

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК 62-91

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему «Дослідження засобів впливу на показники працездатності
газотурбінних двигунів»

Виконав: студент _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

Мітусов Максим Сергійович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ доцент, к.т.н, доцент, Верба І.І.

_____ (вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу _____

_____ (вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів,
роботів і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

В.Б.Струтинський

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ
МІТУСОВУ МАКСИМУ СЕРГІЙОВИЧУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації:

**Дослідження засобів впливу на показники працездатності
газотурбінних двигунів.**

науковий керівник дисертації **Верба Ірина Іванівна, к.т.н., доц**

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

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с.**

2. Термін подання студентом дисертації 10 грудня 2018 р.

3. Об'єкт дослідження – лопатка першого ступеня турбіни ГТД.

Предмет дослідження – вплив застосування нового жароміцного матеріалу на експлуатаційні характеристики газотурбінного двигуна

4. Вихідні дані: мета дослідження – підвищення працездатності лопаток турбін газотурбінних двигунів шляхом обґрунтованого порівнянням альтернатив вибору матеріалів.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: Аналітична довідка щодо газотурбінних двигунів, області використання, принцип дії. Лопатковий вузол, аналіз умов експлуатації, конструкторські проблеми забезпечення працездатності та відновлення. Розрахунок типових лопаток. Аналіз

матеріалів та покриттів, які використовуються. Вибір альтернативних варіантів матеріалів, критеріїв порівняння альтернатив та кращої альтернативи. Підтвердження вибору порівняльним розрахунком.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1. Класифікація ГТД. 2. Лопатковий вузол. 3. Складові частини ГТД 4. Графічні зображення принципу дії ГТД. 5. Робочі лопатки турбіни. 6. Види експлуатаційного зносу лопаток. 7. Методи захисту лопаток ГТД. Види ущільнень. 8. Статичний розрахунок на міцність. 9. Статичний розрахунок на розтяг. 10. СМС. 11. Сплав професора Кіосукє Йосімі.

7. Орієнтовний перелік публікацій стаття у фаховий журнал

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
	Збір необхідної інформації щодо загальних теоретичних даних щодо роботи газотурбінних двигунів	01.11.2017 р.– 20.03.2018р.	
	Аналіз основних слабких місць в конструкції газотурбінного двигуна, під час його експлуатації	01.04.2018р.– 05.06.2018р.	
	Аналіз актуальних питань щодо актуальних методів модернізації турбіни газотурбінного двигуна	21.06.2018 р.– 10.08.2018 р.	
	Виконання загального статичного розрахунку лопатки турбіни газотурбінного двигуна, для подальшого аналізу сил що діють на лопатку турбіни	15.08.2018 р.– 01.10.2018 р.	
	Вибір новітніх матеріалів для впровадження їх у газотурбінний двигун. Порівняльний аналіз та статичний розрахунок на розтягування двох перспективних жароміцних матеріалів	02.10.2018 р.– 15.10.2018 р.	
	Аналіз та подальше обґрунтування впровадження нового жароміцного матеріалу для лопатки турбіни газотурбінного двигуна з ціллю підвищення його економічних показників та ККД	16.10.2018 р.– 10.11.2018 р.	
	Оформлення дипломної роботи на здобуття ступеня бакалавра	12.11.2018 р.– 20.11.2018р.	

Студент _____ Мітусов М.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ Верба І.І.

Реферат

Загальна характеристика роботи

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури та двох додатків. Повний обсяг дисертації склав 108 сторінок. Робота включає в себе 55 малюнків, 15 таблиць, три додатки, 12 використаних літературних джерел на 2-х аркушах.

Актуальність теми. На сьогоднішній день газотурбінні двигуни, є невід'ємною частиною життя майже всього населення Землі. Вони широко застосовуються в авіації (цивільній та військовій), на енергетичних станціях різного типу, у суднобудуванні і т.д. По вдосконаленню газотурбінних двигунів постійно ведуться роботи в різних наукових сферах, зокрема і в розробці нових металів.

Одним із головних напрямків дослідження металознавства та металофізики стосовно газотурбінних двигунів є розробка матеріалів, що мають менші вагові показники або жароміцних сплавів, котрі працюють при критичних температурах для металу – вище 1050 °С.

Питання жароміцності вузлів, що працюють в умовах котрі майже постійно наближені до критичних, стоїть особливо гостро. Причиною цього є те, що при можливості підвищення температури при котрій працюють компоненти ГТД, також підвищуються його КПД та характеристики потужності.

Саме тому той факт, що пошук способів покращення параметрів ГТД є незаперечно важливим і підтверджує актуальність теми.

Мета і завдання дослідження — розгляд теоретичних основ щодо методів покращення ГТД, аналіз ефективності впровадження нових матеріалів в газотурбінний двигун та пошук шляхів вдосконалення характеристик ГТД, завдяки застосуванню нових жароміцних сплавів.

Об'єктом дослідження є лопатка першого ступеня турбіни ГТД.

Предметом дослідження є вплив нового жароміцного матеріалу на експлуатаційну характеристику газотурбінного двигуна.

Методи дослідження. Як основний метод, було використано програмне середовище Autodesk Inventor, котре дозволяє створити 3D моделі обраних деталей і провести їх статичний аналіз на розтяг.

Наукова новизна отриманих результатів. Був виконаний порівняльний аналіз, що раніше не проводиться, двох нових і перспективних жароміцних сплавів, з метою застосування одного з них для виготовлення лопаток турбін першого ступеня високого тиску.

Практичне значення отриманих результатів. На основі виконаних узагальнень, теоретичних досліджень і застосування засобів комп'ютерного проектування, було запропоновано використання нового жароміцного сплаву професора Кіосуке Йосімі для виготовлення лопаток турбін. Також проаналізовані та приведені переваги використання нового жароміцного сплаву у газотурбінних двигунах.

Ключові слова: *жароміцний сплав, газотурбінний двигун (ГТД), турбіна, лопатки турбіни, температурне поле.*

Abstract

General characteristics of work

Structure and scope of work. The dissertation consists of an introduction, five sections, conclusions, list of used literature and two applications. The full volume of the dissertation was 108 pages. The work includes 55 drawings, 15 tables, three appendices, 12 used literary sources on 2 sheets.

Relevance of the topic. To date, gas turbine engines are an integral part of the life of almost the entire population of the Earth. They are widely used in aviation (civil and military), at power stations of various types, in shipbuilding, etc. Improvement of gas turbine engines is constantly under way in various scientific fields, including in the development of new metals.

One of the main directions of the study of metallurgy and metal physics in the field of gas turbine engines is the development of materials with lower weight or heat-resistant alloys, which operate at critical temperatures for the metal - above 1050 ° C.

The issues of heat-resistance of knots working in conditions that are almost always close to critical ones are particularly acute. The reason for this is that with the possibility of raising the temperature at which the components of the GTE work, it also increases its efficiency and power characteristics.

That is why the fact that the search for ways to improve the parameters of the GTD is undeniably important and confirms the relevance of the topic.

The purpose and tasks of the research are to consider the theoretical foundations regarding the methods of improving the GTE, the analysis of the efficiency of the introduction of new materials into the gas turbine engine and the search for ways to improve the characteristics of the GTE due to the use of new heat-resistant alloys.

The object of the research is a blade of the first stage of the turbine GTE.

The subject of the research is the effect of a new heat-resistant material on the operational characteristics of a gas turbine engine.

Research methods. As the main method, the Autodesk Inventor software environment was used, which allows you to create 3D models of selected parts and conduct their static tension analysis.

Scientific novelty of the obtained results. A comparative analysis of previously unavailable two new and promising heat-resistant alloys was performed, with the aim of using one of them for the manufacture of blades of turbines of the first degree of high pressure.

The practical value of the results. On the basis of generalized generalizations, theoretical studies and the use of computer design tools, the use of a new heat-resisting alloy by Professor Kiosuke Yoshimi for the manufacture of turbine blades was proposed. The advantages of using a new heat-resisting alloy in gas turbine engines are also analyzed and presented.

Keywords: *heat-resistant alloy, gas turbine engine (GTE), turbine, turbine blades, temperature field, visualization.*

Зміст

Вступ.....	12
1 Аналітична довідка, щодо об'єкту дослідження.....	14
1.1 Призначення і область використання ГТД.....	14
1.2 Призначення та область використання ГТД в Україні; актуальність досліджень пов'язаних з покращенням параметрів ГТД.....	15
1.3 Базові відомості про ГТД. Типи, принцип дії та особливості застосування газотурбінних двигунів в авіації.....	19
1.4 Складові частини ГТД.....	31
1.5 Турбіна та її призначення.....	32
2. Лопатковий апарат турбіни ГТД як об'єкт дослідження.....	39
2.1 Загальна характеристика лопаткового апарату турбіни.....	39
2.2 Фізичні процеси, що виникають в робочій лопатці турбіни при роботі ГТД.....	47
2.3 Матеріали що застосовуються для виготовлення лопаток турбіни ГТД.....	48
2.4 Інформаційно-аналітичне дослідження проблемних («слабких») місць, які виявляють себе при експлуатації авіаційних ГТД.....	49
2.5 Методи захисту лопаток турбіни ГТД при експлуатації та методи підвищення їх довговічності.....	60
3. Розрахунок статичних напружень робочих лопаток турбіни.....	66
4. Обґрунтування вибору матеріалу для покращення параметрів ГТД.....	76
4.1 Оцінка впровадження нових жароміцних матеріалів для лопаток турбіни з метою підвищення їх жаростійких властивостей.....	76
4.2 Порівняльний аналіз нових жароміцних матеріалів. Обґрунтування вибору матеріалу для подальшого дослідження.....	85

4.3 Дані досліджень фізико-механічних властивостей сплаву професора Кіосукє Йосімі.....	86
4.4 Порівняльний статичний розрахунок ефективності нового матеріалу до типового.....	88
5. Порівняльне оцінювання сплавів. Вибір кращої альтернативи.....	94
5.1 Переваги використання сплаву Кіосукє Їсими.....	94
5.2 Методи діагностики двигунів.....	96
Загальні висновки.....	98
Список використаних джерел.....	100
Додатки	
1 Додаток А.....	102
2 Додаток Б.....	103
3 Додаток В.....	105

Умовні позначення

ГТД – газотурбінний двигун;

ВРД - повітряно-реактивні двигуни;

ЛА – літальний апарат;

ТРД - турбореактивний двигун;

ТРДФ - турбореактивний двигун з форсажною камерою;

ТВД – турбогвинтовий двигун;

ТРДД – турбовентиляторний двигун;

КНД - каскад низького тиску;

КВД - каскад високого тиску;

КСД - каскад середнього тиску;

СА- спрямляючий апарат;

РЛ – робоча лопатка

ВСТУП

Актуальність теми. На сьогоднішній день газотурбінні двигуни, є невід'ємною частиною життя майже всього населення Землі. Вони широко застосовуються на енергетичних станціях різного типу, в авіації (цивільній та військовій), у суднобудуванні і т.д. По вдосконаленню газотурбінних двигунів постійно ведуться роботи в різних наукових сферах, зокрема і в розробці нових металів.

Одним із головних напрямків дослідження металознавства та металофізики стосовно газотурбінних двигунів є розробка матеріалів, що мають менші вагові показники, або жароміцних сплавів, котрі працюють при критичних температурах для металу, тобто вище 1050 °С.

Питання жаровитривалості вузлів (жароміцності матеріалів деталей), що працюють в умовах, котрі майже постійно наближені до критичних, стоїть особливо гостро. Причиною цього є те, що за можливості підвищення температури, при котрій працюють компоненти ГТД, також підвищуються його КПД та характеристики потужності.

Саме тому той факт, що пошук способів покращення параметрів ГТД є незаперечно важливим, і підтверджує актуальність теми.

Актуальність роботи полягає в тому ГТД знайшли широке використання на теренах України. Зважаючи на той факт, що газотурбінні двигуни виготовляються на території нашої країни і є об'єктом успішного експорту, а ремонтуються ще й ГТД закордонного виробництва (наприклад, авіаційні, які застосовуються у літаках, які експлуатуються на авіалініях України), існує необхідність у вивченні нових способів покращення характеристик ГТД, які можуть використовуватись як при проектуванні та виробництві, так і при ремонті.

Метою дослідження є: розгляд теоретичних основ щодо методів покращення ГТД, аналіз ефективності впровадження нових матеріалів в газотурбінний двигун та пошук шляхів вдосконалення характеристик ГТД, завдяки застосуванню нових жароміцних матеріалів.

Об'єктом дослідження є лопатка першого ступеня турбіни ГТД.

Предметом дослідження є вплив нового жароміцного матеріалу на експлуатаційну характеристику газотурбінного двигуна.

Перелік **задач** котрі автор вирішує у представленій магістерській роботі:

- Розглянути типи, принцип дії та особливості застосування газотурбінних двигунів, їх експлуатаційні параметри;
- підтвердити актуальність і перспективність досліджень, пов'язаних з покращенням параметрів ГТД, зокрема для промисловості України;
- виконати інформаційно-аналітичне дослідження проблемних («слабких») місць, які виявляють себе при експлуатації авіаційних ГТД
- розглянути методи захисту лопаток турбіни ГТД при експлуатації, а також методи підвищення їх довговічності та економічності
- провести загальний статичний розрахунок лопатки ГТД для аналізу «слабких» місць лопатки і сил, що на неї впливають;
- розглянути питання щодо шляхів забезпечення працездатності лопатки турбіни при температурах у 1500 – 1600 °С;
- провести оцінку впровадження нових жароміцних сплавів у ГТД (за інформаційними джерелами), обрати альтернативні рішення;
- виконати порівняльний статичний розрахунок на розтяг нового жароміцного сплаву відносно до типового;
- проаналізувати переваги впровадження нового сплаву у газотурбінний двигун.

1 Аналітична довідка, щодо об'єкту дослідження

1.1 Призначення і область використання ГТД

У сучасній техніці розроблено і використовується безліч різних типів двигунів.

В даній магістерській роботі розглядається лише один тип - газотурбінні двигуни (ГТД), тобто двигуни, що мають в своєму складі компресор, камеру згорання та газову турбіну.

ГТД широко застосовуються в авіаційній, наземній і морській техніці. На рис. 1.1 показані основні об'єкти сфери застосування сучасних ГТД.



Рис. 1.1 Класифікація ГТД за призначенням та об'єктам застосування

[2]

На даний час в загальному обсязі світового виробництва ГТД, в вартісному вираженні, авіаційні двигуни становлять близько 70%, наземні і

морські - близько 30%. Обсяг виробництва наземних і морських ГТД розподіляється наступним чином:

- енергетичні ГТД ~ 91%;
- ГТД для приводу промислового устаткування і наземних транспортних засобів ~ 5%;
- ГТД для приводу судових рушіїв ~ 4%.

У сучасної цивільної та військової авіації ГТД практично повністю витіснили поршневі двигуни і зайняли домінуюче становище. Їх широке застосування в енергетиці, промисловості та транспорті стало можливим завдяки більш високій енерговіддачі, компактності та малій вазі в порівнянні з іншими типами силових установок. Високі питомі параметри ГТД забезпечуються особливостями конструкції і термодинамічного циклу. Цикл ГТД, хоча і складається з тих же основних процесів, що і цикл поршневих двигунів внутрішнього згоряння, але має істотну відмінність. У поршневих двигунах процеси відбуваються послідовно, один за іншим, в одному і тому ж елементі двигуна - циліндрі. У ГТД ці ж процеси відбуваються одночасно і безперервно в різних елементах двигуна. Завдяки цьому в ГТД немає такої нерівномірності умов роботи елементів двигуна, як в поршневому, а середня швидкість та масові витрати робочого тіла в 50 ... 100 разів вищі, ніж в поршневих двигунах. Це дозволяє зосередити в малогабаритних ГТД великі потужності.

1.2 Призначення та область використання ГТД в Україні; актуальність досліджень пов'язаних з покращенням параметрів ГТД

Для розуміння можливостей конструювання, створення, продажу та ремонту авіа-двигунів, але вже на теренах України, необхідно спершу проаналізувати стан авіа-потужностей в цілому.

Для цього треба розглянути стан розвитку авіа індустрії за минулий 2017 рік. За даними військового інформаційного порталу Military Navigator,

протягом 2017 р. вдалося відновити аеродроми в трьох регіонах і відремонтувати 9 летовищ.

На кожному реабілітованому аеродромі було здійснено масштабні роботи: від заміни аеродромних плит, штучного покриття, до заливання сучасного бетонного моноліту й будівництва стоянок для літаків.

За інформацією консалтингової компанії Defense Express, у 2017 р. авіапромисловість України досягнула апогею свого відновлення, оскільки активно фінансувалися проведення першого, середнього та капітального ремонту літаків та гелікоптерів.

Та цих досягнень не достатньо навіть для підтримання авіабудівного комплексу в Україні, так як загальне положення справ перекреслює майже всі надбання за останні роки.

Одним з найгостріших питань є те, що навіть при вдалому випуску продукції, покупців на неї буде важко знайти. Так як українським підприємствам не вистачає технологій, обладнання та працівників щоб вивести рівень ціни/якості продукції на світовий рівень.

В минулому найбільшим покупцем нашої продукції була Росія, та на жаль даний варіант вже не є дійсним. Через політичні, територіальні та військові суперечки, були перекриті найбільш вдалі та перспективні напрямки підтримання авіаційної промисловості, котрі в минулому були закладені та працювали довгий період часу. Як наслідок, з 2015 року в Україні літаки не виробляються і на них немає замовлень.

Також треба звернути увагу на те, що в Київському політехнічному інституті (колишній КПІ, де навчалися І. Сікорський, С. Корольов, А. Люлька і багато інших видатних конструкторів і вчених) в квітні 2018 року був закритий факультет авіаційних і космічних систем.

Аналіз нинішнього стану авіаційної промисловості показує, що Україна не в змозі самостійно забезпечити збереження повного циклу створення літаків, тому що для цього потрібні значні фінансові вкладення в галузь.

Внутрішнього ринку немає, тому що авіа компанії віддають перевагу більш досконалим літакам західного виробництва. Тому для збереження і розвитку авіаційної промисловості України потрібен мінімум зацікавлений інвестор.



Рис. 1.2 Літак Ан-124 створений в 1982 році, котрий на сьогодні забезпечує життєдіяльність ДП «Антонов» [9]

Та не зважаючи на стан авіабудування, в Україні добре розвинуті підприємства щодо ремонту ГТД, при чому не тільки авіа, але й стаціонарних установок. На 2018 рік ця галузь є прибутковою, а що найголовніше, вона також частково направлена на іноземних замовників, що розширює потенціал даної діяльності. Також не треба й забувати за науково-дослідницьку базу України в авіа сфері, котра також має перспективи розвитку.

Після вищесказаного, вважаю, що є за необхідність перерахувати дійсні на 2018 рік підприємства авіабудування та авіа-ремонт, для розуміння промислових масштабів в Україні:

- державне підприємство "Антонов" (**авіабудівна**)

- Державне підприємство «Спеціалізована зовнішньоторговельна фірма «ПРОГРЕС» (ДП СЗТФ «ПРОГРЕС») (авіабудівна)
- державне підприємство «Мотор Січ» (авіабудівна)
- харківське державне авіаційне виробниче підприємство
- державне підприємство "Завод 410 цивільної авіації"
- державне підприємство "171 чернігівський ремонтний завод"
- державне підприємство "Миколаївський авіаремонтний завод "Нарп"
- державне науково-дослідне підприємство "Конекс"
- державне підприємство "Львівський державний авіаційно-ремонтний завод"
- публічне акціонерне товариство "Український науково-дослідний інститут авіаційної технології"
- державне підприємство "Дослідно-конструкторське бюро авіації загального призначення"
- державне підприємство "Запорізький державний авіаційний ремонтний завод "Мігремонт"
- державне підприємство "Закарпатське вертолітне виробниче об'єднання"
- державне підприємство "Луцький ремонтний завод "Мотор"
- державне підприємство "732 вінницький ремонтний завод"
- державне підприємство "Вінницький авіаційний завод" – "Віаз"
- державне підприємство науково-дослідний центр "Вертоліт"
- державне підприємство "Науково-дослідний інститут аеропружних систем"
- державна акціонерна холдингова компанія "Артем"
- державне підприємство "Одеський авіаційний завод"
- державне підприємство "Радіовимірювач"

Серед них майже половина підприємств знаходиться у Київській області. А саме:

- державне підприємство "Антонов" (**авіабудівна**)
- Державне підприємство «Спеціалізована зовнішньоторговельна фірма «ПРОГРЕС» (ДП СЗТФ «ПРОГРЕС») (**авіабудівна**)
- державне підприємство "Завод 410 цивільної авіації"
- публічне акціонерне товариство "Український науково-дослідний інститут авіаційної технології"
- державне підприємство "Центральний науково-дослідний інститут навігації і управління"
- державне підприємство "Дослідно-конструкторське бюро авіації загального призначення"
- державна акціонерна холдингова компанія "Артем"
- державне підприємство "Радіовимірвач"

Другим найбільшим напрямком застосування ГТД після авіації, є їх застосування як стаціонарної установки на електростанціях та при добуванні/перекачці природного газу чи нафти.

Даний напрямок є менш фінансово-прибутковим, але набагато більш поширеним на теренах нашої країни. Саме тому найбільші компанії по виготовленню/ремонту ГТД в Україні, не мало уваги приділяють стаціонарним установкам. [9]

1.3 Базові відомості про ГТД. Типи, принцип дії та особливості застосування газотурбінних двигунів в авіації

Після розгляду способів використання ГТД, нижче буде розглянутий базовий його опис, а також принцип роботи.

Авіаційні ГТД за способом створення тягового зусилля відносяться до класу реактивних двигунів, класифікація котрих подана на рис. 1.3.

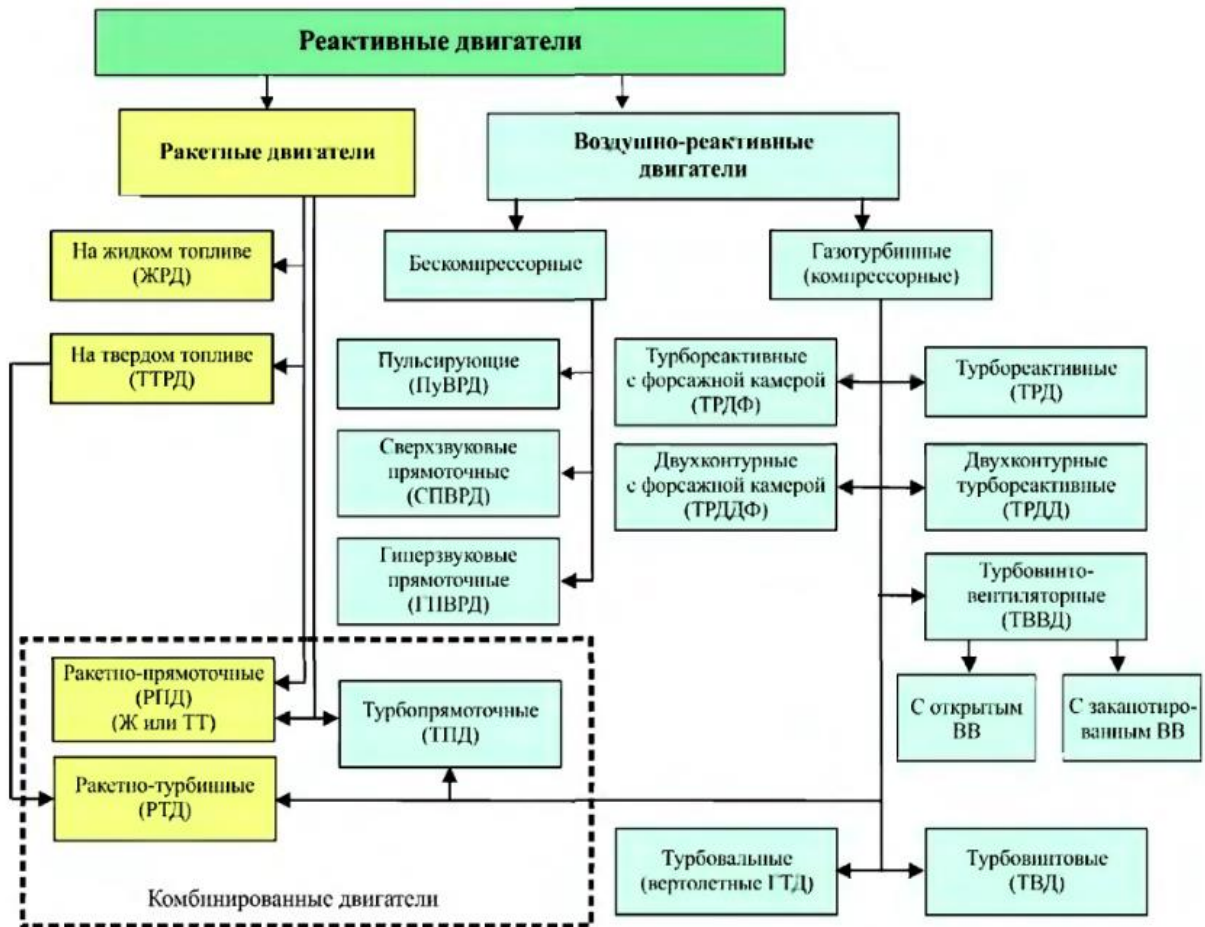


Рис. 1.3 Класифікація реактивних двигунів [12]

Серед реактивних двигунів можна виділити дві основні групи:

Першу групу складають ракетні двигуни. Вони створюють тягове зусилля за рахунок прискорення робочого тіла, запасеного на борту літального апарату (ЛА). В даний час найбільшого поширення набули рідинні ракетні двигуни (РРД) і ракетні двигуни твердого палива (РДТТ). Перші з них використовують двухкомпонентне рідке паливо - розміщене в різних ємностях пальне та окислювач. А другі - тверде паливо, що містить горючі та окислюючі компоненти і цілком розміщуються в камері згорання.

До другої групи належать повітряно-реактивні двигуни (ВРД), для котрих атмосферне повітря є основним компонентом робочого тіла, а кисень в повітрі використовується як окислювач. Залучення повітряного середовища дозволяє значно скоротити запас робочого тіла на борту ЛА, підвищити

економічність і дальність польоту. У свою чергу, ВРД поділяються на дві основні підгрупи.

1. Безкомпресорні ВРД, що включають прямоточні (ПВРД) і пульсуючі (ПуВРД) двигуни. У прямоточних ВРД повітря стискається за рахунок швидкісного напору. Двигуни можуть застосовуватися для надзвукових швидкостей польоту при $M_p > 2 \dots 3$ (СПВРД) і гіперзвукових швидкостей (ГПВРД, $M_p > 6 \dots 7$). Однак прямоточні ВРД не мають стартовою тяги. Цей недолік ПВРД можна виправити переходом до пульсуючому процесу подачі повітря і спалюванню палива при постійному обсязі. Такий процес реалізований в ПуВРД. У них стиснення повітря відбувається без використання швидкісного напору і компресора. ПуВРД використовувалися в Німеччині в кінці Другої світової війни на крилатих ракетах «V-1», але подальшого розвитку не отримали. Останнім часом інтерес до пульсуючим ВРД відновився. Активно вивчаються так звані імпульсні детонаційні двигуни, в яких тяга дискретно створюється за рахунок ударних хвиль, що утворюються в результаті детонаційного (вибухового) згоряння палива в камері згоряння.
2. Газотурбінні ВРД, які отримали свою назву через наявність турбокомпресорного агрегату, що має в своєму складі газову турбіну як основне джерело механічної енергії.

Енергетичні ГТД мають не менш важливе значення в сучасній життєдіяльності людини. З кінця минулого століття все більш активно витісняються великогабаритні і низькоефективні парові турбіни більш сучасними газовими турбінами комбінованого циклу.

На малюнку 1.4 показаний рівень генерації тепла різними генераторами електроенергії, а на малюнку 1.5 показана їх ефективність. Розглянуто наступні типи турбін: газова турбіна простого циклу (SCGT) з температурою горіння 1315°C , рекуперативна газова турбіна (RGT), паро-турбінна (ST)

станція, станція комбінованого циклу (ССРР), поліпшена станція комбінованого циклу (АССРР) і гібридна станція (НРР). [12]

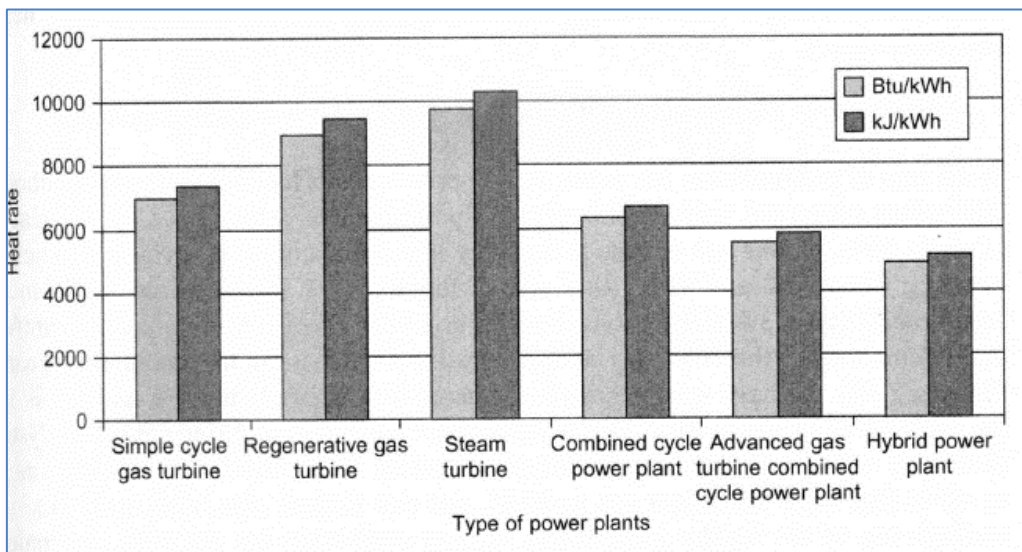


Рис.1.4 – Рівень генерації тепла

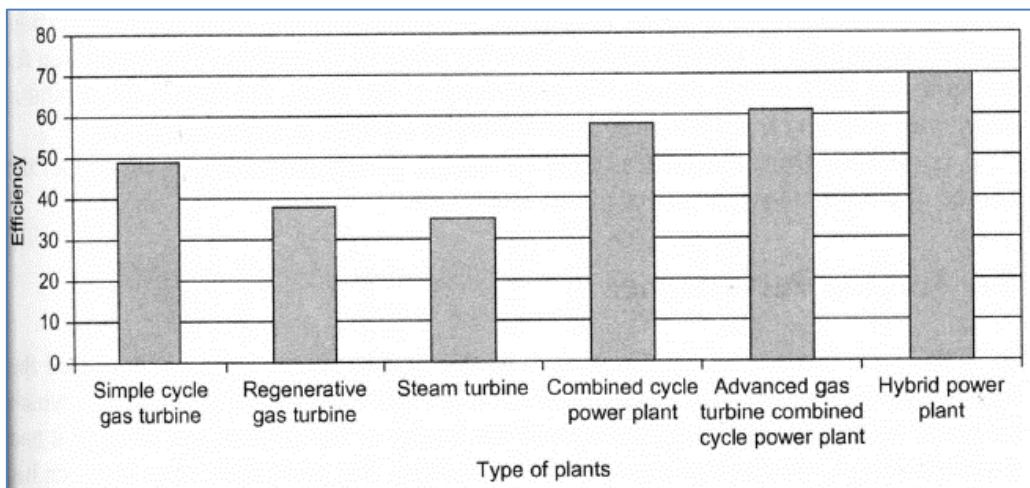


Рис.1.5 – Ефективність [2]

Об'єктом дослідження в даній магістерській роботі буде саме газотурбінний двигун. Для ознайомлення, основні типи ГТД будуть розглянуті нижче.

