

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
докт. техн. наук, професор
_____ Ю.М. Терещенко
" ____ " _____ 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)
ЗДОБУВАЧА ОСВІТЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»
ЗА ОСВІТЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»**

**Тема: Дослідження методів аеродинамічного вдосконалення
компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги.**

Виконавець: студент М-142-24-1-ГУ Крамаревич Юрій Володимирович

Керівник: к.т.н., доцент Ратинський Валерій Валерійович

Консультанти з окремих розділів пояснювальної записки:

«Охорона праці» старший викладач

_____ Козлітін Олексій Олександрович

Охорона навколишнього середовища» д.т.н., доцент

_____ Павлюх Леся Іванівна

Нормоконтролер з ЄСКД (ЄСПД): к.т.н., с.н.с.

_____ Якушенко Олександр Сергійович

КИЇВ 2025

**ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»**

Аерокосмічний факультет

Кафедра авіаційних двигунів

Спеціальність – 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма – «Газотурбінні установки і компресорні станції»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

докт. техн. наук, професор

_____ Ю.М. Терещенко

" ____ " _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання кваліфікаційної роботи

Крамаревича Юрія Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові випускника в родинному відмінку)

1. Тема кваліфікаційної роботи "Дослідження методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги" затверджена наказом президентки від "09" жовтня 2025 р., №2217/ст
2. Термін виконання роботи: з 01.10.2025 р. по 31.12.25 р.
3. Вихідні дані до роботи: Документи, матеріали та інші інформаційні джерела щодо компресорів турбореактивних двигунів;
4. Зміст пояснювальної записки: реферат, зміст, перелік умовних позначень, скорочень та термінів, методи аеродинамічного вдосконалення компресорів; обґрунтування основних параметрів та вибір методик розрахунків; проектування компресора; охорона праці; охорона навколишнього середовища; висновки; список використаних джерел; додатки.
5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу: презентаційний матеріал.

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Аналіз методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги	04.10.25–13.10.25	
2.	Аналіз сучасних схем аеродинамічного вдосконалення компресорів	14.10.25–23.10.25	
3.	Обґрунтування вихідних параметрів для розрахунків	24.10.25–31.10.25	
4.	Термо і газодинамічні розрахунки визначення геометричних розмірів компресорів.	01.11.25–19.11.25	
6.	Дослідження питань охорони праці	20.11.25–23.11.25	
7.	Дослідження питань охорони навколишнього середовища	24.11.25–30.11.25	
8.	Оформлення пояснювальної записки	01.12.25–16.12.25	
9.	Підготовка доповіді	17.12.25–25.12.25	

7. Консультанти з окремих розділів

Розділ	Консультант (посада, П.І.Б)	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	старший викладач Козлітін Олексій Олександрович		
Охорона навколишнього середовища	д.т.н., доцент Павлюх Леся Іванівна		

8. Дата видачі завдання « 04 » жовтня 2025 р.

Керівник кваліфікаційної роботи: _____ Ратинський В.В.
(підпис керівника)

Завдання прийняв до виконання: _____ Крамаревич Ю.В.
(підпис випускника)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи «Дослідження методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги»: 94 сторінки, 25 рисунків, 15 використаних джерел.

Ключові слова: **КОМПРЕСОР, ТРДД, CFD МОДЕЛЮВАННЯ, АЕРОДИНАМІКА, ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК**

Об'єкт дослідження – аеродинамічні параметри компресорів.

Предмет дослідження – CFD аналіз компресорів побудованих на основі параметричних розрахунків.

Мета кваліфікаційної роботи – розробка методики розрахунку аеродинамічних параметрів компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги.

Метод дослідження – аналіз, синтез, формалізація, абстрагування, узагальнення системного аналізу, нагляд, опис, і CFD розрахунок в програмному забезпеченні ANSYS 2025 R1.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в удосконаленні методики розрахунку ефективності спроектованих компресорів.

Практична цінність отриманих результатів роботи полягає в розробці методики, яка дозволяє проводити розрахунки аеродинамічних параметрів та їх перевірку без створення фізичних компресорів. Методика пришвидшує час розробки за рахунок можливості оперативного формування 3Д моделей та порівняння їх характеристик, які рекомендовано до використання при проектуванні нових компресорів та в практичній діяльності фахівців конструкторських бюро.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ ЛЕГКИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ.....	10
1.1. Класифікація газотурбінних двигунів для малих апаратів.....	10
1.2. Огляд двигунів тягою 200кгс.....	14
1.3. Загальна характеристика термодинамічного циклу.....	18
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ.....	23
2.1. Загальні положення.....	23
2.2. Термо і газодинамічні розрахунки визначення геометричних розмірів.....	25
2.2.1. Розрахунок вхідного пристрою.....	54
2.3. Розрахунок вентилятора.....	55
3. ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕСОРІВ ДВОКОНТУРНИХ ТУРБОРЕАКТИВНИХ ДВИГУНІВ МАЛОЇ ТЯГИ.....	66
3.1. Загальні положення.....	66
3.2. Створення 3д моделі та її аналіз в ANSYS.....	66
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	75
5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	88
ВИСНОВКИ.....	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	96

ВСТУП

Актуальність теми

У сучасній авіаційній техніці газотурбінні двигуни є ключовим елементом силової установки, що визначає основні технічні характеристики літального апарата. Зокрема, двоконтурні турбореактивні двигуни малої тяги набувають особливої актуальності для легких літальних апаратів (ЛЛА), безпілотних авіаційних комплексів та малих крилатих ракет. Основними вимогами до таких двигунів є компактність, низька маса, економічність та стабільна робота у маршовому режимі.

Компресор є основним елементом турбореактивного двигуна, оскільки від його ефективності залежить ступінь стиснення повітря, максимальна температура газів, питома витрата палива та масова ефективність. У малих ТРД і ТРДД компресори часто виконуються відцентровими або комбінованими, що забезпечує компактність і простоту конструкції, проте створює обмеження щодо аеродинамічної ефективності. У зв'язку з цим постає завдання пошуку і впровадження методів аеродинамічного вдосконалення компресорів, що дозволяють підвищити продуктивність двигуна та знизити втрати енергії в потоці.

Мета і завдання роботи

Мета роботи: провести комплексне дослідження аеродинамічних методів підвищення ефективності компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги та визначити оптимальні конструктивні рішення для підвищення ступеня стиснення і зниження втрат у малому тяговому класі.

Завдання роботи:

1. Проаналізувати сучасний стан розвитку двигунобудування у сфері малих турбореактивних двигунів та удосконалення компресорів.
2. Визначити основні фактори, що впливають на аеродинамічну ефективність компресорів.

3. Провести чисельне моделювання потоків у компресорі та оцінити вплив запропонованих заходів на продуктивність двигуна.

4. Розробити рекомендації щодо вдосконалення компресора для конкретного тягового класу двигуна малої тяги.

Сучасні дослідження у сфері малих турбореактивних двигунів зосереджені на аеродинамічній оптимізації компресорів та турбін. Основні напрямки досліджень включають:

1. Оптимізація профілю лопаток. Використання тривимірних аеродинамічних профілів дозволяє зменшити вихрові втрати та підвищити ступінь стиснення. Дослідження показують, що зміна кромки лопатки і кута атаки може підвищити ККД компресора на 2–5% без збільшення маси двигуна.

2. Чисельне моделювання (CFD). Сучасні методи CFD дозволяють проводити багатоваріантний аналіз аеродинаміки компресора на ранніх етапах проектування, що зменшує потребу у виготовленні прототипів та скорочує час досліджень.

Виходячи цього можна зробити наступний висновок: на сучасному етапі вдосконалення компресорів малих ТРД є поєднанням аеродинамічних, матеріальних та конструктивних рішень, що дозволяє підвищувати продуктивність двигуна без збільшення його маси та габаритів.

Наукова новизна та практична значимість

Наукова новизна роботи полягає у системному аналізі методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних ТРД малої тяги з подальшою їх адаптацією до умов конкретного тягового класу. Використання сучасних чисельних методів та тривимірного моделювання дозволяє:

- підвищити ККД компресора та зменшити питому витрату палива;
- забезпечити стабільну роботу на різних режимах;
- розробити рекомендації щодо конструктивного вдосконалення лопаток.

Практична значимість роботи полягає у можливості застосування отриманих результатів при проектуванні малих турбореактивних двигунів для ЛЛА,

безпілотних літальних систем і крилатих ракет, що дозволяє підвищити масову ефективність та дальність польоту.

Проведене дослідження методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних ТРД малої тяги є актуальним та перспективним напрямом у сучасній авіаційній техніці. Реалізація цих методів дозволяє підвищити продуктивність двигунів, знизити питому витрату палива та збільшити масову ефективність літальних апаратів, що має важливе значення для практичних застосувань у цивільній та військовій авіації.

Проблема максимального зниження вартості малорозмірного двигуна зумовила основні напрями її вирішення: максимальне спрощення конструкції двигуна і здешевлення технології його виготовлення.

При створенні ТРД для силових установок БПЛА необхідно вирішувати ряд завдань на етапах проектування, випробувань і доведення двигунів, а саме:

- вибір раціональних значень параметрів термодинамічної циклу з урахуванням високого рівня відносних втрат в малорозмірних елементах двигуна і при відсутності інтенсивного охолодження газової турбіни;
- зменшення кількості ступенів компресора і турбіни;
- ретельне узгодження параметрів і характеристик елементів двигуна з урахуванням їх об'ємно-масових характеристик;
- максимальне спрощення конструкції двигуна, мінімізація обсягу механічної обробки деталей за рахунок використання високотехнологічних процесів;
- максимальне спрощення систем двигуна, перш за все, паливної системи, системи управління і системи змащення.

