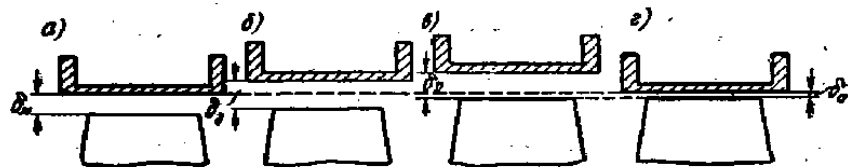


Рис. 11.1. Радіальні зазори між корпусом і робочими лопатками турбіни:  
а - монтажний зазор; б - зазор при запуску двигуна;  
в - зазор на робочому режимі двигуна; г - зазор при зупинці двигуна

Зазори, які вказуються в кресленнях турбіни, відносяться до «холодного» станом двигуна. Їх задають в межах 1,5 - 3% від довжини відповідних лопаток.



При запуску двигуна радіальні зазори збільшуються внаслідок більш швидкого прогрівання статора в порівнянні з ротором. Мінімальну величину радіальні зазори мають при виключенні двигуна, тому що статор, що має меншу теплову інерційність, остигає швидше в порівнянні з масивним ротором.

Слід зазначити, що радіальні зазори між конструктивними елементами дисків турбін і соплових апаратів також мають важливе значення, так як вони впливають на величину витоків охолоджуючого повітря з междискових порожнин в газовий тракт. За конструкцією вони схожі з ущільненнями між робочими лопатками і корпусом.

У багатьох серійних ГТД для запобігання РЛ від пошкодження, яке може статися в разі їх торкання про корпус, використовують металокерамічні вставки. Їх поміщають в трапецієподібні пази типу "ластівчин хвіст". Після установки металокерамічних вставок їх розточують на потрібний розмір, а при ремонті турбіни їх замінюють. Композиційний матеріал вставок отримують спіканням порошків Fe, Ni, Si і графіту. Він легко спрацьовується при торканні ротора з такими вставками, що забезпечує мінімальний радіальний зазор.

В останні роки знайшли широке поширення стільникові вставки. Стільники мають форму шестигранних осередків. Їх отримують методом високотемпературної пайки гофрованих стрічок товщиною 0,1 ... 0,2 мм з жаростійкого матеріалу. При торканні про стільники гребінців бандажної полиці РЛ відбувається вироблення канавки у вставці, і за рахунок цього забезпечується мінімально можливий радіальний зазор. Після підробітки двигуна величини таких зазорів не перевищують 0,2 мм.

Такий тип ефективно функціонуючих ущільнень дозволяє істотно підвищити ККД турбіни - від 1,5 до 3,0%. Більший ефект досягають при коротких лопатках, коли відносний вплив величини радіального зазору більш істотно.

Такі ущільнення застосовують також між елементами внутрішнього корпусу турбіни і ротором для зменшення витоків охолоджуючого повітря з междискових порожнин.

При торканні гребінців про стільникові вставки вони вриваються в них і відбувається вироблення канавки у вставках (без оплавлення самих гребінців). Геометричні розміри і форми самих осередків стільникових вставок бувають дуже різноманітні.

У конструкціях турбін сучасних ГТД саме такий вид ущільнень набув найбільшого поширення.

#### *Осьові зазори*

Завзяті шарикопідшипники роторів турбокомпресорів, як правило, розміщують в зоні компресорних опор. Тому при прогріванні двигуна подовження вала від фіксуючої опори відбувається в бік турбіни. Статор також подовжується тому, причому при запуску двигуна він подовжується на велику величину, ніж ротор. При виключенні ж двигуна він охолоджується швидше, скорочуючи своє подовження.

Вказуються в кресленні осьові зазори повинні виключати можливість дотику ротора про статор. Вони повинні мати оптимальну величину, інакше довжина турбіни буде необґрунтовано великий.

Осьові зазори в турбіні розрізняють двох типів:

- між ободами дисків і внутрішніми бандажними кільцями СА;
- між вихідними крайками лопаток СА і вхідними крайками РЛ.

Мінімально необхідна величина зазору першого типу може бути визначена розрахунковим путєм. Вихідними даними для цього є: відстань по довжині від наполегливої підшипника до обода диска, температурний стан відповідних деталей на ділянці цієї довжини і матеріали, з яких вони виготовлені (тобто коефіцієнт лінійного подовження). При опрацюванні компонування вузла турбіни в першому наближенні величину розглянутого зазору можна задати наближено:

$\Delta = 0,0035 L$  [мм], де  $L$  і - відстань від наполегливої підшипника ротора до конкретного перетину в турбіні, мм.

Для другого типу осьових зазорів при проведенні расчётов їх величину вибирають в першому наближенні  $\sim 0,25$  від довжини хорди РЛ на середньому радіусі. А в процесі доведення двигуна величини цих зазорів уточнюють, виходячи з результатів випробувань.

#### *Сили, діючі на деталі турбіни і викликаємі ними напруги.*

У найбільш важких умовах працюють робітники лопатки і диски турбіни. Однією з основних причин, що посилює умови роботи робочих лопаток турбіни, є нерівномірність полів тисків і температур перед турбіною. Основні причини такої нерівномірності невелика кількість паливних форсунок і їх неоднорівня продуктивність, відбір повітря, помпажние явища. На лопатки турбіни періодично діють змінюються по колу сили тиску газового потоку, які викликають їх вимушені коливання. При збігу частоти вимушених коливань з частотою власних коливань виникають резонансні явища, при яких динамічні навантаження різко збільшуються. Конструктивно лопатки виконують так, щоб в діапазоні встановлених режимів роботи двигуна частоти коливань не збігалися. Для усунення резонансних коливань робочі лопатки турбін двигуна бандажуються, т. е. виконують з полками по верхніх торцях. При складанні полки лопаток утворюють суцільне кільце (бандаж), яке підвищує їх вібраційну міцність. Однак необхідно враховувати, що в процесі експлуатації двигуна слідомствие відхилення польотних умов і параметрів двигуна ( $t$  \* г, птк, пнв) від допустимих значень можлива зміна розмірів лопаток і зменшення їх виброміцності.

Крім статичних і динамічних навантажень на робочі лопатки турбіни діє висока температура газу, що змінюється при зміні режиму роботи. Надзвичайно велику небезпеку для лопаток турбіни являє різку зміну температури газу, що підвищує нерівномірність нагріву пера по висоті і викликає появу додаткових напружень в матеріалі лопаток. Найбільш інтенсивно змінюється температура газу при запуске двигуна. Різниця температур різних ділянок пера

може досягати 300 ... 450 ° С. Тоді в матеріалі лопаток в граничних сеченнях з'являються значні температурні напруги сжаку. При зупинці двигуна кромки робочих лопаток охолоджуються швидше і так як зменшення їх довжини перешкоджає більш нагріта середня частина, то це призводить до виникнення значних розтягуючих зусиль в крайках лопаток. У зв'язку з цим для двигуна встановлений певний порядок прогріву його в процесі запуску і охолодження при зупинці.