Одну з найпростіших конструкцій газотурбінного двигуна, для розуміння його роботи, можна уявити як вал, на якому знаходяться два диска з лопатками, перший диск - компресора, другий - турбіни, в проміжку між ними встановлена камера згоряння.

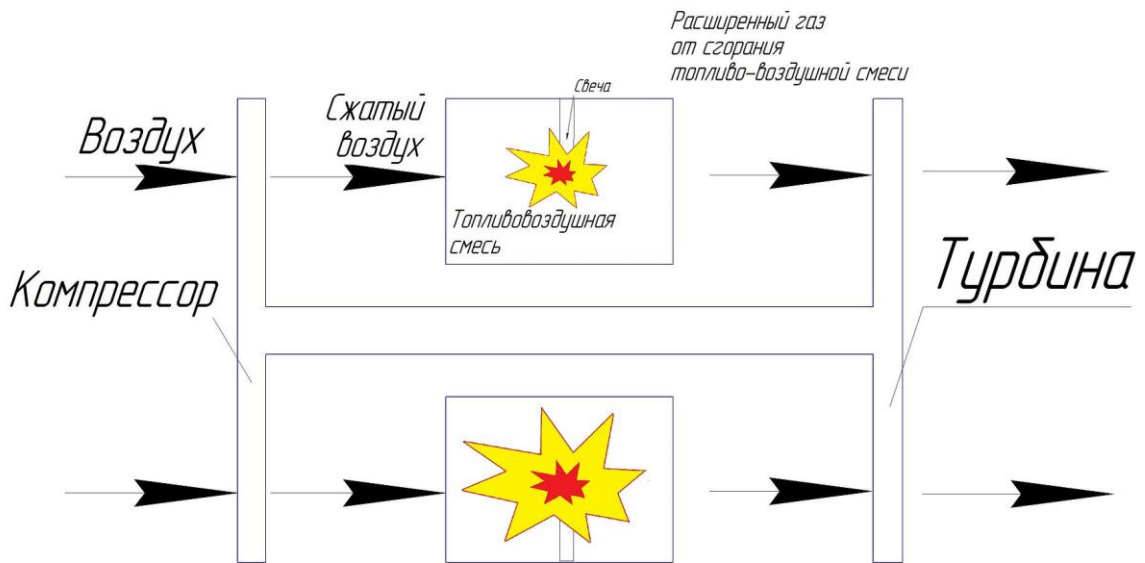


Рис. 1.6. Схематичне зображення роботи ГТД [12]

Нижче приведений рисунок 1.7 зображує основні вузли ГТД котрі знаходяться в секціях холодного (cold section) та гарячого (hot section) повітря. До них належають: секція споживання/утягування (intake), де відбувається стиснення повітря (compression), камера згоряння (combustion chambers), турбіна (turbine) та вихлоп (exhaust).

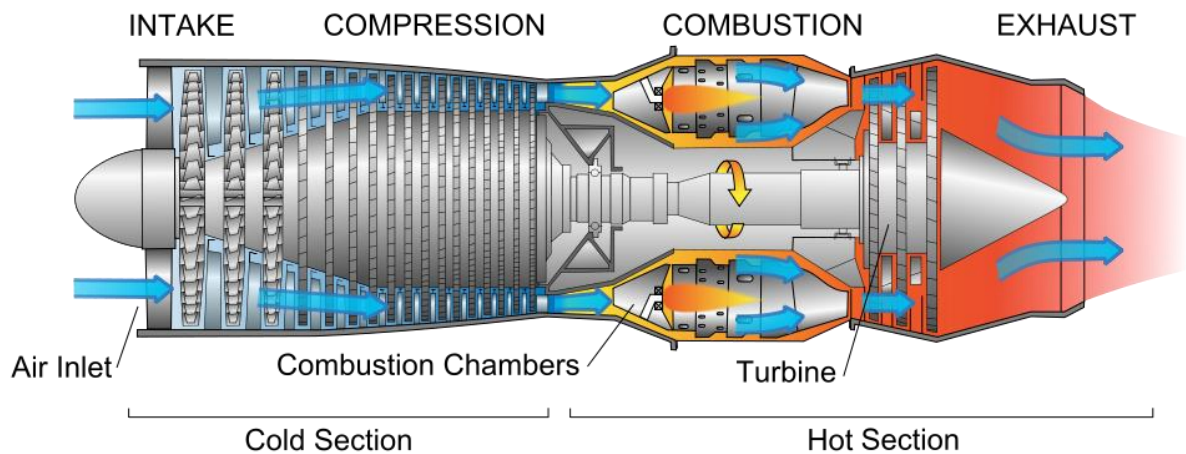


Рис. 1.7 Основні вузли та секції ГТД

Принцип роботи газотурбінного двигуна:

- всмоктування і стиснення повітря в лопатковому компресорі, подача його в камеру згоряння;

- змішування стисненого повітря з паливом для утворення паливно-повітряної суміші (ППС) і згоряння цієї суміші;
- розширення газів через її нагрівання при згорянні паливо-повітряної суміші, що формує вектор тиску газу, спрямований в бік найменшого опору (в напрямку лопаток турбіни), передача енергії (тиску) газу лопатками турбіни на диск або вал, в якому ці лопатки закріплені;
- приведення до обертання диска турбіни і, внаслідок цього, передача крутного моменту по валу з диска турбіни на диск компресора.

Збільшення кількості палива, що подається (додавання «газу») викликає генерування більшої кількості газів високого тиску, що, в свою чергу, веде до збільшення числа обертів турбіни і диска(ів) компресора і, внаслідок цього, збільшення кількості повітря, яке нагнітається, і його тиску, що дозволяє подати в камеру згоряння і спалити більше палива. Кількість паливо-повітряної суміші залежить безпосередньо від кількості повітря, поданого в камеру згоряння. Збільшення кількості ППС призведе до збільшення тиску в камері згоряння і температури газів на виході з камери згоряння і, внаслідок цього, дозволить створити велику енергію газів які викидаються, спрямовану для обертання турбіни і підвищення реактивної сили.

Як і у всіх циклічних, чим вище температура згоряння, тим вище паливний (якщо точніше, чим вище різниця між «нагрівачем» і «охолоджувачем»). Стримуючим фактором є здатність сталі, нікелю, кераміки або інших матеріалів, з яких складається двигун, витримувати температуру і тиск. Значна частина інженерних розробок спрямована на те, щоб відводити тепло від частин турбіни. Більшість турбін також намагаються рекуперувати тепло вихлопних газів, яке, в іншому випадку, втрачається даремно. Рекуператори - це теплообмінники, які передають тепло вихлопних газів стисненому повітрю перед згорянням. При комбінованому циклі тепло передається системам парових турбін. І при комбінованому виробництві

тепла та електроенергії (когенерація) відпрацьоване тепло використовується для виробництва гарячої води.

Чим менше двигун, тим вище повинна бути частота обертання валу(ів), необхідна для підтримки максимальної лінійної швидкості лопаток, так як довжина кола (шлях, який проходять лопатки за один оберт), прямо залежить від радіуса ротора. Максимальна швидкість турбінних лопаток визначає максимальний тиск, який може бути досягнуто, що призводить до отримання максимальної потужності, незалежно від розміру двигуна. Реактивний двигун обертається з частотою близько 10000 об/хв і мікротурбіна - з частотою близько 100000 об/хв.

Для подальшого розвитку авіаційних і газотурбінних двигунів раціонально застосовувати нові розробки в області високоміцних і жаротривких матеріалів для можливості підвищення температури і тиску. Застосування нових типів камер згоряння, систем охолодження, зменшення числа і маси деталей і двигуна в цілому, можливо в прогресі застосування альтернативних видів палива, зміни самого уявлення конструкції двигуна.

Основні типи ГТД, що застосовуються в авіації: коротка характеристика

Турбореактивний двигун (Turbojet)

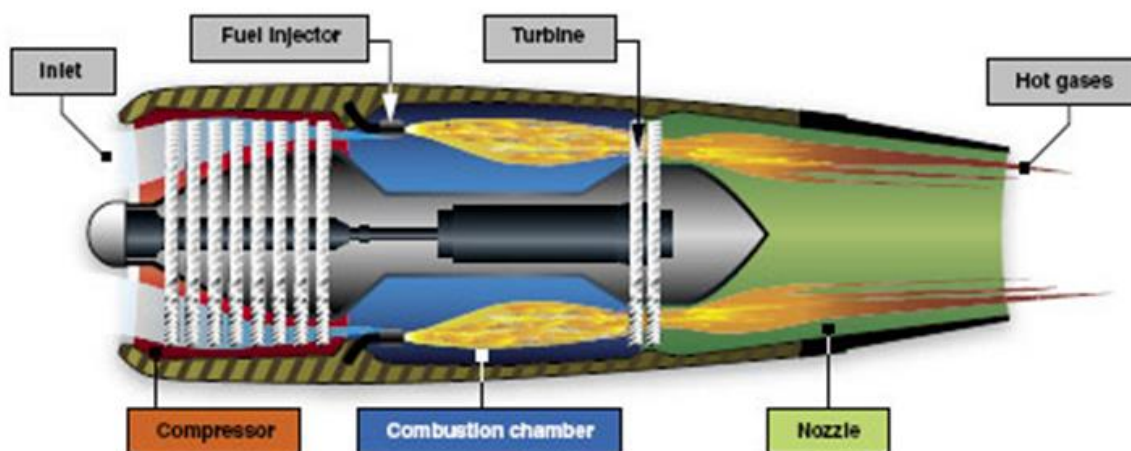


Рис. 1.8. Турбореактивний двигун [2]

Турбореактивний двигун (ТРД) (Рис. 1.8.) спочатку був розроблений для військових винищувачів під час Другої світової війни. Є найпростішим з усіх існуючих авіаційних ГТД. Складається з компресора, що виконує функцію заторможення і стиснення повітря, камери згоряння, в якій відбувається змішування повітря з паливом і згоряння суміші, однієї або більше турбін, трансформують енергію вихлопних газів в обертання приводу компресора, і вихлопного сопла. Недоліком ТРД є значна витрата палива і шум. Ці недоліки привели в кінцевому підсумку до відмови від даного типу двигуна.

Турбореактивний двигун з форсажною камерою (Turbojet with afterburner)

Турбореактивний двигун з форсажною камерою (ТРДФ) (Рис. 1.9.) - модифікація ТРД, що застосовується в основному на надзвукових літаках. Між турбіною і соплом встановлюється додаткова форсажна камера, в якій спалюється додаткове паливо. В результаті відбувається збільшення тяги (форсаж) до 50%, але витрата палива різко зростає. Двигуни з форсажною камерою, як правило, не використовуються в комерційній авіації через їх низьку економічності. Основне призначення - винищувачі (МІГ-29, СУ-27, F-15, F-22 та ін.).

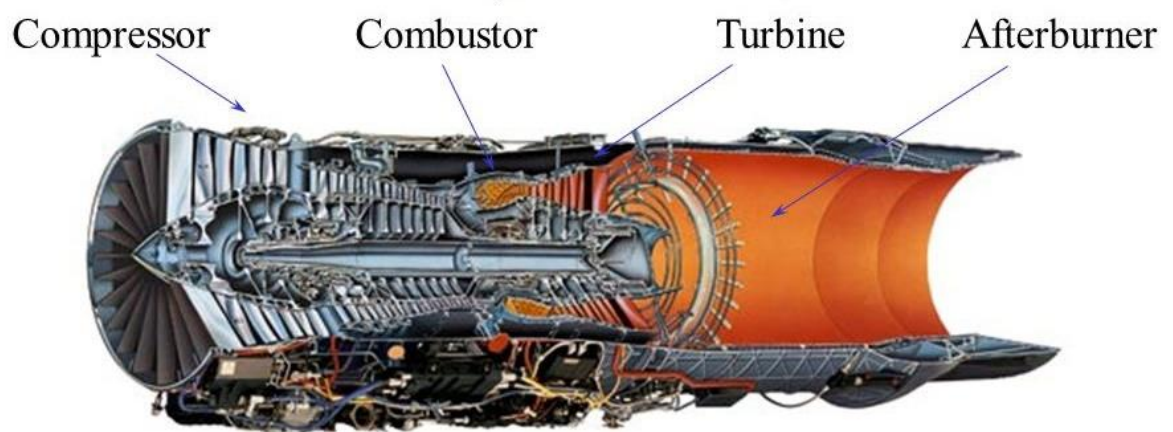


Рис. 1.9 Турбореактивний двигун з форсажною камерою [2]

Турбогвинтовий двигун (Turboprop)

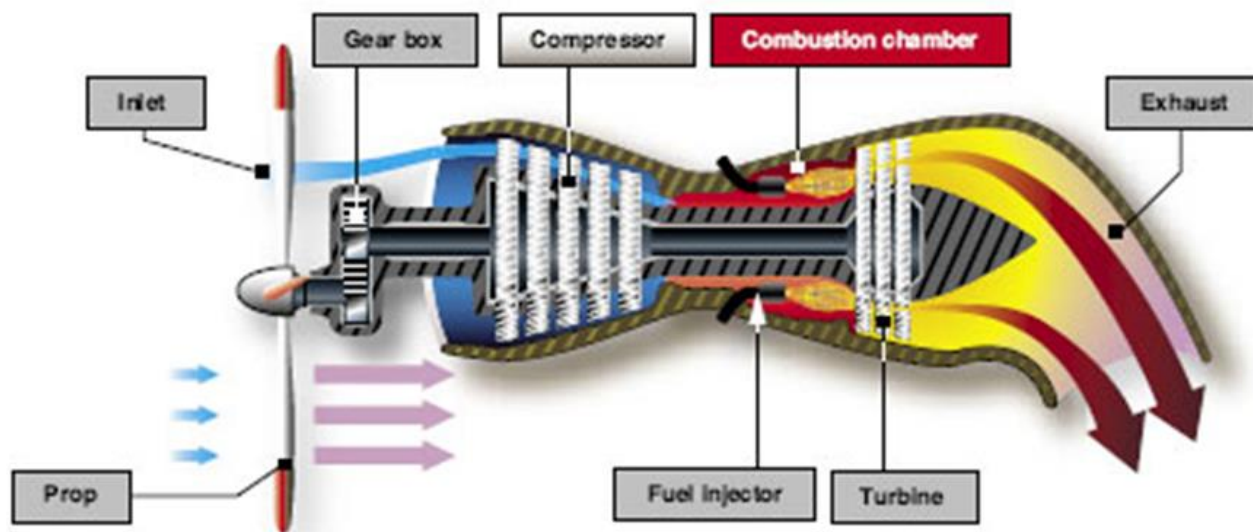


Рис. 1.10 Турбогвинтовий двигун [2]

У турбогвинтовому двигуні (ТВД) (Рис. 1.10.) основне тягове зусилля забезпечує повітряний гвинт, з'єднаний через редуктор з валом турбокомпресора. Для цього використовується турбіна зі збільшеним числом ступенів, так що розширення газу в турбіні відбувається майже повністю і тільки 10-15% тяги забезпечується за рахунок газового струменя. Турбогвинтові двигуни набагато більш економічні на малих швидкостях польоту і широко використовуються для літаків, що мають велику вантажопідйомність і дальність польоту. Крейсерська швидкість літаків, оснащених ТВД, 600-800 км / ч.

Турбовальний двигун (Turboshaft)

Турбовальний двигун (Рис. 1.11.) найчастіше має вільну турбіну. Вся турбіна поділена на дві частини, між собою механічно незв'язані. Зв'язок між ними тільки газодинамічний. Газовий потік, обертаючи першу турбіну, віддає частину своєї потужності для обертання компресора і далі, обертаючи другу, тим самим через вал цієї (другої) турбіни пускає в хід корисні агрегати. Сопло на турбовальних двигуні відсутнє. Вихідний пристрій для відпрацьованих газів соплом не є і тяги не створює. Основне застосування турбовальний двигун знаходить в авіації, здебільшого, на вертольотах. Корисне навантаження в цьому випадку - несучий гвинта. Відомим

прикладом можуть служити широко поширені вертольоти МІ-8 і МІ-24 з двигунами ТВ2-117 і ТВ3-117.

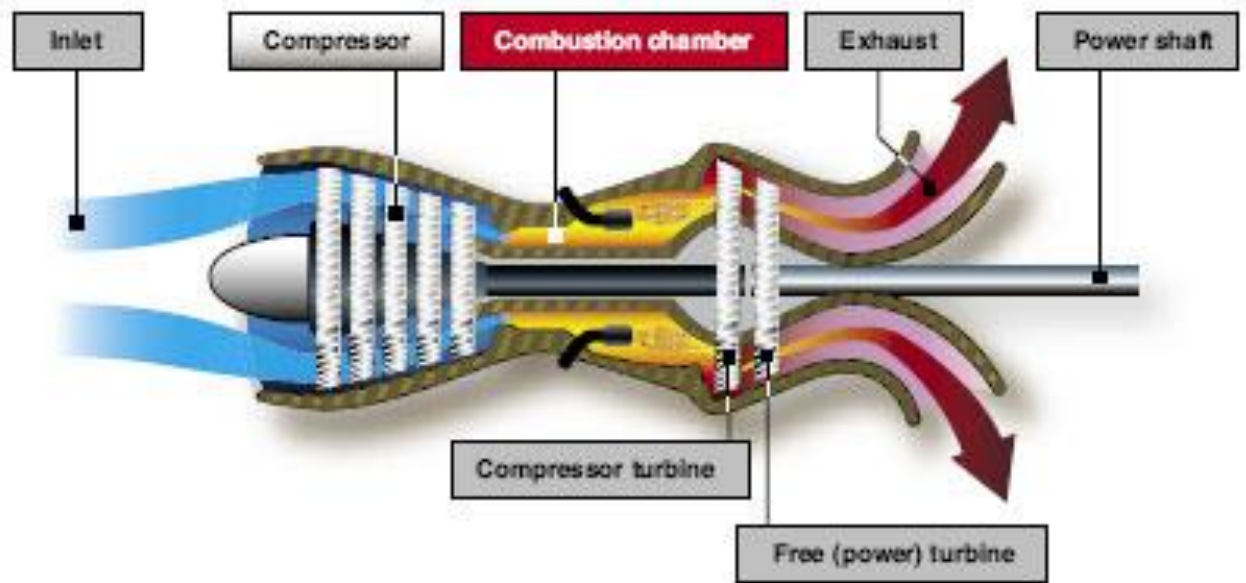


Рис. 1.11. Турбовальний двигун [2]

Турбовентиляторний двигун (Turbofan)

Турбовентиляторних двигуном називають турбореактивний двоконтурний двигун (ТРДД) з високою (вище 2) ступенем двоконтурного (Рис. 1.12.). В даному типі двигунів використовується одноступінчатий вентилятор великого діаметру, що забезпечує високий витрата повітря через двигун на всіх швидкостях польоту, включаючи низькі швидкості при зльоті та посадці. Економічність турбовентиляторних двигунів обумовлена тим, що на відміну від звичайного ТРДД енергія реактивного струменя у вигляді тиску і високої температури не губиться на виході з двигуна, а перетворюється в обертання вентилятора, який створює додаткову тягу, тим самим підвищується ККД. У турбовентиляторних двигуні вентилятор може створювати до 70-80% всієї тяги двигуна. Є найпоширенішим типом ГТД для комерційної авіації.

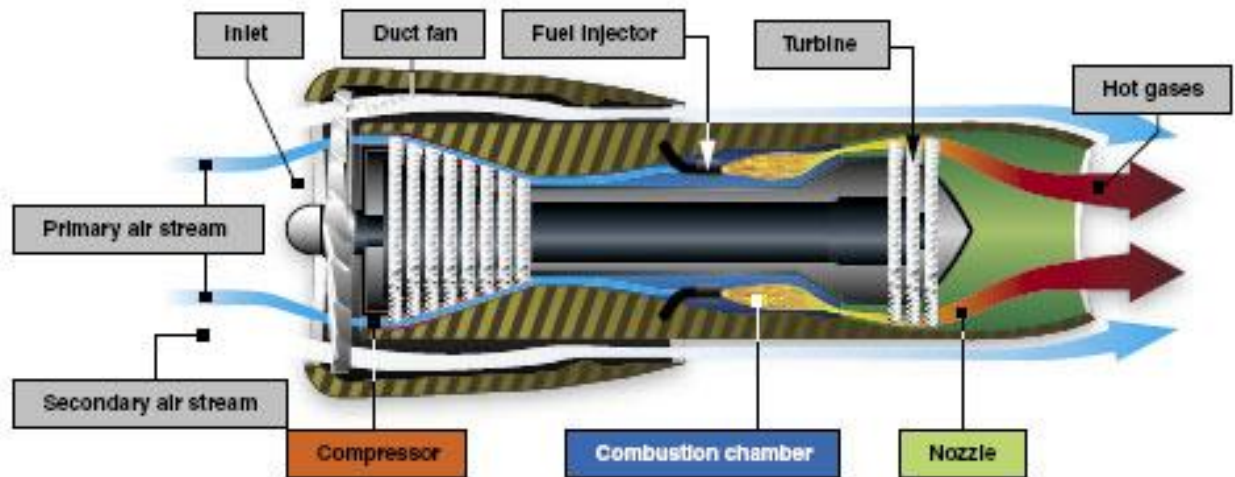


Рис. 1.12. Турбовентиляторний двигун [2]

Допоміжні силові установки (Auxiliary Power Unit)

ГТД, що встановлюються на ЛА (Рис. 1.13) не з метою створення сили тяги, а в якості генераторів потужності і стисненого повітря, називаються допоміжними двигунами. Допоміжні двигуни використовуються для пуску основних двигунів, харчування повітрям системи кондиціонування, приводу електрогенераторів та іншого допоміжного обладнання. Допоміжний ГТД, об'єднаний в єдиний конструктивний модуль з агрегатами, що забезпечують відбір повітря і потужності, називається допоміжною силовою установкою (ВСУ) (Рис. 1.14.). Застосування бортових ВСУ забезпечує незалежність літака або вертольота від наземних джерел живлення і, як наслідок, оперативність наземного обслуговування, надійний пуск основних двигунів і можливість кондиціонування салонів при непрацюючих основних двигунах. У польоті ВСУ може бути використана в якості аварійного джерела енергії, що підвищує безпеку польоту. Конструктивно допоміжний ГТД являє собою малорозмірний двигун одновальної схеми або з вільною силовою турбіною. Як джерело стисненого повітря може використовуватися компресор ГТД, який в цьому випадку виконується більшим за розміром, або спеціальний додатковий компресор, що приводиться в дію від ГТД.



Рис. 1.13. Допоміжна силова установка в конструкції літака

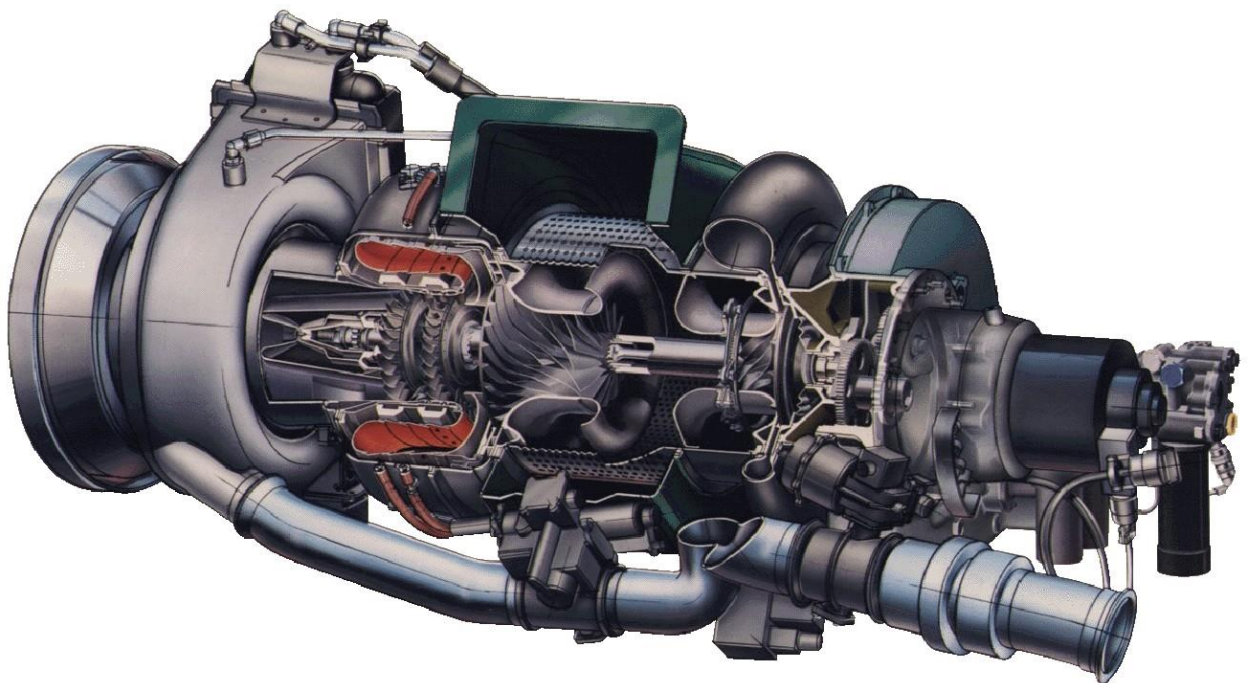


Рис. 1.14. Допоміжна силова установка

1.4 Складові частини ГТД

Так як 70% всіх газотурбінних двигунів використовується саме в авіації, то основні складові частини ГТД будуть розглянуті саме на прикладі авіаційного двигуна. За розглянутий тип двигуна був обраний турбовентиляторний двигун (Turbofan) з високим ступенем двоконтурності, так як він є найбільш поширеним в цивільній авіації і на сьогоднішній день витіснив практично всі інші типи авіа-ГТД.

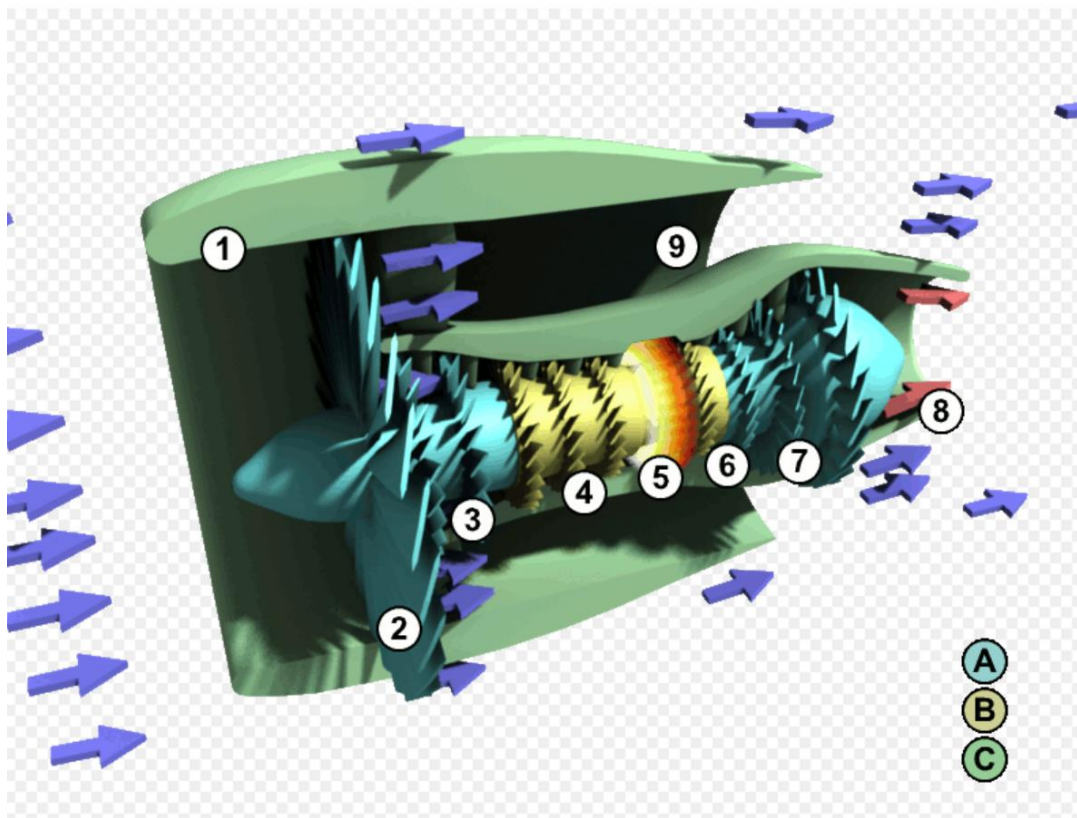


Рис. 1.15. Складові частини ГТД [3]

Основними складовими двохвального турбовентиляторного двигуна з високим ступенем двоконтурності є:

- A. Ротор низького тиску
- B. Ротор високого тиску
- C. Компоненти статора
- 1. Гондола
- 2. Вентилятор
- 3. Компресор низького тиску
- 4. Компресор високого тиску

5. Камера згоряння
6. Турбіна високого тиску
7. Турбіна низького тиску
8. Сопло газогенератора
9. Сопло вентилятора

Серед складових частин ТРДД слід виділити такий вузол, як турбіна. Турбіна є однією з найбільш навантажених частин ТРДД, що сприймає значні фізичні та термічні навантаження. З цієї причини вона є одним з найбільш відповідальних вузлів, деталі котрої ремонтуються частіше, ніж інші складові ГТД. Саме тому даний вузол був обраний ціллю дослідження. Детальніше турбіна буде описана нижче. [3]

1.5 Турбіна та її призначення

Вимоги, що пред'являються до конструкції турбін

Турбіна - лопаткова машина, в якій відбувається перетворення кінетичної енергії та/або внутрішньої енергії робочого тіла (пари, газу, води) в механічну роботу на валу. Струмінь робочого тіла впливає на лопатки, закріплені по колу ротора, і приводить їх в рух. Таким чином турбіни дають можливість перетворити енергію текучого середовища, в нашому випадку газу, в корисну роботу.