РОЗДІЛ 1

1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ ЛЕГКИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Газотурбінний двигун є тепловою машиною, в якій енергія згоряння палива перетворюється на механічну роботу та реактивну тягу. Класичний газотурбінний двигун складається з таких основних елементів: повітрязабірника, компресора, камери згоряння, турбіни та реактивного сопла. У компресорі повітря стискається до необхідного тиску, після чого у камері згоряння до нього подається паливо і відбувається процес згоряння. Гарячі гази, що утворюються, обертають турбіну, яка, у свою чергу, приводить компресор, а надлишкова енергія газового потоку перетворюється на реактивну тягу.

Для легких літальних апаратів і крилатих ракет зазвичай застосовуються спрощені схеми газотурбінних двигунів, що дозволяє зменшити масу, габарити та вартість. Найпоширенішими є малі турбореактивні двигуни з одновальним компресором та осью або відцентровою схемою стиснення.

1.1. Класифікація газотурбінних двигунів для малих апаратів

Газотурбінні двигуни, що застосовуються у легких літальних апаратах - ЛЛА та крилатих ракетах, можна класифікувати за кількома ознаками: типом робочого циклу, конструкцією компресора, призначенням та режимом експлуатації.

За призначенням виділяють:

- газотурбінні двигуни багаторазового використання (для ЛЛА);
- газотурбінні двигуни одноразового використання (для крилатих ракет).

За конструкцією компресора:

- осьові;
- відцентрові;
- комбіновані.

Для легких літальних апаратів характерне застосування двигунів з підвищеним ресурсом і можливістю багаторазових запусків. Для крилатих ракет, навпаки, двигун оптимізується під один політ, що дозволяє суттєво спростити конструкцію та знизити вартість.

Легкі літальні апарати, зокрема безпілотні, висувають до газотурбінних двигунів низку специфічних вимог. До них належать мала маса, висока надійність, стабільність роботи на різних режимах та відносно низька питома витрата палива. Оскільки такі апарати часто виконують тривалі польоти, економічність двигуна відіграє вирішальну роль.

Одним із відомих прикладів є турбореактивний двигун PBS TJ100 (рис 1.1), який широко використовується у навчальних та експериментальних літальних апаратах. Двигун має просту конструкцію, невелику масу та забезпечує тягу близько 1 кН.

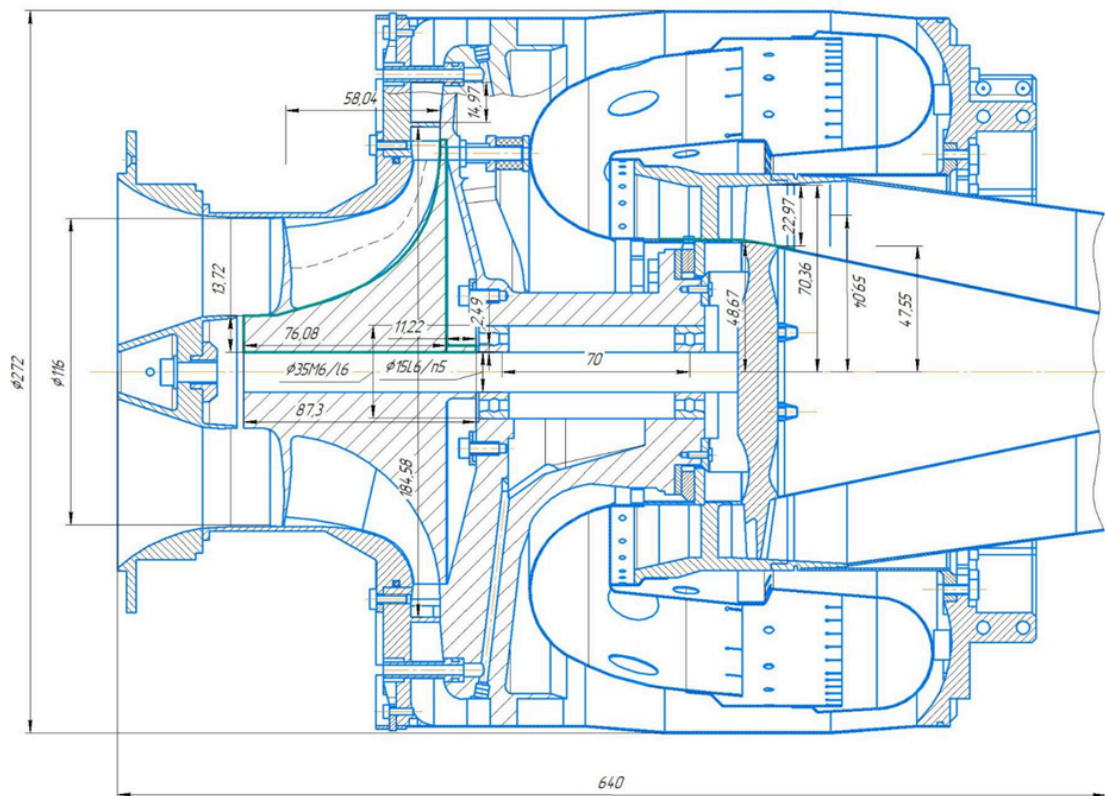


Рис. 1.1. – Креслення турбореактивного двигуна PBS TJ100

Іншим прикладом є двигуни серії JetCat, що застосовуються у безпілотних платформах і демонструють високий рівень автоматизації керування.

Також слід відзначити турбовентиляторні двигуни малого класу, такі як Williams FJ33 та FJ44 (рис. 1.2), які, хоча й призначені для легких бізнес-джетів, демонструють напрям розвитку компактних і ефективних ГТД для малих літальних апаратів.

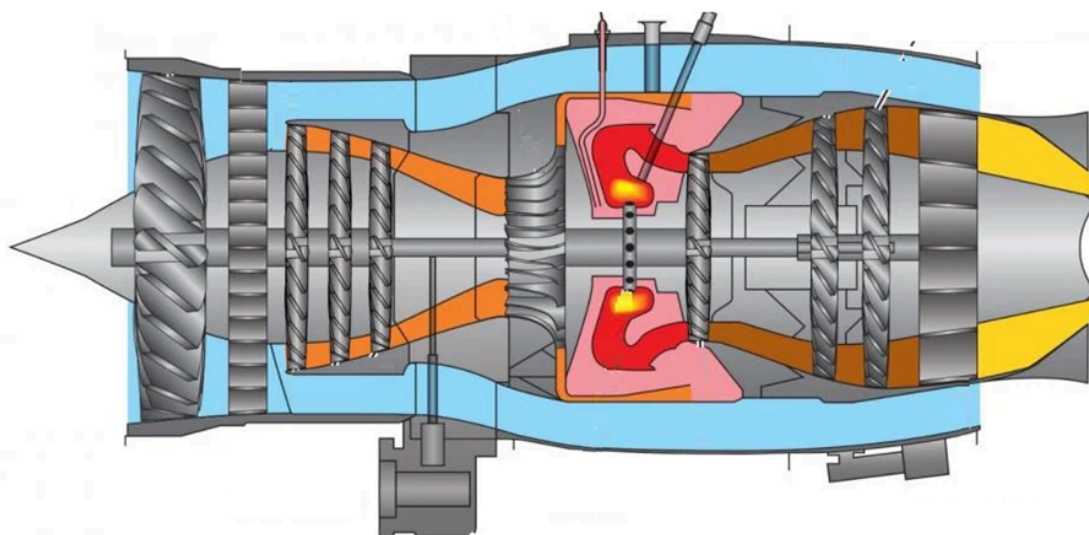


Рис. 1.2. – Схема ТРДД Williams FJ44-4A

Перевагами газотурбінних двигунів для ЛЛА є висока питома потужність, компактність та можливість експлуатації на великих висотах. До недоліків слід віднести складність конструкції, вищу вартість у порівнянні з поршневими двигунами та підвищені вимоги до якості палива.

Крилаті ракети пред'являють до двигунів особливі вимоги, оскільки двигун повинен забезпечити стабільну роботу протягом усього польоту без можливості обслуговування. Основними критеріями є мінімальна маса, компактність, надійність та достатня ефективність на маршовому режимі польоту.

Найбільш поширеними є малі турбореактивні двигуни з відцентровим компресором. Прикладом є двигуни сімейства Microturbo TRI 60 (рис.1.3), які використовуються у ряді крилатих ракет та безпілотних апаратів. Для

високошвидкісних ракет також розглядаються прямоточні повітряно-реактивні двигуни, проте їх застосування обмежене необхідністю стартового розгону.

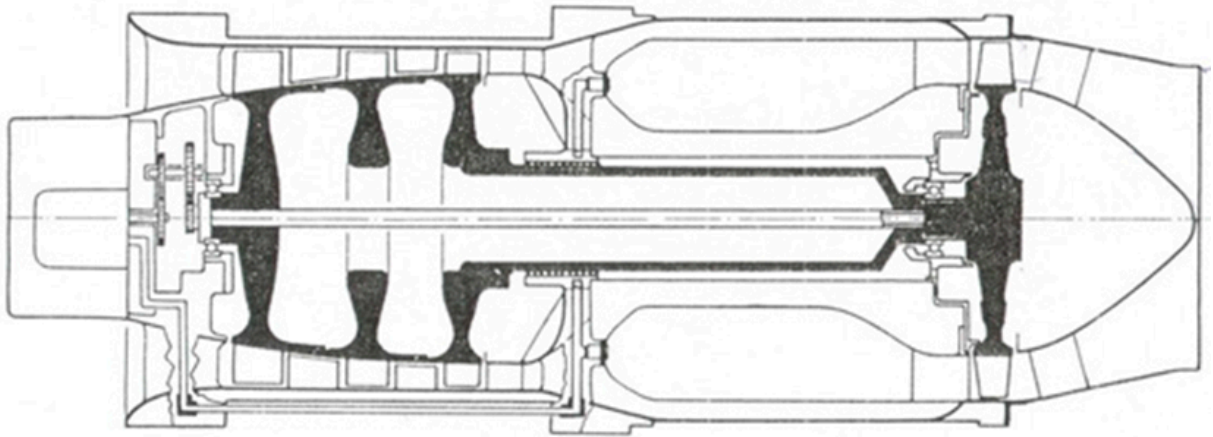


Рис. 1.3. – Схема ТРД Microturbo TRI 60

На відміну від авіаційних двигунів, двигуни крилатих ракет мають значно менший ресурс та спрощену систему керування. Вони не розраховані на багаторазове використання, що дозволяє зменшити масу і складність конструкції.