Во час роботи двигуна робочі лопатки піддаються действию значних відцентрових сил, які пропорційні масі частини пера лопатки, розташованої вище розглянутого перетину, віддалі від осі обертання до центра маси і квадрату углової швидкості. Відцентрові сили, що діють на кореневе сечення лопаток турбіни компресора, складають приблизно 25 000 ... 35 000 Н, а напруги розтягу досягають (1200 ... 2000) 106 Па (Для диска турбіни 4000 • 105 Па). Відцентрові сили викликають в матеріалі лопаток крім напружень розтягу ще й незначитільні напруги скручування і вигину. Дія газового поструму викликає вигин, скручування, вібрації і теплові напруги. Ці сили і напруги розраховані в суворій відповідності з режимами роботи двигуна і не перевищують допустимих значень помежі міцності матеріалу лопаток.

#### *Охолодження деталей турбін.*

Однією з основних тенденцій розвитку авіаційних ГТД є підвищення їх теплонапряженности, що забезпечує поліпшення питомих показників, що характеризують досконалість двигунів. В даний час у окремих ГТД температура газу перед турбіною вже досягла 1600 ... 1700 К, а в подальшому вона буде збільшена. Оскільки використовувані в турбіні жароміцні хромонікелеві сплави забезпечують тривалу работоздатність робочих лопаток при температурі  $T_r$  \* не вище 1170 К, то при більш високих значеннях  $T_r$  \* обов'язково має бути передбачено їх охолодження.

Охолодження підлягають диски і корпусні деталі турбіни. В тепловому захисту також потребують масляні порожнини опор роторів і комунікації масляної системи, пов'язані з підшипниками ротора турбіни.

У зв'язку з цим в турбіні, крім течії газу в її тракті, є кілька потоків охолоджуючого повітря, які рухаються всередині валів, в кільцевих каналах між валами роторів і в междискових порожнинах турбіни. А в процесі проектування і доведення ГТД ідєт пошук раціональної схеми взаємодії цих потоків.

#### *Охолодження лопаток турбіни*

Охолоджувана лопатка являє собою теплообмінний пристрій, в якому тепло, яке надходить в тіло лопатки від газу, відводиться повітрям, що продувається через її внутрішню порожнину.

### *Конструктивні схеми конвективного охолодження лопаток*

Завданням охолодження лопаток турбіни, як і вузла турбіни в цілому, є забезпечення допустимої з умов міцності їх температури при мінімальних витратах повітря, що охолодає. При цьому рівень допустимих температур лопаток турбіни визначається заданим ресурсом ГТД, обраними конструкційними матеріалами і діючими навантаженнями.

Нижче розглянуті конструктивні особливості схем охолодження лопаток, реалізованих в турбінах створених двигунів.

#### Канальна система охолодження

Найбільш простий за технологією виготовлення є лопатка з безліччю радіальних каналів (Рис. 11.2). У такій схемі повітря входить в лопатку через хвостовик, а виходить з неї через бандажну полку. Але її недоліком є значна нерівномірність температури стінок лопатки як по висоті, так і за профілем (200 ... 250 К).

Лопатки з каналною системою охолодження використані в ряді двигунів фірми «Роллс-Ройс». Але такий тип охолодження не забезпечує високої ефективності, в тому числі і за величиною коефіцієнта глибини охолодження, поступаючись іншим конструктивним рішенням. Вперше охладжаемая лопатка турбіни була застосована на двигуні «Олімп» -593 (надзвуковий пасажирський самолёт «Конкорд»).

Іншим різновидом каналної системи охолодження є схема з радіальнопетльовою схемою течії повітря (Рис. 11.3).

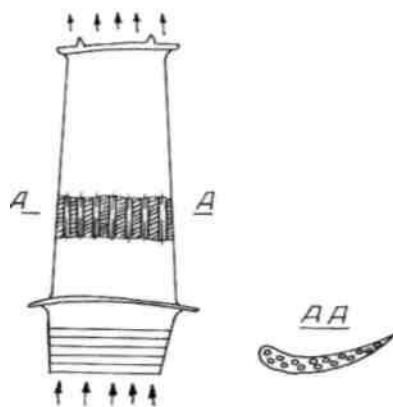


Рис. 11.2. Лопатка з безліччю радіальних каналів повітряного охолодження

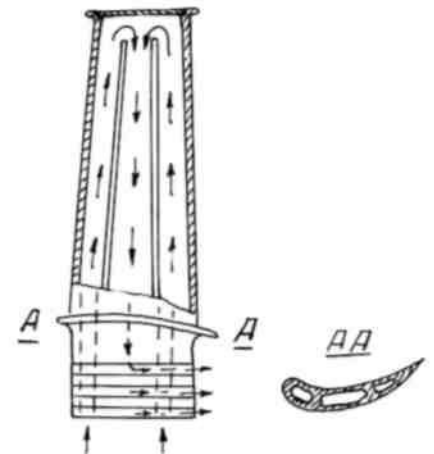


Рис. 11.3. Лопатка з петльовою схемою течії охолоджуючого повітря

Як видно з представленого малюнка, подачу повітря в дану лопатку здійснюють через її хвостовик за двома радіальним каналам, один з яких прокладений поблизу від вхідних кромки лопатки, а другий - в зоні вихідний кромки. Зазначені потоки повітря в периферійній частині лопатки розгортаються на 180°, і далі повітря спрямовується по центральному каналу в

бік хвостовика. Скидання цього повітря в газовий тракт здійснюється через зазори в з'єднанні лопатки з диском.

Така схема охолодження робочих лопаток турбіни використана в англійських двигунах «Спей», «Конуей», RB-211, в американських ТРДД фірми «Пратт-Уїтні» JT-8D і JT-9D-3A. Перевагою такої схеми охолодження є проста технологія виготовлення лопаток і широка можливість варіювання глибини охолодження путём зміни ставлення периметра охолоджуючих каналів до їх площі. А недоліком є значна нерівномірність температури лопатки як по висоті, так і за профілем.

Петльова схема течії охолоджуючого повітря з відведенням його через вихідну крайку лопатки.

В даній схемі для поліпшення умов охолодження вхідної крайки лопатки все повітря спочатку по радіальному каналу подають в зону передньої кромки лопатки. Потім потік повітря в центральній частині лопатки повертається з периферії до її кореневого перетину (по оребрєнному каналу). А після другого розвороту потоку на  $180^\circ$  повітря уздовж всієї вихідної кромки лопатки через щілину в ній скидається в газовий тракт.

Радіальна схема продувки внутрішньої порожнини лопатки, оснащеної турбулізаторами повітряного потоку

У такій схемі повітря, що підводиться в лопатку через канали в хвостовику, проходить всередині неї уздовж пера і скидається в газовий тракт через периферійне перетин лопатки (Рис.11.5), наприклад, у ГТД Д30-КУ.