У авіадвигунів, турбіна безпосередньо пов'язана валом з компресором. Отже, турбіна передає по валу свій крутний момент, тим самим віддаючи його компресору та не дозволяючи зупинитися процесу роботи двигуна.

Сама авіаційна турбіна, спрощено кажучи, являє собою конструкцію, що складається з ротора, статора і різних допоміжних елементів конструкції. Статор складається з зовнішнього корпусу, корпусів соплових апаратів і корпусів підшипників ротора. Ротор зазвичай представляє з себе дискову конструкцію в якому диски з'єднані з ротором і між собою з використанням різних додаткових елементів і способів кріплення. [12]

Іноді двигун виконується багатовальним. В цьому випадку є кілька послідовно розташованих турбін, кожна з яких призводить у рух свій вал. Турбіна високого тиску (перша після камери згоряння) завжди приводить в рух компресор двигуна, а наступні можуть призводити як зовнішнє навантаження (гвинти вертольота або корабля, потужні електрогенератори і так далі), так і додаткові каскади компресора самого двигуна, розташовані перед основним. Розбиття компресора на каскади (касад низького тиску, касад високого тиску - КНД і КВД відповідно, іноді між ними поміщається касад середнього тиску, КСД, як, наприклад, в двигуні НК-32 літака Ту-160) дозволяє уникнути помпажа на часткових режимах.



Рис. 1.16 Вартість технічного обслуговування турбіни: а - частки ТВД і ТНД в вартості обслуговування двигуна CFM56-3; б - складові вартості обслуговування вузлів типового авіаційного двигуна [5]

Конкретні вимоги до конструкції турбіни можна сформулювати наступним чином:

1. Максимальний ККД.
2. Мінімальний витрата охолоджуючого повітря. Витрата охолоджуючого повітря має фактично настільки ж важливе значення для питомих

параметрів двигуна, як і ККД турбіни. Крім того, збільшення витрат на охолодження погіршує ККД турбіни і ускладнює отримання таких екологічних характеристик двигуна, як низька емісія в КС. В сучасних авіаційних турбінах витрата охолоджуючого повітря може досягти 30% від витрати повітря через КВД. Слід розрізняти витрати охолоджуючого повітря на СА турбіни і витрата повітря, що надходить в проточну частину за перетином, тобто на ротор турбіни, з якого і відбувається безпосередній відбір потужності. Витрата на СА (10 ... 12% від витрат через КВД) в термодинамічній сенсі може вважатися частиною КС і безпосередньо впливає не на питомі параметри двигуна, а на рівень температури газу за КС (в перетині 4) і втрати енергії в СА. Різниця температур становить від 80 до 120 К.

3. Мінімальна виробнича собівартість. Частка турбін (ТВД і ТНД) в собівартості двигуна середньої тяги (типу CFM56 і V2500) становить близько 30%. Для промислових наземних двигунів, створених на базі газогенератора авіаційного прототипу, в яких прибрані вентилятор і КНД, а ТНД замінена на СТ (типу ПС-90ГП-1, -2, -3), частка турбін становить близько 40%.
4. Мінімальна вартість ТО. Частка вартості ТО турбіни в вартості обслуговування двигуна (основну частину якого становлять витрати на запчастини і цехові ремонти) становить близько 60%. Для турбін двигунів близько- і середньомаягістральних літаків, а також турбін так званих «авіапроізоводних» наземних двигунів (потужністю до 50 МВт) повна вартість обслуговування складає від 50 до 150 доларів за льотну годину. Для турбін двигунів великий (понад 40 тонн) тяги вартість обслуговування значно вище. Самостійне і найважливіше значення вартість обслуговування придбала в 1990-х рр. після повсюдного поширення системи обслуговування двигунів виробником на основі фіксованої оплати за льотну годину.

5. Забезпечення необхідного для конкурентоспроможності двигуна ресурсу (терміну служби) основних деталей. Саме ресурс основних деталей турбіни визначає напрацювання на ремонт всього двигуна. Ресурс лопаток найчастіше вимірюється в годинах (рідше - в циклах). Ресурс роторних деталей (дисків, дефлекторів і валів) вимірюється в циклах. У кращих сучасних авіаційних конструкціях турбін ресурс лопаток ТВД досягає 15000 годин, а ресурс роторних деталей ТВД - 20000 циклів. [6]

Наявність запасу по температурі газу перед турбіною. Проектний запас по температурі перед турбіною - це обрана при проектуванні величина, на яку збільшуються розрахункові температури газу перед турбіною (перед ротором турбіни) при теплових і міцності розрахунках.

Матеріали основних деталей турбіни

Конструкції сучасних турбін базуються на самих високих технологіях в галузі матеріалознавства. Прогрес в області жароміцних сплавів в значній мірі визначає параметри газових турбін. Типові матеріали для турбіни авіаційного двигуна характеризуються високою питомою міцністю при високих температурах і задовільною відтворюваністю механічних властивостей у виробництві. Всі ці матеріали повинні бути схвалені державними сертифікують організаціями. [7]

Основні фактори, що визначають конструкцію турбіни

У конструкцію газової турбіни входить чотири основні групи деталей, що визначають надійність роботи двигуна:

- диски, кільця та інші обертові роторні деталі,
- лопатки,
- вали,
- корпусні деталі.

Основними конструктивними аспектами, що вимагають посиленої уваги конструктора є:

1. Місце розташування роликового підшипника ТВД і способи забезпечення герметичності і захисту від перегріву його олійною порожнини. Можливі три базових варіанти розміщення підшипника і його опори: перед ТВД, між ТВД і ТНД, за ТНД. Кожне рішення має свої переваги і недоліки з точки зору собівартості, надійності, досвіду експлуатації, а також забезпечення необхідних умов роботи для масляної порожнини. Всі вони розглянуті нижче на прикладі реальних конструкцій.

Кожен ротор турбіни повинен мати дві опори. Одна з них може бути поєднана з опорою компресора (тобто цієї опорою служить загальний вал турбіни і компресора). В опорі компресора зазвичай встановлюється кульковий підшипник, що виключає осьові переміщення ротора і сприймає його осьові зусилля.

В опорі турбіни встановлюється роликовий підшипник. Він сприймає тільки радіальні зусилля і допускає відносні осьові переміщення ротора і корпусу. Ці переміщення неминучі як наслідок дії осьових аеродинамічних сил і різниці температурних розширень ротора і корпусу. Величина осьових переміщень від холодного стану в збірці до робочого збільшується з видаленням кулькового підшипника від турбіни. Ці переміщення від «холодного» стану до «гарячого» обов'язково враховуються при проектуванні.

2. Кількість роторів (валів) - одновальна, двувальна або трехвальна схеми. Кількість роторів надає очевидне і значний вплив на складність конструкції. Додатковий ротор означає додаткову підшипникову опору і необхідність вирішення проблеми її розміщення. В сучасних авіаційних двигунах турбіна є, як мінімум, двохвальною і складається з ТВД і ТНД. У трехвальной авіаційній турбіні між ТВД і ТНД з'являється ТСД, що служить для приводу окремого каскаду компресора. У промислових двигунах третій ротор може бути вільним від механічного зв'язку з компресором і мати вільну турбіну, яка є одночасно СТ для приводу пристроїв-споживачів потужності.

3. Конструктивна схема ТВД (одноступенева або двоступенева, наявність бандажних полиць на робочих лопатках ТВД). В сучасних авіаційних двигунах головну роль грає ТВД, яка служить для приводу КВД. ТВД працює в умовах найбільш високих температур і в більшості випадків є охолоджувальною. Охолодження і високі напруги істотно ускладнюють конструкцію ТВД і змушують застосовувати дорогі високотемпературні сплави для лопаток і дисків. Одноступінчата ТВД при однаковому ступені розширення з двоступеневою (для сучасних ТВД типова ступінь розширення - 4,0 ... 5,5) повинна мати окружну швидкість на середньому діаметрі в 1,4 рази більше, ніж при однаковій по UIC навантаженні. Збільшення окружної швидкості призводить до зростання відцентрових сил і, відповідно, збільшення маси конструкції для забезпечення напруг прийняттого рівня. Збільшення маси роторних деталей (в першу чергу диска) тягне також підвищення інерційності ротора і ускладнює проблеми регулювання радіального зазору, контролю якості виготовлення диска і дефлектора з порошкових сплавів. Скорочення вдвічі кількості решіток збільшує ступінь розширення і рівень швидкостей в кожній решітці. Зростають втрати енергії і газові навантаження на всі елементи конструкції. Застосування бандажної полиці на робочій лопатці ТВД означає збільшення рівня напруги, ускладнення конструкції і збільшення витрати охолоджуючого повітря для охолодження полки. Виграш від полки у вигляді збільшення ККД повинен переважувати збільшення витрати повітря і потенційні проблеми з довговічністю.

4. Рівень температури газу перед ротором турбіни і ефективність системи охолодження. Рівень температури газу перед ротором і необхідна ефективність системи охолодження мають вирішальний вплив на складність застосовуваних технологій охолодження лопаток вінців і на конструкцію системи охолодження турбіни. Під рівнем температури газу розуміється максимальний рівень температури (для середнього нового двигуна) в жаркий день (при температурі +30 ° C). Рівень температури на режимі «Redline» буде

вище в залежності від наявного запасу по температурі газу. Конструкція повинна забезпечити всі охолоджувальні лопаточні вінці і охолоджувані елементи необхідним обсягом повітря мінімально можливої температури з запасом по тиску (по відношенню до тиску газу). Запас тиску повітря необхідний для запобігання проникненню газу в охолоджувані деталі, випуску його в проточну частину. [7]

Найбільш успішні конструкції газових турбін

Незважаючи на численність реалізованих в металі газових турбін, кількість дійсно успішних конструкцій не така велика. До успішних (розглянутим нижче) конструкціям турбін віднесені:

- представляють собою ціле сімейство конструкцій;
- реалізовані серією або мають перспективу реалізації (хоча б в масштабах одного виду) досить значною серії - кілька тисяч штук;
- довели надійність і довговічність в експлуатації;
- забезпечують прибутковість у виробництві та обслуговуванні. [5]

Базові характеристики конструкції наведені в «Додатку Б».

Висновки до першого розділу

Таким чином, надана аналітична довідка підтвердила важливість розгляду проблем, пов'язаних з експлуатацією ГТД, навіть в умовах України, де в першу чергу зосереджені не так проектні організації, як служби обслуговування й ремонту. Розгляд типів ГТД дозволили доцільно обмежити розгляд ГТД на турбовентиляторних двигунах, а конкретніше зосередити увагу на проблемі покращення показників працездатності без змін у конструкції, зокрема шляхом можливості підвищити робочу температуру турбінних лопаток, наприклад за рахунок обґрунтованого вибору матеріалу лопатки та оцінки доцільності запропонованого рішення.

2. Лопатковий апарат турбіни ГТД як об'єкт дослідження

2.1 Загальна характеристика лопаткового апарату турбіни

Після вивчення турбіни в цілому, далі буде розглянуто конкретний об'єкт даної дипломної роботи, а саме - лопатковий апарат турбіни. Лопатковий апарат турбіни ГТД це по собі набір статичних соплових та робочих лопаток. Соплові і робочі лопатки є найбільш нагрітими деталями турбіни. Робочі лопатки при цьому схильні до високих статичним напруженням на розрив і на вигин, а також динамічним напруженням. В охолоджуваних лопатках на перехідних режимах роботи турбіни виникають термічні напруги. Соплові і робочі лопатки працюють в газовому середовищі високої температури, що містить, крім кисню, інші агресивно діючі речовини, в тому числі особливо небезпечні - ванадій і сірку. Ці речовини сприяють розвитку газової корозії, яка руйнує лопатки.

Тому матеріали соплових і робочих лопаток повинні бути не тільки жароміцними, але і жаростійкими, тобто стійкими проти корозії в атмосферних умовах і в газовому середовищі при робочій температурі. Крім жароміцності і жаростійкості матеріал лопаток газових турбін повинен володіти малою чутливістю до концентрації напружень, протистояти термічній втомі, задовільно оброблятися, мати прийнятну вартість.

Для лиття соплових і робочих лопаток з 1960-х рр. в СРСР застосовуються нікелеві сплави ЖС-6К, ЖС-6Ф, ЖС-6УВІ. Ці сплави рекомендується застосовувати до температури 1050 ... 1100К. Величезний прогрес в параметрах турбіни і довговічності соплових і робочих лопаток досягнутий з впровадженням в практику сплавів з спрямованою кристалізацією і монокристалічних сплавів. Основна ідея сплаву з спрямованою кристалізацією полягає в ліквідації кордонів між зернами, перпендикулярних напрямку відцентрових сил, тобто виключення можливостей для повзучості і руйнування на кордонах зерен. Монокристалічна деталь взагалі не має кордонів зерен, тому вона має оптимальні характеристики міцності.

Лопатки, отримані методом спрямованої кристалізації, мають збільшену в 2,5 рази міцність, збільшену в 6 разів стійкість до термоусталості і збільшену в 2 рази стійкість до окислення і корозії. Для монокристалічної лопатки міцність і стійкість до термоусталості поліпшуються відповідно в 9 разів, а стійкість до окислення і корозії - в 3,5 рази. [7]

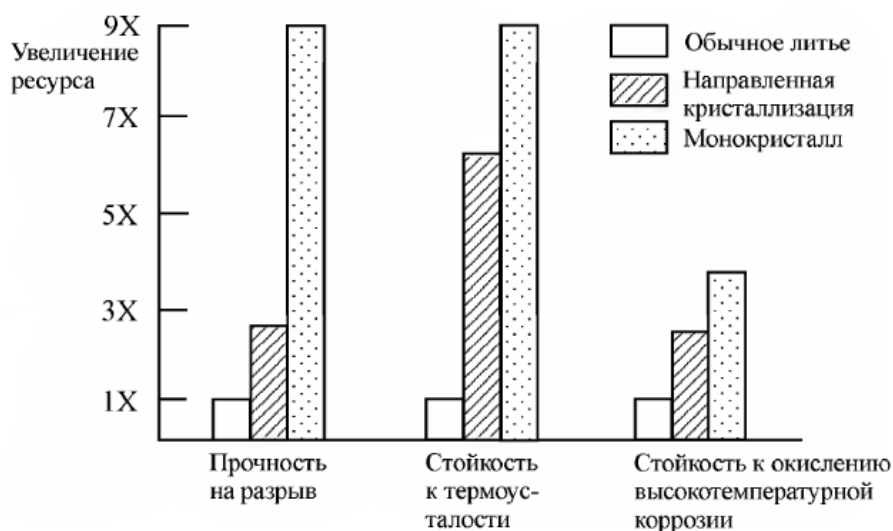


Рис. 2.1 Прогрес, який забезпечується сплавами з спрямованою кристалізацією та монокристалічними сплавами, по надійності і довговічності лопаток турбін [6]

Надалі, в магістерській роботі будуть розглядатися саме робочі лопатки турбіни, так як вони є найбільш навантаженою частиною вузла.

Робочі лопатки турбіни

Робочі лопатки - складні і дорогі деталі турбіни. Так само, як і соплові лопатки, вони знаходяться під впливом високотемпературного газового потоку. Крім того, на відміну від соплових лопаток, робочі лопатки піддаються впливу відцентрових сил, обертаючись з частотою до 20000 об/хв і окружною швидкістю до 600 м/с. Напруги від відцентрових сил роблять робочі лопатки більш чутливими і до вібраційних навантажень. Необхідність протистояти всім цим навантаженням визначає конструкцію робочих лопаток.

Лопатка (в загальному вигляді - рис. 2.2) складається з профільної частини, замку, нижньої і верхньої (бандажної) полиць, а також ніжки, що з'єднує профільну частину і нижню полицю з замком. Основними і обов'язковими частинами робочої лопатки є профільна частина, замок і нижня полиця. Профільна частина робочої лопатки при установці лопаток в диск утворює лопатковий вінець, що забезпечує необхідний поворот і розширення потоку робочого тіла з мінімальними втратами - тобто виконання головного завдання лопатки.

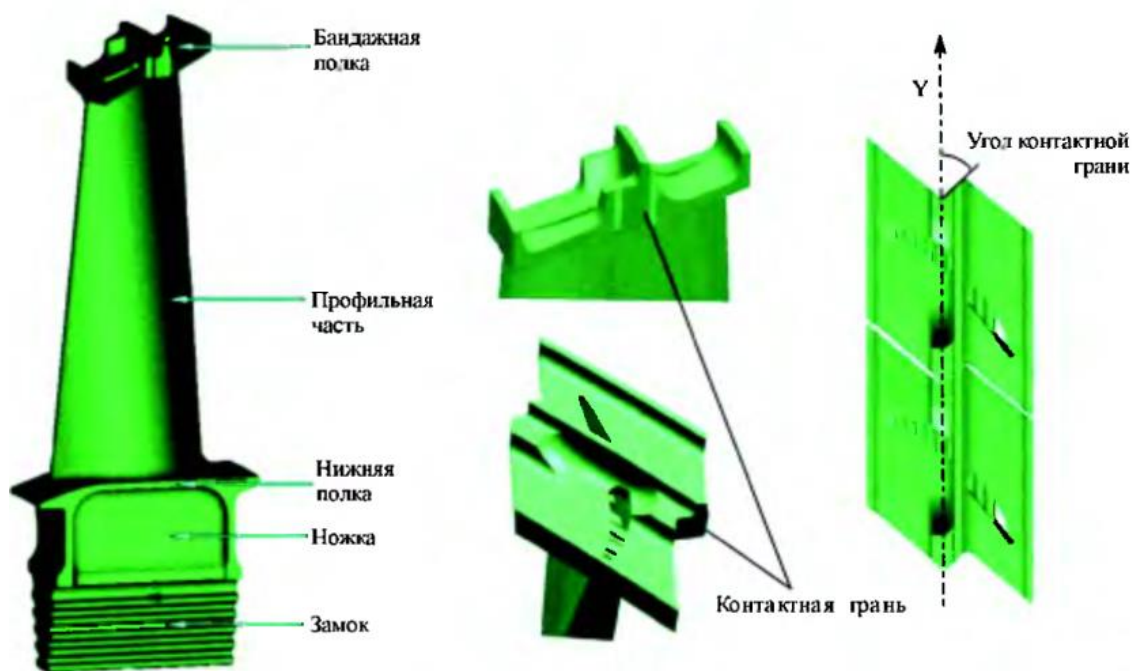


Рис. 2.2 Тривимірні геометрична модель робочої лопатки

Замок робочої лопатки забезпечує кріплення лопатки в диску - в пазах між виступами на ободі диска. З'єднання лопатки з диском проводиться за допомогою замкового з'єднання так званого «ялинкового» типу. Кількість зубів в «ялинковому» замку може становити від 1 ... 2 (для лопаток, що працюють з малими напруженнями від відцентрових сил) до 5 - для лопаток з високим рівнем напруги. Рівень напружень залежить від окружної швидкості (частоти обертання ротора і діаметра проточної частини) і маси самої лопатки. У лопатках авіаційних ТВД основне значення має частота обертання (до 20000 об/хв), для останніх ступенів турбін стаціонарних двигунів великої

потужності 200 ... 400мВт) напруги (при частоті обертання 3000 ... 3600об/хв) визначаються, в основному, масою лопаток.

Напрямок паза в ободі диска може не відповідати осі обертання турбіни. Цей кут визначається при проектуванні кореневого перетину лопатки. Якщо кореневе перетин не вписується в прямокутник (який являє собою нижня полиця з прямим пазом), то бічні грані нижньої полиці нахилиються під потрібним кутом до осі обертання турбіни. Під таким же кутом до осі обертання нарізають і замковий паз в ободі диска. Це менш кращий (ніж прямий паз в диску) варіант, але іноді він буває неминучий. Якщо конструкція дозволяє, можна допустити деяке розходження кутів установки замку і нижньої полиці лопатки (до 15 °), зберігаючи прямий паз в диску.

Нижня полиця лопатки потрібна для утворення внутрішнього контуру проточної частини турбіни. Крім того, під нижньою полицею можуть бути розміщені демпфери (рис. 2.3) - вантажі, за рахунок своєї відцентрової сили зменшують (демпфують) за посередництвом нижньої полиці вібраційні напруги в лопатці. Ніжка (розташована між нижньою полицею і замком) лопатки може практично відсутні. Збільшення довжини ніжки дозволяє зменшити діаметр обода диска і в загальному випадку зменшити діаметр і масу диска (збільшення довжини ніжки може перешкоджати зменшенню поперечного перерізу виступів диска і збільшенню маси лопатки).

Збільшення довжини ніжки дозволяє також знизити потік тепла від проточної частини і профільної частини лопаток в диск. Крім того, при мінімізації рівня вібраційних напружень в лопатці зміна її довжини за рахунок ніжки надає певні можливості по управлінню вібраційними характеристиками лопатки.

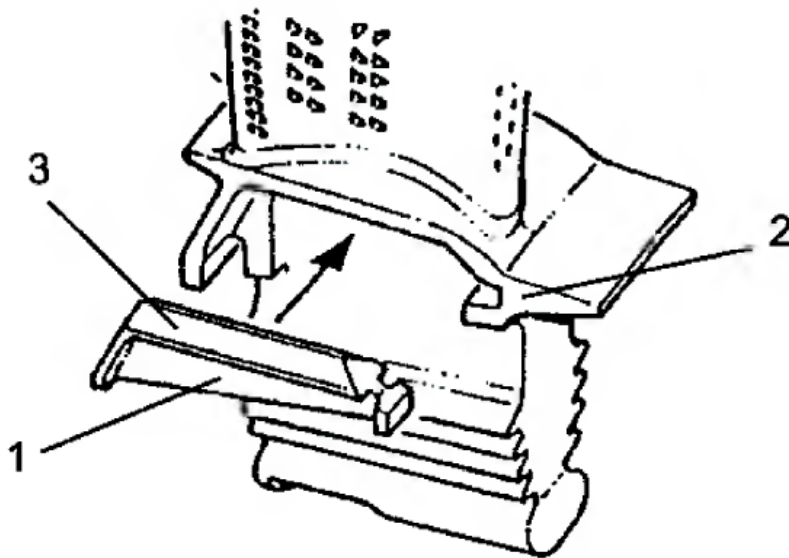


Рис. 2.3 Демпфер і його установка в лопатку: 1 - демпфер; 2 - нижня полиця лопатки; 3 - контактні поверхні демпфера

Бандажна полка служить для розміщення лабіринтового ущільнення радіального зазору над робочою лопаткою (на полиці може бути розміщено від одного до трьох зубців). Крім того, бандажна полка в більшості випадків служить засобом керування вібраційними характеристиками лопаток. При проектуванні бандажної полиці необхідно її центр ваги розмістити в центрі ваги верхнього перетину пера. При цьому кромки полки повинні мати мінімальне «звисання» щодо профілю - для зменшення напружень вигину від відцентрових сил.

Диски турбін

Місцем установки робочих лопаток - є диск турбіни. Диск служить для установки робочих лопаток, що створюють крутний момент, і для передачі цього крутного моменту з лопаток на вал.

З'єднання робочих лопаток з диском - напружене і відповідальне місце в конструкції турбіни. В даний час кріплення робочих лопаток в диску турбіни виконується у вигляді так званого «ялинкового» замку. Конструктивна форма «ялинкового» замку з трьома парами зубів показана на рис. 2.4 (4). Раніше були так само популярні і варіанти представлені нижче:

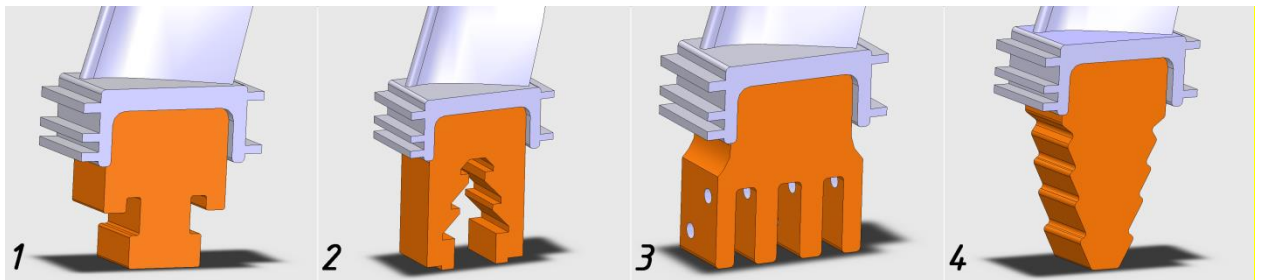


Рис. 2.4 Основні типи хвостовиків лопаток:

1. Т-подібний хвостовик; 2. Грибоподібний хвостовик (ластівчиний хвіст); 3. Вилкоподібний хвостовик; 4. Ялинкоподібний хвостовик

Більш детальний опис дисків турбін буде представлений в «Додатку В».

Таким чином, можна відзначити конструктивні питання, які треба вирішувати при проектуванні, виготовленні й складанні:

- Закріпити лопатки у диску так, щоб сприймати рівномірні напруження у процесі експлуатації.
- Забезпечення виготовлення пазу в допустимих нормах точності кутів для подальшого кріплення лопатки
- Нижня полка окрім безпосередньої функції в утворенні внутрішнього контуру проточної частини турбіни повинна забезпечити встановлення демпферів.
- Бандажна полка потребує точно визначеного розміщення відносно центру ваги, є засобом керування вібраційними характеристиками лопатки

«Розвантаження» профільної частини лопатки від напружень вигину

На робочі лопатки діють як відцентрові, так і газові сили - сили газового потоку, що виникають від різниці тисків перед лопатковим 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 профілю лопатки. При цьому центри тяжкості розрахункових перетинів розташовують на лінії,

розташованої під нахилом до радіального напрямку - так, щоб що виникає при дії відцентрових сил момент був направлений прямо протилежна дії сумарного моменту газових сил.

Зсув центрів тяжіння від радіального напрямку визначається в розрахунках на міцність. Повна компенсація газових сил можлива тільки для певних робочих умов (режиму), так як величина газових сил змінюється в залежності від абсолютних параметрів режиму роботи турбіни.

Забезпечення вібраційної міцності робочих лопаток

Практика доведення показує, що випадки обриву робочих лопаток через недостатню статичної міцності зустрічаються дуже рідко і найчастіше в результаті будь-яких виробничих відхилень. У той же час доведення робочих лопаток для зниження рівня вібронапружень є звичайною справою. Це пояснюється тим, що точність аналітичних прогнозів середньої температури і середнього рівня напружень (необхідних для визначення статичної міцності лопатки) істотно вище, ніж при визначенні резонансної частоти обертання і рівня вібраційних напружень. Більш того, навіть проведення необхідних експериментальних робіт по визначенню вібронапружень в лопатках не дає повної впевненості в формі коливань, їх частотному діапазоні, рівні і місце виникнення.

Справа в тому, що для правильного проведення такого експерименту (вибору його методології, типу датчиків і їх розташування) необхідно попереднє моделювання вібраційних характеристик лопаток в інженерному пакеті високого рівня (ANSYS, NASTRAN). Однак точність аналітичного моделювання (побудова сіток, завдання коректних граничних умов) не може бути заздалегідь гарантована.

Тому таке велике значення при проектуванні робочих лопаток надається забезпечення прийняттого рівня вібронапружень і необхідних запасів по частоті обертання від резонансних частот. Джерелами порушення коливань можуть служити форсунки камери згоряння, соплові лопатки, стійки проміжних опор і т.д. Оскільки точно передбачити джерело

виникнення небезпечної частоти часто неможливо, доцільно виключити саму можливість виникнення коливань за рахунок конструкції лопатки. У загальному випадку необхідно, щоб конструкція лопатки за своїми характеристиками (жорсткості, моменту інерції, площі окремих перетинів, масі окремих елементів) виключала саму можливість появи резонансів в робочому діапазоні частоти обертання.

Однак виключення можливості виникнення коливань за рахунок конструкції лопатки можливо далеко не завжди і в цьому випадку застосовуються два засоби управління (з обмеженими можливостями) рівнем вібронпружень в лопатках.

1. Перший з них - це застосування бандажної полиці на верхньому кінці робочої лопатки, що має зачеплення з полками сусідніх лопаток спеціальними контактними поверхнями. Контактні поверхні бандажних полиць лопаток з'єднуються в колесі між собою з монтажним «натягом» і демпфують коливання лопаток за рахунок тертя.

2.Второй засіб управління рівнем вібронпружень - демпфери 7, що встановлюються під нижню полицю 2 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 3 демпфери притискаються (за рахунок відцентрових сил) до нижніх поверхонь полиць 2 і за рахунок тертя зменш (демпфують) коливання лопаток. Демпфери впливають в основному на рівень вібронпружень і відносно слабо - на власну частоту коливань лопатки.

Виготовлення лопаток сучасних турбін

Лопатки сучасних турбін майже виключно відливаються по виплавлених моделях. Лопатки ТВД можуть виготовлятися за спеціальною технологією заливки і охолодження - з отриманням виливки з спрямованою кристалізацією або монокристалла. У виливках робочих лопаток механічній обробці піддаються тільки поверхні «ялинкового»

замкового з'єднання, що сполучаються поверхні бандажної полиці і (в лопатках з плівковим охолодженням) отвори перфорації.

При проектуванні лопаток особлива увага повинна приділятися можливостям виробництва. Це відноситься до вибору товщини профілю в кожному перетині, діаметру вхідний і особливо вихідний крайок. Для охолоджуваних лопаток важливі мінімальна товщина стінки і можливість виготовлення каналів охолодження внутрішньої порожнини і вихідний кромки. Тільки так може бути забезпечений економічно виправданий відсоток виходу придатного литва.

2.2. Фізичні процеси, що виникають в робочій лопатці турбіни при роботі ГТД

В процесі раніше згаданого взаємодії з робочими лопатками відбувається перетворення кінетичної енергії потоку в механічну, що обертає вал двигуна. Таке перетворення в осьовій турбіні може відбуватися двома способами:

1. Без зміни тиску, а отже і величини відносної швидкості потоку (відчутно змінюється тільки її напрямок - поворот потоку) в ступені турбіни;
2. З падінням тиску, зростанням відносної швидкості потоку і деякою зміною її напрямку в ступені.

Турбіни, що працюють за першим способом називаються активними. Газовий потік активно (імпульсно) впливає на лопатки через зміни свого напрямку при їх обтіканні. При другому способі - реактивні турбіни. Тут крім імпульсного впливу потік впливає на робочі лопатки ще й опосередковано (спрощено кажучи), за допомогою реактивної сили, що збільшує потужність турбіни. Додаткове реактивне вплив досягається за рахунок спеціальної профілювання робочих лопаток.

В сучасних авіаційних ГТД використовуються тільки осьові реактивні турбіни.

Більш детальна інформація по робочим процесам буде представлена в додатках.

2.3 Матеріали що застосовуються для виготовлення лопаток турбіни ГТД.