Порівняльний аналіз показує, що хоча принцип роботи газотурбінних двигунів для ЛЛА і КР є однаковим, підходи до їх проектування суттєво різняться. Для ЛЛА пріоритетом є ресурс і економічність, тоді як для крилатих ракет – простота та оптимізація під один політ. Ці відмінності визначають конструктивні рішення, вибір матеріалів та систем керування.

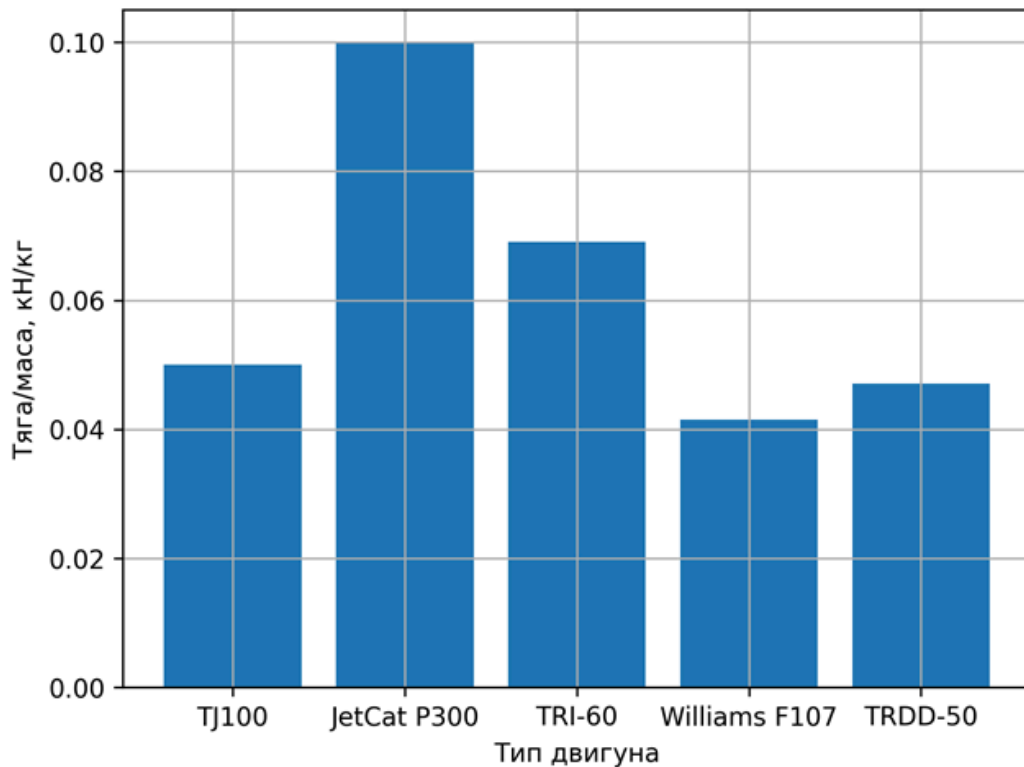


Рис. 1.4. – Порівняння масової ефективності (тяга/маса) газотурбінних двигунів

Серед основних тенденцій розвитку газотурбінних двигунів для малих апаратів слід виділити застосування адитивних технологій, використання нових жароміцних матеріалів та впровадження цифрових систем керування типу FADEC. Ці рішення дозволяють підвищити ефективність, знизити масу та покращити експлуатаційні характеристики двигунів.

1.2. Огляд двигунів тягою 200кгс

Нижче приведені характеристики ТРДД з тягою 200 кгс:

- Williams F112 / F112-WR-100

Тяга: ~1,9–2,0 кН (≈195–205 кгс)

Маса: ~55–60 кг

Тип: ТРДД, малий ступінь двоконтурності

Застосування: експериментальні БПЛА, крилаті апарати

Концептуально близький до F107 Рис. 1.5, але меншої тяги.

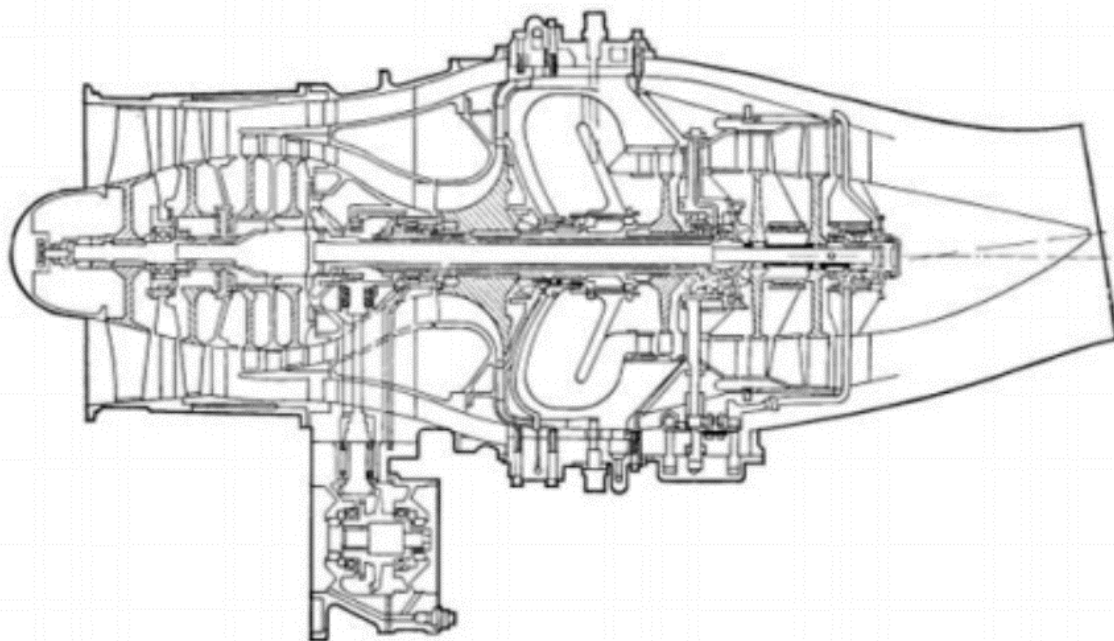


Рис. 1.5. - ТРДД Williams International F107-WR-100

- PBS TJ200

Тяга: $\sim 2,0$ кН (≈ 204 кгс)

Маса: ~ 58 – 62 кг

Тип: ТРДД

Походження: Чехія (PBS Velká Bíteš)

Застосування: БпЛА, демонстратори, навчальні платформи

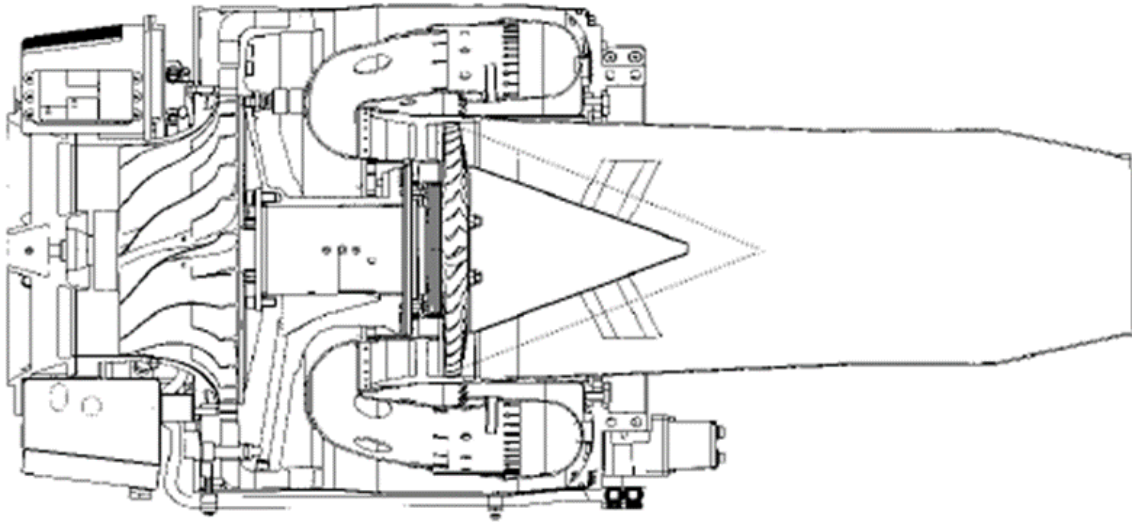


Рис. 1.6. – Двигун TJ100 чеської компанії PBS Velka Bites

Один з небагатьох серійно доступних ТРДД цього класу у цивільному сегменті.

- Motor Sich AI-305 (проект) рис. 1.7

Тяга: $\sim 1,8\text{--}2,2$ кН (оцінка)

Тип: ТРДД

Застосування: БПЛА / легкі КР.



Рис. 1.7. Загальний вигляд ТРДД АІ-305

- ТРДД-50 (дефорсований режим)

Номінальна тяга: ~450 кгс

У режимі дефорсування: ~200–250 кгс

Тип: ТРДД

Конструктивно більший (рис.1.5), але може працювати у цьому діапазоні (не оптимальний по масі).