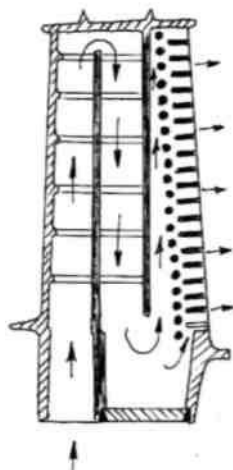
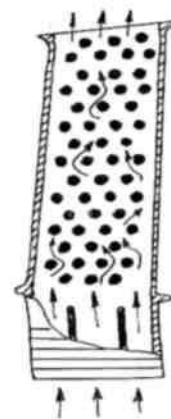


Рис. 11.4. Різновид петльової

схеми охолодження лопатки Рис. 11.5. Лопатка з радіальним



плином охолоджуючого повітря

Для інтенсифікації коефіцієнта тепловіддачі до повітря всередині такої лопатки знаходиться безліч штирьків круглого перетину, розташованих у шаховому порядку. Вони відлиті заодно ціле зі стінками спинки і коритця лопатки. Така схема охолодження технологічно більш складна у порівнянні з каналною, але вона дозволяє дещо збільшити глибину охолодження. Однак нерівномірність температур за профілем таких лопаток становить  $200-220^\circ\text{C}$ .

#### Схема охолодження з використанням вставного дефлектора

У порівнянні з розглянутими конструктивними схемами більш висока ефективність охолодження лопатки досягається при використанні дефлектора, що вставляється у внутрішню порожнину лопатки (Рис. 11.6).

У лопатку повітря надходить через дефлектор, який виконує роль розподільного колектора. Він транспортує повітря по всій висоті лопатки. А через систему отворів повітря з дефлектора надходить на внутрішню поверхню вхідного ділянки лопатки. Звідти він по щілинним каналам, освіченим дефлектором і стінками спинки і коритця лопатки, рухається в сторону вихідній кромки лопатки і через щілини в ній скидається в газовий тракт. Усередині вихідній кромки організовані перемички для інтенсифікації її охолодження.

У разі великої закрутки лопатки дефлектор доцільно робити влити. На дефлекторних лопатках нерівномірність температур стінок не перевищує 120 К.

#### Вихрова схема охолодження

У двигунів останнього покоління найбільш ефективною є вихрова схема охолодження лопаток, представлена на Рис. 11.6. Вона є останнім досягненням в розв'язанні складної проблеми забезпечення ефективного охолодження лопаток високотемпературних ГТД. Тут в якості поверхні теплообміну усередині лопатки використані вихрові матриці з перехресними каналами.

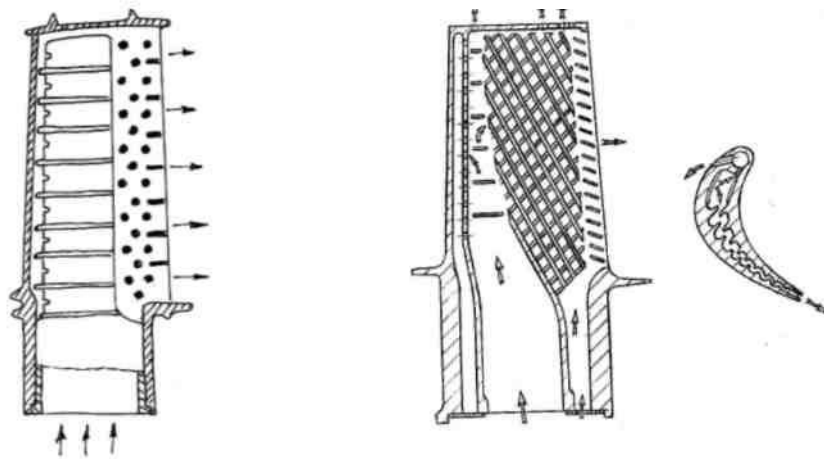


Рис. 11.6

Один напрямок руху повітря організовано між внутрішніми ребрами на спинці лопатки, а перехресне - між ребрами на внутрішній стороні коритця лопатки.

Як і у всіх розглянутих схем охолодження, повітря входить всередину робочої лопатки через канали в її хвостовику. У задньої кромки в зоні виходу повітря з вихрової матриці встановлені турбулізатори потоку, що дозволяють додатково підвищити ефективність охолодження лопаток. У деяких конструкціях частина повітря випускають через периферію лопатки.

При використанні вихровий матриці глибоке охолодження стінок лопатки досягається за рахунок:

- утворення вихорів на вільній поверхні перехресних потоків охолоджуючого повітря;
- використання каналів з малим гідравлічним діаметром;
  - розвиненою поверхні теплообміну (завдяки внутрішньому обребрена стінок лопатки).

#### *Плівкове охолодження лопаток*

У високотемпературних двигунів ( $T_g \gg 1600\text{K}$ ) на додаток до конвективному охолодження соплових і РЛ турбіни використовується плівкове охолодження їх передніх кромek. Загороджувальна повітряна плівка створюється за рахунок витіснення повітря зсередини лопатки через кілька рядів малих отворів діаметром від 0,3 до 0,6 мм (перфорація). Такий вид охолодження відрізняється низькою ефективністю, тому що повітряна плівка швидко розмивається газовим потоком. До того ж такий вдув повітря в зоні вхідної крайки лопатки призводить до збільшення профільних втрат при обтіканні лопатки решітки. Однак для виключення прогара лопаток змушені миритися із зазначеними недоліками даного виду загороджувального охолодження.

Поєднання конвективного і плівкового способів охолодження лопатки дозволяє отримати найбільш високий ефект (але дорогою ціною).

Граничним випадком плівкового охолодження є пористе, що дозволяє забезпечувати рівномірний охолодження стінки при мінімальній витраті охолоджувача. Однак до сих пір спроби створити пористі матеріали, придатні для РЛ, не увінчалися успіхом, з одного боку, через їх недостатню втомної міцності, а з іншого - внаслідок забруднювальність пір забрудненнями, що містяться в повітрі.

## **12. Вихідний пристрій: призначення, вимоги, типи, параметри. Зміна параметрів стану газу у вихідному пристрої.**

Вихідні пристрої ГТД призначені для перетворення теплової і потенційної енергії газу після турбіни (або за ФК у ТРДДФ) в кінетичну енергію реактивної тяги. Крім того, вони забезпечують підтримку відповідного режиму роботи турбокомпресора за рахунок підбору необхідних площ в соплах.

Основні вимоги до вихідних пристроїв:

- мінімальні гідравлічні втрати повного тиску газу на ділянці від вихідного перетину турбіни до вихідного перетину сопла,
- мінімальні маса і габарити пристрою,
- надійна і безвідмовна робота.

Додаткові вимоги до вихідних пристроїв визначаються призначенням і конструкцією літака, а також розташуванням двигуна на літаку.

Залежно від наявного перепаду тисків на реактивному соплі розрізняють дозвукові і надзвукові вихідні пристрої. Останні, в свою чергу, поділяються на регульовані сопла Лавалю, сопла з центральним тілом і ежекторні сопла.