Особливістю лопаточного апарату турбіни є те, що умови його роботи практично завжди наближені до критичних. У сучасних двигунах температура газу (після факела) на виході з камери згоряння може досягати 1650 ° С (з тенденцією до зростання), тому для нормальної роботи турбіни при таких великих термічних навантаженнях необхідно прийняття спеціальних запобіжних заходів:

1. Використання жароміцних і жаростійких матеріалів, як металевих сплавів, так і (в перспективі) спеціальних композитних і керамічних матеріалів, які використовуються для виготовлення самих навантажених деталей турбіни - соплових і робочих лопаток, а також дисків. Найбільш навантаженими з них є робочі лопатки.

Жароміцні сплави можуть бути на алюмінієвій, титановій, залізній, мідній, кобальтової і нікелевої основах. Найбільш широке застосування в авіаційних двигунах отримали нікелеві жароміцні сплави, з яких виготовляють робочі і соплові лопатки, диски ротора турбіни, деталі камери згоряння і т.д. Залежно від технології виготовлення нікелеві жароміцні сплави можуть бути ливарними, деформуються і порошковими. Найбільш жароміцними є ливарні складнолегуючі сплави на нікелевій основі, здатні працювати до температур 1050-1100 °С протягом сотень і тисяч годин при високих статичних і динамічних навантаженнях.

В сучасні жароміцні і жаростійкі сплави для отримання максимальних високотемпературних характеристик додають до 16-ти найменувань різних легуючих елементів.

У їх числі, наприклад, хром, марганець, кобальт, вольфрам, алюміній, титан, тантал, вісмут і навіть реній або замість нього рутеній і інші. Особливо

перспективним у цьому плані реній (Re - реній, застосовується в Росії), який використовується зараз замість карбідів, але він надзвичайно доріг і запаси його невеликі. Також перспективним вважається використання силіциду ніобію.

2. Використання теплозахисного шару на лопатках. Теплозахисний шар (теплозахисне покриття - thermal-barrier coating або ТВС), значно зменшує величину тепло потоку в тіло лопатки (термобар'єрні функції) і оберігає її від газової корозії (жаростійкі функції).

2.4 Інформаційно-аналітичне дослідження проблемних («слабких») місць, які виявляють себе при експлуатації авіаційних ГТД

Тепловий стан елементів турбін

На сучасних цивільних ТРДД великий тяги рівень температури газу перед турбіною практично зрівнявся з рівнем температури перед турбіною військових ТРДД.

Максимальна температура газу перед ротором ТВД досягає 1700 ... 1850К. Двигуни для ближньо-середньомаягістральних літаків (CFM56, V2500) мають суттєво менший рівень температури. Робочі і соплові лопатки турбіни працюють у безпосередньому контакті з високотемпературним газом, при цьому допустима температура лопаткових сплавів нижче робочих температур газу перед кожним вінцем на 200 ... 500 °С. Найбільшу трудність представляє забезпечення надійності робочих лопаток, особливо в турбіні високого тиску. Вони поряд з сопловими лопатками схильні до термічної втоми, вібрації, газової корозії і ерозії, дії газових навантажень. Крім того, робочі лопатки піддаються дії відцентрових сил. З урахуванням всього цього для надійної роботи середня температура металу лопаток не повинна перевищувати 900 ... 1000 °С, а максимальний рівень - 1100 °С. Рівень допустимих робочих температур безпосередньо залежить від характеристик застосовуваного матеріалу лопаток.

Безпосереднього до газового впливу схильні також деякі роторні та статорні деталі турбіни: корпусу, частина ободу дисків, лабіринти та інші, менш навантажені деталі. Для забезпечення їх надійної роботи протягом заданого ресурсу застосовуються:

- спеціальні жароміцні, жаростійкі і корозійно-стійкі сплави, здатні чинити опір сульфидно-оксидній корозії;
- виготовлення лопаток методом спрямованої кристалізації або з монокристала;
- покриття для підвищення жаростійкості матеріалу (наприклад, з окису алюмінію);
- металеві багатокомпонентні покриття для підвищення корозійної жаростійкості матеріалу, наприклад, покриття з чотирьох компонентів (нікель - хром - алюміній - ітрій);
- теплозахисні покриття з керамічних матеріалів з низькою теплопровідністю - для зниження теплового потоку в метал лопатки;
- різні схеми повітряного (для промислових турбін іноді навіть парового) охолодження. [11]

Оптимальна з точки зору вартості життєвого циклу двигуна конструкція турбіни має на увазі оптимальне поєднання всіх перерахованих вище основних способів забезпечення працездатності. Застосування дорогих жароміцних сплавів збільшує вартість матеріалу, але зменшує потребу в охолодженні. Застосування більш складною і ефективною системи охолодження турбінної лопатки збільшує її собівартість, але дозволяє використовувати менш дорогі матеріали.

Проектування оптимальної системи охолодження передбачає послідовне знаходження обгрунтованого компромісу на всіх стадіях реалізації проекту.

Характерні дефекти в турбінах та шляхи їх запобігання

Сучасні двигуни експлуатуються за технічним станом аж до вичерпання їх експлуатаційного запасу або до виникнення будь-якої несправності.

При стендових випробуваннях і в експлуатації несправності в турбіні можуть бути виявлені засобами діагностики двигуна (наприклад, підвищення температури за турбіною) або при технічному обслуговуванні, з використанням спеціальних засобів і методів контролю. Такими засобами служать оптичні ендоскопи (для огляду деталей проточної частини), прилади для ультразвукового і струмовихрового контролю дефлекторів і дисків. Для полегшення проведення діагностики в корпусах турбіни виконують люки, що забезпечують доступ для засобів контролю.

Турбіна як самий теплонапружений вузол двигуна є і найбільш частим джерелом несправностей, що приводить до відправки в ремонт і обмежує ресурс. Наприклад, при середній міжремонтній напрацювання 11000 годин в двох з кожних трьох випадків відправки в ремонт двигунів сімейства РЧУ4000 (всіх моделей) причиною є проблеми (прогари і тріщини) з лопатками ТВД.

Двигун СРМ56-3 при середній міжремонтній напрацювання (на другий і наступні ремонти) близько 10000 годин відправляється в ремонт через досягнення обмеження за циклічним ресурсу (35%), через перевищення обмеження по температурі за турбіною (31%) і з- за проблем з довговічністю лопаток ТВД (прогари і тріщини ІСА, осьові і радіальні тріщини ІРЛ). На рис. 3-204 приведена середня напрацювання нових двигунів CF6-80C2 (GE Aircraft Engines). [10]



Рис. 2.5. Середнє напрацювання нових двигунів CF6-80C2 на зняття з крила - за дефектами лопаток турбіни і за всіма дефектами, разом узятим на «зняття з крила» через вихід з ладу лопаток турбіни, за всіма дефектами.

З графіка (на рис. 2.5) слід, що саме дефекти лопаток турбіни в переважній більшості випадків є причиною виведення двигунів з експлуатації і відправки їх в ремонт.

Прогари та тріщини в лопатках

У той час як проблеми з лопатками ТВД складають основну частину проблем з двигуном, переважну частину дефектів самих лопаток складають прогари, термоусталостні тріщини, високотемпературні окислення, корозія і ерозія. На рис. 2.5 та 2.6 показані характерні дефекти соплових лопаток першого ступеня ТВД.

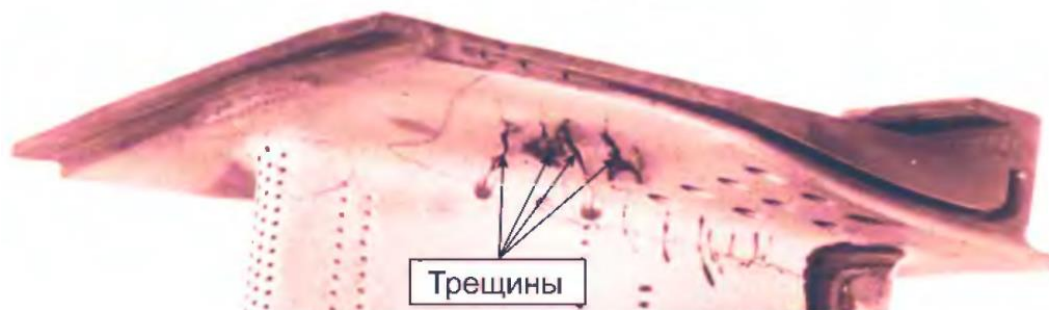


Рис. 2.5 Тріщини на профілі і полиці соплової лопатки першого ступеня ТВД

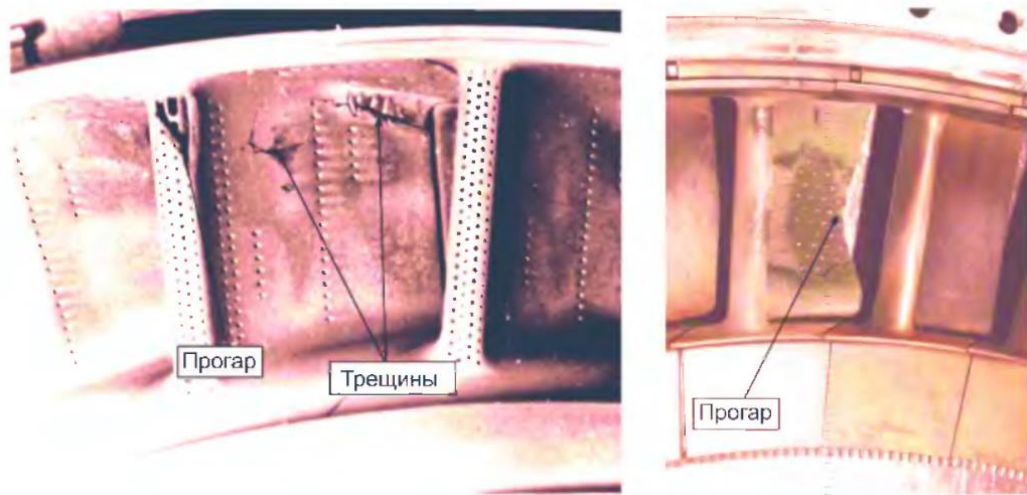


Рис. 2.6 Тріщини і прогари на профілі соплових лопаток ТВД

Місцеве збільшення витрати охолоджуючого повітря (в основному, за рахунок додаткових отворів плівкового охолодження) є звичайним на стадії доведення або перших етапах експлуатації, коли необхідно відкоригувати систему охолодження лопатки за результатами реальних випробувань.

Застосування монокристалічних матеріалів для лопаток ТВД цивільних двигунів стало вже загальним правилом з другої половини 1980-х рр., Коли монокристалічні робочі лопатки були вперше застосовані «Pratt & Whitney» в ТВД PW2000 (сертифікований в 1983 р) і PW4000 (сертифікований в 1987 р).

Монокристалічні соплові лопатки були вперше застосовані «GE Aircraft Engines» в ТВД CFM56-5A (сертифікований в 1988 р) і дозволили істотно підвищити довговічність лопаток в порівнянні с CFM56-3C1

Також, характерними дефектами робочої лопатки є корозія і ерозія торця лопатки (на всіх лопатках), пошкодження металу вхідний кромки і верхньої частини корита.

Усталостна поломка робочих лопаток

На робочі лопатки турбіни при роботі двигуна діють періодично змінюються сили. Якщо частота збуджуючих коливань збігається з частотою власних коливань лопаток, виникає резонанс. У цьому випадку напруги в лопатках різко збільшуються, і може статися поломка лопаток по перу або по замковій частині.

Періодичність сил, що викликають вимушені коливання лопаток, пояснюється неоднорідністю потоку в проточній частині, пов'язаній з кінцевим числом статорних деталей, за якими є аеродинамічні і термічні сліди. Це форсунки і жарові труби камери згоряння, соплові лопатки, стійки в проміжній або задній опорі, лопатки спрямляючого апарату за турбіною і т.д. Злам у лопатках при цьому носить втомний характер. Пломка однієї лопатки зазвичай призводить до пошкодження і руйнування інших лопаток в робочому колесі і навіть лопаток наступних ступенів (рис. 2.7).

Можливість виникнення резонансу зазвичай аналізується і виключається при проектуванні за рахунок:

- зміни кількості форсунок, стійок, кількості соплових лопаток і інших елементів проточної частини, здатних порушити коливання лопаток;
- оптимізації площ і моментів інерції основних перетинів профільної частини і ніжки лопатки як за рахунок зміни форми профілю, так і за рахунок введення спеціальних ребер і інших елементів у внутрішню порожнину лопатки;
- застосування демпферів під нижніми полицями робочих лопаток;
- застосування бандажних полиць з зигзагоподібними гранями, що мають монтажний натяг по контактних поверхнях в робочому колесі.



Рис. 2.7 Обрив верхньої половини профільної частини робочої лопатки другого ступеня ТВД і опосередковані збитки бандажних полиць інших лопаток

У виробництві застосовуються такі методи забезпечення втомної міцності лопаток:

- підвищення втомної міцності «ялинкового» замку лопаток шляхом обробки (зміцнення) його мікрокульками;
- контроль частоти власних коливань бесполочних лопаток;
- контроль втомної міцності лопаток при їх виготовленні.

Однак надійність аналітичних методів ще не настільки висока, щоб повністю виключити можливість виникнення резонансу або забезпечити безпечний рівень віброннапружень. Тому при доведенні турбіни проводиться тензовимір (вимір вібраційних напружень на лопатках) на основі попереднього розрахункового аналізу найбільш небезпечних місць. У разі виявлення неприпустимо високого рівня напружень або необхідності знизити ризик їх збільшення проводиться вибір найбільш надійних, прийнятних за собівартістю і термінів реалізації заходів для боротьби з потенційним дефектом.

Зменшення резонансних напруг без дорогого і тривалого перепроектування робочої лопатки можливо за рахунок збільшення рівня демпфірування або за рахунок зменшення рівня збудливих сил.

Газові втрати в турбіні

Як вже було сказано, будь-яка турбіна (або її ступінь) перетворює підведену до неї енергію потоку в механічну роботу. Однак, в реальному агрегаті цей процес може мати різну ефективність. Частина наданої енергії обов'язково витрачається «даремно», тобто перетворюється в втрати, які треба враховувати і вживати заходів до їх мінімізації для підвищення ефективності роботи турбіни, тобто збільшення її ККД.

Втрати складаються з гідравлічних і втрат з вихідною швидкістю. Гідравлічні втрати включають в себе профільні та кінцеві.

Профільні - це, по суті справи, втрати на тертя, так як газ, володіючи певною в'язкістю, взаємодіє з поверхнями турбіни. Зазвичай такі втрати в робочому колесі складають близько 2-3%, а в сопловому апараті - 3-4%. Заходи по зменшенню втрат полягають в «облагороджуванні» проточної частини розрахунковим і експериментальним шляхом, а також коректного розрахунку трикутників швидкостей для потоку в ступені турбіни, точніше кажучи вибору найвигіднішої окружної швидкості U при заданій швидкості C_1 . Ці дії зазвичай характеризуються параметром U/C_1 . Окружна швидкість на середньому радіусі в ТРД дорівнює 270 - 370 м/с.

Гідравлічні параметри проточної частини ступені турбіни враховує такий параметр, як адіабатичний ККД. Іноді його ще називають лопатковим, тому що він враховує втрати на тертя в лопатках ступені (СА і РЛ).

Є ще один ККД для турбіни, що характеризує її саме як агрегат для отримання потужності, тобто ступінь використання наданої енергії для створення роботи на валу. Це так званий ККД потужності (або ефективний). Він дорівнює відношенню роботи на валу до перепаду температур. Цей ККД враховує втрати з вихідною швидкістю. Вони зазвичай складають для ТРД близько 10-12% (в сучасних ТРД $C_0 = 100 - 180$ м/с, $C_1 = 500-600$ м/с, $C_2 = 200-360$ м / с). Для турбін сучасних ГТД величина адіабатичного ККД становить близько 0,9 - 0,92 для неохолоджуваних турбін. У разі, якщо турбіна має охолодження, то цей ККД може бути нижче на 3-4%. ККД потужності дорівнює зазвичай 0,78 - 0,83. Він менше адіабатичного на величину втрат з вихідною швидкістю.

Що стосується кінцевих втрат, то це так звані «втрати на перетікання». Проточну частину неможливо абсолютно ізолювати від решти частин двигуна через присутність обертових вузлів в комплексі з нерухомими (корпусу + ротор). Тому газ з областей з підвищеним тиском прагне перетекти в області зі зниженим тиском. Зокрема, наприклад, з області перед робочою лопаткою в область за нею через радіальний зазор між пером лопатки і корпусом турбіни.

Такий газ не бере участі в процесі перетворення енергії потоку в механічну, тому що не взаємодіє з лопатками в цьому плані, тобто виникають кінцеві втрати (або втрати в радіальному зазорі). Вони складають близько 2-3% і негативно впливають як на адіабатичний, так і на ККД потужності, зменшують економічність ГТД, причому досить відчутно.

Відомо, наприклад, що збільшення радіального зазору з 1 мм до 5 мм в турбіні діаметром 1 м, може привести до збільшення питомої витрати палива в двигуні більш, ніж на 10%.

Методи управління радіальним зазором

Як було описано вище, радіальні зазори погіршують ККД двигуна. Тому з метою максимального їх зниження були розроблені як пасивні, так і активні методи управління радіальними зазорами котрі будуть наведені нижче.

Пасивні методи управління радіальним зазором

Зрозуміло, що зовсім позбутися від радіального зазору неможливо, але його намагаються мінімізувати. Це досить важко, тому що авіаційна турбіна - агрегат сильно навантажений. Точний облік всіх факторів, що впливають на величину зазору досить важкий.

Режими роботи двигуна часто змінюються, а значить змінюється величина деформацій робочих лопаток, дисків, на яких вони закріплені, корпусів турбіни в результаті зміни величин температури, тиску і відцентрових сил.

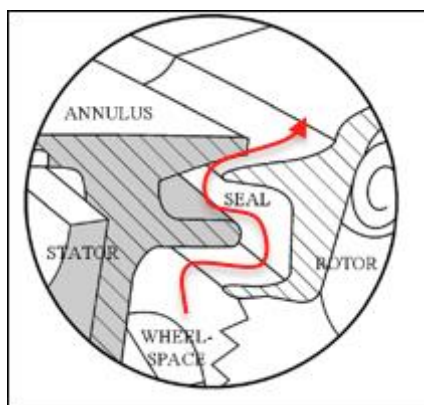


Рис. 2.8 Лабіринтне ущільнення

Тут же необхідно враховувати величину залишкової деформації при тривалій експлуатації двигуна. Плюс до цього, еволюційні зміни літака, впливають на деформацію ротора, що теж змінює величину зазорів.

Зазвичай зазор оцінюється після зупинки прогрітого двигуна. В цьому випадку тонкий зовнішній корпус остигає швидше масивних дисків і вала і, зменшуючись в діаметрі, зачіпає за лопатки. Іноді величина радіального зазору просто вибирається в межах 1,5-3% від довжини пера лопатки. Тут же необхідно враховувати величину залишкової деформації при тривалій експлуатації двигуна. Плюс до цього, еволюції, що виконуються літаком, впливають на деформацію ротора, що теж змінює величину зазорів.

Зазвичай зазор оцінюється після зупинки прогрітого двигуна. В цьому випадку тонкий зовнішній корпус остигає швидше масивних дисків і вала і, зменшуючись в діаметрі, зачіпає за лопатки. Іноді величина радіального зазору просто вибирається в межах 1,5-3% від довжини пера лопатки.

Для того, щоб уникнути пошкодження лопаток, в разі торкання їх про корпус турбіни, в ньому часто розміщують спеціальні вставки з матеріалу більш м'якого, ніж матеріал лопаток (наприклад, металокераміка). Крім того використовуються безконтактні ущільнення. Зазвичай це лабіринтові та сотові ущільнення.

В цьому випадку робочі лопатки бандажуються на кінцях пера і на бандажних полицях вже розміщуються ущільнення або клини (для сот). У сотових ущільненнях через товщину стінок сот площа контакту дуже мала (в 10 разів менше, ніж звичайно лабіринту), тому збірка вузла ведеться без зазору. Після підробітки величина зазору забезпечується близько 0,2 мм.

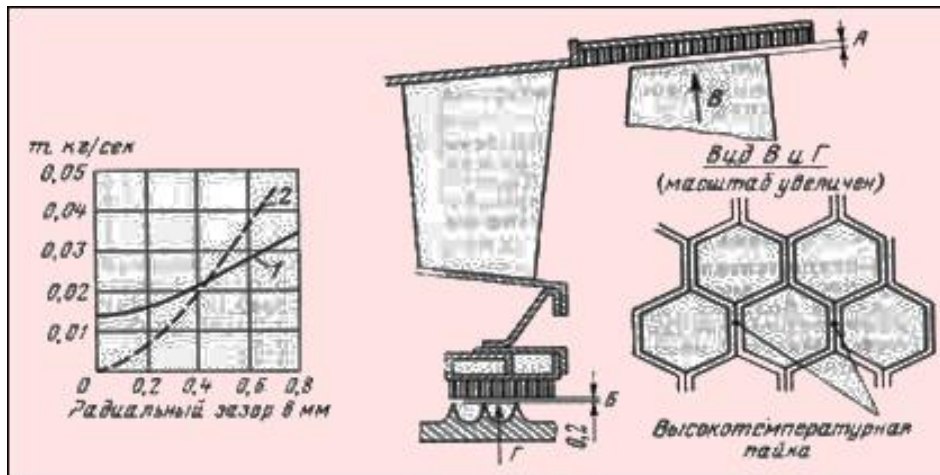


Рис. 2.9 Застосування сотового ущільнення. Порівняння витрат в сотовому ущільненні (1) та в гладкому кільцю (2).

Аналогічні способи ущільнень зазорів використовуються для зменшення витоку газу з проточної частини (наприклад, в міждисковий простір).

У турбіні регламентуються також і осьові зазори. Наприклад між вихідними крайками СА і вхідними РЛ зазвичай зазор в межах 0,1-0,4 від хорди РЛ на середньому радіусі лопаток. Чим менше цей зазор, тим менше втрати енергії потоку за СА (на тертя і вирівнювання поля швидкостей за СА). Але при цьому зростає вібрація РЛ через поперемінного потрапляння з областей за корпусами лопаток СА в міжлопаточну області.

Активні методи управління радіальним зазором

Вище були розглянуті так звані пасивні методи управління радіальним зазором. На багатьох ГТД, розроблених (і розроблюваних) з кінця 80-х років, встановлюються так звані «системи активного регулювання радіальних зазорів» (САУРЗ - активний метод). Це автоматичні системи, і суть їх роботи полягає в управлінні тепловою інерційністю корпусу (статора) авіаційної турбіни.

Ротор і статор (зовнішній корпус) турбіни відрізняються один від одного за матеріалом і по «масивності». Тому на перехідних режимах вони розширюються по різному. Наприклад, при переході двигуна з зниженого режиму роботи на підвищений, високотемпературний, тонкостінний корпус

швидше (ніж масивний ротор з дисками)) прогрівається і розширюється, збільшуючи радіальний зазор між собою і лопатками. Плюс до цього зміни тиску в тракці і еволюції літака.

Щоб цього уникнути, автоматична система (зазвичай головний регулятор типу FADEC) організовує подачу охолоджуючого повітря на корпус турбіни в необхідних кількостях. Нагрівання корпусу, таким чином, стабілізується в необхідних межах, а значить змінюється величина його лінійного розширення і, відповідно, величина радіальних зазорів. Все це дозволяє економити паливо, що дуже важливо для сучасної цивільної авіації. Найбільш ефективно системи САУРЗ застосовуються в турбінах низького тиску на ТВРД типу GE90, CFM56, Trent 900, ПС-90А і деяких інших.

Значно рідше, проте досить ефективно для синхронізації темпів прогріву ротора і статора застосовується примусовий обдув дисків турбіни (а не корпусу). Такі системи застосовуються на двигунах CF6-80 і PW4000.

2.5 Методи захисту лопаток турбіни ГТД при експлуатації та методи підвищення їх довговічності.

Для лопаток турбін застосовуються покриття двох видів.

1. Металеві. Металеві покриття (що складаються з декількох компонентів) захищають основний метал лопатки від окислення і корозії і є головним засобом забезпечення працездатності лопаток в агресивній робочій середовищі.
2. Керамічні. Теплозахисні керамічні покриття (ТЗП) забезпечують зменшення теплового потоку в деталі за рахунок зменшеної теплопровідності захисного шару. Зменшення максимальної температури металу становить від 30 до 90 °С (в залежності від товщини покриття, його властивостей і градієнта температур між газом і стінкою лопатки). [5]

Особливо сильно процеси окислення і корозії позначаються в турбінах наземного застосування. У двигунах для морських судів захисні покриття є,

фактично, єдиним засобом забезпечення довговічності лопаток турбіни. Як свідчить досвід GE, перші випробування двигуна LM2500 (наземного варіанту авіаційного двигуна TF39) в морському застосуванні показали безпрецедентне погіршення характеристик через сольовий корозії лопаток турбіни. Вирішити проблему вдалося лише термінової розробкою нового покриття. Рішенням стало - теплозахистне керамічне покриття.

Широке застосування покриттів для лопаток ТВД почалося в 1990-х рр. на високотемпературних двигунах великої тяги (PW4084, GE90), а потім прогрес в технології став виправдовувати їх застосування на двигунах більш масового застосування з більш низьким рівнем температур (PW2000, V2500, PW6000).

Застосування ТЗП істотно знижує витрату охолоджуючого повітря, збільшує ефективність турбіни і довговічність лопаток.

Типовий приклад теплозахисного покриття або ТЗП (thermal barrier coating) на англійському, вказано нижче на рисунку 2.8. Позначення на малюнку: TGO (Thermally Grown Oxide) - термічно зростаючий оксид; Substrate - основний матеріал лопатки; Bond coat - перехідний шар

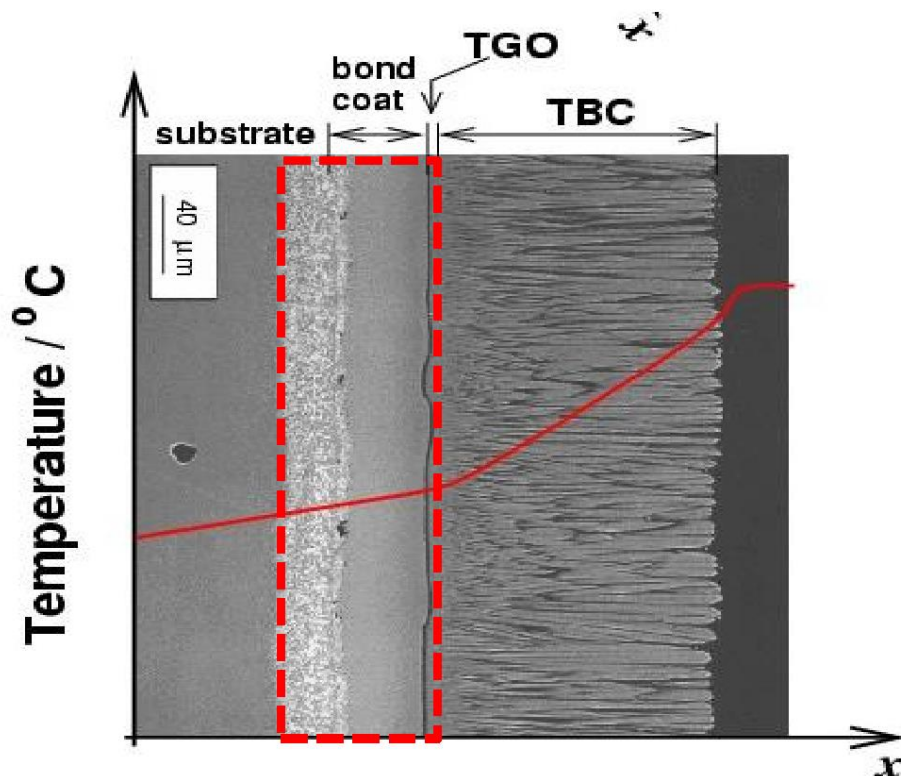


Рис. 2.10. Приклад теплозахистного покриття. Характер зміни температури по перетину лопатки.

На малюнку (мікрофото) показується теплозахисний шар на лопатці турбіни високого тиску сучасного ТРДД. До складу ТВС зараз входять такі метали як: нікель, хром, алюміній, ітрій і ін. Зараз виконуються досвідчені роботи по використанню керамічних покриттів на основі оксиду цирконію, як стабілізатора (розробки VIAM).

Однак без охолодження, практично всі жароміцні металеві матеріали витримують лише температури приблизно до $\approx 1050-1070$ °С. А з урахуванням теплозахистних покриттів, температура може бути підвищена лише від 90 °С, аж до приблизно 200 °С. [11]

Повітряне охолодження лопаток

Тому друга, широко використовувана міра, це застосування різних систем охолодження лопаток і інших конструктивних елементів авіаційних турбін. Без охолодження в сучасних ГТД обійтися поки не можна, незважаючи на застосування нових високотемпературних жароміцних сплавів і спеціальних способів виготовлення елементів.

З точки зору систем охолодження розрізняють відкриті і замкнуті системи.

Замкнені системи можуть використовувати примусову циркуляцію рідкого теплоносія в системі лопатки - радіатор або використовувати принцип «термосифонного ефекту» при якому рух теплоносія відбувається під дією гравітаційних сил, коли більш теплі шари витісняють більш холодні. В якості теплоносія тут може бути використаний, наприклад, натрій або сплав натрію і калію.

Однак, замкнуті системи через великої кількості важко вирішуваних проблем в авіаційній практиці не застосовуються і знаходяться в стадії експериментальних досліджень.

Відкриті системи охолодження, у свою чергу, використовуються частіше. Холодоагентом у таких системах служить повітря, що подається

зазвичай під різним тиском через різні же ступенів компресора всередину лопаток турбіни. Залежно від максимальної величини температури газу, при якій доцільно застосування цих систем, їх можна розділити на три види: конвективний, конвективно-плівковий (або загороджувальний) і пористий.