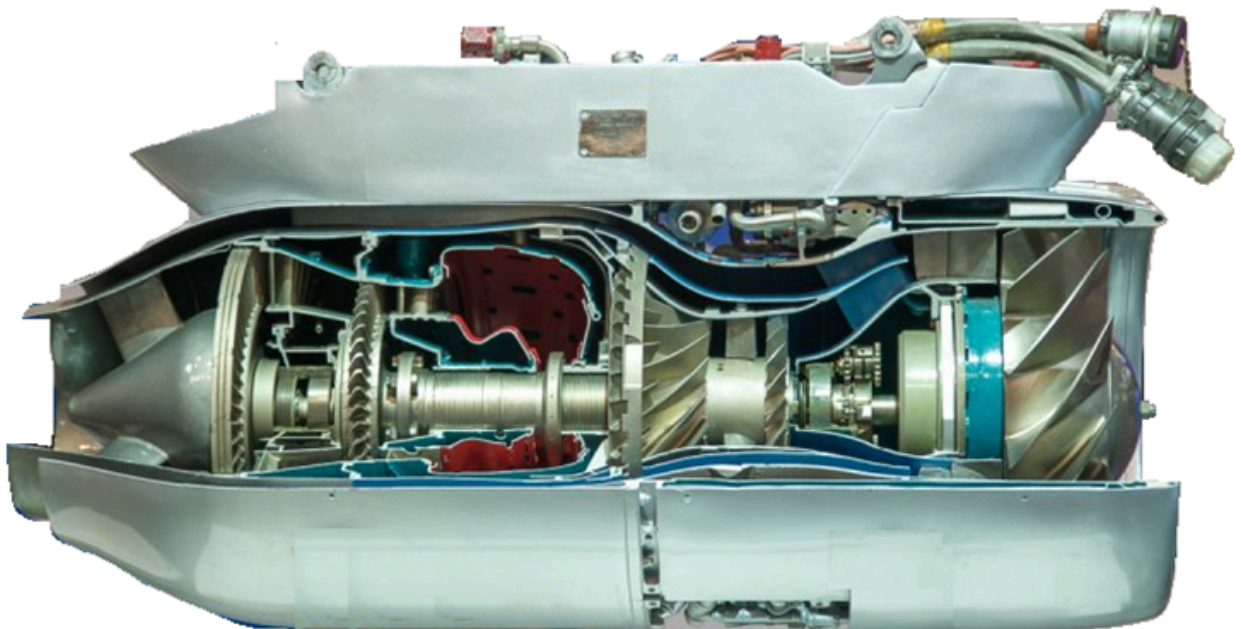


Рис. 1.8. - Загальний вигляд ТРДД-50

TJ-300 Турецької компанії TEI , використовується для КР

тяга - 1,34кгс.,

маса - 34 кг.

діаметр 224 мм.



Рис. 1.9. - Загальний вигляд TJ-300

Особливості термодинамічного циклу і конструкції газотурбінних двигунів малих тяг

1.3. Загальна характеристика термодинамічного циклу

Малі газотурбінні двигуни, що застосовуються у легких літальних апаратах, безпілотних авіаційних комплексах та крилатих ракетах, функціонують за відкритим газотурбінним циклом Брайтона з підведенням теплоти при майже сталому тиску (рис. 1.3.1).

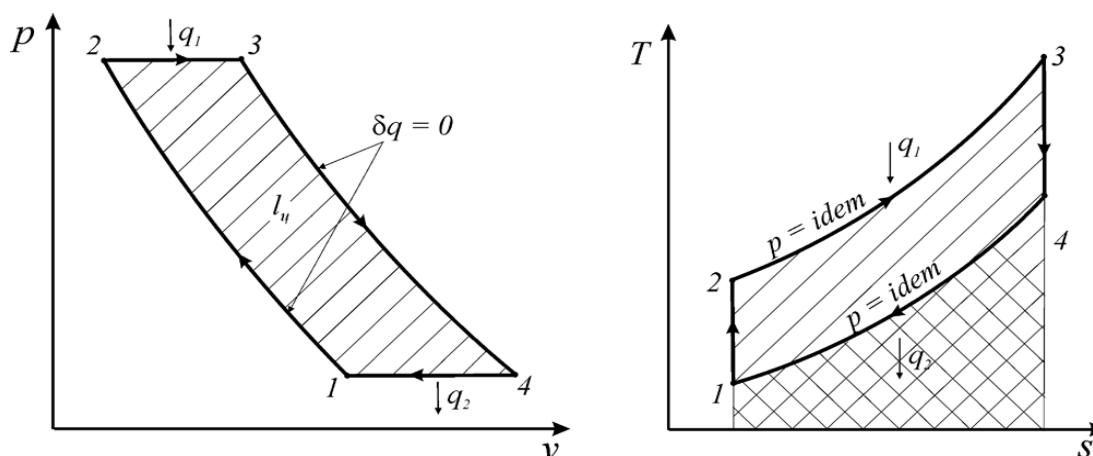


Рис. 1.3.1. – Ідеальний цикл Брайтона (цикл газотурбінної установки)

Незважаючи на єдність принципу дії з двигунами середньої та великої тяги, термодинамічний цикл малих газотурбінних двигунів має низку специфічних особливостей, зумовлених масштабним ефектом, обмеженнями за масою та габаритами, а також вимогами до простоти й надійності конструкції.

Ідеальний цикл Брайтона включає адіабатичне стиснення повітря в компресорі, підведення теплоти в камері згоряння при сталому тиску, адіабатичне розширення газів у турбіні та відведення відпрацьованих газів через реактивне сопло з утворенням тяги. У реальних умовах експлуатації всі ці процеси супроводжуються втратами повного тиску та енергії, причому для малих двигунів відносна величина втрат є більшою, ніж для силових установок великої тяги.

Однією з ключових характеристик термодинамічного циклу є ступінь підвищення тиску в компресорі. Для малих одноконтурних турбореактивних двигунів вона зазвичай становить $\pi_k = 3-8$, тоді як для двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги може досягати значень 12–20. Збільшення ступеня підвищення тиску дозволяє знизити питому витрату палива, проте супроводжується ускладненням конструкції компресора та зростанням вимог до міцності і точності виготовлення його елементів.

Вплив масштабного ефекту на ефективність циклу

Масштабний ефект є одним з основних чинників, що визначають особливості роботи малих газотурбінних двигунів. При зменшенні геометричних розмірів проточної частини зростає вплив в'язкісних сил, що призводить до збільшення гідравлічних втрат у компресорі, турбіні та каналах підведення і відведення потоку.

Для компресорів малих ГТД характерні знижені значення адіабатичного коефіцієнта корисної дії, який зазвичай знаходиться в межах 0,70–0,82. Це пояснюється підвищеними втратами на тертя, інтенсивнішими вторинними течіями у міжлопаткових каналах та більшим відносним впливом зазорів між лопатками і корпусом. Аналогічні тенденції спостерігаються і для турбінних ступенів.

Наслідком зниження ККД основних вузлів є погіршення термічної досконалості циклу та зростання питомої витрати палива. Таким чином, навіть незначне покращення аеродинамічної якості компресора або турбіни в малих двигунах призводить до помітного підвищення загальної ефективності силової установки.

Конструктивні особливості компресорів малих газотурбінних двигунів

Компресор є одним із найважливіших елементів малого газотурбінного двигуна, оскільки саме він формує основні параметри повітря перед камерою згоряння. У двигунах малої тяги найбільш поширеними є відцентрові та комбіновані осьово-відцентрові компресори.

Відцентрові компресори забезпечують відносно високу ступінь підвищення тиску за один ступінь і мають компактні габарити, що є вирішальною перевагою для малих двигунів. Водночас вони характеризуються підвищеними втратами в дифузорі та менш сприятливими умовами обтікання лопаток при відхиленні режиму від розрахункового.

Комбіновані компресори дозволяють поєднати переваги осьових і відцентрових схем. Застосування одного або декількох осьових ступенів на вході зменшує діаметр двигуна та покращує умови входу потоку у відцентровий ступінь. Така схема є типовою для сучасних малих двоконтурних турбореактивних двигунів і створює сприятливі умови для подальшого аеродинамічного вдосконалення.

Камера згоряння і температурні обмеження

Камера згоряння малих газотурбінних двигунів зазвичай виконується у кільцевій або трубчасто-кільцевій компоновці. Основними вимогами до неї є стабільність горіння, мінімальні втрати повного тиску та забезпечення рівномірного температурного поля газів перед турбіною.

Максимальна температура газів перед турбіною є одним із визначальних параметрів термодинамічного циклу. Для малих двигунів вона зазвичай обмежується рівнем 950–1150 К, що пов'язано з використанням спрощених систем охолодження та матеріалів з обмеженою жароміцністю. Зменшення температури перед турбіною призводить до зниження термічного ККД, проте підвищує надійність і ресурс двигуна.

Турбіна та баланс потужності

Турбіна газотурбінного двигуна малої тяги, як правило, є одноступінчастою або двоступінчастою та призначена для приводу компресора і допоміжних агрегатів. Високі частоти обертання ротора обумовлюють значні відцентрові напруження в лопатках, що визначає вибір матеріалів і форму проточної частини.

Баланс потужності між компресором і турбіною є критичним для забезпечення стійкої роботи двигуна. Зниження ККД компресора або збільшення втрат у камері згоряння безпосередньо зменшує доступну потужність турбіни, що може призвести до нестабільності режиму або зменшення тяги.

Вплив конструктивних рішень на ефективність двигуна

Конструктивні особливості малих газотурбінних двигунів значною мірою визначають ефективність їх термодинамічного циклу. Обмеження за масою, габаритами та вартістю змушують застосовувати компромісні рішення, які знижують максимальний ККД, але забезпечують простоту і технологічність конструкції.

У цьому контексті аеродинамічне вдосконалення компресорів є одним із найбільш ефективних шляхів підвищення загальної ефективності малих ТРДД без суттєвого ускладнення конструкції. Навіть незначне підвищення ККД компресора дозволяє зменшити питому витрату палива та покращити експлуатаційні характеристики двигуна.

Висновки до розділу 1

У результаті аналізу встановлено, що газотурбінні двигуни є оптимальним вибором для легких літальних апаратів і крилатих ракет завдяки своїм високим питомим характеристикам. Подальший розвиток у цій галузі буде спрямований на підвищення ефективності, зниження вартості та розширення сфер застосування.

Аналіз також показує, що термодинамічний цикл і конструкція малих газотурбінних двигунів мають низку специфічних особливостей, пов'язаних із масштабним ефектом та конструктивними обмеженнями. Найбільш перспективним напрямом удосконалення є підвищення аеродинамічної ефективності компресорів, що безпосередньо відповідає темі даної кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 2

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ

2.1. Загальні положення

Останнім часом розвиток авіоніки та електронних систем керування створив новий клас безпілотних літальних апаратів малих розмірів, які стають все більш актуальними.