Конструкція вихідного пристрою включає такі основні елементи (рис. 7.1): затурбінний дифузор (1); 2 - подовжувальні трубу (2); реактивне сопло (3).

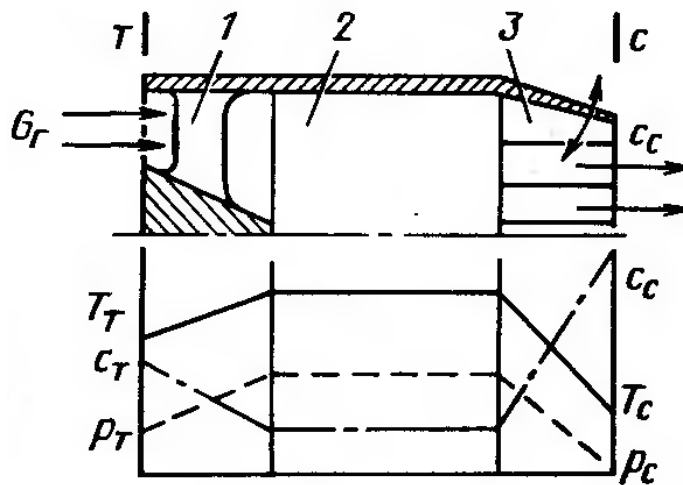


Рис. 7.1. Основні елементи вихідного пристрою і зміна параметрів потоку по тракту

Затурбінний дифузор забезпечує плавний перехід кільцеподібного в поперечному перерізі потоку, що впливає на газопотік турбіни (перетин т-т), в потік з перетином круглої форми. Крім того, спрямляються удобообтічні стійки, що з'єднують внутрішній і зовнішній корпуси дифузора, розкручують потік газу, докручений турбіною.

В процесі проходження газу через дифузор відбувається гальмування потоку, в результаті чого збільшуються його тиск і температура. Швидкість потоку при цьому падає. Такий характер зміни параметрів газового потоку сприятливо позначається на роботі форсажної камери (для ТРДФ), так як при цьому підвищується стійкість і ефективність горіння.

Подовжувальна труба служить для підведення газового потоку до реактивного сопла з малими втратами енергії всередині каналу і через його стінки. Розміри подовжувальної труби визначаються компоновкою двигуна на літальному апараті.

Реактивний, сопло є головним елементом вихідного пристрою. З його допомогою виробляється прискорення газового потоку з метою отримання потужного вихідного імпульсу (реактивної тяги). При розширенні газу в соплі відбувається перетворення потенційної енергії потоку (наявного теплоперепада) в кінетичну енергію спрямованого руху газу.

Режим течії газу в реактивному соплі з незмінною геометрією проточної частини (нерегульованому соплі) характеризується в основному температурою газу в початковому перерізі сопла і перепадом тиску в каналі.

Температура газу в початковому перерізі сопла при постійній ступеня форсування двигуна практично зберігається незмінною. Режим течії газу в



соплі з незмінною геометрією каналу визначається перепад тиску газу в каналі.

Кількісно перепад тиску газу в каналі сопла оцінюється повної (або розташовується) ступенем розширення газу. Повної ступенем зниження тиску (розширення) газу в соплі  $\pi^*$   $\Pi$  називають відношення повного тиску перед соплом  $p^* T$  до статичному тиску навколишньої атмосфери  $p_H$ .

Величина повної ступеня зниження тиску газу в соплі і діапазон її зміни залежать від типу ГТД, режиму роботи двигуна і польоту літака.

Зміна геометричних параметрів каналу характеризується величиною відносної площі зрізу сопла. Відносна площа сопла  $\overline{F_c}$ , Виражається ставленням площі зрізу  $F_c$ , до площі критичного перетину сопла  $f_{cr}$  в якому швидкість потоку дорівнює швидкості звуку. При цьому перепад тиску між початковим і критичним перетинами каналу зберігається незмінним.

Для суміші повітря з продуктами згоряння вуглеводневих палив при сучасних рівнях температур величина критичного перепаду тисків дорівнює 1,86.

При перепадах тисків, менших критичного, для розгону дозвукового потоку газу за допомогою сопл використовують звужуються канали.

Для прискорення газового потоку до надзвукових швидкостей необхідно застосовувати сужаюче-розширюють канали або сопла Лавалля. Перепад тисків у каналі такого сопла повинен бути більше величини критичного перепаду. При цьому критичним перетином (горлом) сопла є перетин, в якому площа поперечного перерізу мінімальна.

Для дозвукового сопла величина відносної площі зрізу сопла  $\overline{F_c}$  дорівнює одиниці.

Відносна площа зрізу сопла визначає дійсну ступінь зниження тиску (розширення) газу в соплі, тобто швидкість потоку у вихідному перерізі каналу.

Дійсна ступінь розширення газу в соплі  $\pi^*$   $\Pi$  оцінюється відношенням повного тиску в початковому перерізі сопла  $p^* T$  до статичному тиску потоку в кінцевому перетині сопла  $p^* C$ . Величина дійсної ступеня зниження тиску газу в соплі залежить від геометричних параметрів сопла і зберігається постійною при зміні величини повної ступеня розширення газу  $\pi^* \Pi$ .

Режим роботи сопла, при якому дійсна і розташовується ступінь розширення газу в соплі рівні ( $\pi^* \Pi = \pi^* \Pi$ ), Називається розрахунковим режимом (рис.7.2, а). На цьому режимі геометрія каналу проточної частини сопла відповідає режиму течії газу в ньому. При цьому процес повного розширення газу в соплі закінчується перетином на зрізі сопла (січ. С-с), тобто статичні тиску  $p_C$  і  $p_H$  в цьому випадку рівні.

Режим роботи вихідного пристрою часто характеризується відношенням істинного тиску на зрізі сопла  $p_C$  до тиску в незбудженому навколишньому середовищі

$$n = p_C / p_H.$$

На розрахунковому режимі  $n = 1$ .

Режими, при яких дійсний і наявний перепади тисків не рівні, називаються нерозрахованих режимами роботи вихідного пристрою. На нерозрахованих режимах роботи геометрія каналу проточної частини сопла не відповідає режиму течії газу в ньому, в результаті чого вихідний пристрій працює неефективно, з великими втратами тяги.

Якщо на розрахунковому режимі роботи сопла мають місце втрати тяги, пов'язані тільки з тертям газу об стінки каналу, з хвильовим опором, з непаралельністю і нерівномірністю поля швидкостей у вихідному перерізі сопла, то на нерозрахованих режимах роботи до перерахованих внутрішніх втрат тяги додаються втрати від недорозширення або перерозширення газу в соплі.

Розрізняють два види нерозрахованих режимів роботи сопла: режим роботи сопла з недорасшіренням; коли наявна ступінь розширення газу більше дійсної  $\pi^* P > \pi^* P_3 (N > 1, p_c > p_H)$  (рис.7.2, в); режим роботи сопла з перерасшірення, коли наявна ступінь розширення менше дійсної ступеня розширення газу  $\pi^* P < \pi^* P_3 (N < 1; p_c < p_H)$  (рис.7.2, б).