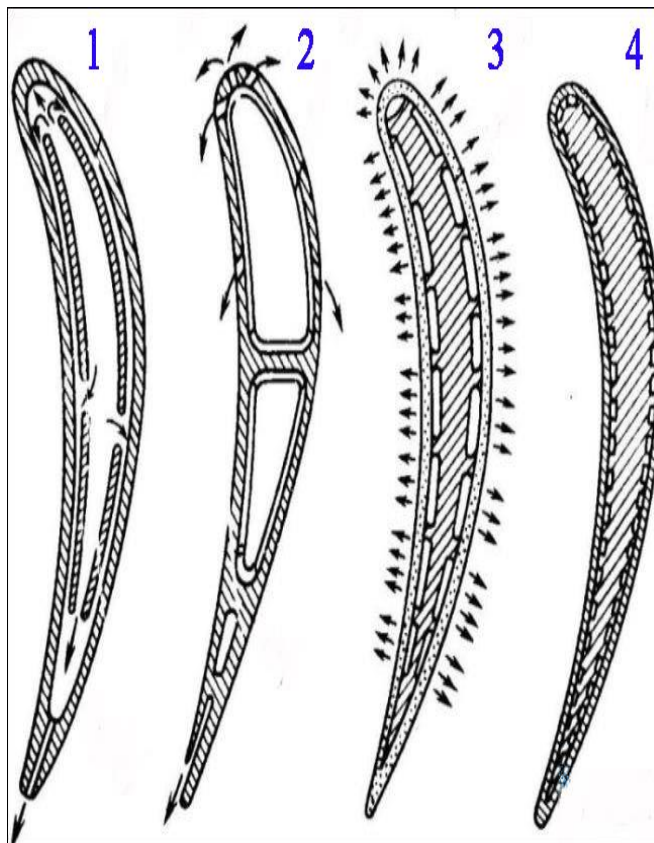


Рис. 2.11. Типи відкритого охолодження: 1 - конвективний з дефлектором, 2 - конвективно-плівковий, 3 - пористий, 4 - теплозахитное покриття. [10]

При конвективному охолодженні повітря подається всередину лопатки по спеціальних каналах і, омиваючи всередині неї найбільш нагріті ділянки, виходить назовні в потік в області з більш низьким тиском. При цьому можуть бути використані різні схеми організації течії повітря в лопатках залежності від форми каналів для нього: поздовжня, поперечна або петлеподібна (змішана або ускладнена).

Найбільш проста схема з поздовжніми каналами вздовж пера. Тут вихід повітря організовується зазвичай у верхній частині лопатки через бандажну полку. У такій схемі має місце досить велика нерівномірність температури

вздовж пера лопатки - до $150-250^{\circ}$, що несприятливо впливає на властивості міцності лопатки. Схема використовується на двигунах з температурою газу до $\approx 1130^{\circ}\text{C}$.

Наступний спосіб конвективного охолодження має на увазі наявність всередині пера спеціального дефлектора (тонкостінна оболонка - вставляється всередину пера), який сприяє підводу охолоджуючого повітря спочатку на найбільш нагріті ділянки. Дефлектор утворює свого роду сопло, вивуає повітря в передню частину лопатки. Виходить струйне охолодження найбільш нагрітої частини. Далі повітря, омиваючи інші поверхні виходить через поздовжні вузькі отвори в пере.

В такій схемі температурна нерівномірність значно нижче, крім того сам дефлектор, який вставляється в лопатку під натягом за кількома центруючими поперечними пазами, завдяки своїй пружності, служить демпфером і гасить коливання лопаток. Така схема використовується при максимальній температурі газу $\approx 1\ 230^{\circ}\text{C}$.

Наступна, так звана полупетльова схема конвективного охолодження, дозволяє домогтися щодо рівномірного поля температур в лопатці. Це досягається експериментальним підбором розташування різних ребер і штирів, напрямних потоки повітря, всередині тіла лопатки. Ця схема допускає максимальну температуру газу до 1330°C .

Соплові лопатки конвективно охолоджуються аналогічно робочим. Вони зазвичай виконуються двопорожнинними з додатковими ребрами і штирями для інтенсифікації процесу охолодження. У передню порожнину у передньої кромки подається повітря більш високого тиску, ніж в задню (через різні ступенів компресора) і випускається в різні зони тракту з метою підтримки мінімально необхідної різниці тиску для забезпечення необхідної швидкості руху повітря в каналах охолодження.

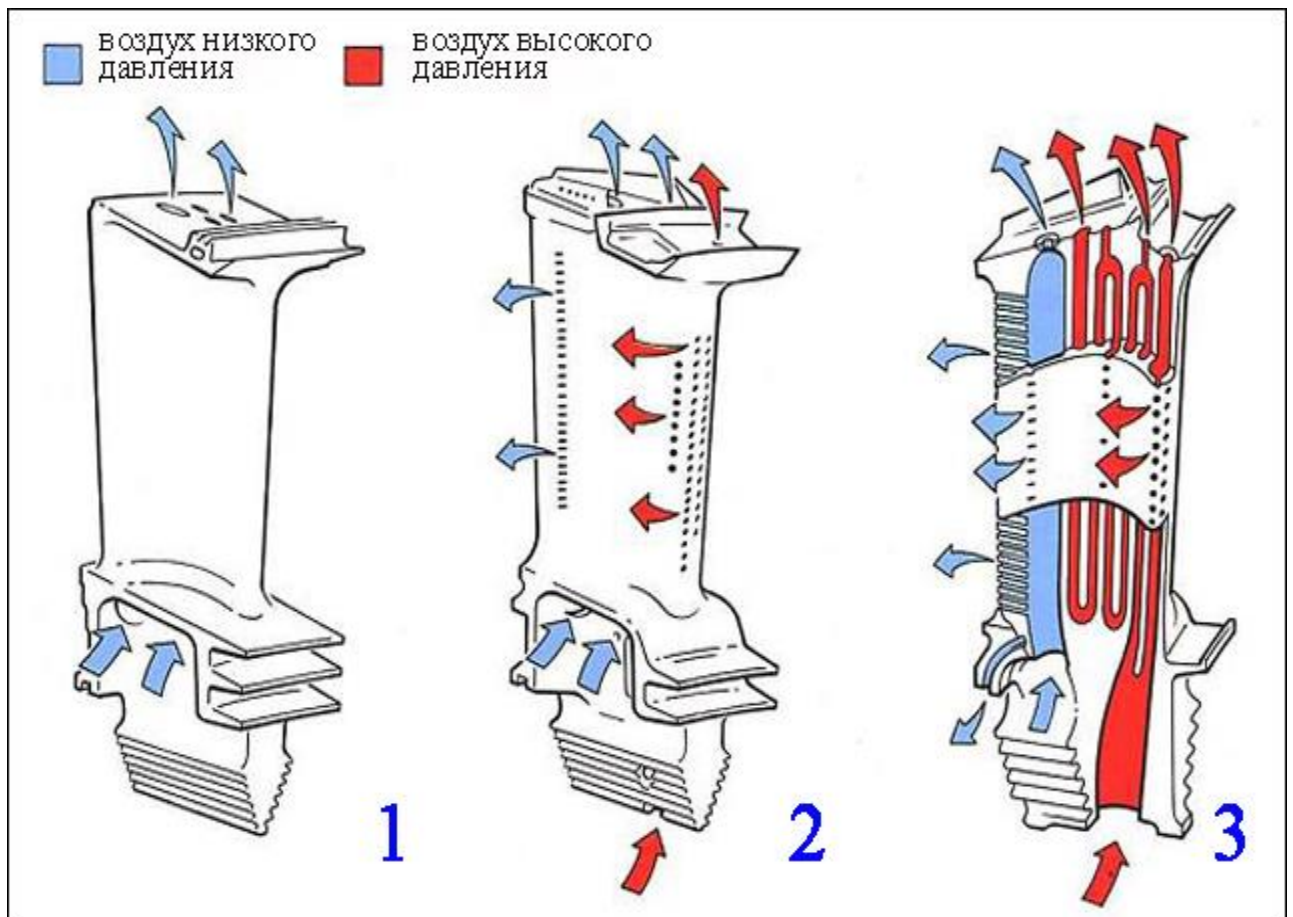


Рис. 2.12. Приклади можливих способів охолодження робочих лопаток. 1 - конвективне, 2 - конвективно-плівкове, 3 конвективно-плівкове з ускладненими петльовими каналами в лопатці. [2]

Другий спосіб - конвективно-плівкове охолодження. Конвективно-плівкове охолодження застосовується при ще більш високій температурі газу - до 1380 °С. При цьому способі частина охолоджуючого повітря через спеціальні отвори в лопатці випускається на її зовнішню поверхню, створюючи тим самим свого роду загороджувальну плівку, яка захищає лопатку від зіткнення з гарячим потоком газу. Цей спосіб використовується як для робітників, так і для соплових лопаток.

Третій спосіб - пористе охолодження. В цьому випадку силовий стрижень лопатки з поздовжніми каналами покривається спеціальним пористим матеріалом, який дозволяє здійснити рівномірний і дозований випуск охолоджувача на всю поверхню лопатки, омивається газовим потоком.

Це поки перспективний спосіб, в масовій практиці використання ВМД не застосовується через технологічні і експлуатаційних труднощів, складнощів з підбором пористого матеріалу і великою ймовірністю досить швидкого засмічення пір. Також вони мають відносно низьку міцність, високу вартість виготовлення. Однак, в разі вирішення цих проблем імовірно можлива температура газу при такому типі охолодження може досягати 1650 °С. [10]

На потреби охолодження авіаційної турбіни від компресора забирається досить велика кількість повітря. На різних двигунах - до 15-20%. Це істотно збільшує втрати, які враховуються при термо-газодинамічних розрахунках двигуна. На деяких двигунах встановлені системи, що знижують подачу повітря на охолодження (або взагалі її закривають) при знижених режимах роботи двигуна, що позитивно впливає на економічність. Приклад схеми охолодження лопатки наведений в «Додакту А».

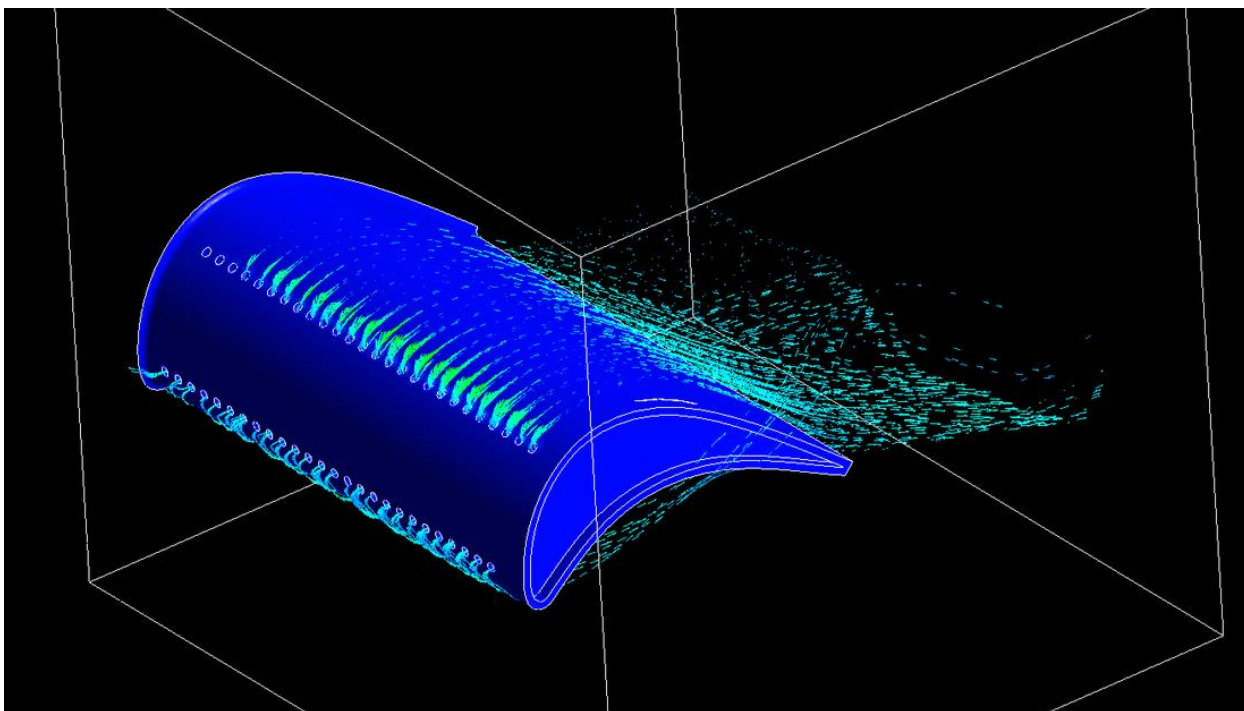


Рис. 2.13 Розподіл по перу лопатки охолоджуючого повітря

3. Розрахунок статичних напружень робочих лопаток турбіни

Вхідні данні

Для опису напружень що діють на лопатку під час роботи, а також сил та параметрів, було вирішено зробити статичний розрахунок лопатки турбіни на міцність, що має наступні конструкційні та фізико-механічні параметри, котрі наведені в таблиці 3.1:

Таблиця 3.1

Вихідні дані для розрахунку конструкції вузла турбіни

Назва параметру	Позначення	Значення
1 Число ступеней	z	1
2 Частота вращения, об/мин	n	10713
3 Расход газа , кг/с	G_T	65.404
4 Степень расширения	π_T^*	1.85
5 Средний диаметр проточной части на входе в узел, м	$D_{ср.вх}$	0.541
6 Высота проточной части на входе в узел, м	$h_{вх}$	0,0828
7 Средний диаметр проточной части выходе из узла, м	$D_{ср.вых}$	0.542
8 Высота проточной части на выходе из узла, м	$h_{вых}$	0.0905
9 Температура газа на входе в узел, К	T_T^*	1180
10 Осевая составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо ступени, м/с	C_{1a}	201,78
11 Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса ступени, м/с	C_{2a}	211,79
12 Окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо ступени, м/с	C_{1u}	342,21
13 Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса ступени, м/с	C_{2u}	43,14
14 Статическое давление на входе в рабочее колесо ступени, МПа	P_1	674,179
15 Статическое давление на выходе из рабочего колеса ступени, МПа	P_2	564,680
16 Температура газа на входе в рабочее колесо ступени, К	T_1^*	1100
17 Температура газа на выходе из рабочего колеса ступени, К	T_2^*	1028
18 Наружный диаметр лопаточного венца на входе в рабочее колесо ступени, м	$D_{н1}$	0,6176
19 Наружный диаметр лопаточного венца на выходе из рабочего колеса ступени, м	$D_{н2}$	0,625
20 Диаметр втулки на входе, м	$D_{вт1}$	0,4520
21 Диаметр втулки на выходе, м	$D_{вт2}$	0,444

22 Хорда профіля робочей лопатки, м -в корневом сечении -в среднем сечении -в концевом сечении	b	0,0465 0,0468 0,0467
23 Максимальная толщина профіля, м -в корневом сечении -в среднем сечении -в концевом сечении	δ	0,012 0,011 0,01
24 Угол установки профіля, градус -в корневом сечении -в среднем сечении -в концевом сечении	γ	65,2 60,1 46,9
25 Длина проточной части узла, м	L	0,138

Розрахунок пера робочей лопатки на статичну міцність

Перо лопатки по висоті розбиваємо на п'ять рівних ділянок (рисунок 3.1). Кореневе перетин вибирається на відстані 2 ... 3 мм від початку перехідної галтелі від пера до полиці хвостовика. Кінцеве перетин вибирається на 2 ... 3 мм нижче торця пера.

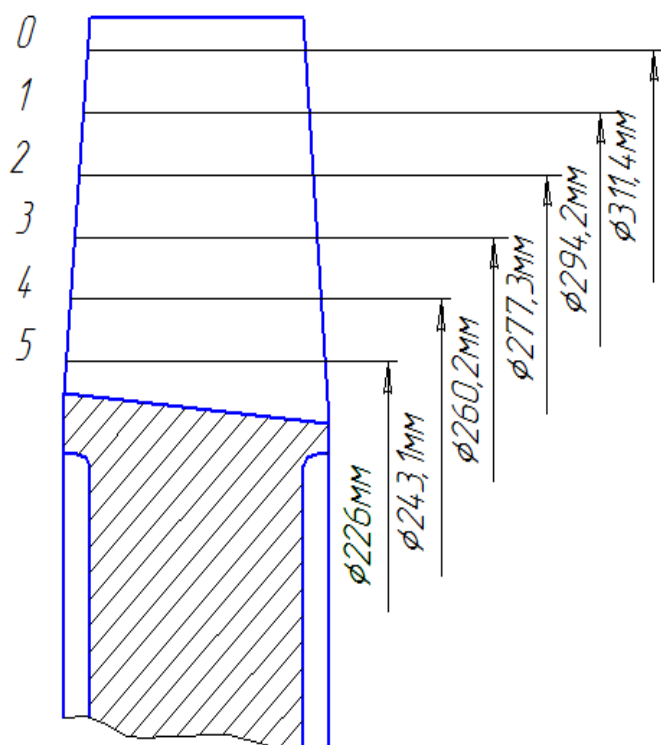


Рис. 3.1 Розрахункова схема

Максимальна температура лопатки:

$$T_l = T_w^* - \theta_{охл} (T_w^* - T_{охл}^*) = 1029 - 0,23(1029 - 595) = 929K,$$

де $T_{охл}^* = 595K$ температура повітря, що охолоджує лопатки,

$\theta_{охл} = 0,23$ - коефіцієнт глибини охолодження (конвективно-плівкова система охолодження).

Закон зміни температури T_l по висоті лопатки задаємо відповідно до рекомендацій. Визначаємо температуру в кожному розрахунковому перерізі. Приймаємо матеріал робочої лопатки - жароміцний ливарний сплав на нікелевій основі ВЖЛ12У ($t_{max} = 1050$ °С, $\rho = 7900$ кг/м³). Залежно від температури для кожного перетину знаходимо значення σ_t^T . Для цього знаходимо значення параметра Ларсона-Міллера в кожному перетині:

$$P = (t + 273) \cdot (\lg \tau + 20),$$

де t – температура деталі, °С,

τ – час роботи, год.

За τ приймемо подвоєне час роботи на максимальному режимі. Час роботи на максимальному режимі приймемо рівним 5% від ресурсу двигуна. Ресурс двигуна = 1000 год.

$$\tau = 2 \cdot 0,05 \cdot 1000 = 100ч$$

Залежно від P по таблиці, шляхом інтерполяції визначаємо точні значення σ_t^T .

Визначення геометричних характеристик перетинів виконуємо в програмі КОМПАС. Схема для визначення геометричних характеристик зображена на рис. 3.3. Геометричні характеристики для інших перетинів знайдені методом інтерполяції в програмі Excel.

Газові сили, що діють на одиницю довжини робочої лопатки:

$$\begin{aligned}
 q_x &= \frac{\pi(R_H + R_K)}{Z}(p_1 - p_2) + \frac{G_T}{Z(R_H - R_K)}(c_{1a} - c_{2a}) = \\
 &= \frac{\pi(0,3114 + 0,226)}{53}(0,674178 \cdot 10^6 - 0,564681 \cdot 10^6) + \frac{65,4}{55(0,3114 - 0,226)}(201,72 - 211,75) = \\
 &= 3423,28 \frac{H}{M};
 \end{aligned}$$

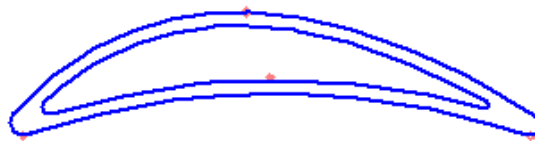
$$\begin{aligned}
 q_x &= \frac{\pi(R_H + R_K)}{Z}(p_1 - p_2) + \frac{G_T}{Z(R_H - R_K)}(c_{1a} - c_{2a}) = \\
 &= \frac{\pi(0,3114 + 0,226)}{53}(0,674178 \cdot 10^6 - 0,564681 \cdot 10^6) + \frac{65,4}{55(0,3114 - 0,226)}(201,72 - 211,75) = \\
 &= 3423,28 \frac{H}{M};
 \end{aligned}$$

Z - число лопаток = 55,

R_H - радіус зовнішнього перетину

R_K - радіус перетину основи

Корневое сечение



Среднее сечение



Концевое сечение

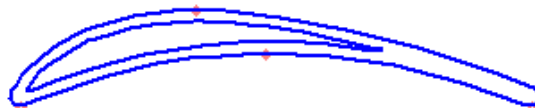


Рис. 3.2 Характер зміни перетину вздовж лопатки

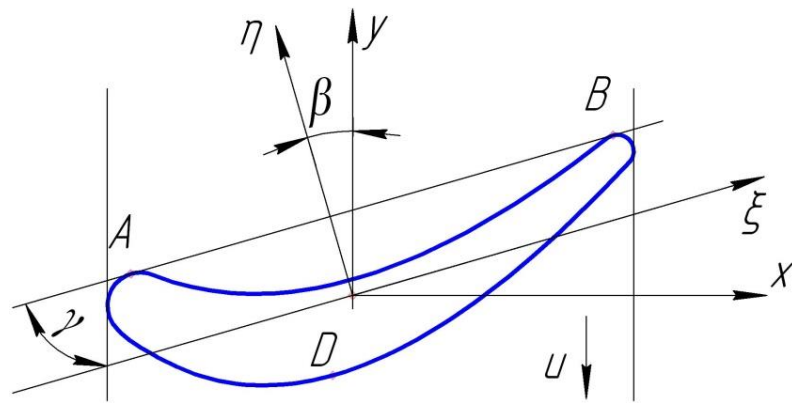


Рис 3.3 - Перетин $h = 0$

 Расчет МЦХ плоских фигур

Количество тел	$N = 1$
Количество отверстий	$N1 = 1$
Площадь	$S = 115.787 \text{ мм}^2$
Центр масс	$X_c = 1.104 \text{ мм}$ $Y_c = -0.529 \text{ мм}$
В заданной системе координат:	
Осевые моменты инерции	$J_x = 1076.018 \text{ мм}^4$ $J_y = 21212.811 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции	$J_{xy} = -76.397 \text{ мм}^4$
В центральной системе координат:	
Осевые моменты инерции	$J_x = 1043.577 \text{ мм}^4$ $J_y = 21071.629 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции	$J_{xy} = -8.721 \text{ мм}^4$
В главной центральной системе координат:	
Осевые моменты инерции	$J_x = 1043.573 \text{ мм}^4$ $J_y = 21071.632 \text{ мм}^4$
Угол наклона главных осей	$A = 359^\circ 58' 30.188'' \text{ (} 359.975^\circ \text{)}$

Расчет МЦХ плоских фигур

Количество тел $N = 1$
Количество отверстий $N1 = 1$
Площадь $S = 101.158 \text{ мм}^2$

Центр масс $X_c = 0.163 \text{ мм}$
 $Y_c = -33.334 \text{ мм}$

В заданной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 113300.629 \text{ мм}^4$
 $J_y = 19103.865 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции $J_{xy} = -1094.700 \text{ мм}^4$

В центральной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 900.414 \text{ мм}^4$
 $J_y = 19101.164 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции $J_{xy} = -543.653 \text{ мм}^4$

В главной центральной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 884.190 \text{ мм}^4$
 $J_y = 19117.388 \text{ мм}^4$
Угол наклона главных осей $A = 358^\circ 17' 26.217'' (358.291^\circ)$

Расчет МЦХ плоских фигур

Количество тел $N = 1$
Количество отверстий $N1 = 1$
Площадь $S = 92.420 \text{ мм}^2$

Центр масс $X_c = -0.568 \text{ мм}$
 $Y_c = -39.637 \text{ мм}$

В заданной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 145610.485 \text{ мм}^4$
 $J_y = 16173.472 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции $J_{xy} = 1671.129 \text{ мм}^4$

В центральной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 411.156 \text{ мм}^4$
 $J_y = 16143.657 \text{ мм}^4$
Центробежный момент инерции $J_{xy} = -409.498 \text{ мм}^4$

В главной центральной системе координат:

Осевые моменты инерции $J_x = 400.504 \text{ мм}^4$
 $J_y = 16154.309 \text{ мм}^4$
Угол наклона главных осей $A = 358^\circ 30' 36.023'' (358.510^\circ)$

Рис. 3.4 Визначення геометричних характеристик і моментів інерції перетинів в ПК КОМПАС

Основні вихідні дані зводимо в таблицю 3.2.

Таблица 3.2

Вихідні дані для розрахунку робочої лопатки

Параметр	Номера сечений					
	0	1	2	3	4	5
$T_{\hat{E}}(\hat{E})$	900	929	929	929	890	829
$\sigma_r^T(\sigma_{\hat{a}})(\hat{\Pi}\hat{a})$	326	245	245	245	328	420
$R(\hat{u})$	311,4	294,2	277,3	260,2	243,1	226
$F(\hat{u}^2)$	92,4	96	98,6	106	110	115
β (градус)	46,9	48,8	55	58	61,3	65,2
$J_{\xi}(\text{мм}^4)$	414,41	484	597	710	870	1076,02
$J_{\eta}(\text{мм}^4)$	16240	17150	17963	18726	20132	21212
$\xi_A(\text{мм})$	-21,3	-21,35	-21,4	-21,42	-21,48	-21,5
$\xi_B(\text{мм})$	23,3	23,12	23,01	22,9	22,8	22,7
$\xi_D(\text{мм})$	-6,04	-5,2	-4,3	-3,6	-2,8	-2,12
$\eta_A(\text{мм})$	-4,6	-4,78	-4,9	-4,99	-5,05	-5,14
$\eta_B(\text{мм})$	-4,6	-4,7	-4,8	-4,9	-5	-5,2
$\eta_D(\text{мм})$	3,9	4,2	4,5	4,9	5,3	5,8

Розрахунок проводимо в програмі VOLCANO 1.0. Результати розрахунку наведені в таблиці 3.3.

Таблица 3.3

Результати розрахунку

Параметр	Единицы	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4	Сечение 5	Сечение 6
Смещение центра масс сечения лопатки в проекции на ось X	мм	0	0	0	0	0	0
Смещение центра масс сечения лопатки в проекции на ось Y	мм	0	0	0	0	0	0
Изгибающий момент от газовых сил относительно оси X	Н*м	0	-0,63	-2,47	-5,56	-9,89	-15,47
Изгибающий момент от центробежных сил относительно оси X	Н*м	0	0	0	0	0	0
Изгибающий момент от газовых сил относительно оси Y	Н*м	0	0,51	1,99	4,49	7,98	12,48
Изгибающий момент от центробежных сил относительно оси Y	Н*м	0	0	0	0	0	0
Изгибающий момент главной центральной оси КСИ	Н*м	0	-0,03	0,21	0,86	2,25	4,83
Изгибающий момент главной центральной оси ЭТА	Н*м	0	0,81	3,16	7,09	12,51	19,28
Напряжение растяжения от центробежных сил	МПа	0	51,06	97,32	134,83	172,14	203,85
Напряжение изгиба в точке А	МПа	0	1,32	2,01	2,1	0,31	-3,55
Напряжение изгиба в точке В	МПа	0	-0,77	-5,77	-14,58	-27,08	-43,99
Напряжение изгиба в точке D	МПа	0	-0,04	2,37	7,27	15,42	27,98
Результирующее напряжение в точке А	МПа	0	52,38	99,32	136,93	172,45	200,3
Результирующее напряжение в точке В	МПа	0	50,29	91,54	120,25	145,06	159,86
Результирующее напряжение в точке D	МПа	0	51,02	99,69	142,1	187,56	231,83
Максимальные напряжения	МПа	0	52,38	99,69	142,1	187,56	231,83
Минимальный коэффициент запаса прочности по напряжениям	---	1000	4,68	2,46	1,72	1,75	1,81

Розподіл основних параметрів по висоті лопатки показані на малюнках 3.5 - 3.8.1.