Безпілотні літальні апарати (БПЛА) дозволяють вирішувати ряд специфічних завдань моніторингу великих територій, безперервного контролю віддалених і важкодоступних ділянок протягом досить тривалого часу. За допомогою бортових оптоелектронних інфрачервоних (ІЧ) засобів оператор БПЛА може в режимі реального часу отримувати інформацію і забезпечувати виявлення і розпізнавання різних об'єктів. розвиток конфліктних ситуацій.

Багато країн використовують БПЛА для вирішення завдань з моніторингу та охорони кордонів, так як саме БПЛА можуть забезпечити патрулювання протяжних малозаселених прикордонних територій не тільки в реальному масштабі часу, а й активно впливати на охорону кордонів і Головними напрямками застосування комплексів БПЛА підтримання правопорядку, антитерористичні заходи, виявлення надзвичайних ситуацій та ліквідації їх наслідків, екологічний моніторинг і охорона природних ресурсів, моніторинг об'єктів промисловості, транспортної і енергетичної інфраструктури. Наприклад, рішення про використання БПЛА для патрулювання кордонів в районі протоки Ла-Манш і узбережжя Середземного моря прийнято в Євросоюзі в 2006 році.

Застосування БПЛА, що оснащені приладами відео спостереження та забезпечують запобігання незаконній міграції, контрабанди і терористичних актів, є частиною плану уряду Євросоюзу щодо оснащення митних і прикордонних служб сучасними системами спостереження.

У порівнянні з традиційними пілотованими літальними апаратами, такими як літаки і вертольоти, БПЛА мають певні переваги і недоліки.

БПЛА є дешевші ніж пілотовані літальні апарат.

Одним з істотних недоліків БПЛА є відносно високий рівень їх аварійності. Частота аварій БПЛА в 100 разів вище, ніж пілотованих літальних апаратів. При збої в роботі систем пілотованого літального апарату льотчик в ряді випадків у змозі діагностувати і виправити нештатну ситуацію на борту, в той час як можливості діагностування нештатної ситуації на борту БПЛА і активного впливу на її розвиток в умовах польоту досить проблематичні.

Іншим недоліком БПЛА є залежність ефективності роботи оптоелектронних та систем від стану атмосфери і погодних умов. Особливо істотно на роботу оптоелектронних систем впливають хмарність і вологість повітря. Для мінімізації цього впливу БПЛА можуть оснащуватися додатково бортовими радіолокаційними станціями (РЛС) з синтелованою апертурою. Але така РЛС має низьку спроможність відстежувати рухомі цілі і потрібно використання технології індикації руху.

Турбореактивні двигуни силових установок БПЛА характеризуються різноманітністю конструктивно-компонувальних схем, що визначається діапазоном їх застосування.

Принципи розробки та створення ТРД для силових установок БПЛА істотно відрізняються від методів створення двигунів для пілотованих літальних апаратів.

Проблема максимального зниження вартості малорозмірного двигуна зумовила основні напрями її вирішення максимальне спрощення конструкції двигуна і здешевлення технології його виготовлення.

При створенні ТРД для силових установок БПЛА необхідно вирішувати ряд завдань на етапах проектування, випробувань і доведення двигунів, а саме:

- вибір раціональних значень параметрів термодинамічної циклу з урахуванням високого рівня відносних втрат в малорозмірних елементах двигуна і при відсутності інтенсивного охолодження газової турбіни;
- зменшення кількості ступенів компресора і турбіни;

- ретельне узгодження параметрів і характеристик елементів двигуна з урахуванням їх об'ємно-масових характеристик;
- максимальне спрощення конструкції двигуна, мінімізація обсягу механічної обробки деталей за рахунок використання високотехнологічних процесів;
- максимальне спрощення систем двигуна, перш за все, паливної системи, системи управління і системи змащення.

Тому постає потреба у створенні двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги. Відповідно необхідно провести розрахунки та визначити як зменшення розмірів конструктивних елементів, зокрема компресора вплине на аеродинамічні характеристики.

На даний час багато виробників розробляють літальні апарати злітною масою біля 300 кг. та крейсерською швидкістю 400-800 км/год широкого спектру застосування. Тяга визначається запитами від виробників БПЛА, найбільша потреба у двигунах з тягою біля 200 кгс.

2.2. Термо і газодинамічні розрахунки визначення геометричних розмірів.

Вхідні дані

Тип двигуна - ТРДД

Тяга $P = 2000 \text{ Н}$

Ступінь двоконтурності $m := 1$

Ступінь підвищення тиску $P_k := 5.5 \text{ Па}$

Температура газу перед турбіною $T_{gr} := 1100 \text{ К}$

Ступінь підвищення тиску в вентиляторі $P_{v1} := 1.65$

Згідно довідника

$$T_n := 288.15$$

$$P_n := 101325$$

Розрахункова висота $H := 0$

Розрахункова швидкість набігаючого потоку $V := 0$

Показник адиабати для повітря $k := 1.4$

Газова стала повітря $R := 287.3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$

Коефіцієнт відновлення повного тиску на вхідній пристрої $\sigma_{vh} := 0.99$

Коефіцієнт відновлення повного тиску в зовнішньому контурі $\sigma_{ks} := 0.98$

ККД вентилятора $\eta_v := 0.86$

Визначаємо параметри робочого тіла перед двигуном Н-Н

По таблицях знаходимо для заданої висоти тиск та температуру і визначаємо параметри заторможеного потоку за формулами

$$T_{n1} := T_n + \frac{V^2}{2R \cdot \frac{k}{k-1}} = 288.15 \quad \text{К}$$

$$P_{n1} := P_n \cdot \left(\frac{T_{n1}}{T_n} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.013 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

Параметри повітря на вході в вентилятор В-В

Згідно рівняння енергії знаходимо

$$T_v := T_n = 288.15 \quad \text{К}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої приймаємо σ_{vh}

$$P_v := P_n \cdot \sigma_{vh} = 1 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

Визначення параметрів робочого тіла за вентилятором в зовнішньому контурі Вл-Вл

$$L_{vL2} := \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot R \cdot T_v \cdot \left(P_{v1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_v} = 51824.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тиск і температуру за вентилятором визначає по формулах

$$P_{vL2} := P_v \cdot P_{v1} = 1.655 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$T_{vL2} := T_v + \frac{L_{vL2}}{\frac{k \cdot R}{k-1}} = 340 \text{ К}$$

Визначення параметрів повітря на виході з сопла зовнішнього контуру С2-С2

Враховуючи що в проєкованому двигуні зовнішній контур має малу довжину, приймаім коефіцієнт відновлення повного тиску в зовнішньому контурі

$$\varphi_2 := 0.995$$

За рівнянням збереження енергії маєм

$$T_{c2} := T_{vL2} = 340 \text{ К}$$

Тиск заторможеного потоку перед соплом

$$P_{x2} := P_{v1} \cdot 10^5 \cdot \varphi_2 = 1.642 \times 10^5 \text{ Па}$$

Перепад тисків

$$P_p := \frac{P_{x2}}{P_n} = 1.62$$

Перепад тисків критичний

$$P_{kr} := \left[\frac{(k+1)}{2} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1.893$$

Перепад тисків нижче критичного, тому швидкість витікання повітря з сопла зовнішнього контура вираховуємо по формулі для режиму повного розширення.

Приймаємо $\varphi_c := 0.98$

Швидкість витікання з сопла зовнішнього контура

$$C_{c2} := \varphi_c \sqrt{\left(2 \frac{k}{k-1}\right) \cdot (R \cdot T_{c2}) \cdot \left[1 - \left(\frac{P_n}{P_{v1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = 292.103 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначення параметрів повітря за компресором, переріз К-К
ККД компресора визначаємо по наближеній формулі задаючи

$$\eta_{st} := 0.88$$

$$\eta_k := \frac{P_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{P_k^{k \cdot \eta_{st}} - 1} = 0.849$$

Ефективну роботу стиснення повітря в компресорах знаходимо за рівнянням

$$L_{k1} := \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_v \cdot \left(P_k^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_k \cdot 1000} = 214.215 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_k := L_{k1} \cdot 1000 = 2.142 \times 10^5$$

Температура і тиск за компресором

$$P_{k1} := P_v \cdot P_k = 5.517 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$T_k := T_v + \frac{L_k}{k \cdot R} = 501.183 \text{ К}$$

Визначення параметрів робочого тіла на виході з камери згорання Г-Г

Задаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згорання знаходимо тиск перед турбіною

$$\delta_{ks} := 0.98 \text{ Па}$$

$$P_g := P_k \cdot \delta_{ks} = 5.407 \times 10^5$$

Температура газу перед турбіною задана умовою у вихідних даних

$$T_{gr} = 1.1 \times 10^3 \text{ К}$$

Середню теплоємність газу в камері згорання розраховуємо за формулою

$$C_{sr} := 878 + 0.208 \cdot (T_{gr} + 0.48 \cdot T_k) = 1156.8 \frac{\text{Дж}}{\text{кгК}}$$

Знаходимо відносний розхід пального. Задаємо коефіцієнт повноти згорання

$$\eta_r := 0.99$$

Задаємо значення теплотворності пального

$$H_u := 43 \cdot 10^6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\xi_t := C_{sr} \cdot \frac{(T_{gr} - T_k)}{\eta_r \cdot H_u} = 0.016$$