Газодинамічне досконалість каналу, яке визначається рівнем внутрішніх втрат, а також втрат через нерозрахованих течії газу, оцінюється величиною безрозмірного коефіцієнта внутрішньої тяги сопла  $P_c$ .

Коефіцієнтом внутрішньої тяги починають відношення внутрішньої тяги сопла  $P_c$  до ідеальної тяги  $P_{ид}$ :

$$\overline{P_c} = P_c / P_{ид} < 1$$

*Ідеальною тягою* називається внутрішня тяга ідеального сопла, в якому потік газу розширюється ізоентропічно до тиску навколишнього середовища, а протягом газу у вихідному перерізі сопла є осьовим.

Втрати внутрішньої тяги сопла, пов'язані з обтіканням зовнішнім потоком вихідного пристрою, а також із взаємодією цього потоку з реактивним струменем, яка витікає з сопла, характеризуються величиною безрозмірного коефіцієнта зовнішнього опору вихідного пристрою  $c_X$  корм.

Зовнішній опір обумовлено наявністю сил тертя на граничній поверхні гондоли з зовнішнім потоком і наявністю застійних зон зниженого тиску (розрідження) в кормовій частині вихідного пристрою.

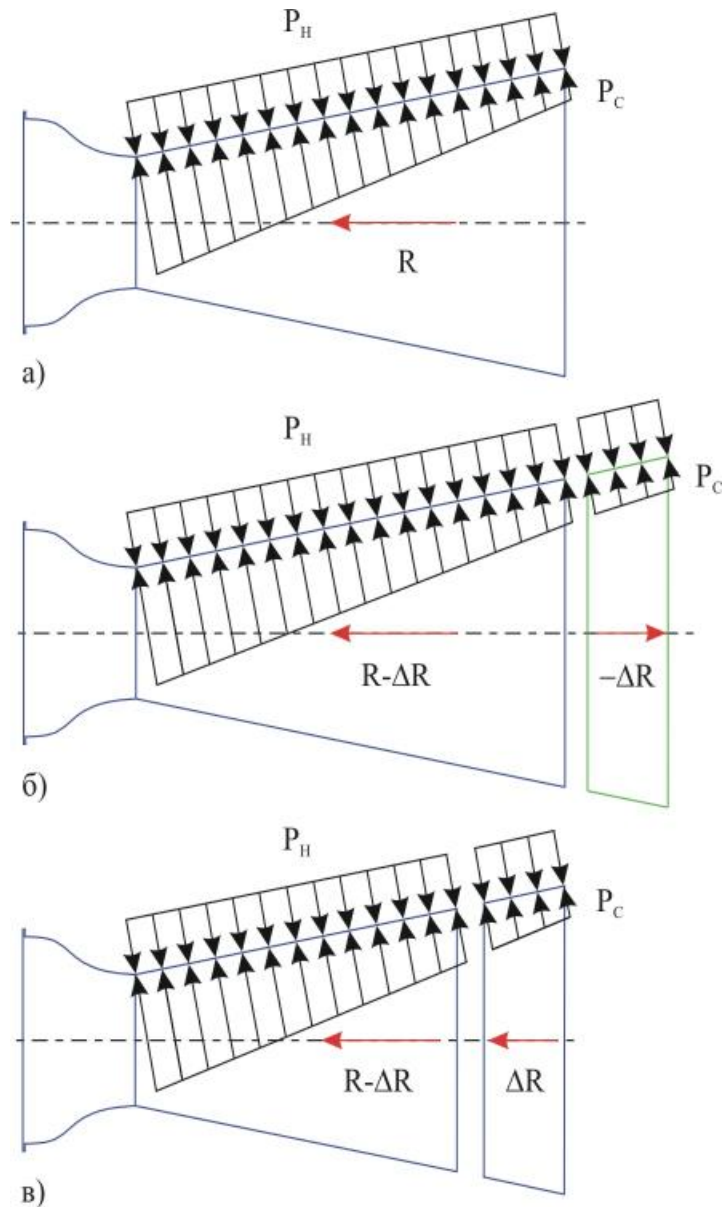


Рис. 7.2 Режими роботи сопла Лаваля.

## 12. Ефективні показники ГТД. Тягові показники ГТД. Питомі параметри. Коефіцієнти корисної дії. Залежність питомих показників ГТД від основних параметрів робочого процесу.

Розвиваєтма двигуном сила тяги є одним з основних параметрів силової установки. Вона, як правило, не може бути повністю використана для здійснення корисної роботи. Деяка її частина витрачається на подолання зовнішніх опорів, створюваних елементами силової установки: вхідними і вихідними пристроями, мотогондолами, перепускний і впускними стулками, заборник охолоджуючого повітря і т.п.

Для правильної оцінки характеристик ізолюваного двигуна і для врахування впливу на тягову ефективність силової установки створюються нею

зовнішніх опорів прийнято вводити два поняття сили тяги: внутрішню тягу двигуна і ефективну тягу силової установки. Під внутрішньою тягою двигуна прийнято розуміти тягу, яку двигун створює відповідно до внутрішнім процесом, тобто без урахування зовнішніх опорів силової установки. Під ефективною тягою силової установки розуміють ту частину тяги, яка йде на вчинення корисної роботи, тобто використовується для подолання лобового опору та інерції самого літака. Цю величину іноді називають також вільною (або чистою) тягою, маючи на увазі те, що вона витрачається на просування літака в повітрі і його прискорення.

Принципово можна було б знайти силу тяги, підсумовуючи сили тиску і тертя по всіх робочих поверхнях, тобто по внутрішніх поверхнях двигуна і по зовнішньому контуру елементів силової установки, обтічних повітряним потоком. Але такий шлях виявляється нераціональним через труднощі визначення і підсумовування сил тиску і тертя по внутрішніх поверхнях двигуна (складною є як сама форма цих поверхонь, так і характер розподілу зазначених сил). Тому для більш простого визначення ефективного тяги користуються рівнянням збереження кількості руху, застосовуючи його до силовій установці в цілому. Відповідно до рівняння Ейлера, сума всіх сил, діючих на виділений контрольній поверхнею обсяг газу, дорівнює секундному зміні кількості руху газу при його перебігу через цю контрольну поверхню.

Внутрішня тяга може бути визначена за умови, що зовнішній потік, оточуючий мотогондолах, є ідеальним, тобто в ньому відсутні тертя, скачки ущільнення і зривні зони.

Надалі будемо в основному розглядати внутрішню тягу і називати її просто тягою двигуна. Вона складається з двох складових. Перша складова, рівна секундному зміні кількості руху маси газу, що протікає через двигун, отримала назву динамічної складової сили тяги. Вона пов'язана із зміною швидкості руху газу. Друга складова носить назву статичної складової. Вона обумовлена наявністю надлишкового тиску на зрізі сопла, яке може бути як великою, так і меншим атмосферного.