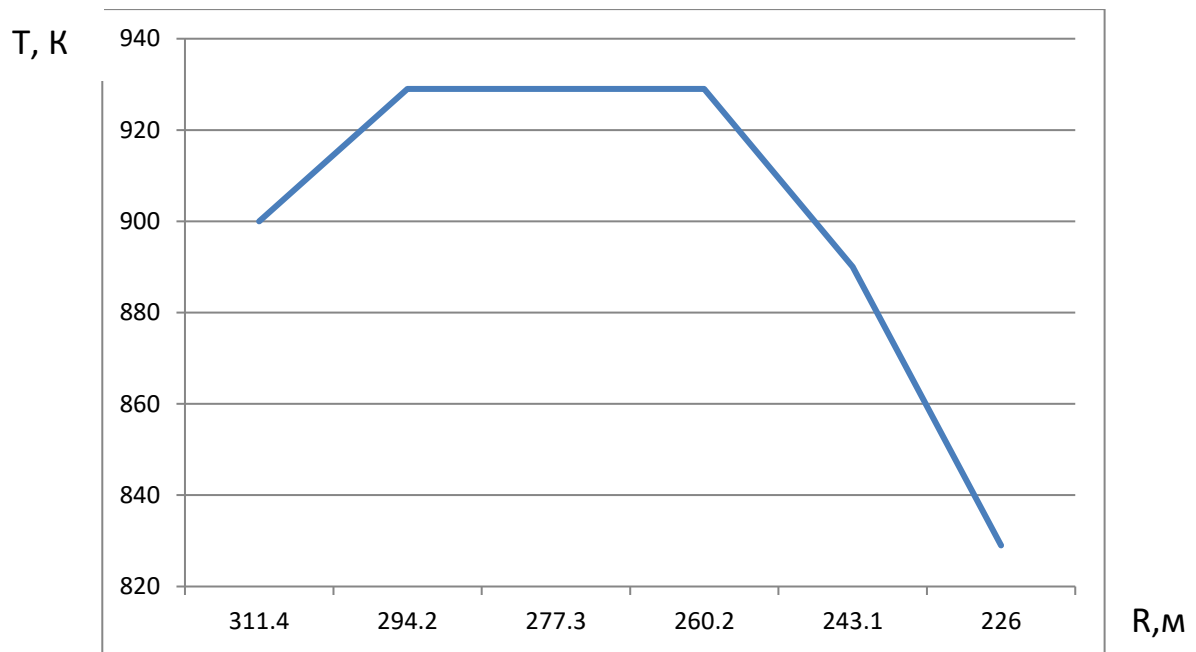


Рис. 3.5 - Розподіл температури по висоті лопатки

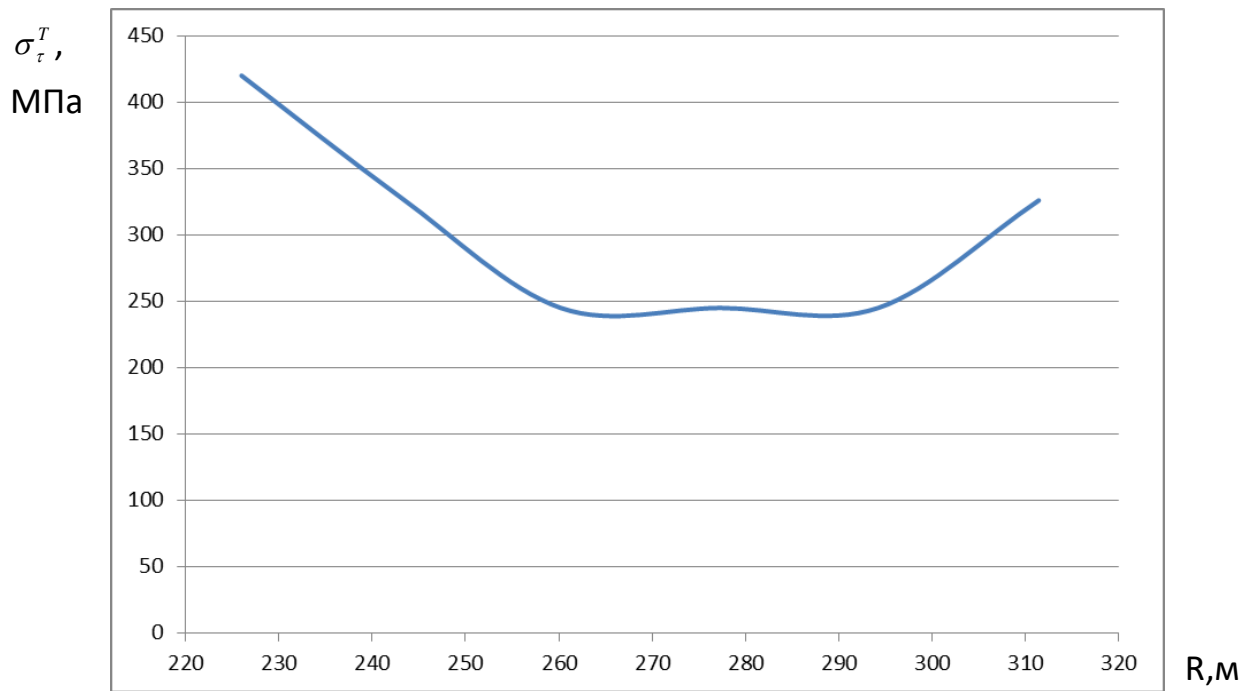


Рис 3.6 - Розподіл меж міцності матеріалу по висоті лопатки

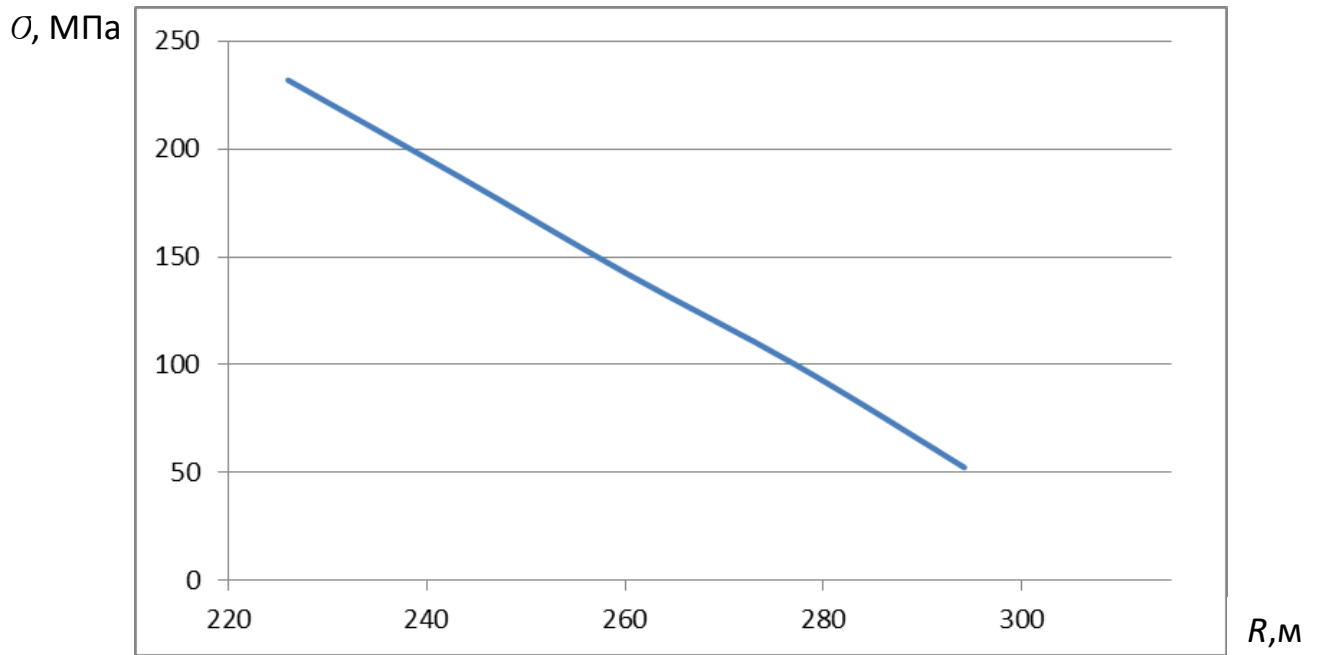
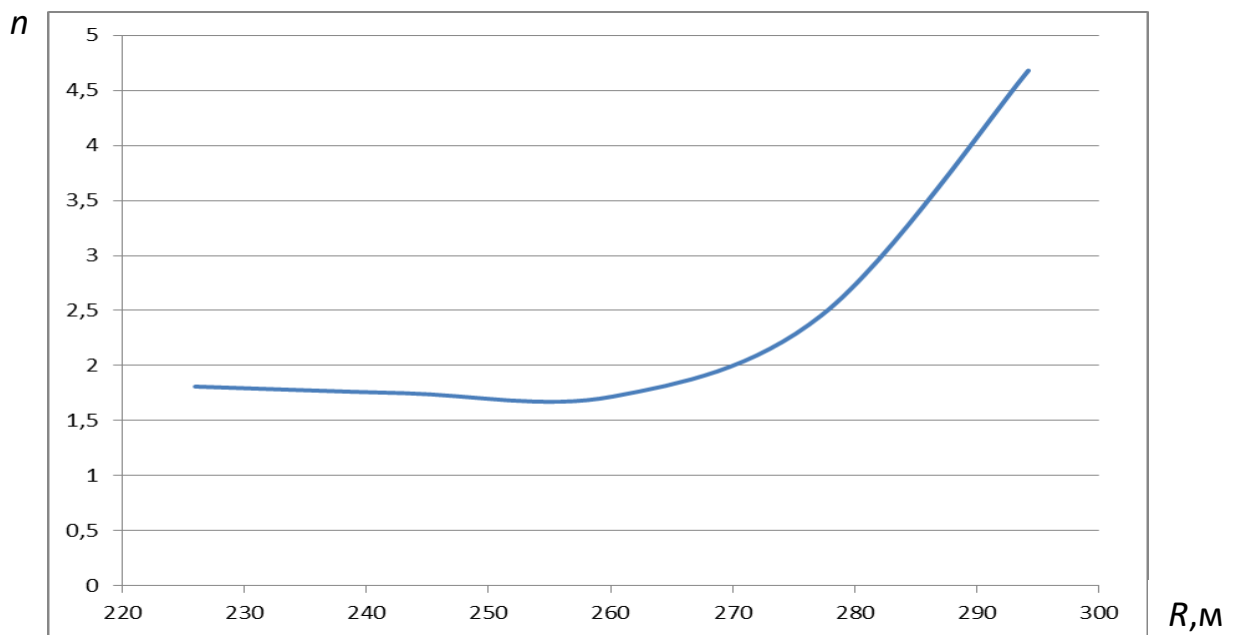
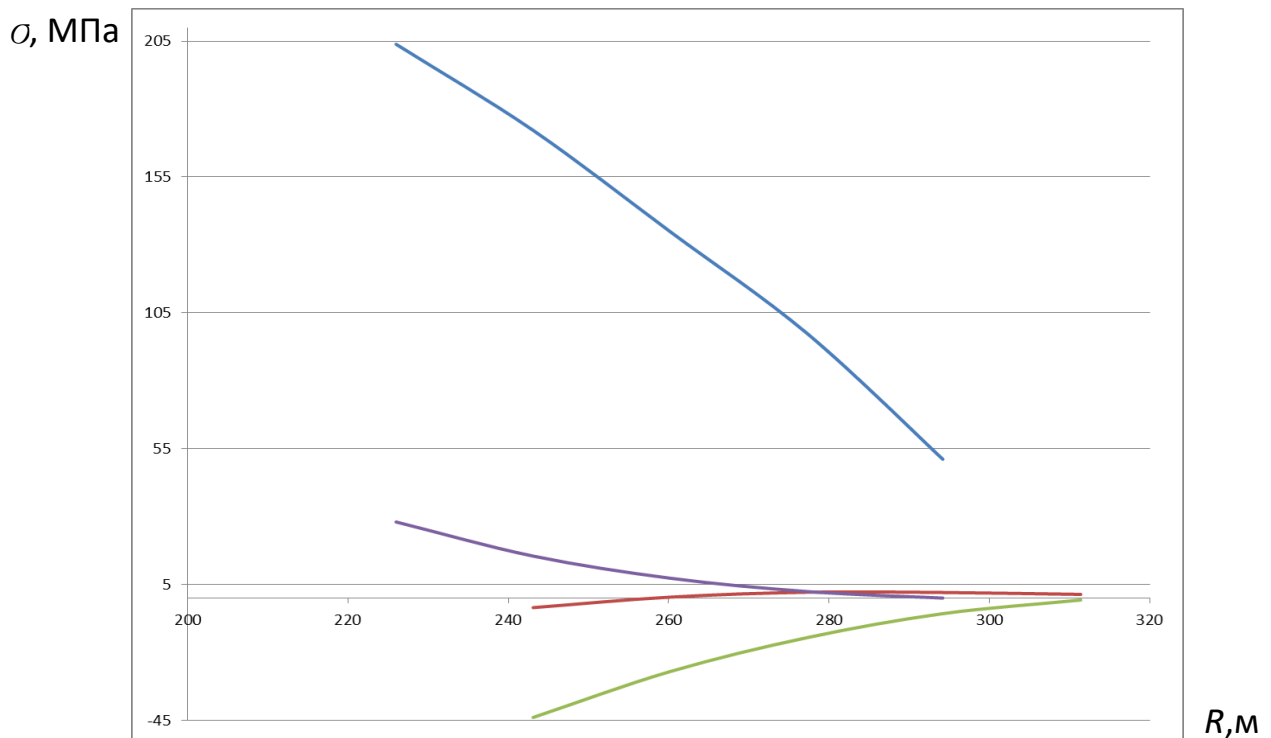


Рис. 3.7 - Розподіл максимальних напружень по довжині лопатки



3.8 - Розподіл запасів міцності по довжині лопатки



3.8.1 - Розподіл напружень розтягу і згину по довжині лопатки

Мінімальний запас тривалої статичної міцності вийшов – $n = 1,72$. Допустиме значення запасу тривалої міцності приймемо $[n] = 1.5...2.0$. Умова $n \geq [n]$, виконується, значить характеристика міцності надійність забезпечена.

Висновок: з вище наведених розрахункових даних можна зробити висновок, що робочий матеріал лопатки сприймає велику кількість різноманітних навантажень під час роботи. Основними з них є: вигинаючий момент від газових сил по осях X та Y та розтягуючі напруження, що виникають за рахунок відцентрових сил. Особливу увагу треба надати напруженням на розтяг, так як вони є одними із найзначніших. Треба також зазначити, що характеристика здатності до розтягу напряму пов'язані з повзучістю матеріалу. При високих температурах та обертових швидкостях здатність матеріалу чинити супротив розтягу, зберігаючи при цьому допустимі параметри повзучості, є однією з основних необхідностей, що потрібно враховувати при виборі нового матеріалу на ряду з його жароміцними можливостями. Саме тому наступні порівняльні розрахунки

нового та типового матеріалу будуть виконані з ціллю порівняти їх здатність чинити супротив напруженням на розтяг.

4. Обґрунтування вибору матеріалу для покращення параметрів ГТД

Як метод покращення експлуатаційних можливостей ГТД, пропонується використовувати жароміцні сплави с покращеними параметрами

4.1 Оцінка впровадження нових жароміцних матеріалів для лопаток турбіни, з метою підвищення їх жаростійких властивостей

Одним з найбільш затребуваних напрямів розвитку ГТД є - збільшення температури газу перед турбіною. Так як це дозволило б відчутно збільшити тягу без збільшення витрати повітря, що може привести до зменшення лобової площі двигуна і зростання питомої лобової тяги.

Для досягнення даної мети, основною потребою є пошук і створення нових матеріалів для жаро-навантажених вузлів ГТД, які перевершували б за своїми характеристиками нині існуючі. Жароміцні сплави, що застосовуються зараз, витримують робочу температуру на рівні 1050—1100 °С (витримуючи необхідний опір значним статичним і динамічним навантаженням). В разі збільшення температури ресурс матеріалів зменшується, а властивості погіршуються. Саме тому науково-дослідницькі центри в області металознавства та провідні авіабудівні компанії світу займаються розробкою нових матеріалів, які могли б задовольнити зростаючі потреби.

На сьогоднішній день не так багато матеріалів можуть претендувати на вагомо кращі параметри жаростійкості та інноваційність. Але такі матеріали все ж таки існують. Серед новинок можна виділити два найбільш перспективних матеріали: композит з керамічною матрицею (Ceramic matrix composites (далі «СМС»)) і матеріал який був відкритий в кінці червня цього

року (2018) групою вчених на чолі з професором Кіосуке Йосімі з Вищої інженерної школи Університету Тохоку, Японія (далі «сплав професора Кіосуке Йосімі»).

СМС

Повертаючись до передових матеріалами, першим з них хотілося б розглянути - СМС.

Керамічний матричний композит СМС поєднує властивості як композитів, так і кераміки: він містить керамічні волокна, що вбудовані у керамічну матрицю.

Керамічні матричні композити (СМС) представляють собою як підгрупу композиційних матеріалів, так і підгрупу кераміки. Вони складаються з керамічних волокон, вбудованих в керамічну матрицю. При створенні матеріалу може бути використана будь-яка промислова кераміка, зокрема й типова (оксид алюмінію, карбід кремнію, нітрид алюмінію, нітрид кремнію або діоксид цирконію).

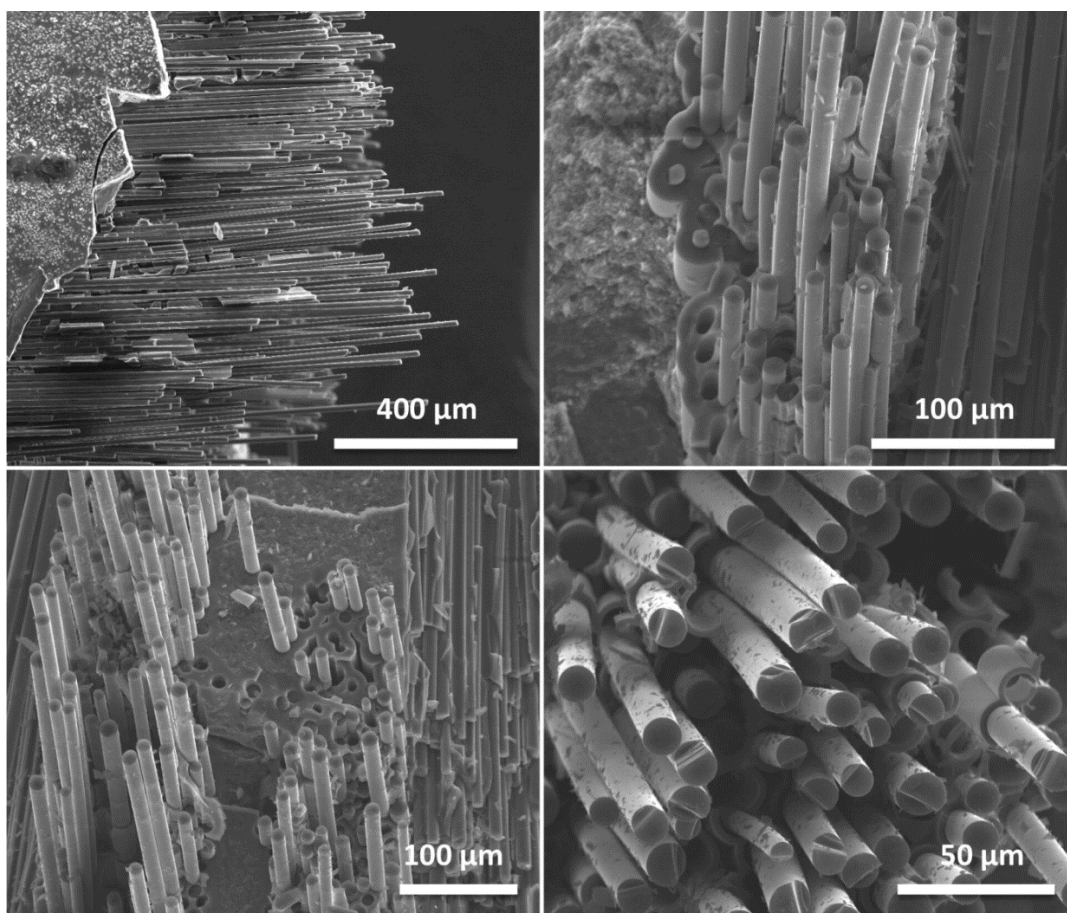


Рис. 4.1 Поверхня армованої кераміки, складеної з волокон SiC та матриці SiC в різних масштабах

Основною ціллю розробки СМС було вирішення проблем традиційних керамічних матеріалів, котрі хоча й можуть витримувати значні температурні навантаження але легко руйнуються при механічних чи термомеханічних навантаженнях, які зумовлюють появу тріщин в разі наявності незначних дефектів чи подряпин. Для збільшення опору виникнення тріщин у матрицю СМС вбудовано монокристали у формі ниток (багатожильні керамічні волокна) необмеженої довжини із матеріалу, який має модуль пружності, що дещо вищий ніж у матриці. Відбувається дисипація енергії тріщин навколо вбудованих включень: тріщини зациклюються навколо включень, втрачають енергію й не ростуть далі. Керамічні волокна також попереджують крихку руйнацію, яка характерна для монолітної кераміки. Таким чином, посилення керамічними волокнами не тільки підвищує початкову стійкість структури композиту до поширення тріщини, але також дозволяє СМС уникати різкого крихкого руйнування, характерного для монолітної кераміки.

Назва СМС матеріалу включає в себе позначення волокна і матриці: наприклад, C/C (вуглець/вуглець) – це вуглець, який зміцнено вуглецем; C/SiC- C/SiC- карбід кремнію, зміцнений вуглецевим волокном. Іноді в назву включається процес виготовлення, а композит C/SiC, отриманий процесом інфільтрації рідкого полімеру (LPI), скорочено позначається як LPI-C/SiC.

Важливими комерційно доступними СМС є C/C, C/SiC, SiC/SiC і Al₂O₃/Al₂O₃. Вони відрізняються від традиційної кераміки наступним властивостями:

- Здатність видовжуватись до початку розриву - до 1%;
- Сильно підвищена ударна в'язкість;
- Надзвичайна термостійкість;
- Покращена здатність сприймати динамічні навантаження;
- Наявність анізотропних властивостей завдяки орієнтації волокон. [2]

Окремо треба відзначити відносно малу щільність (меншу за 3 г/см³) та, відповідно, низьку вагу.

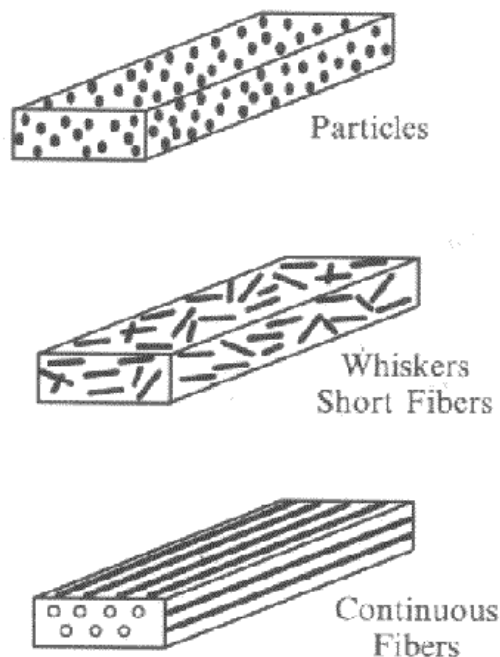


Рис. 4.2 Методи зміцнення керамічної матриці

СМС відмінно підходить для роботи в термонапруженими ділянках ГТД. Але по причині анізотропних властивостей, виникають складнощі застосування його в таких геометрично складних деталях, як робочі лопатки турбіни.

Таблиця 4.1

Порівняння різних типів СМС

Марка волокна	Свойства волокон			Матрица	Свойства СККМ		
	σ , МПа	E , ГПа	ρ , г/см ³		σ , МПа	E , ГПа	ρ , г/см ³
КМ типа «Стекларм», ВИАМ, Россия							
УКН-П-5000	3500–4000	230	1,75	Высокремне- земное стекло	700–900	100	1,6–2,0
Кулон (лента)	2500	450–500	1,95		600–800	120–140	1,8–2,0
Зарубежные аналоги							
T300	3500	230	1,76	DURAN	680	140	2,0
T1000	7000	295	1,82	DURAN	1250	160	2,1
M60J	3900	588	1,94	DURAN	1650	280	2,2

З таблиці видно, що СМС на 2/3 легше середнього жароміцного сплаву і здатний витримувати на 20% вищі температури. Межею робочої температури для нього є 1300 - 1400 ° С, що також збільшує тягу до 25%. Завдяки цьому паливна ефективність ГТД може бути поліпшена до 20%.

Але також СМС має і свої недоліки. На даний момент ключовим питанням з яким зіткнулися інженери, є масове виробництво даного матеріалу. Як би там не було, компанія General Electric (GE), обіцяє налагодити масовий випуск СМС до 2020 року.

Сплав професора Кіосуке Йосімі

Даний сплав є зовсім новою розробкою, яка ще немає комерційної назви.

Перші результати дослідження даного матеріалу, були опубліковані в журналі Scientific Reports 11 липня 2018 року.

Розроблений професором Кіосуке Йосімі та його командою матеріал являє собою сплав на основі карбиду титану (TiC) та легований молібден-кремній-бору (Mo-Si-B), або MoSiBTiC.

«Наші експерименти показують, що сплав MoSiBTiC неймовірно міцний порівняно з передовими монокристалічними нікелевими суперсплавами, що часто використовуються в гарячих відсіках теплових двигунів на прикладі авіаційних реактивних двигунів і газових турбін для генерації електроенергії, - каже провідний автор дослідження професор Кіосуке Йосімі з Вищої інженерної школи Університету Тохоку. - Ця робота передбачає, що MoSiBTiC, будучи високотемпературним матеріалом, що не входить в число суперсплавів на основі нікелю, - багатообіцяючий кандидат для застосування в цій області » [1]

В даний час монокристалічні суперсплави на основі Ni, які використовуються для лопаток турбін, є найбільш комерційно успішним класом металевих високотемпературних матеріалів. Однак вони не можуть використовуватися при температурах понад 1200 °С. Верхня межа температури для використання матеріалу залежить від його температури

плавлення, що становить 1455 °С для Ni. Для суперсплавів на основі Ni також необхідно враховувати температуру, при якій підсилює γ' -фаза розчиняється (γ' -solvus), тобто приблизно 1200 °С. Оскільки однофазні сплави не проявляють добру високотемпературну міцність, їх необхідно підсилити за допомогою дисперсних тонких частинок. Вогнетривкі метали, такі як Mo, мають набагато більш високі температури плавлення, ніж Ni (Mo - 2623 °С); тому сплави на основі Mo вважаються привабливими кандидатами для застосувань надвисокої температури. Потрійна система Mo-Si-B отримала велику увагу в науковій літературі. Однак ця система страждає від високотемпературного окислення і потребує зміцнення більш стабільними частинками. Дослідження в цій області продовжуються. В останні п'ять років система з посиленням частинок типу MoSiBTiC була розроблена зі складом 65Mo-5Si-10B-10Ti-10C. У цьому дослідженні цей матеріал згадується як надпотужний сплав Mo (MoSiBTiC). [1]

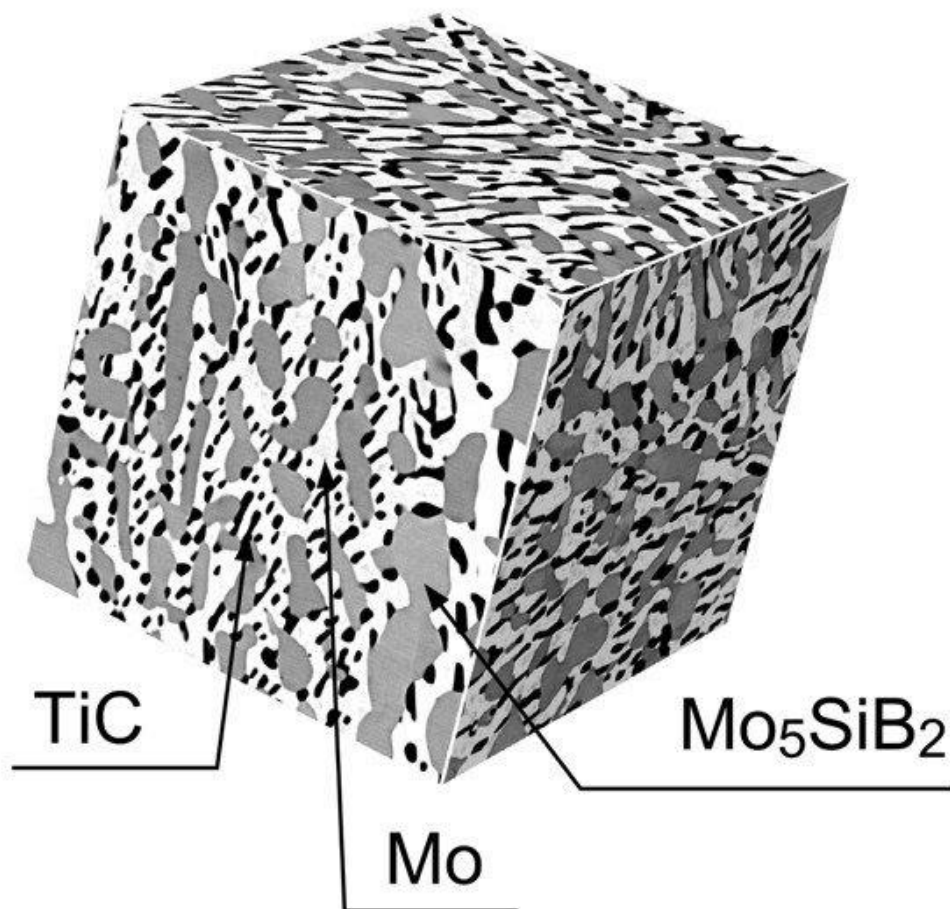


Рис. 4.3 Схематичне зображення мікроструктури сплаву MoSiBTiC

У своїй роботі група вчених досліджували сплав MoSiB з добавками Ti і C, який має номінальний хімічний склад 65Mo-5Si-10B-10Ti-10C (at%). Матеріал був приготований за способом переробки злитка металургійної маси з вихідної сировини, що складається з чистого Mo (99,99%), Si (99,9999%), B (99,95%) і порошку TiC з холодним пресуванням (чистота 99%, розмір зерна: 2-5 мкм). По-перше, 90 г злитків діаметром 45 мм були приготвлені шляхом дугового плавлення (п'ять циклів повторного плавлення) в атмосфері захисного аргону з використанням водоохолоджуваного Cu-тигля. Потім відлитий й матеріал піддавали термообробці гомогенізації при 1800 °C протягом 24 годин в атмосфері аргону. Мікроструктуру спостерігали з використанням скануючого електронного мікроскопа JEOL JSM-7800F, що працює в режимі електронного розсіювання (BSE). Скануюча електронна мікроскопія (SEM) також використовувалася для вивчення впливу повзучості на мікроструктуру. Вторинний електронний SEM використовувався для з'ясування, чи сформувалися порожнини повзучості, і зображення орієнтації SEM (EBSD) було використано для уточнення того, чи можуть бути виявлені які-небудь зміни рівня зерен фази Mo₅S₂ після руйнування.

Для проведення подальшого фізико-механічного експерименту при надвисоких температурах, була розроблена спеціальна установка для проведення тестів на одноосьову повзучість (рис. 4.4).

Дослідники випробовували повзучість сплаву при температурах від 1400 °C до 1600 °C протягом 400 годин при тисках від 100 до 300 МПа. Всі експерименти проводили на керованій комп'ютером випробувальної установці в вакуумі для попередження окислення матеріалу і попадання на нього вологи, через яку на сплаві могла утворитися іржа. [1]

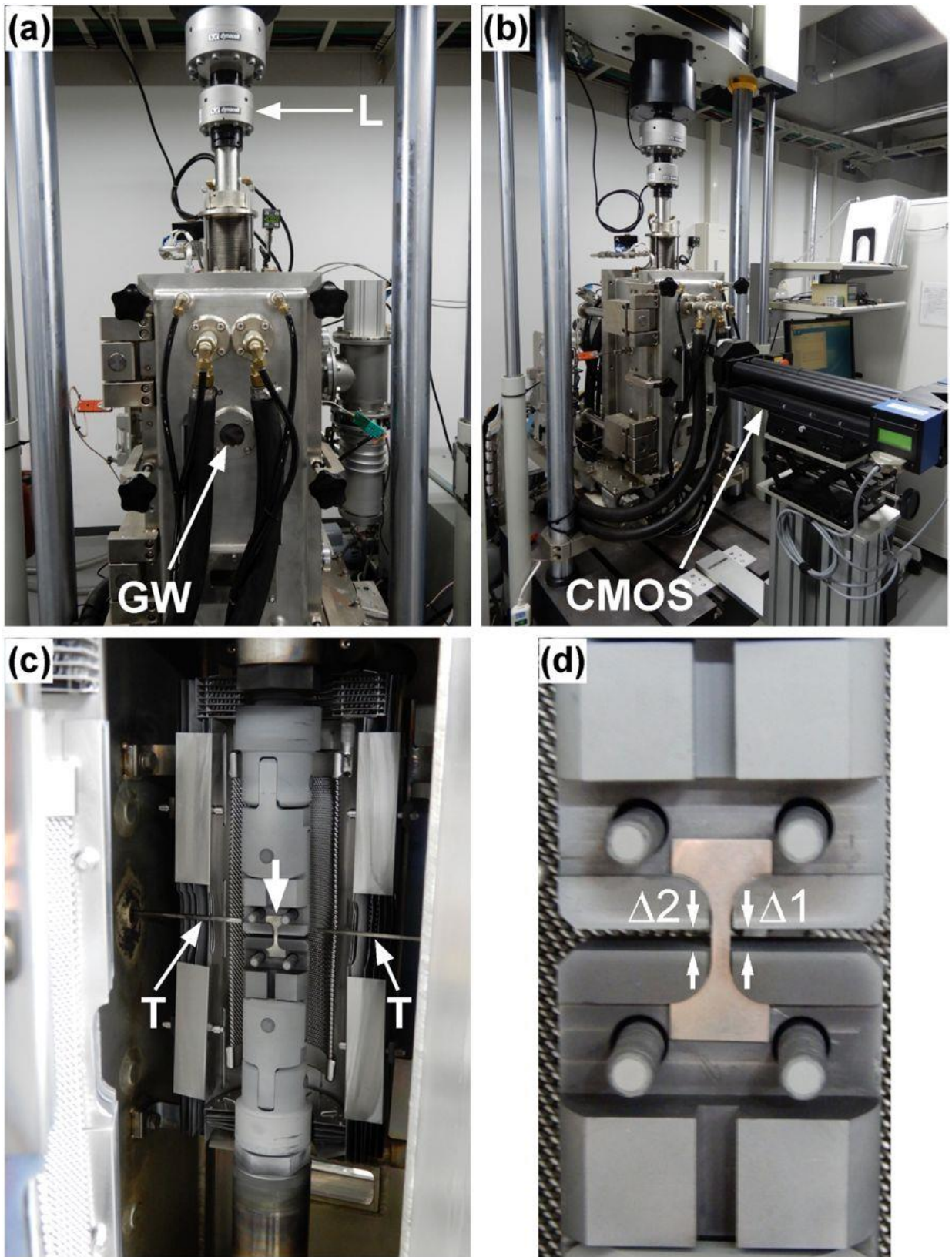


Рис. 4.4 Високотемпературні випробувальні установки, що використовуються в цьому дослідженні. [1]

(а) Випробувальна система із замкнутим контуром з вакуумною камерою; висоизмерительная осередок (L) і переднє скляне вікно (GW) підсвічуються.