Визначення параметрів газу за турбіною Т-Т

Згідно таблиці 1 вибираємо кількість повітря яке відбирається на охолодження деталей турбіни

$$G_{ochl} := 0.05$$

Приймаємо значення механічного ККД

$$\eta_m := 0.99$$

Визначаємо ефективну роботу всіх ступенів турбіни

$$L_t := \frac{(m \cdot L_{vL2} + L_k)}{[(1 + g_t) \cdot (1 - G_{ochl}) \cdot \eta_m] \cdot 1000} = 278 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Приймаємо КПД турбіни

$$\eta_t := 0.9$$

Розраховуємо тиск та температуру за турбіною

$$T_t := T_{gr} - \frac{L_t \cdot 1000}{K_T \cdot R} = 857.796 \text{ Па}$$

$$P_t := P_g \cdot \left(1 - \frac{T_{gr} - T_t}{T_{gr} \cdot \eta_t}\right)^{K_T} = 1.76 \times 10^5$$

Параметри газу у вихідному перерізі сопла внутрішнього контуру С1-С1

Температура газу на виході з сопла дорівнює температурі за турбіною

$$T_s := T_t = 857.796 \text{ К}$$

Коефіцієнт збереження повного тиску від перерізу за турбіною до виходу з сопла

$$K_s := 0.98$$

Знаходимо тиск затронутого потоку у вихідній перерізі сопла

$$P_{st} := P_t \cdot K_s = 1.725 \times 10^5 \text{ Па}$$

Перепад тиску у реактивному соплі внутрішнього контура і порівнюємо його з критичним

$$\pi_{cx} := \frac{P_{st}}{P_n} = 1.702$$

$$\pi_{\text{ckr}} := \left[\frac{(K_{r1} + 1)}{2} \right]^{\frac{K_{r1}}{K_{r1} - 1}} = 1.853$$

Так як $\pi_{\text{ckr}} < \pi_{\text{ckr}}$ то швидкість витікання газу з сопла вираховуємо по формулі

$$C_{c1} := K_s \sqrt{2 \cdot \frac{K_{r1}}{K_{r1} - 1} \cdot T_v \cdot T_s \cdot \left[1 - \left(\frac{P_n}{P_t} \right)^{\frac{(K_{r1} - 1)}{K_{r1}}} \right]} = 494.848 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Статична температура газу в перерізі С1-С1 знаходимо по формулі

$$T_{c1} := T_t - \frac{C_{c1}^2}{2 \cdot R \cdot \frac{K_{r1}}{K_{r1} - 1}} = 751.254 \text{ К}$$

Визначення основних питомих параметрів двигуна і розходу повітря

Питому тягу визначаємо за формулами

$$\rho_{\text{pt1}} := C_{c1} \cdot (1 + g_t) = 502.901 \frac{\text{н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$\rho_{\text{pt2}} := C_{c2} = 292.103 \frac{\text{н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$\rho_{\text{pts}} := \frac{\rho_{\text{pt1}} + \rho_{\text{pt2}}}{1 + m} = 397.502 \frac{\text{н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$m = 1$$

Питомий розхід пального

$$C_{\text{ud}} := \frac{[3600 \cdot g_t \cdot (1 - g_{\text{ohl}})]}{P_{\text{udz}} \cdot (1 + m)} = 0.8 \frac{\text{кг}}{\text{Н} \cdot \text{год}}$$

Розхід повітря знаходимо із співвідношення

$$G_v := \frac{P}{\rho_{pts}} = 5.031 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{v1} := \frac{G_v}{1 + m} = 2.516 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{v2} := \frac{m \cdot G_v}{1 + m} = 2.516 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній ККД двигуна вираховуємо за рівнянням

$$\eta_e := \frac{(\rho_{pt1}^2 + m \cdot \rho_{pt2}^2)}{2 \cdot g_t \cdot H_u \cdot (1 - G_{ochl})} = 0.254$$

1.1. Газодинамічний розрахунок

Згідно рекомендацій таблиці 2 Задаємо осьову швидкість повітря

$$C_{1a} := 190 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Задаємо окружну швидкість вентилятора в окружному перерізі

$$U_{ok} := 400 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приведена швидкість

Відносна густина тока

$$q\lambda_{1a} := 0.821$$

Площа перерізу на вході в вентилятор

$$F_{b_v} := \frac{G_v \sqrt{T_v}}{M_b \cdot P_v \cdot q\lambda_{1a}} = 0.026 \text{ м}^2$$

Діаметр РК на периферії вираховуємо по формулі

$$D_{1k} := \sqrt{\frac{4F_b}{\pi \cdot (1 - d_1^2)}} = 0.261 \text{ м}$$

$$D_{1vt} := \sqrt{D_{1k}^2 - \frac{4 \cdot F_b}{\pi}} = 0.188 \text{ м}$$

Діаметр умовного перерізу що розділяє потоки 1 і 2 контурів знаходимо по формулі

Розходи повітря визначені при термодинамічному розрахунку

$$D_1 := \sqrt{D_{1k}^2 - \left(\frac{4}{\pi}\right) \cdot \frac{G_{v2} \cdot F_b}{G_v}} = 0.227 \text{ м}$$

Визначення кількості ступеней вентилятора

Окружна швидкість лопаток на діаметрі D_1 визначаємо за формулою

$$u_1 := U_{ok} \cdot \frac{D_1}{D_{1k}} = 348.528 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Густина решітки біля втулки

$$Bt_{vt} := 2.2$$

Розрахунок густоти решітки, закрутки повітря і роботи яка передається повітрю робочими лопатками вентилятора на діаметрі D_1

$$Bt_1 := Bt_{vt} \cdot \frac{D_{1vt}}{D_1} = 1.8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\Delta W_{ui} := C_{1a} \cdot \frac{1.55}{1 + 1.5 \cdot \frac{1}{Bt_1}} = 161.36 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$L_{u1} := u_1 \cdot \frac{\Delta W_{ui}}{1000} = 56.238 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За результатами термодинамічного розрахунку в зовнішнім контурі лопатки вентилятора повинні передавати повітрю роботу

$$L_{v12} := 51.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Щоб наблизити значення L_{u1}

необхідно збільшити i і ΔW_{u1}

і прийняти $U_{1k} := 401$

Приймаєм діаметр $D_{1k} := 0.26 \text{ м}$

$$D_{1v} := \sqrt{D_{1k}^2 - \left(\frac{4}{\pi}\right) \cdot \frac{G_{v2} \cdot F_b}{G_v}} = 0.226 \text{ м}$$

$$D_{1vt} := \sqrt{D_{1k}^2 - \frac{4 \cdot F_b}{\pi}} = 0.187 \text{ м}$$

Окружна швидкість

$$u_{1v} := U_{1k} \cdot \frac{D_1}{D_{1k}} = 349.11 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$u_{1vt} := U_{1k} \cdot \frac{D_{1vt}}{D_{1k}} = 288.019 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Bt_{1v} := Bt_{vt} \cdot \frac{D_{1vt}}{D_1} = 1.8$$

$$\Delta W_{u1} := C_{1a} \cdot \frac{1.55}{1 + 1.5 \cdot \frac{1}{Bt_1}} = 161.243 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$L_{u1} := u_1 \cdot \frac{\Delta W_{u1}}{1000} = 56.292 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отримане значення свідчить що в зовнішньому контурі задане значення можна отримати з однією ступінню вентилятора

Середнє значення роботи вентилятора в зоні внутрішнього контура визначаємо по формулах

$$L_{\text{uvt}} := u_{1\text{vt}} \cdot \frac{\Delta W_{\text{u1}}}{1000} = 46.441 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_{\text{v11}} := \left(\frac{1}{2}\right)(L_{\text{uvt}} + L_{\text{u1}}) = 51.366 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Таким чином приймаємо

Вентилятор - одноступінчатий

розміри на вході

$$D_{1\text{k}} = 0.26 \text{ м}$$

$$D_{1\text{vt}} = 0.187 \text{ м}$$

$$U_{1\text{k}} = 401 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Розподіл роботи стиснення між каскадами компресора і визначення кількості ступенів турбіни високого тиску.

Для перевірки чи можна виконати вентилятор без приєднаних ступенів визначаємо роботу яка приходить на компресор високого тиску

$$L_{\text{k1}} = 214.215$$

$$L_{\text{kvd}} := L_{\text{k1}} - L_{\text{v11}} = 162.849 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Роботу турбіни високого тиску знаходимо за формулою

$$G_{\text{ohl}} := 0.08$$

$$L_{\text{tvd}} := \frac{L_{\text{kvd}}}{(1 + g_t) \cdot (1 - G_{\text{ohl}}) \cdot \eta_m} = 175.935 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Середнє значення роботи вентилятора в зоні внутрішнього контура

$$L_{v11} = 51.366$$

$$\Delta W_{wi} := 175$$

Визначаємо при якій окружній швидкості турбіни високого тиску можна отримати роботу

$$L_{tvd} = 175.935 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Нехай

$$y_x := 0.55 \quad Z := 2 \quad \eta_{tt} := 0.89$$

Тоді у випадку одноступінчатої турбіни отримуємо

$$U_{tcp} := y_x \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{L_{tvd} \cdot 1000}{Z \cdot \eta_{tt}}} = 244.536 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Z := 1$$

тоді у випадку одноступінчатої турбіни отримуємо окружну швидкість

$$U_{tcp} := y_x \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{L_{tvd} \cdot 1000}{Z \cdot \eta_{tt}}} = 345.826 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо

$$U_{tcp} = 345.826 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначення параметрів повітря і діаметральних розмірів перерізів на виході з вентилятора

ступінь підвищення тиску в вентиляторі в зоні внутрішнього контура визначаємо приймаючи

$$\eta_{v12} := 0.86$$

Як і в термодинамічному розрахунку

$$P_{v11} := \left[1 + L_{v11} \cdot 1000 \cdot \frac{\eta_{v12}}{\left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot R \cdot T_v} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1.643$$