Різниця кількості руху секундних, мас, що впливають із двигуна газів, і вхідного повітря, дорівнює динамічної складової сили тяги.

$$P = G_b(c - V) + (p_c - p_0)F_c.$$

Як видно, тяга складається зі складових: динамічної та статичної. Динамічна  $G_b(c - V)$  дорівнює секундному зміні кількості руху газу, що проходить через двигун, статична  $(p_c - p_0)F_c$  обумовлена наявністю надлишкового тиску на зрізі сопла.

У разі повного розширення газу в вихідному соплі (коли тиск на зрізі сопла дорівнює атмосферному) формула внутрішньої тяги має ще більш простий вигляд:

$$P = G_b(c - V).$$

Для випадку роботи двигуна на місці ( $V = 0$ ) формула тяги спрощується:

$$P = G_b * c.$$

Відношення тяги до сумарному витраті повітря називається питомою тягою. Вона являє собою тягу, що припадає на 1 кілограм повітря, що проходить через двигун за секунду.

Визначається питома тяга за такою формулою:

$$P_{уд} = R / G_v.$$

Чим більше питома тяга двигуна, тим більшу тягу він матиме при заданих розмірах, масі та умовах польоту.

Для окремого випадку роботи двигуна на місці

$$P_{уд} = c.$$

Звідси випливає, що величина питомої тяги визначається не тільки параметрами робочого процесу, а й умовами польоту (швидкість, висота), і оцінювати досконалість двигуна двигунів за цим параметром можна тільки в однакових умовах (на одному і тому ж режимі роботи двигуна, при однакових швидкості і висоті польоту). Зазвичай всі числові дані наводять для стандартних умов: злітний режим, швидкість нуль, висота нуль, стандартна атмосфера.

Питома тяга сучасних ТРД становить 650-750. Питома тяга двоконтурних турбореактивних двигунів менше і істотно залежить від степені двуконтурності. При ступені двуконтурності рівний 5 питома тяга ДТРД зазвичай не перевищує 400-500.

Відношення сумарної витрати палива до сумарної тязі представляє собою питома витрата палива

$$C_{уд} = G_{т.ч.} / P.$$

*Питома витрата палива* представляє собою кількість палива, що витрачається двигуном протягом години для створення одиниці тяги. Питома витрата палива характеризує економічність двигуна. Чим менше питома витрата палива, тим більше дальність і тривалість польоту літака на даній швидкості. Як і питома тяга, величина питомої витрати палива визначається режимом роботи двигуна і умовами польоту.

Для сучасних ТРД питома витрата палива складає 0,075-0,1, питома витрата палива ДТРД зі ступенем двуконтурності рівний 5-6 може досягати значення 0,03-0,035.

Питома маса двигуна являє собою відношення сухої маси двигуна до максимальної тязі:

$$M_{уд} = M_{дв} / P.$$

Чим менше питома маса двигуна, тим менше абсолютна маса двигуна при заданій тязі  $R$ .

Лобова тяга двигуна - це відношення тяги до лобової площі двигуна:

$$P_f = P / F_{дв}.$$

Чим більше лобова тяга двигуна при заданій тязі, тим менше найбільший поперечний розмір двигуна, мотогондоли і менше її аеродинамічний опір.

Для земних статичних умов ( $H = 0$ ,  $V = 0$ ) питомі параметри мають такі значення:

$$\begin{aligned}
P_{уд} &= 0,6 \dots 0,8 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{кг}, \\
C_{уд} &= 0,08 \dots 0,1 \text{ кг} / \text{Н} \cdot \text{ч}, \\
M_{уд} &= 0,025 \dots 0,035 \text{ кг} / \text{Н}, \\
P_f &= 80 \dots 100 \text{ кН} / \text{кв.м}.
\end{aligned}$$

Для турбогвинтових двигунів використовуються поняття тягової роботи і тягової потужності.

Під тяговою роботою подразумевают сумарну тягову роботу, створювану гвинтом і реактивної струменем, віднесену до 1 кг повітря:

$$L_{\Sigma} = L_{\text{в}} + L_{\text{р.с}}$$

Відповідно тягова потужність визначається як добуток тягової роботи і витрати повітря.

Реактивна потужність у ТГД зазвичай мала і щоб її не визначати самостійно, вводять так звану еквівалентну потужність. Під еквівалентною потужністю умовно розуміють таку потужність на валу гвинта, яка забезпечує в заданих умовах польоту тягову потужність, створювану гвинтом і реакцією:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{в}} + N_{\text{р.с}} = N_{\text{в}} + P_{\text{в}} / \eta_{\text{в}}$$

де  $N_{\text{в}}$  - потужність, витрачається на обертання гвинта;  $N_{\text{р.с}}$  - потужність реактивної струменя.

Досконалість ТГД характеризують значеннями питомих параметрів двигуна.

Питома витрата палива визначається як відношення годинної витрати палива до еквівалентної потужності:

$$c_{\Sigma, \text{уд}} = \frac{G_{\text{т.ч}}}{N_{\Sigma}} = \frac{3600 Q_0}{H_u N_{\Sigma, \text{уд}}}$$

Відзначимо, що питома витрата палива для турбогвинтових двигунів визначає економічність (ступінь перетворення підведеного тепла в корисну тягову роботу) тільки за певних умов - при заданому ККД гвинта.

Для порівняння ТРД і ТГД використовують питома витрата палива, рівний відношенню годинної витрати палива до сумарної тязі. Де сумарна (загальна) тяга ТГД складається з гвинтової та реактивної тяги.

Повний ККД ТГД тим більше, чим менше питома витрата палива по еквівалентній потужності і чим вище ККД гвинта. З іншого боку, повний ККД ТГД можна представити як добуток внутрішнього ККД на ККД гвинта.

Питома еквівалентна потужність оцінюється як відношення еквівалентної потужності до витрати повітря:

$$N_{\Sigma, \text{уд}} = N_{\Sigma} / G_{\text{в}}$$

Для сучасних ТГД в стандартних умовах питомі параметри мають такі значення:

- Питома витрата палива - 0,20-0,35 кг / кВт \* год;
- Питома еквівалентна потужність - 300-400 кВт \* с / кг;
- Питома маса - 0,1-0,3 кг / кВт.

Найбільш загальні показники енергетичної ефективності газотурбінних двигунів - це коефіцієнти корисної дії.

Коефіцієнт корисної дії реального циклу, званий внутрішнім (ефективним) ККД, показує, яка частина теплоти перетворюється в роботу. Отже, його можна визначити як відношення ефективності роботи циклу до енергії, введеної в двигун із паливом:

$$\eta_{\text{вн}} = L_{\text{ц}} / Q_0$$

Внутрішній ККД визначає досконалість двигуна як теплової машини. Внутрішній ККД враховує всі втрати в процесі перетворення енергії палива в роботу, основними з яких є втрати теплоти:

- З продуктами згоряння, що викидаються з двигуна;
- В навколишнє середовище через корпус турбіни і вихідного пристрою;
- При підводі її в камері згоряння (неповнота згоряння, втрати теплоти через стінки камери згоряння).