- (b) Система екстензометри, розташована перед GW.
- (c) Відкрита вакуумна камера зі зразком (стрілка вниз) і термоелементи (Т) виділені.
- (d) зразок А і графіт, навантажувальні захоплення. Ширини двох зазорів $\Delta 1$ і $\Delta 2$ записуються під час тестування. [1]

Властивості даного сплаву являються придатними для використання MoSiBTiC в системах, що функціонують в екстремально високих температурах - на зразок систем перетворення енергії в автомобілях, силових установок і рухових систем в авіації та ракетобудуванні. Дослідники повідомляють, що їм ще належить провести кілька додаткових мікроструктурних аналізів для повного розуміння механіки сплаву і його здатності відновлюватися після впливу високих тисків при високих температурах. [1]

4.2 Порівняльний аналіз нових жароміцних матеріалів. Обґрунтування вибору матеріалу для подальшого дослідження

Таким чином, маємо дві альтернативи матеріалів для використання з метою підвищення експлуатаційних параметрів лопаток турбін.

Наведене нижче бальне порівняльне оцінювання проведено по 10 бальній шкалі.

Таблиця 4.2.

Порівняльне оцінювання СМС та сплаву Кіосуке Йосімі

Параметр	Результат		Бальна експертна Оцінка	
			СМС	Сплав Ёсімі
Жаропрочність	До 1400 °С	До 1500 °С	9	10
Вес	Плотность менее 3 г/см ³	В пределах 9 г/см ³	10	6
Направленность структуры	Анизотропная (укрепленная нанотрубками)	Изотропная	8	9
Простота изготовления	Планируется начать массовое производство к 2020 году	Может изготавливаться массово	6	8

Продовження таблиці 4.2.

Оценка цены (на данный момент)	Сложен в производстве	Применяются материалы выше средней стоимости	6	7
Возможность обеспечить ремонт	Не поддается ремонту	Поддается ремонту	0	6
Итого			39	41

Після аналітичного порівняння були зроблені нижченаведені висновки.

Вище розглянуті новаторські матеріали мають принципово різну структуру, проте обидва вони вирішують питання підвищення ефективності сучасних ГТД, нехай навіть і використовують при цьому різні підходи.

Обидва матеріали мають свої сильні і слабкі сторони. Їх загальним плюсом є здатність витримувати температури до 1300 - 1400 ° С. Також варто зауважити, що СМС на відміну від японського сплаву практично в 3 рази легше нього.

Проте, СМС має анізотропну структуру, на даний момент складний в масовому виробництві, а також не піддається ремонту. З цієї причини далі в даній магістерській роботі було прийнято рішення досліджувати саме сплав професора Кіосукі Йосімі.

4.3 Дані досліджень фізико-механічних властивостей сплаву професора Кіосукі Йосімі

Деякі дані досліджень фізико-механічних властивостей [1] обраного матеріалу наведені нижче.

На рисунку 4.5 показані результати тесту на повзучість при температурах 1400 °С - 1600 °С.

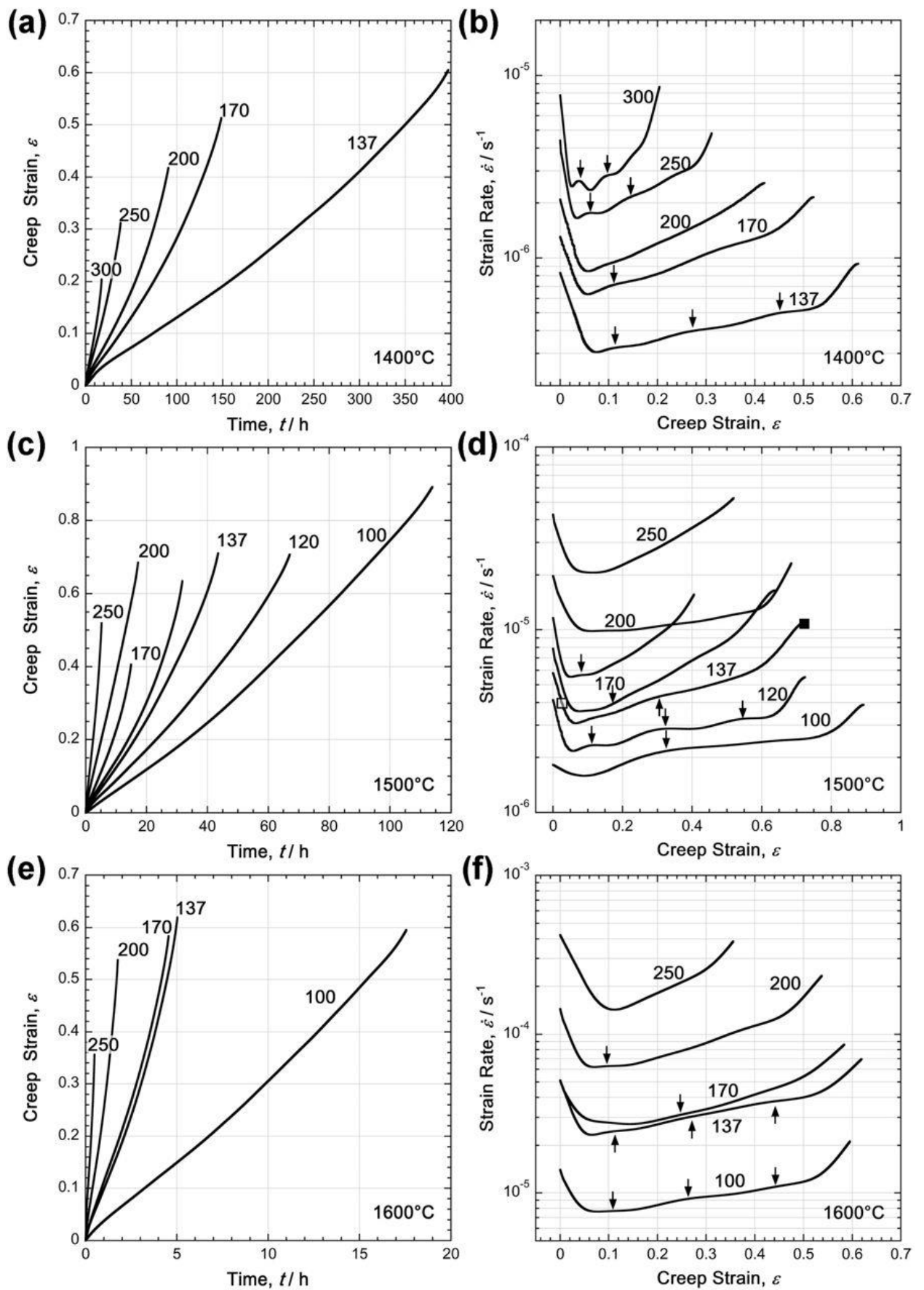


Рис. 4.5 Надвисока температурна повзучість сплаву з TiC зміцненням на основі Mo-Si-B. [1]

Рисунок 4 показує результати проведеного експерименту з вивчення повзучості. Рисунок 4 (а, с, е) показує повзучість за часом ϵ (t), а рисунок 4 (b, d, f) показує $\log \dot{\epsilon}$ (ϵ). Для кожної з температур, криві ϵ (t) представлені в лівій колонці малюнка 4 (а 1400 °С; с 1500 °С; е 1600 °С), а логарифми $\log \dot{\epsilon}$ (ϵ) представлені справа (b 1400 °С; d 1500 °С; f 1600 °С). Криві $\log \dot{\epsilon}$ (ϵ) показують область первинної повзучості, де темпи повзучості зменшуються. при 1400 °С мінімальна повзучість спостерігається при рівні деформації від 2% до 6%. З підвищенням температури мінімальна повзучість проявляється при збільшенні деформації, тобто 4-10% при 1500 °С і 5-13% при 1600 °С. в усіх випадках швидкості деформації зростають тільки помірно, в той час як мінімальні швидкості повзучості зберігаються до самого кінця, після чого спостерігається значне збільшення швидкості повзучості, яке веде до остаточного розриву. Хоча легко визначити кінець первинної повзучості, важко відокремити режими вторинної і третинної повзучості.

Цифри поруч з кривими вказують на напруження розтягу в МПа. Тільки одна експериментальне умова застосовувалося двічі - 170 МПа при 1500 °С. [1]

4.4 Порівняльний статичний розрахунок ефективності нового матеріалу до типового

З метою порівняння фізико-механічних властивостей нового і стандартного матеріалу, був проведений порівняльний статичний розрахунок на міцність, в середовищі Inventor. За новий матеріал був узятий сплав професора Кіосуке Йосімі. За типовий - сплав INCONEL® 718. Результати розрахунку на супротив розтягуванню двох матеріалів наведені нижче.

Результаты статического расчета

Физические параметры

INCONEL® 718

Материал	INCONELL 718	Имя	INCONELL 718	
Плотность	8,214 г/см ³	Общие	Массовая плотность	8,214 г/см ³
Масса	0,00140837 кг		Предел текучести	380 МПа
Площадь	428,336 мм ²		Окончательный предел прочности растяжения	345 МПа
Объем	171,46 мм ³	Напряжение	Модуль Юнга	23 ГПа
Центр масс	x=6 мм y=12,5 мм z=0,5 мм		Коэффициент Пуассона	0,4 бр
			Модуль упругости при сдвиге	8,21429 ГПа
		Наименование деталей	Деталь1	

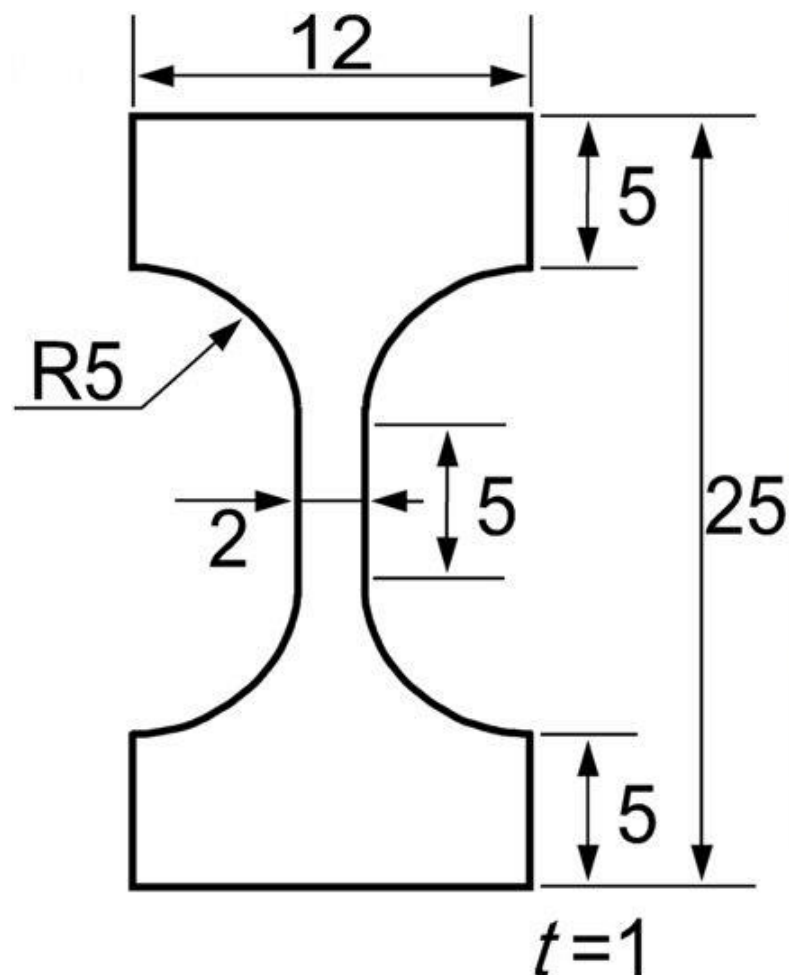
Сила:1		Результат		
Тип нагрузки	Сила	Имя	Минимальная	Максимальная
Величина	690,000 Н	Объем	171,46 мм ³	
Вектор X	0,000 Н	Масса	0,00140837 кг	
Вектор Y	-690,000 Н	Напряжение по Мизесу	1,30783 МПа	378,74 МПа
Вектор Z	0,000 Н	Смещение	0,00278104 мм	0,120044 мм
Сила:2		Коэфф. запаса прочности	1,00333 бр	15 бр
Тип нагрузки	Сила	Эквивалентная деформация	0,000053275 бр	0,0154462 бр
Величина	690,000 Н			
Вектор X	0,000 Н			
Вектор Y	690,000 Н			
Вектор Z	0,000 Н			

Сплав профессора Киосуге Ёсими

Материал	Сплав Киосуге Ёсими	Имя	Сплав Киосуге Ёсими	
Плотность	9,2 г/см ³	Общие	Массовая плотность	9,2 г/см ³
Масса	0,00157743 кг		Предел текучести	400 МПа
Площадь	428,336 мм ²		Окончательный предел прочности растяжения	350 МПа
Объем	171,46 мм ³	Напряжение	Модуль Юнга	27 ГПа
Центр масс	x=6 мм y=12,5 мм z=0,5 мм		Коэффициент Пуассона	0,48 бр
			Модуль упругости при сдвиге	9,12162 ГПа
		Наименование деталей	Деталь1	

Сила:1		Результат		
Тип нагрузки	Сила	Имя	Минимальная	Максимальная
Величина	730,000 Н	Объем	171,46 мм ³	
Вектор X	0,000 Н	Масса	0,00157743 кг	
Вектор Y	-730,000 Н	Напряжение по Мизесу	2,65178 МПа	399,991 МПа
Вектор Z	0,000 Н	Смещение	0,00288125 мм	0,108352 мм
Сила:2		Козфф. запаса прочности	1,00002 бр	15 бр
Тип нагрузки	Сила	Эквивалентная деформация	0,0000969061 бр	0,0146197 бр
Величина	730,000 Н			
Вектор X	0,000 Н			
Вектор Y	730,000 Н			
Вектор Z	0,000 Н			

Схематичне зображення розмірів заготовки

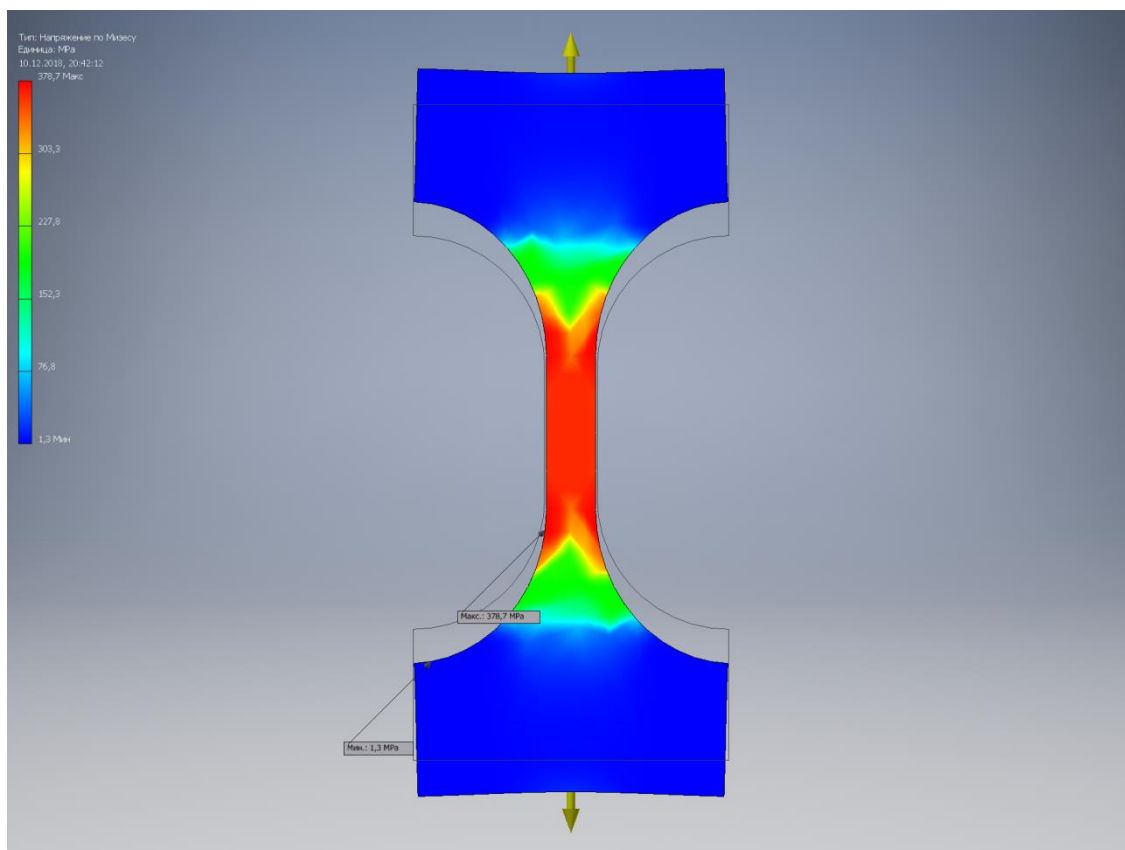


Данні розміри заготовки були вибрані за основні, так як професор Кіосуке Йосімі та його команда, при проведенні експериментальних досліджень свого сплаву використовували такі ж геометричні показники.

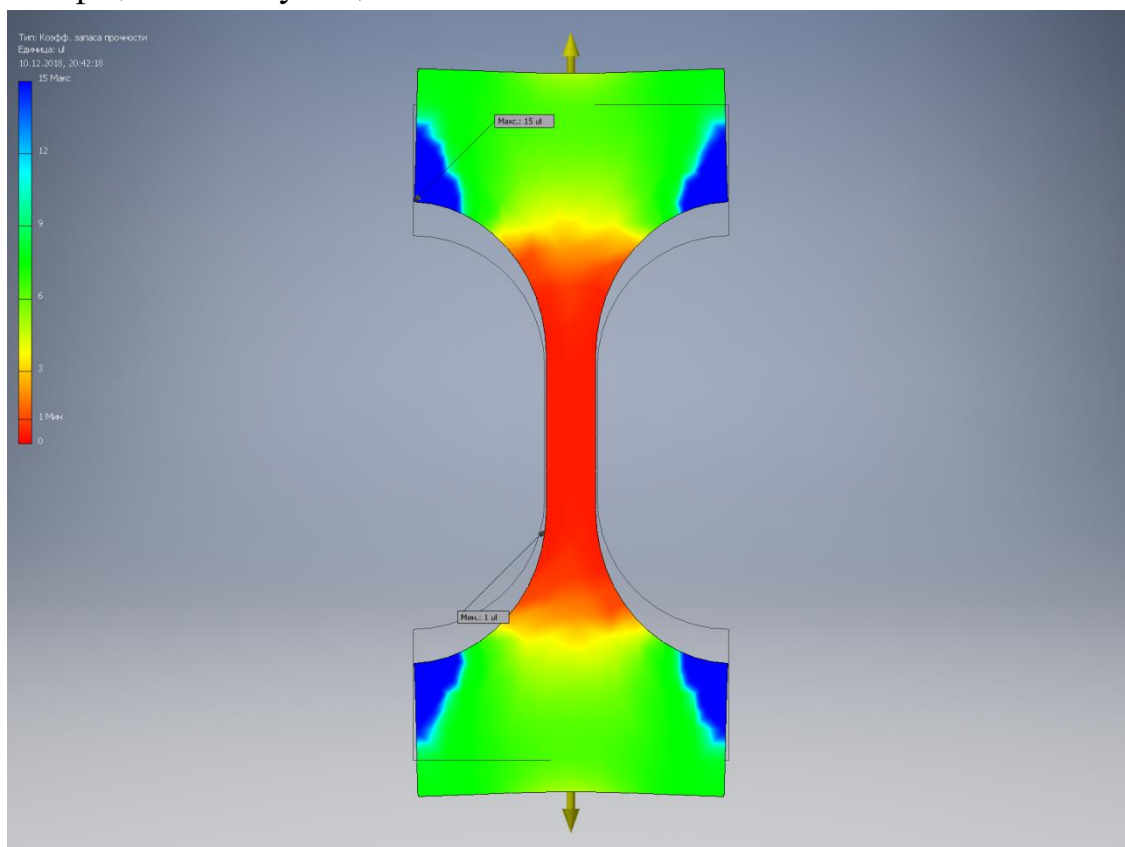
Результаты статического анализа

INCONEL® 718

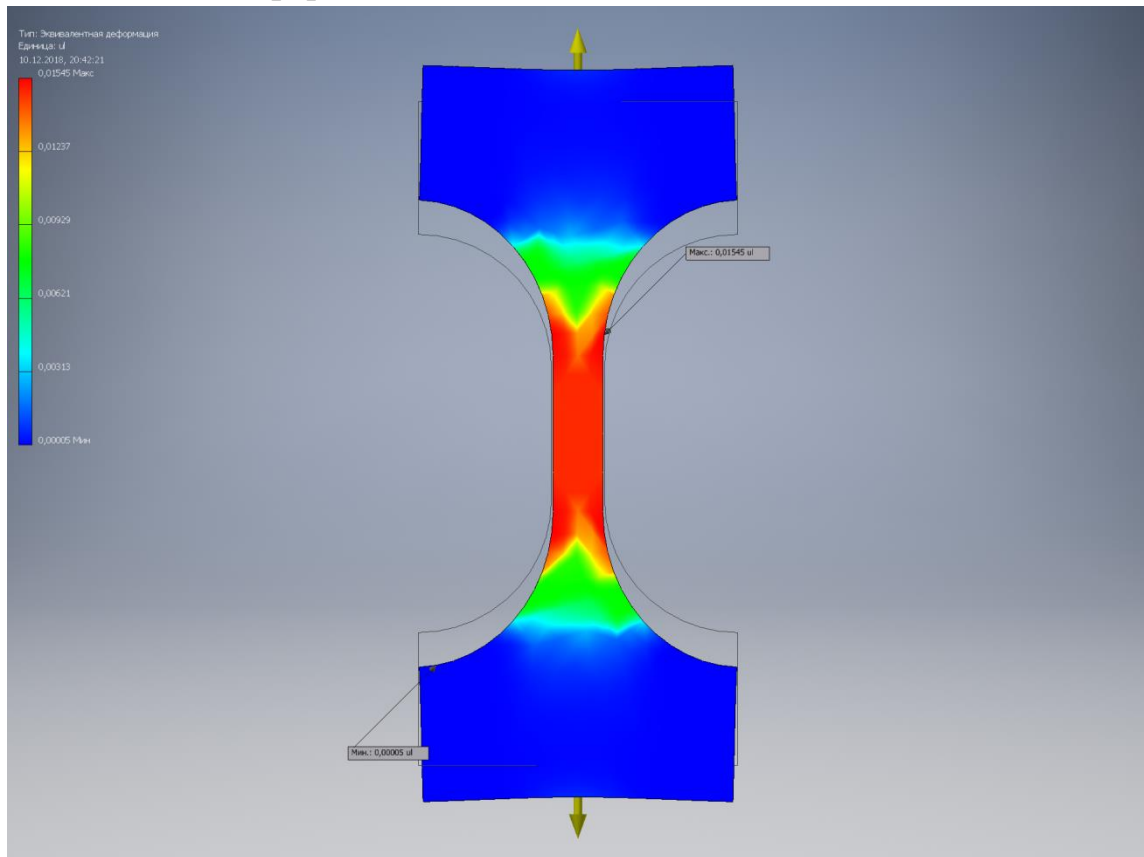
Напруга по Мизесу



Коефіцієнт запасу міцності

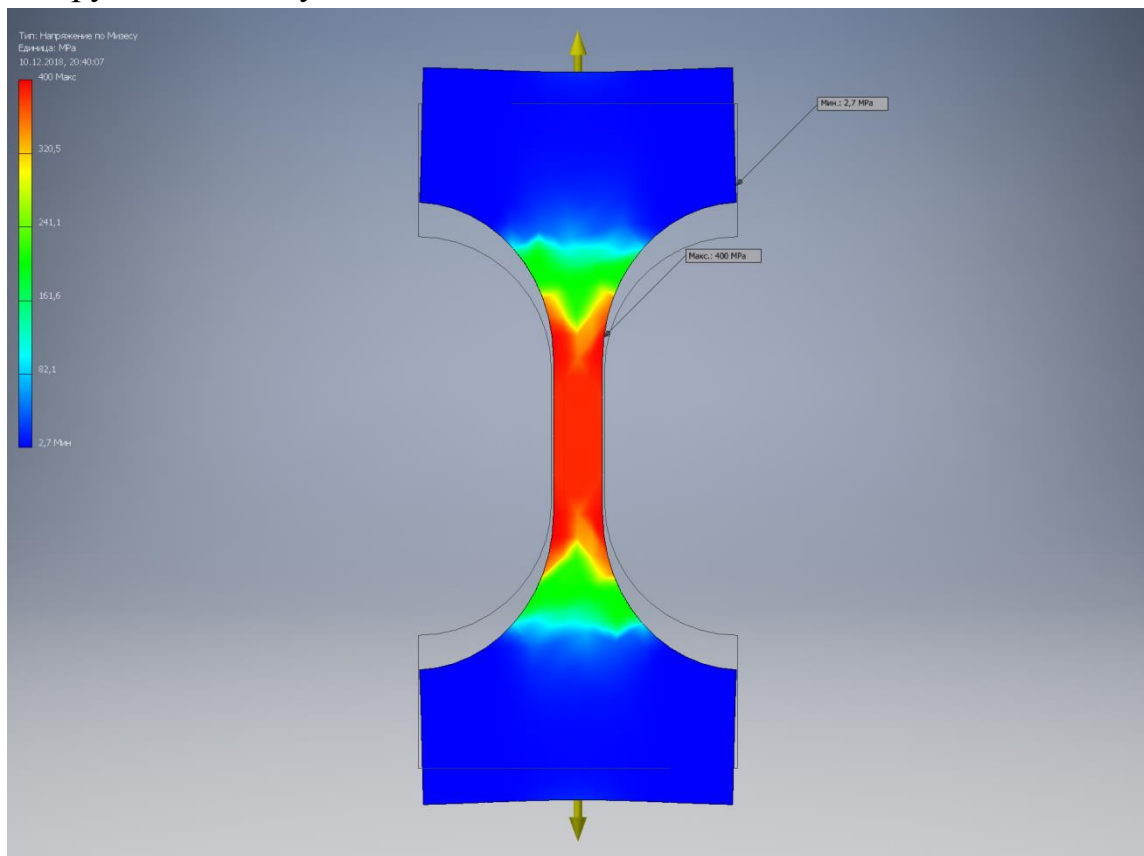


Еквівалентна деформація

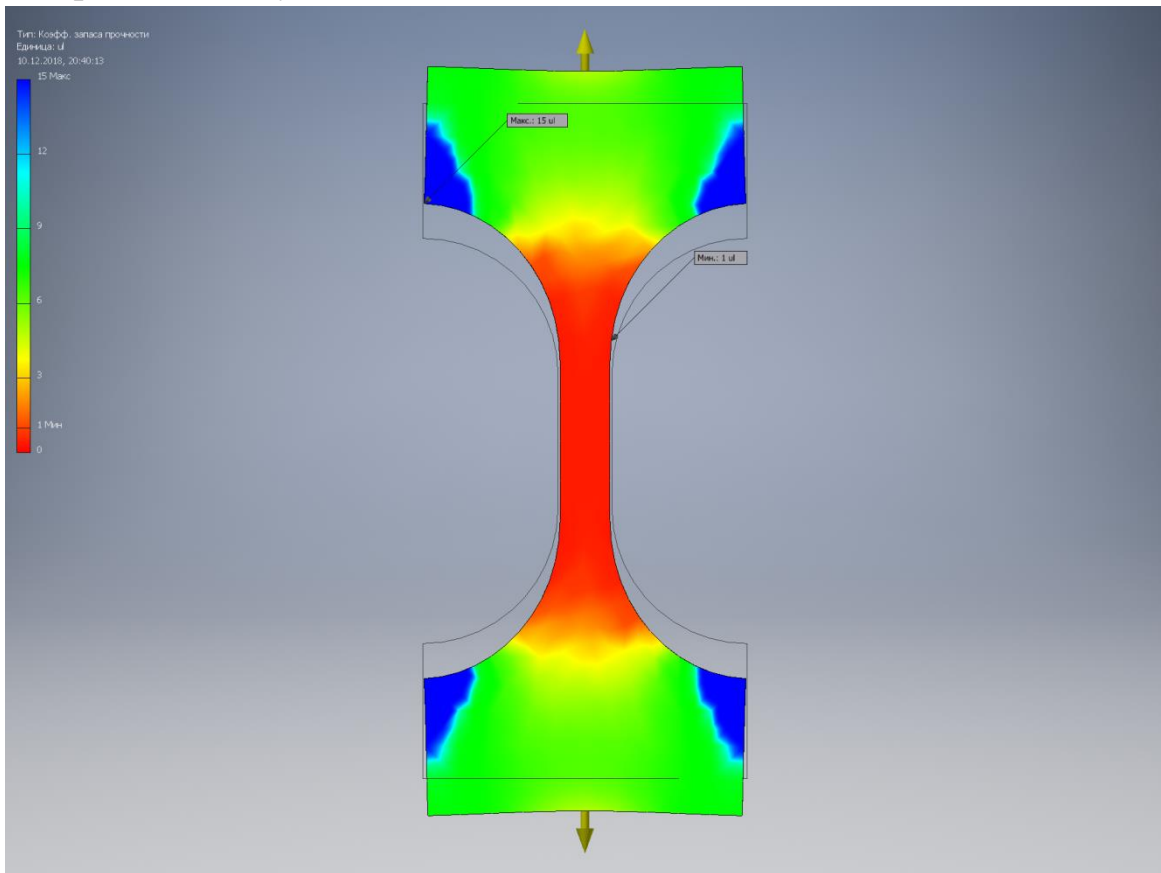


Сплав професора Кіосуке Йосімі

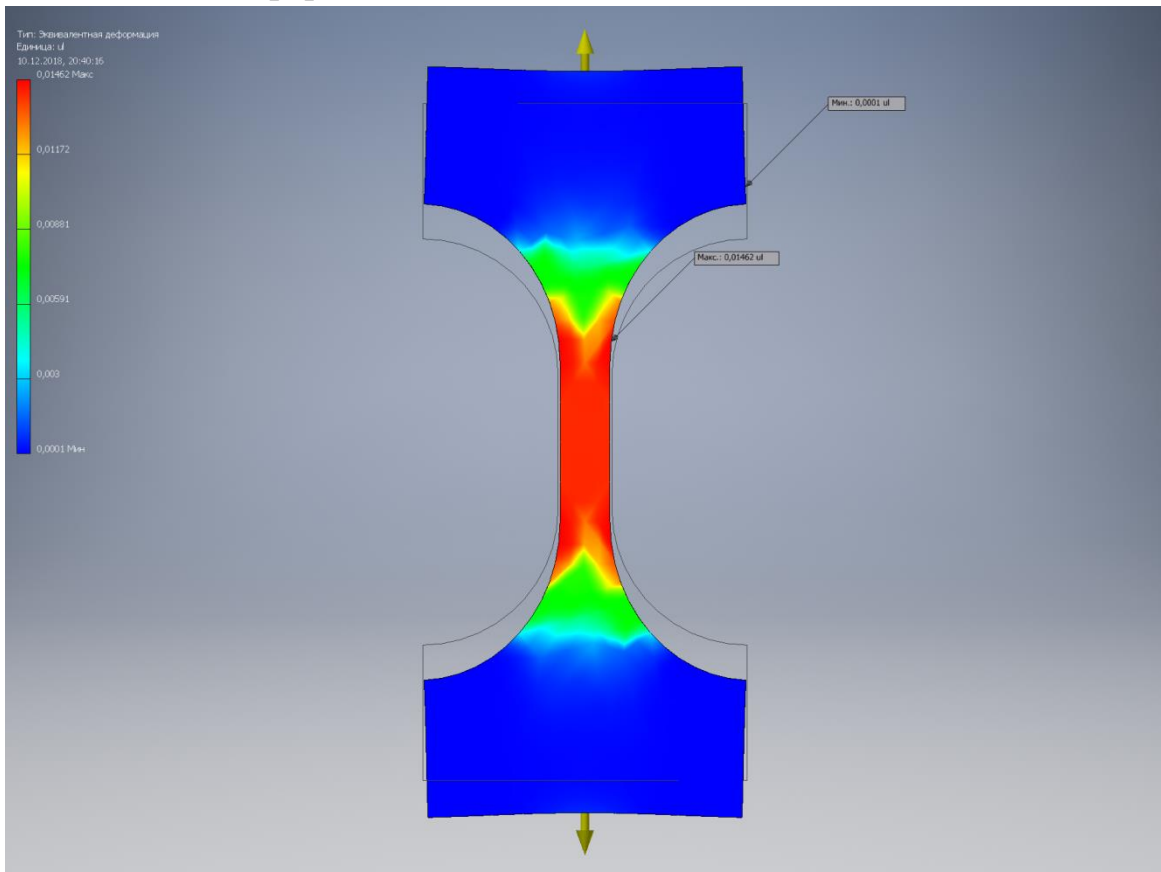
Напруга по Мизесу



Коефіцієнт запасу міцності



Еквівалентна деформація



Як ми бачимо з вищенаведених розрахунків, сплав Кіосуке Йосімі має більшу здатність чинити супротив до деформації на розтягнення, ніж сплав INCONEL® 718. Причому дана тенденція у випадку зі сплавом Кіосуке Йосімі, може зберігатися аж до критичних температур роботи - 1600 ° С.