Тиск і температуру повітря на виході з вентилятора визначаємо по формулах

$$P_{v11} := P_v \cdot P_{v11} = 1.648 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$R2 := 287.1 \text{ К}$$

$$T_{vL1} := T_v + \frac{L_{v11} \cdot 1000}{\frac{k \cdot R}{k-1}} = 339.233$$

Для спроектованого ТРДД з вентилятором без приєднаних ступенів приймаємо

$$C_{avL1} := 180 \quad = \quad C_{avL2} := 180 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Виразуємо λ , $q\lambda$ і площі перерізів

$$\lambda_{avL1} := \frac{C_{avL1}}{18.3 \cdot \sqrt{T_{vL1}}} = 0.534$$

$$T_{vL2} := 340$$

$$\lambda_{avL2} := \frac{C_{avL2}}{18.3 \cdot \sqrt{T_{vL2}}} = 0.533$$

З таблиці газодинамічних функцій визначаємо

$$q\lambda_{avL1} := 0.752$$

$$q\lambda_{avL2} := 0.7447$$

$$m_v := 0.040348$$

$$\rho_{v11} := 1.65 \cdot 10^5 = 1.65 \times 10^5$$

$$\rho_{v11} = 1.65 \times 10^5$$

$$q\lambda_{avL1} = 0.752$$

$$T_{vL1} = 339.233$$

$$G_{v1} = 2.516$$

$$F_{vL1} := \frac{(G_{v1} \cdot \sqrt{T_{vL1}})}{m_v \cdot \rho_{v11} \cdot q\lambda_{avL1}} = 0.00926 \quad m^2$$

$$F_{vL2} := \frac{(G_{v2} \cdot \sqrt{T_{vL2}})}{m_v \cdot \rho_{v11} \cdot q\lambda_{avL2}} = 0.00936 \quad m^2$$

Зовнішній діаметр вентилятора приймаємо $= 0,95 D_{1k}$

$$D_{1k} = 0.26$$

$$D_{vL2} := 0.95 \cdot D_{1k} = 0.247$$

Діаметр D_2 умовного перерізу що розділяє потоки зовнішнього і внутрішнього контурів на виході з вентилятора визначаємо по формулі

$$D_2 := \sqrt{D_{vL2}^2 - \frac{4 \cdot F_{vL2}}{\pi}} = 0.222 \quad m$$

Приймаємо товщину роздільного корпусу між 1 і 2 контурами рівною

$$T_r := 0.005 \quad mm$$

тоді зовнішній діаметр 1 контура буде

$$D_{vL1} := D_2 - 2 \cdot T_r = 0.212$$

Діаметр втулки визначаємо по формулі

$$D_{vtvL} := \sqrt{D_{vL1}^2 - \frac{4 \cdot F_{vL1}}{\pi}} = 0.182 \text{ m}$$

На виході вентилятора маємо

$$D_{vL2} = 0.247$$

зовнішній контур

$$D_{vL1} = 0.212$$

внутрішній контур

$$D_{vtvL} = 0.182$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в КВТ

Параметри повітря на вході в КВТ

$$T_{pkvt} := T_{vL1} = 339.233 \text{ K}$$

$$P_{vL1} := 1.56 \cdot 10^5$$

$$P_{vkvt} := P_{vL1} \cdot \varphi_c = 1.529 \times 10^5 \text{ Па}$$

Задаємо швидкість повітря на вході

$$C_{akvt} := 185 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Знаходимо

$$\lambda_{vkvt} := \frac{C_{akvt}}{18.3 \cdot \sqrt{T_{vL1}}} = 0.549$$

$$q\lambda_{vkvt} := 0.77$$

$$q\lambda_{vkvt} := 0.77$$

$$F_{bkvt} := \frac{G_{v1}}{m_v \cdot P_{vkvt} \cdot q_{\lambda_{vkvt}}} \cdot \sqrt{T_{vL1}} = 0.00976 \quad \text{m}^2$$

$$d_{vt} := D_{vtvL} = 0.182$$

Відносний діаметр РК приймаєм на вході в КВТ

і визначаєм діаметр

$$D_{1kvd} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{bkvt}}{\pi(1 - d_{vt}^2)}} = 0.113$$

Приймаєм

$$D_{1kvd} = 0.1 \quad \text{м}$$

$$D_{vtkvd} := \sqrt{D_{1kvd}^2 - \frac{4 \cdot F_{bkvt}}{\pi}} = 0.021$$

Висота лопаток РК на вхід в КВТ визначаєм по формулі

$$h_L := \frac{(D_{1kvd} - D_{vtkvd})}{2} = 0.046 \quad \text{м}$$

Визначення діаметральних розмірів на виході з компресора високого тиску

Уточняєм параметри повітря на виході з КВТ

Згідно термодинамічного розрахунку

тиск

$$P_k = 5.517 \times 10^5 \quad \text{Па}$$

робота

$$L_{tvd} = 175.935 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температура повітря за КВТ визначаєм по формулі

$$T_{kvt} := T_{pkvt} + \frac{(L_{tvd} \cdot 1000)}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 514.196 \quad \text{K}$$

В термодинамічному розрахунку було отримано

$$T_k = 501.183$$

Ступінь підвищення тиску в КВТ вираховуємо

$$\pi_{kvt} := \frac{P_k}{P_{vkvt}} = 3.609$$

Задаємо швидкість повітря на виході з КВТ

$$C_{ak} := 120 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Виравуємо

$$\lambda_{ak} := \frac{C_{ak}}{18.3 \cdot \sqrt{T_k}} = 0.293$$

$$q\lambda_{ak} := 0.442$$

по таблицях газодинамічних функцій

Площа перерізу на виході з КВТ знаходимо по формулі

$$F_k := \frac{(G_{v1} \cdot \sqrt{T_k})}{m_v \cdot P_k \cdot q\lambda_{ak}} = 0.0057 \quad \text{m}^2$$

Припускаючи що $D_{1kvd} = \text{const}$ знаходимо

$$D_{vtk} := \sqrt{D_{1kvd}^2 - \frac{\pi \cdot F_k}{4}} = 0.091 \quad \text{m}$$

$$d_{vt} = 0.182$$

$$h_1 := \frac{(d_{vt} - D_{vtk})}{2} = 0.045 \text{ м}$$

$$d_{vtk} := \frac{D_{vtk}}{D_{1kvd}} = 0.806$$

$$D_{vL1} = 0.212$$

$$D_{vtvL} = 0.182$$

$$D_{tcd} := 0.72$$

Приймаєм і знаходимо висоту лопатки другого ступеню турбіни високого тиску по вихідній кромці

$$D_{tcd} := D_{vL1}$$

$$F_{tvd} := 0.115$$

$$F_{tvd} := F_k$$

$$h_{11} := 0.0506 \text{ м}$$

$$h_L := \frac{F_{tvd}}{\pi \cdot D_{tcd}} = 0.0086$$

$$D_{tvd} := D_{tcd} + h_L = 0.22 \text{ м}$$

$$D_{vtTvD} := \sqrt{D_{tvd}^2 - \frac{4 \cdot F_{tvd}}{\pi}} = 0.203 \text{ м}$$

Щоб переконатись в прийнятності отриманих розмірів креслим в масштабі проточну частину турбіни високого тиску і знаходим що кут розширення проточної частини не перевищує 20 градусів (допускається до 30)

Відповідно діаметральні розміри турбіни високого тиску можна прийняти за кінцеві

Визначення кількості ступенів компресора високого тиску

Роботу першого ступеня КВТ розраховуємо прийнявши густоту решітки

$$B_{t_{Bt}} := 2$$

$$\Delta W_{ubt} := C_{akvt} \cdot \frac{1.55}{1 + 1.5 \cdot \frac{1}{B_{t_{Bt}}}} = 163.857 \quad \frac{M}{c}$$

$$U_{tcp} = 345.826 \quad \frac{M}{c}$$

$$u_{1k1} := U_{tcp} \cdot \frac{d_{vt}}{D_{tcd}} = 296.838 \quad \frac{M}{c}$$

$$L_{ct} := u_{1k1} \cdot \frac{\Delta W_{ubt}}{1000} = 48.639 \quad \frac{кДж}{кг}$$

Роботу останньої ступені КВТ визначаємо приймаючи густину решітки біля втулки

$$B_{t_{Bt}} := 1.8$$

$$\Delta W_{ubt} := C_{ak} \cdot \frac{1.55}{1 + 1.5 \cdot \frac{1}{B_{t_{Bt}}}} = 101.455 \quad \frac{M}{c}$$

$$u_{2bt} := U_{tcp} \cdot \frac{D_{vtk}}{D_{tcd}} = 149.351 \quad \frac{M}{c}$$

$$u_{2k} := U_{tcp} \cdot \frac{d_{vt}}{D_{tcd}} = 296.838 \quad \frac{M}{c}$$

Середня робота ступені

Кількість ступеней КВТ приймаєм = 1 осьова + 1 діагональна

Баланс потужностей КВТ і турбіни високого тиску перевіряєм за формулами

$$N_{kvt} := 50L_{tvd} = 8797 \text{ кВт}$$

$$N_{tvt} := 47 \cdot L_{tvd} = 8269 \text{ кВт}$$

$$\eta_{mb} := \frac{N_{kvt}}{N_{tvt}} = 1.064$$

Частоту обертання ротора високого тиску визначаєм окремо для компресора і турбіни по рівняннях

$$n_{kvt} := 60 \cdot \frac{U_{1k}}{\pi \cdot d_{vt}} = 42171 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

$$n_{tvt} := 60 \cdot \frac{U_{tcp}}{\pi \cdot D_{tcd}} = 31217 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Визначення кількості ступеней і розподіл роботи по ступенях турбіни низького тиску

Оскільки на вході турбіни температура газу 1096 к, то турбіну можна не охолоджувати, а все повітря, яке охолоджує елементи турбіни високого тиску,

змішується з потоком газу, отримуєм

$$T_{tvd} := 1096$$

$$G_{v1} = 2.516$$

$$g_t = 0.016$$

$$G_{rtnd} := G_{v1} \cdot (1 + g_t) = 2.557 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$L_{\text{tnt}} := \frac{(m \cdot L_{v12} + L_{v11})}{(1 + g_t) \cdot \eta_m} = 102.639 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Враховуючи можливі втрати газу приймаємо

$$G_{\text{rtnd_test}} := 2,5$$

По виконаному в масштабі кресленню знаходимо

$$D_{\text{tndsr}} := 0.18 \text{ м}$$

$$U_{\text{tndsr}} := U_{1k} \cdot \frac{D_{\text{tndsr}}}{D_{1k}} = 277.615 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$z := 2$$