В результаті дії двигуна як теплової машини виробляється корисна потужність. Перетворення цієї потужності в тягову також пов'язане з певними втратами, які оцінюються тяговим ККД і визначальним відношення корисної (тягової) роботи, виробленої двигуном, до приросту кінетичної енергії газового потоку:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{2}{1 + c_{\text{с}} / v}$$

Тяговий ККД враховує втрати енергії, пов'язані з перетворенням кінетичної енергії газу в роботу тяги, тобто він оцінює досконалість ТРД як рушія.

Для обліку всіх втрат при перетворенні енергії палива в тягову потужність використовується повний ККД, який дорівнює добутку внутрішнього і тягового ККД і визначальним ставлення тепла, еквівалентного корисною роботі, до всього теплу, внесеному в двигун з паливом:

$$\eta_{\text{п}} = L_{\text{тяг}} / Q_0$$

$$\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{вн}} \eta_{\text{п}}$$

Повний ККД оцінює частку хімічної енергії палива, перетвореної в корисну роботу, і, отже, враховує всі втрати, наявні в процесі перетворення тепла в корисну роботу. Тим самим він найбільш повно характеризує економічність двигуна в польоті.

Сучасні ВРД залежно від режиму польоту і режиму роботи двигуна мають:  $\eta_{\text{вн}} = 0,3 \dots 0,5$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,5 \dots 0,8$ ;  $\eta_{\text{п}} = 0,15 \dots 0,4$ .

#### *Вплив параметрів робочого процесу на питомі параметри і ККД ТРД*

Для отримання найбільш простого вираження роботи циклу введемо два узагальнюючих коефіцієнта для обліку втрат в двигуні: для оцінки сумарних втрат в процесі стиснення і для оцінки сумарних втрат в процесі розширення.

В наближених розрахунках допустимо приймати ККД загального процесу стиснення близьким до ККД компресора і для двигуна з осьовим компресором рівним 0,83-0,85, а ККД процесу розширення близьким до ККД турбіни і рівним 0,9-0,92.

Коефіцієнти корисної дії стиснення і розширення роблять значний вплив на роботу циклу, а також на питому тягу і питома витрата палива. Із зростанням коефіцієнтів корисної дії стиснення і розширення робота циклу збільшується, зростає при цьому і питома тяга, а питома витрата палива зменшується.

Необхідно зауважити, що сумарні втрати в двигуні складають значну частку від індикаторної роботи циклу, і тому для отримання достатньо великої корисної роботи циклу потрібно мати високі значення коефіцієнтів корисної дії стиснення і розширення.

За умови повного розширення газу в реактивному соплі питома тяга ТРД дорівнює:

$$P_{уд} = c_c \cdot v = \sqrt{2L_{ц} + v^2} - v$$

З цієї формули випливає, що характер залежностей питомої тяги (Рис. 13.1) та корисної роботи циклу від ступеня підвищення тиску і ступеня підігріву робочого тіла ідентичні. З ростом ступеня підігріву величина оптимального значення ступеня підвищення тиску робочого тіла збільшується.

З рівняння теплового балансу для камери згоряння слід:

$$C_{уд} = \frac{3600 Q_1}{\eta_r H_u P_{уд}}$$

Так як коефіцієнт виділення теплоти  $\eta_r$  та теплотворення палива  $H_u$  в польоті практично не змінюються, то залежність питомої витрати палива від ступеня підвищення тиску робочого тіла і ступеня підігріву визначатиметься характером зміни підведеної теплоти до атмосферного повітря  $v$ , а також характером зміни питомої тяги двигуна  $P_{уд}$  від параметрів робочого процесу  $p_{ц}$  и  $\Delta$ . Залежність питомої витрати палива від ступеня підвищення тиску і від ступеня підігріву робочого тіла при інших рівних умовах представлена на рис 13.2.

Економічна ступінь підвищення тиску, відповідна найменшому значенню питомої витрати палива, виявляється більше оптимальної, при якій питома тяга досягає найбільшого значення.

Для реального циклу є два оптимальних значення ступеня підвищення тиску: значення, при якому досягається максимальна величина роботи циклу; значення, при якому досягається максимальний ефективний ККД циклу. Чисельний аналіз показує, що оптимальне значення ступеня підвищення тиску, при якій досягається максимальний ефективний ККД циклу завжди більше, ніж оптимальне значення ступеня підвищення тиску, при якій досягається максимальна величина роботи циклу. Величина оптимальних значень ступеня підвищення тиску тим більше, чим вище температура газів перед турбіною (Рис.13.1).

При однакових температурах газу перед турбіною і інших рівних умовах ступеня підвищення тиску, при яких досягається найменша питома витрата палива, більш ніж в три рази перевищують ступеня підвищення тиску, відповідні максимуму питомої тяги. При цьому, незважаючи на те, що залежності питомої витрати палива від сумарної ступеня підвищення тиску мають пологий мінімум, збільшення сумарної ступеня стиснення понад



оптимального значення дозволяє значно знизити питому витрату палива ТРД (Мал.2.2).

Вибір одного з значень оптимального ступеня підвищення тиску, визначається тим, що важливіше: маса конструкції двигуна, його розміри або запас палива на борту повітряного судна. У першому випадку для роботи циклу вигідно мати оптимальну ступінь підвищення тиску, при якій досягається максимальна величина роботи циклу. У другому доцільно приймати оптимальну ступінь підвищення тиску, при якій досягається максимальне значення ефективного ККД циклу, так як при цьому досягається максимальна теплова економічність двигуна.

Ступінь підігріву повітря може змінюватися за рахунок зміни температури газу перед турбіною, або за рахунок зміни температури повітря на вході в двигун.

Існує деяка мінімальна величина ступеня підігріву повітря, при якій робота циклу, а отже, і питома тяга дорівнюють нулю. В цьому випадку незважаючи на підведення тепла, двигун не створює корисної роботи. Це пояснюється тим, що еквівалентна робота циклу в цьому випадку менше сумарних гідравлічних втрат в двигуні. Отже, все сообщаемое тепло в цьому випадку витрачається на подолання втрат (Рис.13.1).

При збільшенні ступеня підігріву повітря робота циклу і питома тяга весь час зростають.

Збільшення ступеня підігріву повітря призводить до зростанню економічної ступеня підвищення тиску, і навпаки збільшення числа  $M$  польоту - до зменшення.

У міру збільшення ступеня підігріву повітря робота циклу і питома тяга весь час зростають, а питома витрата палива спочатку знижується, досягає мінімального значення, а потім починає збільшуватися.

Залежності ККД від ступеня підвищення тиску показані на Мал. 13.3, а. При  $\pi_\Sigma = 1$  і  $\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma \max}$  внутрішній ККД дорівнює нулю. У першому випадку газ не стиснутий, а тому роботи вчинити не може. У другому випадку теплота, підведена до газу, витрачається тільки на компенсацію втрат, і тому робота циклу дорівнює нулю.