Межею міцності сплаву Кіосуке Йосімі є навантаження в 730 Н, а INCONEL® 718 - 690 Н. З урахуванням даних навантажень, еквівалентна деформація першого сплаву дорівнює 0,0146197 бр, а INCONEL® 718 - 0,0154462 бр.

Однак варто зазначити, що хоч і маючи кращі показники по статичному супротиву до розтягування, сплав Кіосуке Йосімі однак має більшу щільність (9,2 г/см³), в порівнянні зі сплавом INCONEL® 718 (8,214 г/см³), що недоброзичливо позначається на його масі. Хоча на фоні загального числа плюсів сплаву Кіосуке Йосімі, незначне підвищення маси не має такого великого значення.

5. Порівняльне оцінювання сплавів. Вибір кращої альтернативи.

5.1 Переваги використання сплаву Кіосуке Йосімі

Виходячи з аналітичного й інформаційного дослідження, а також розрахунків та аналізу, сплав Кіосуке Йосімі має незаперечну перевагу перед більшістю типових жароміцних сплавів, що на сьогоднішній день використовуються як у цивільній, так і у військовій авіації. З огляду на це, доцільним є наступний опис переваг, що зможе забезпечити сплав за умови введення його в експлуатацію.

Використання нового жароміцного сплаву, надає можливість збільшити температуру газу перед турбіною. У свою чергу це підвищує термoeфективність двигуна, тобто збільшує ККД за рахунок зростання температури і тиску в камері згоряння та соплі.

Попередньо наведені переваги нижче будуть розглянуті детальніше.

Опис переваг

За температуру газового потоку перед турбіною відповідає камера згоряння. Камера згоряння ГТД працює на підвищення енергоємності газового потоку через двигун. Чим вище температура газів, що виходять з КС, тим вище, в кінцевому підсумку, швидкість їх вильоту з сопла двигуна (або ж потужність).

Можливо припущення, що не менш ефективно на швидкість витікання (потужність ТВАД) може вплинути підвищення стиснення повітря, що надходить в КС (тобто ступеня стиснення в компресорі), проте це не зовсім так.

Підвищення ступеня стиснення в компресорі означає збільшення спрацьовування енергії газового потоку на турбіні. Тобто турбіна повинна здійснювати велику роботу для обертання компресора з метою досягнення більшого ступеня стиснення повітря в ньому.

У цьому випадку газ, що виходить з камери згоряння в більшій мірі розширюється на турбіні і тиск в ньому падає, що викликає зниження швидкості витікання газу з сопла двигуна.

Таким чином, на практиці виходить, що при збільшенні ступеня підвищення тиску в компресорі швидкість витікання газу з сопла збільшується незначно або не збільшується зовсім, іноді навіть може зменшитися.

Тому основною метою збільшення ступеня стиснення в компресорі є поліпшення роботи камери згоряння в плані зменшення витрати палива по відношенню до тяги, тобто підвищення економічності двигуна або підвищення його ККД. А для збільшення швидкості витікання газу з сопла двигуна (і в кінцевому рахунку тяги двигуна) використовується більш зрозумілий шлях - збільшення температури газу, тобто температури в камері згоряння двигуна.

Однак, підвищення температури газу - шлях дуже непростий, тому що безпосередньо відбивається на умовах роботи камери згоряння ГТД, і умови ці, м'яко кажучи, дуже специфічні і непрості, незважаючи на гадану іноді

простоту пристрою цього вузла. Ось, наприклад, кілька цифр і фактів на цей рахунок.

Повітряний потік, що надходить на вхід в камеру згоряння, може мати температуру до 700 °С і тиск до 45 атм. В середині неї (в факелі) температура може досягати величини близько 2200 °С а на виході з нього - 1650 °С. Тут доречно згадати, що температура плавлення типових матеріалів, з яких виготовлені вузли, де відбувається безпосереднє горіння палива (так звана жарова труба) має величину близько 1300-1350 °С.

Ця величина, правда, при нормальних умовах роботи не досягається в результаті правильно використовуваних методів охолодження. В процесі роботи температури корпусів КС досягають величин порядку 350- 400 °С, а жарові труби - 750-950 °С. Найбільші температурні навантаження, як говорилося раніше, припадають на турбінні лопатки першого ступеня ГТД.

Тому застосовуючи новий жароміцний сплав і підвищуючи температуру газу перед турбіною, ми можемо домогтися збільшення тяги, а також ККД, що в свою чергу позитивно позначається на економічності.

5.2 Методи діагностики двигунів

Постійно зростаючі температура і тиск процесу горіння в камерах згоряння ГТД вимагають сучасних методів контролю за станом елементів конструкції. У цій сфері діяльності є і предмет і засоби. Практично всі існуючі і перспективні камери згоряння мають досить гарну контролепридатність, особливо, що стосується візуальних оглядів.

Застосування спеціальних бороскопічних пристроїв роблять візуальний огляд і контроль внутрішніх порожнин досить нескладною справою. На всіх сучасних двигунах в зовнішньому корпусі камери згоряння є спеціально призначені для бороскопічних інспекцій отвори (порти), що закриті легкознімними пробками. Найбільш широко застосовуваними апаратами для таких оглядів є - відеоендоскопи типу XLGO (Everest XLGO)

або більш «серйозний» (в свій час) технічний ендоскоп GE Inspection Technologies XL G3 VideoProbe.

Однак в червні 2018 року компанія **Rolls-Royce**, в рамках авіасалону «Фарнборо», що проходить у Великобританії, представила своє бачення майбутнього методу діагностики авіаційних двигунів - мініатюрних «роботів-тараканів» (**Rolls-Royce SWARM robots**) для оперативного огляду авіаційних двигунів, розробкою яких на даний момент компанія займається. У розробці роботів беруть участь фахівці з Гарвардського університету і Університету Ноттінгема. Імовірно, робочі дослідні зразки побачать світ лише через вісім років.



Рис. 5.1 Концептуальне зображення роботу Rolls-Royce SWARM

Запропоновані роботи допоможуть в оперативному профілактичному огляді авіаційних двигунів, первинному косметичному ремонті і усунення критичних неполадок. Такі роботи зможуть скоротити часові витрати на діагностику двигуна в 60 разів: людина витрачає на цей процес не менше п'яти годин, а штучний інтелект здатний провести огляд за п'ять хвилин. Робот буде оснащений датчиками і камерами, котрі передаватимуть зображення оператору в режимі реального часу, а розмір роботів буде доведений до 15 міліметрів.

Висновки

У магістерській дисертації були розглянуті особливості застосування газотурбінних двигунів, їх «слабкі» місця, а також методи підвищення їх довговічності та економічності. Підтверджено актуальність і перспективність дослідження пов'язаної з ГТД. З огляду на ситуацію, яка склалася в авіаційній галузі України, перспективно розглядати питання експлуатації та ремонту двигунів. Для цього було вивчено принцип роботи ГТД, розглянуто вузькі місця і проблеми пов'язані з ним. Як перспективний об'єкт, з точки зору підвищення експлуатації параметрів, були обрані лопатки турбіни. Були розглянуті методи захисту лопаток від корозії і високотемпературного впливу. Подібну мету можна досягти використанням захисних покриттів або застосуванням конструктивних заходів спрямованих на підвищення експлуатаційних параметрів, зокрема довговічність. Розглянуто питання регулювання радіальних зазорів для уникнення втрат повітря, що призводять до зменшення ККД двигуна, та застосування ущільнень.

Проведено загальний статичний розрахунок лопатки ГТД з метою аналізу «слабких» місць лопатки і сил, що на неї впливають.

Проаналізовано способи забезпечення працездатності лопатки турбіни при температурах у 1500 – 1600 °С. Для досягнення поставленої мети були розглянуті відповідні матеріали, які мають належні фізико-механічні властивості та здатні зберігати необхідні їх при температурах, що перевищують припустимі робочі температури для інших матеріалів. Були обрані альтернативні пропозиції, проведено спрощене бальне оцінювання щодо кращої альтернативи. Найбільш перспективним матеріалом серед розглянутих визнано сплав Кіосукє Йосімі. Для обраного матеріалу проводився статичний розрахунок на розтяг, який показав, що сплав Кіосукє Йосімі має більшу здатність чинити супротив щодо деформації на розтягнення, ніж сплав INCONEL® 718. Межею міцності сплаву Кіосукє Йосімі є навантаження в 730 Н, а INCONEL® 718 - 690 Н. З урахуванням даних навантаження, еквівалентна деформація першого сплаву дорівнює

0,0146197 бр, а INCONEL® 718 - 0,0154462 бр (значення були взяті з розрахунку CAD програми Inventor). Найбільшою перевагою нового сплаву є його жароміцність, він здатний витримувати робочі температури до 1600 °С. У той час коли робочою межею більшості типових сплавів є 1200 °С

Наведено додаткові переваги, що можна отримати у разі застосування сплаву професора Кіосукі Йосімі, зумовлені його підвищеною жароміцністю.

За рахунок підвищення температури газу перед турбіною, що стає можливим при застосуванні нового жароміцного сплаву, можливо домогтися збільшення тяги, а також ККД, що в свою чергу позитивно позначається на економічності використання ГТД.

Список використаних джерел

1. Kyosuke Yoshimi, “Ultrahigh-temperature tensile creep of TiC-reinforced Mo-Si-B-based alloy”. Scientific Reports, 2018. Article number: 10487 – Режим доступу: <https://www.nature.com/articles/s41598-018-28379-w>
2. Boyce, Meherwan. "Gas Turbine Engineering Handbook 4th Edition". Publisher: Butterworth-Heinemann; (November 23, 2011). No. of pages — 1000.
3. Газотурбінний двигун [Електронний ресурс] – Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D1%82%D1%83%D1%80%D0%B1%D1%96%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%B9_%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83%D0%BD
4. Кишалов Александр Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент; Кудоярова Вилина Маратовна, кандидат технических наук, доцент; Маркина Ксения Васильевна, аспирант, младший научный сотрудник; Игнатьев Олег Игоревич, студент. “Анализ нагрузок, действующих на элементы конструкции ГТД” (2012). Молодой учёный № 11 – 223 ст. ISSN 2072-0297
5. Л. А. Магеррамова. “Конструктивные мероприятия, направленные на увеличение расчетной долговечности лопаток высокотемпературных турбин”. ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова», 2015. Т. 19, № 2 (68). С. 79–86 – Режим доступу: <https://cyberleninka.ru/article/n/konstruktivnye-meropriyatiya-napravlennye-na-uvvelichenie-raschetnoy-dolgovechnosti-lopatok-vysokotemperaturnyh-turbin>
6. Уланов, А. М. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс] : электрон, учеб. пособие / А. М. Уланов; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Электрон.

7. Уланов, А. М. “Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок”. Электронное учебное пособие. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева. УДК 621.431.75 (075). ББК 39.55. У 47
8. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. “Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Том 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства”. Учебник для ВУЗов. — М.: Машиностроение, 2008. — 365 с.
9. Українська авіація: історія та перспективи. [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://fakty.com.ua/ua/ukraine/20180618-ukrayinska-aviatsiya-istoriya-ta-perspektyvy/>
10. Манушин Э.А. Газовые турбины: проблемы и перспективы. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - 167 с.
11. Бронштейн, Л.С. Ремонт стационарной газотурбинной установки. - Л.: Недра, 1987. - 143 с.
12. А.А.Иноземцев, В.Л.Сандрацкий. "Газотурбинные двигатели". Издательство: ОАО "Авиадвигатель", 2006. — 1195 с.

Додаток А

Приклад схеми охолодження лопатки

При оцінці ефективності системи охолодження зазвичай враховується і додаткові гідравлічні втрати на лопатках внаслідок зміни їх форми при випуску охолоджуючого повітря. ККД реальної охолоджувальної турбіни приблизно на 3-4% нижче, ніж неохолоджуваної.

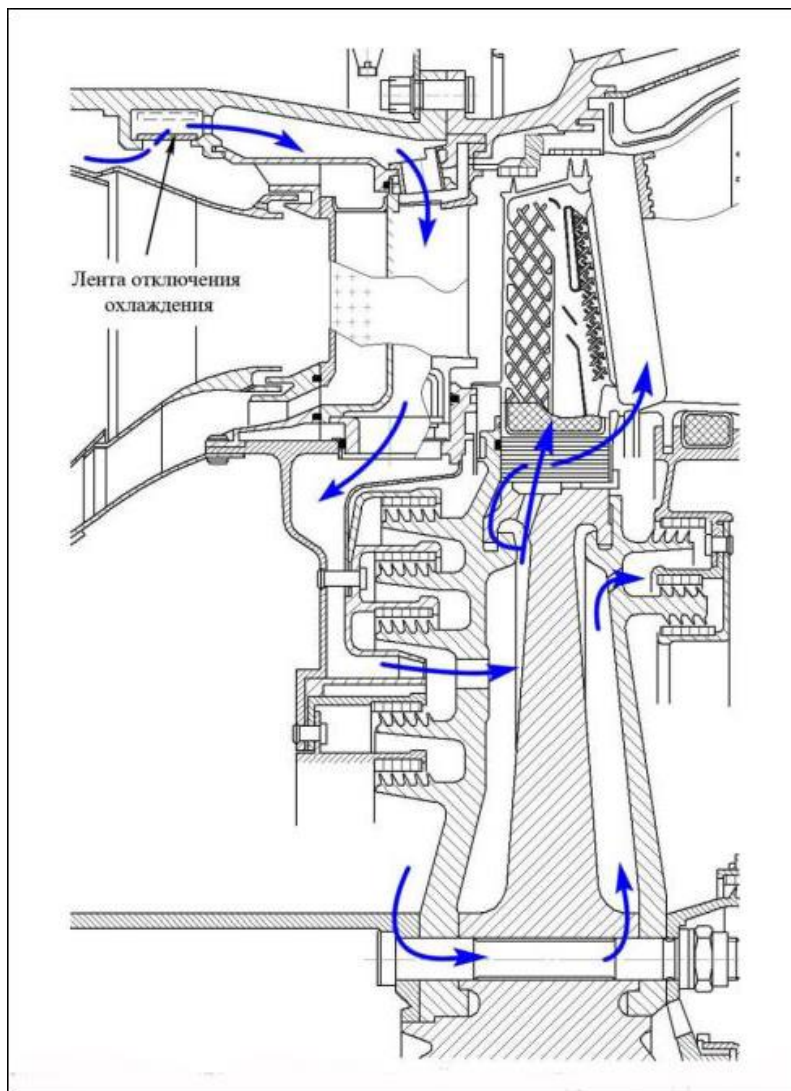


Рис 6.1 Схема охолодження 1-го ступеня турбіни ТРДД НК-56. Показані також сотові ущільнення і стрічка відключення охолодження на знижених режимах роботи двигуна.

Додаток Б

Базові характеристики типових конструкцій ГТД.

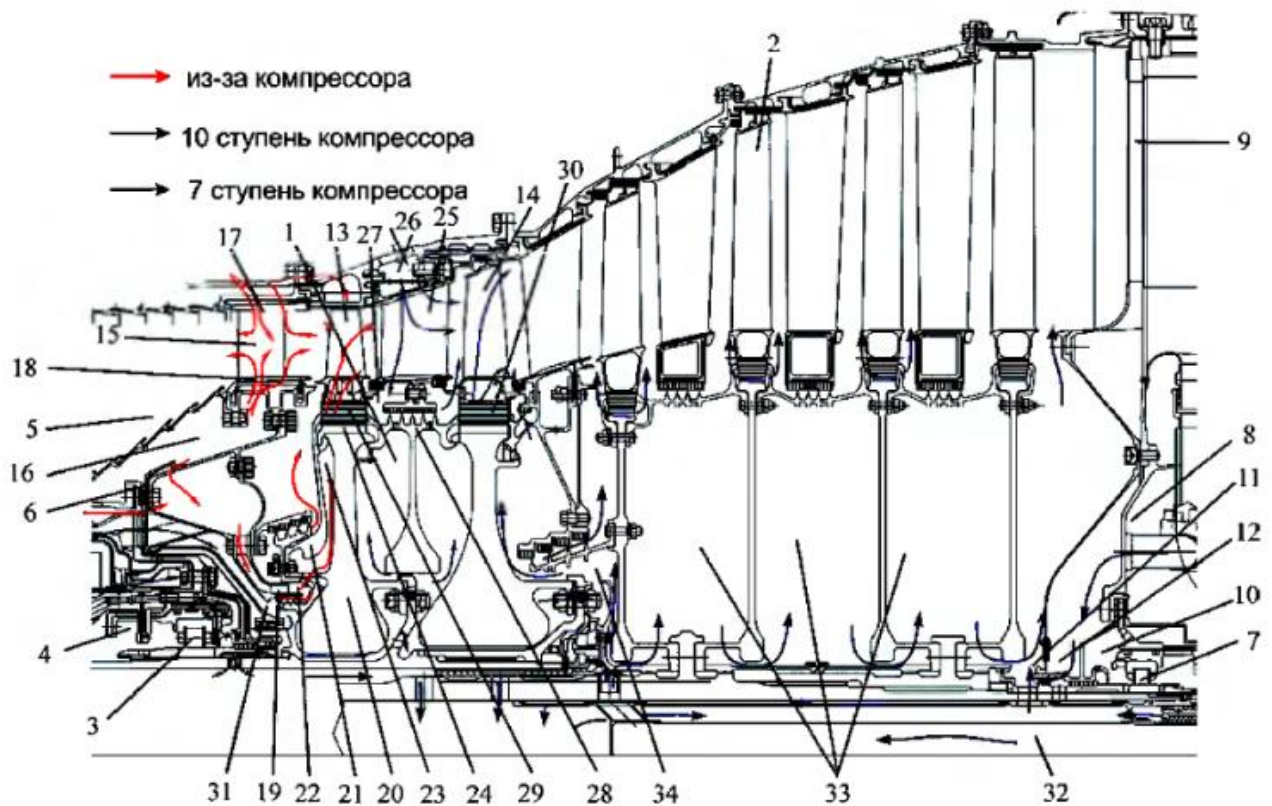


Рис. 6.2 - Турбіна двигуна ПС-90А2: 1 - ТВД; 2 - ТНД; 3 - підшипник ТВД; 4 - масляна порожнина підшипника ТВД; 5 - КС; 6 - корпус КС; 7- підшипник ТНД; 8- задня опора турбіни; 9-стійка задньої опори; 10 - масляна порожнина підшипника ТНД; 11 - комунікації для повітря; 12 - порожнина наддуву; 13 - 1РЛ ТВД; 14 - 2РЛ ТВД; 15 - 1СЛ; 16 - вторинна зона КС; 17- верхня полиця 1СЛ; 18- нижня полиця 1СЛ; 19- апарат закрутки; 20 - диск першого ступеня; 21 - дифлектор першого ступеня; 22 - порожнина за апаратом закрутки; 23 - порожнина під дифлектор; 24 - порожнина під замком лопатки; 25 - 2СЛ; 26 - кільцева порожнина над 2СА; 27 - порожнина під 2СА; 28 - проміжний диск; 29 - замок 1РЛ; 30 - замок 2РЛ; 31 - порожнина охолоджуючого повітря для ротора; 32 - труби холодного повітря для ТНД; 33 - порожнина ротора НД; 34 - порожнина між роторами ТВД і ТНД.

Найсучасніша турбіна GE90 є основою для нових розробок (GE90-115В, GP7200). Виробляється серійно з 1995 року.

Базові характеристики конструкції приведені нижче:

- двухвальна схема (двоступенева ТВД + шестиступінчаста ТНД);

- роликовий підшипник і опора ТВД між ТВД і ТНД; стійки опори в перехідному каналі між турбінами;
- двоступенева високонавантажений (ступінь розширення близько 5,5) ТВД з робочими лопатками без полиць;
- високий рівень температури газу перед ротором (оціночно 1850 К).

Для «Rolls-Royce» це турбіни сімейства RB211ATrent, що зберігають протягом майже тридцяти років все базові характеристики конструкції. Ці характеристики наведені на прикладі турбіни RB211-535E4:

- трехвальна схема: одноступенева ТВД + одноступенева ТСД + триступенева ТНД;
- роликовий підшипник і опора ТВД совмещени з роликотпідшипником і опорю ТСД; загальна опора сполучена з сопловими лопатками ТСД;
- одноступенева помірно навантажена (ступінь розширення близько 3.0) ТВД з полочною РЛ;
- помірний рівень температури газу перед ротором (для RB211-535E4 оціночно 1550 К).

Для «Pratt & Whitney» це моделі V2500, PW6000, F119. Модель V2500 - друга в світі (після CFM56) за масштабами виробництва. Принципово однакова з PW2000 і PW4000 схема турбіни. Базові характеристики конструкції турбіни:

- двухвальна схема (двоступенева ТВД + п'ятиступінчаста ТНД);
- роликовий підшипник під КС, стійки опори ТВД суміщені з корпусом КС;
- двоступенева високонавантажений (ступінь розширення близько 5,0) ТВД з безполочними робочими лопатками;
- високий рівень температури газу перед турбіною (оціночно 1700 К).

Додаток В

Диски турбін

Диски турбін (рис. 6.3) в загальному випадку мають обід 1 з «ялинковими» виступами 2, що утворюють пази 3 для кріплення робочих лопаток, полотно 4 і ступицю 5, а також фланці 6 для кріплення до інших дисків і до валу. До фланців диска можуть кріпитися інші диски, дефлектори 7, лабіринти 8, балансувальні вантажі.

При проектуванні дисків необхідно забезпечити цілий ряд вимог. Так, необхідно забезпечити достатній запас по міцності на розрив для будь-яких можливих умов експлуатації, так як руйнування диска завжди призводить до катастрофічних наслідків і не може бути локалізовано в межах корпусу турбіни. Наступна вимога - мінімальна ймовірність руйнування диска від перегріву (тобто захист від безпосереднього контакту з високотемпературним газом і надійна - з необхідними запасами - робота системи охолодження). Диски ТВД зазвичай захищені від контакту з газом і потоку тепла з проточної частини як конструктивно (дефлекторами і проміжними дисками), так і системою охолодження.

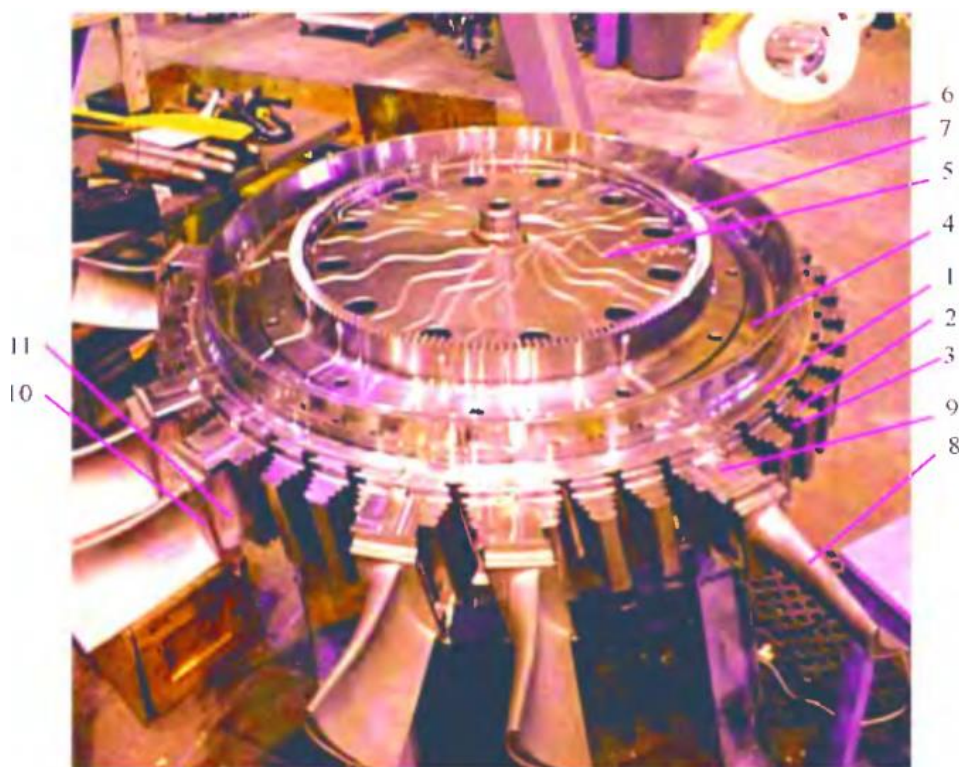


Рис. 6.3 - Диск з пазами «ялинкового» типу для установки робочих лопаток: 1 - обід диска; 2 - виступ диска; 3 - паз для лопатки; 4 - полотно; 5 - ступиця; 6 - фланець; 7 - дефлектор; 8 - профільна частина робочої лопатки; 9 - замок; 10 - нижня полиця; 11 – ніжка

З'єднання робочих лопаток з диском

З'єднання робочих лопаток з диском - напружене і відповідальне місце в конструкції турбіни. В даний час кріплення робочих лопаток в диску турбіни виконується у вигляді так званого «ялинкового» замку. Конструктивна форма «ялинкового» замку з трьома парами зубів показана на рис. 6.4. Раніше були так само популярні і варіанти представлені нижче:

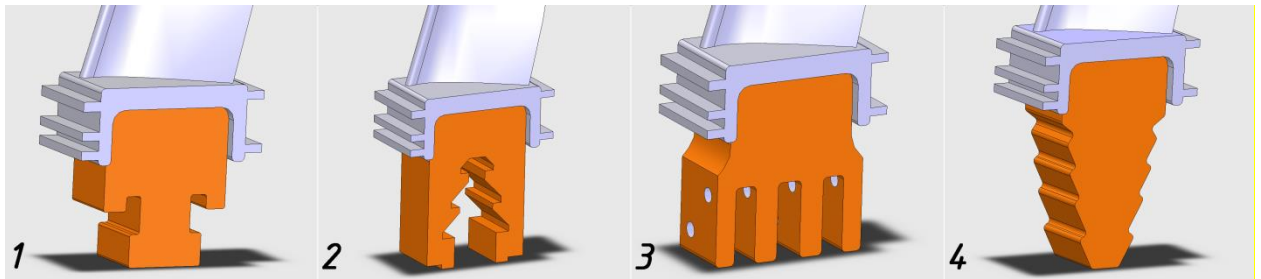


Рис 6.4. Основні типи хвостовиків лопаток: 1. Т-подібний хвостовик; 2. Грибоподібний хвостовик (ластівчиний хвіст); 3. Вилкоподібний хвостовик; 4. Ялинкоподібний хвостовик

Зуби під дією відцентрової сили і згинальних моментів працюють на зріз, вигин і зминання, а перетину по западинах замку лопатки і западин виступів в диску - на розтягнення. Зуби в лопатці і в диску виконуються з великою точністю, щоб забезпечити рівномірність контакту зубів по всій поверхні - як по довжині, так і ширині. Наприклад, допуск на крок зубів становить близько 0,008 ... 0,016мм. Так забезпечується рівномірне навантаження всіх зубів з'єднання і уникає небезпечне перевантаження окремих елементів замку.

«Ялинковий» замок знайшов виключне застосування на практиці завдяки своїм наступним перевагам:

лопатки; 1 - замок лопатки; 2 - виступ диска; 3 - перемички між западинами замку лопатки; 4 - перемичка між западинами виступу диска

Пази в диску виготовляються протяжною, а замкова частина лопаток - фрезеруванням або шліфуванням.