При  $\pi_\Sigma = 1$  і  $\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma \max}$  тяговий ККД дорівнює одиниці, оскільки на цих режимах швидкість витікання газу з реактивного сопла дорівнює швидкості польоту літального апарату ( $c = V$ ). Повний ККД має максимальне значення при економічній ступеня підвищенні тиску робочого тіла —  $\pi_{\Sigma \text{ек}}$ . При  $\pi_\Sigma = 1$  і  $\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma \max}$  повний ККД дорівнює нулю, так як газ при цих значеннях ступеня підвищення тиску робочого тіла роботи не робить.

Залежності ККД від ступеня підігріву робочого тіла показані на Мал. 13.3, б.

У міру збільшення ступеня підігріву повітря внутрішній ККД зростає. При  $\Delta = \Delta_{\min}$  тяговий ККД дорівнює одиниці, так як  $c_c = v = 0$ . Внутрішній ККД при мінімальній мірі підігріву дорівнює нулю, так як корисної роботи газ не виробляє. При подальшому збільшенні ступеня підігріву внутрішній ККД

безперервно зростає. Це пояснюється тим, що кількість внесеного в двигун тепла зростає із збільшенням  $\Delta$  більш інтенсивно, ніж расходується енергія на подолання газодинамічних втрат. В результаті відносна частка корисно використаної теплоти весь час зростає. Характер зміни повного ККД визначається характером взаємного протікання залежностей внутрішнього і тягового ККД від ступеня нагріву. При  $\Delta = \Delta_{ек}$  - економічної ступеня підігріву - повний ККД двигуна має максимальне значення.

Питома витрата палива при заданій швидкості польоту обернено пропорційний повного ККД.

Температура газу перед турбіною, відповідна економічної ступеня підігріву повітря, зростає із збільшенням розрахункової ступеня підвищення тиску і числа  $M$  польоту. Але у існуючих ТРД максимально допустима температура газів перед турбіною навіть при досить великих числах  $M$  польоту, як правило, залишається вище економічної.

Тенденція до все більшого підвищення температури газів перед турбіною в ТРД пояснюється (крім інших причин) тим, що це дозволяє зазвичай ціною відносно невеликого збільшення питомої витрати палива істотно підвищити питому тягу і, отже, зменшити масу і габаритні розміри двигуна.

Зі збільшенням числа  $M$  польоту ефективність використання тепла в ТРДФ поліпшується і вже при  $M = 2,5$  питома витрата палива зростає всього на 40% (при збільшенні тяги в 2,5 рази). Це пояснюється поліпшенням використання тепла в форсажній камері із збільшенням числа  $M$  польоту. У зв'язку з цим у надзвукових літаків режими форсажу використовуються не тільки для короточасного форсування двигуна, але в ряді випадків є основними режимами, тобто використовуються при тривалій роботі двигуна.

Слід зазначити, проте, що збільшення тяги спалюванням додаткового палива в форсажній камері навіть при великих надзвукових швидкостях польоту з точки зору економічності є менш ефективним порівняно з відповідним збільшенням тяги за рахунок підвищення температури газу перед турбіною, якщо перехід до більш високих значень температури не сполучений зі значними втратами на охолодження турбіни.

Різні типи газотурбінних двигунів відрізняються способом використання роботи циклу для досягнення кінцевої мети - переміщення літального апарату.

В ТРД вся робота циклу використовується тільки для збільшення кінетичної енергії робочого тіла, тобто маси газу, з якої здійснюються процеси циклу.

В турбогвинтових двигунах велика частина роботи циклу (до 98%) передається на вал повітряного гвинта, а частина, що залишилася витрачається на збільшення кінетичної енергії робочого тіла.

У двоконтурних турбореактивних двигунах робота циклу витрачається на збільшення кінетичної енергії робочого тіла і на розгін приєднаної додаткової маси повітря в другому контурі.

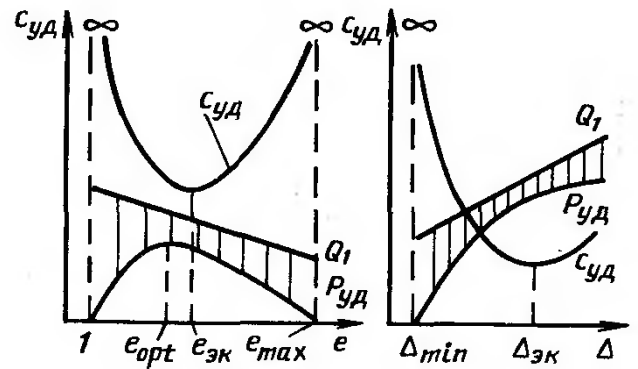
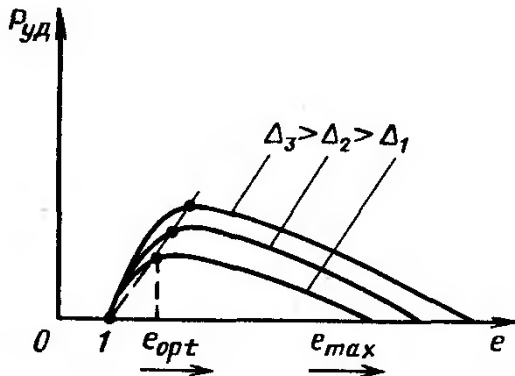


Рис.13.1 Залежність питомої тяги ТРД від ступені підвищення тиску і палива  
Рис. 13.2 Залежність питомої витрати ТРД від ступені підвищення тиску і ступеня підігріву повітря

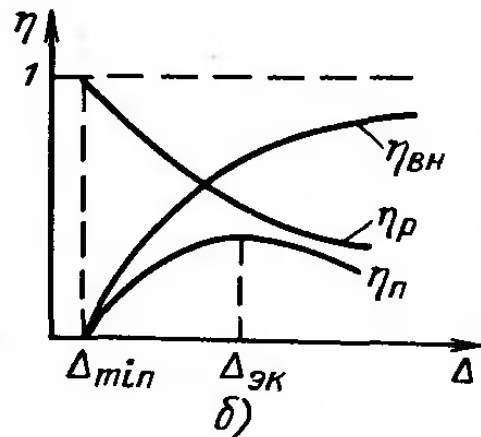
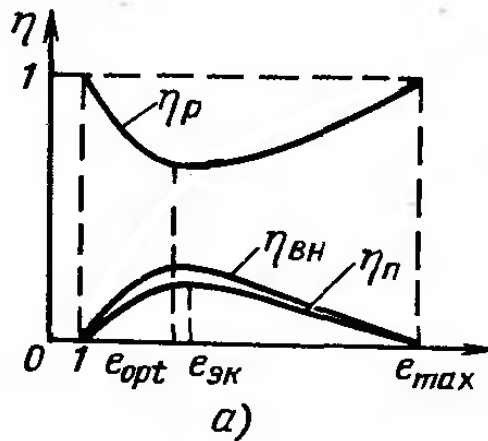


Рис. 13.3. Залежність ККД від ступені підвищення тиску і ступеня підігріву повітря