Параметр навантаження визначаємо при

$$z_1 := 1$$

$$Y_1 := U_{\text{tndsr}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \eta_t}{2 \cdot L_{\text{tnt}} \cdot 1000}} = 0.578$$

$$z_2 := 2$$

$$Y_2 := U_{\text{tndsr}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \eta_t}{2 \cdot L_{\text{tnt}} \cdot 1000}} = 0.817$$

Можна застосувати одноступінчасту турбіну

Роботу L_{tnt} ділимо між двома ступенями

$$L_{\text{st11}} := \frac{L_{\text{tnt}}}{2} + 5 = 56.32 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$L_{\text{st12}} := \frac{L_{\text{tnt}}}{2} - 5 = 46.32 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначення діаметральних розмірів на виході з першого соплового апарата турбіни низького тиску

Критичну швидкість газу в СА ТНТ визначаємо по формулі

$$C_{kr} := 18.5 \cdot \sqrt{T_{tvd}} = 612.459 \frac{m}{c}$$

Приймаємо кут

$$\alpha_1 := 25$$

$$C_{2u} := 0$$

$$C_1 := \frac{L_{st11} \cdot 1000}{U_{tndsr} \cdot \cos(\alpha_1)} = 204.67 \frac{m}{c}$$

$$\lambda_1 := \frac{C_1}{C_{kr}} = 0.334$$

Перепад тисків в СА менше критичного і можна спроектувати стуїнь турбіни з осьовим виходом газу з РК тобто $C_{2u} = 0$

Для зменшення перепадів тисків в СА зменшуємо швидкість C_1 за рахунок надання газу на виході з РК закрутки в сторону протилежну обертанню

$$C_{2u} := 15 \frac{m}{c}$$

Приймаємо

$$C_{kr} := \left(\frac{L_{st11} \cdot 1000}{U_{tndsr}} - C_{2u} \right) \cdot \frac{1}{\cos(\alpha_1)} = 189.537 \frac{m}{c}$$

$$q\lambda_1 := 0.9925$$

$$\lambda_1 := \frac{C_1}{C_{kr}} = 0.309$$

Площу перерізу на виході з СА ТНТ знаходимо по формулі

$$m_r := 0.0396$$

$$G_{rtnd} = 2.557$$

$$T_{tvd} = 1.096 \times 10^3$$

$$p_{tvd} := 4.65 \cdot 10^5$$

$$\sigma_{ca} := 0.98$$

$$\sin(\alpha_1) := 0.4225 \text{ м}^2$$

$$F_{1catnd} := G_{rtnd} \cdot \frac{\sqrt{T_{tvd}}}{m_r \cdot p_{tvd} \cdot \varphi_c \cdot \sigma_{ca} \cdot q \lambda_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.011$$

При

$$D_{tndsr} = 0.18$$

$$h_{11} := \frac{F_{1catnd}}{\pi \cdot D_{tndsr}} = 0.0202 \text{ м}$$

$$D_t := 0.85$$

Тоді зовнішній діаметр на виході з СА ТНТ

$$D_{\text{вн}} := D_{tndsr} + h_{11} = 0.2 \text{ м}$$

Приймаємо

$$D_t = 0.2$$

$$D_{vt} := \sqrt{D_t^2 - \frac{4 \cdot F_{1catnd}}{\pi}} = 0.16 \text{ м}$$

На виході з СА ТНТ маємо

$$D_{vt} = 0.16$$

$$h_{11} = 0.02$$

$$D_t = 0.2 \text{ m}$$

Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни низького тиску

Параметри газу на виході з ТНТ знаходимо за формулами

$$K_r = 4$$

$$R = 287.3 \text{ К}$$

$$T_g := T_{tvd} - \frac{L_{tnt} \cdot 1000}{K_r \cdot R} = 1007$$

$$\eta_{tvd} := 0.89$$

$$P_{g1} := p_{tvd} \cdot \varphi_c \cdot \left[1 - \frac{(T_{tvd} - T_t)}{T_{tvd} \cdot \eta_{tvd}} \right]^{K_r} = 1.487 \times 10^5 \text{ Па}$$

На виході з СА ТНТ осьова складова швидкості газу рівна

$$C_{1ax} := C_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 80.079 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Задаємо приведену швидкість на виході з ТНТ

$$\lambda_{at} := 0.65$$

$$C_{at} := 350 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

що відповідає

По таблиці газодинамічних функцій знаходим

$$q\lambda_{at} := 0.8564$$

Площу перерізу на виході з ТНТ вираховуємо по формулі

$$F_t := G_{\text{rtnd}} \cdot \frac{\sqrt{T_g}}{m_1 \cdot P_{g1} \cdot q_{\lambda_{\text{at}}}} = 0.016 \text{ м}^2$$

$$D_{\text{tcp}} := 0.76$$

Приймаємо

$$D_{\text{tcp}} := 0.18 \text{ м}$$

$$h_{\text{Lntt}} := \frac{F_t}{\pi \cdot D_{\text{tcp}}} = 0.028$$

$$D_{\text{t1}} := D_{\text{tcp}} + h_{\text{Lntt}} = 0.208 \text{ м}$$

$$D_{\text{vt1}} := D_{\text{t1}}^2 - \frac{4 \cdot F_t}{\pi} = 0.023$$

$$D_{\text{vt}} := \sqrt{D_{\text{t1}}^2 - \frac{4 \cdot F_t}{\pi}} = 0.152 \text{ м}$$

$$h_1 := \frac{(D_{\text{t1}} - D_{\text{vt}})}{2} = 0.028$$

На виході з ТНТ маємо

$$T_g = 1007 \text{ К}$$

$$D_{\text{t1}} = 0.208 \text{ м}$$

$$D_{\text{vt}} = 0.152$$

$$P_{g1} = 1.487 \times 10^5 \text{ м}$$

$$h_1 = 0.028 \text{ м}$$

$$\frac{D_{\text{tcp}}}{h_1} = 6.328$$

Проточну частину ТНТ креслимо в масштабі і знаходимо що геометричні розміри прийнятні.

Відповідно можна використовувати турбіну низького тиску з одним ступенем

Визначаєм напругу від дій відцентрових сил в небезпечному перерізі лопатки останньої ступені ТНТ

$$\rho := 8.2 \cdot 10^3$$

$$k_{sr} := 0.5$$

$$U_{tnt} := 262$$

$$\sigma_p := 2\rho \cdot k_{sr} \cdot U_{tnt}^2 \cdot \frac{h_1}{D_{tcp} \cdot 1000000} = 88.954 \text{ МПа}$$

З довідника знаходимо що можна застосувати сплав ЭИ671 з коефіцієном запасу міцності

$$\sigma_{i300} := 160$$

$$n_m := \frac{\sigma_{i300}}{\sigma_p} = 1.799$$

Баланс потужності турбіни і вентилятора визначаєм за рівняннями

$$G_{v1} = 2.516$$

$$G_{rtnd} = 2.557$$

$$L_{tnt} = 102.639$$

$$N_{tnt} := G_{rtnd} \cdot L_{tnt} = 262.412 \text{ кВт}$$

$$L_{knt} := 45.9$$

$$N_{v1nv2} := G_{v1} \cdot L_{knt} + G_{v2} \cdot L_{v12} = 246.037 \text{ кВт}$$

$$\eta_{\text{твт}} := \frac{N_{\text{v1nv2}}}{N_{\text{твт}}} = 0.938$$

Частоту обертання ротора низького тиску визначаємо окремо для вентилятора і турбіни за формулами

$$U_{1k} = 401$$

$$n_{\text{knt}} := 60 \cdot \frac{U_{1k}}{\pi \cdot D_{1k}} = 29456$$

$$u_{\text{tsr}} = 262$$

$$n_{\text{твт}} := 60 \cdot \frac{u_{\text{tsr}}}{\pi \cdot D_{\text{твдср}}} = 27799$$

Визначення діаметрів перерізів на виході з сопел двохконтурного турбореактивного двигуна

Витікання з сопла внутрішнього контура докритичне, розширення повне так як

$$P_t := 1.67$$

$$P_t \cdot \frac{\sigma_{\text{ks}}}{P_n} = 1.615 \times 10^{-5}$$

Що менше

$$P_{\text{kr}} = 1.893$$

Швидкість витікання з сопла знаходимо по формулах

$$K_{r1} = 1.333$$

$$R = 287.3$$

$$T_t = 857.796$$

$$P_n = 1.013 \times 10^5$$

$$P_t = 1.67$$

$$C_{c4} := \sqrt{2 \cdot (4) \cdot 288 \cdot 879 \cdot \left[1 - \left(\frac{1.013}{1.67 \cdot 0.98} \right)^{0.25} \right]} = 478 \frac{\text{m}}{\text{c}}$$

Площу сопла і його діаметр визначаємо за рівнянням

$$\lambda_{c1} := \dots$$

$$q\lambda_{c1} := 0.987$$

$$\frac{C_{c4}}{18.5 \cdot \sqrt{T_t}} = 0.883$$

Площу сопла і його діаметр визначаємо за рівнянням

$$P_t := 1.67 \cdot 10^5$$

$$G_r := G_{rtnd}$$

$$m_r = 0.04$$

$$\sigma_{ks} = 0.98$$

$$G_r = 2.557$$

$$T_t = 857.796$$

$$q\lambda_{c1} = 0.987$$

$$F_{c1} := \frac{G_r}{m_r \cdot P_t \cdot \sigma_{ks} \cdot q\lambda_{c1}} \cdot \sqrt{T_t} = 0.012 \text{ м}^2$$

$$D_{c1} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{c1}}{\pi}} = 0.122 \text{ м}$$

Швидкість витікання з сопла зовнішнього контура визначена в термодинамічному розрахунку

$$C_{c2} = 292.103 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приведену швидкість і відносну густину потоку знаходимо за формулою

$$T_{t1} := 340$$

$$\lambda_{c2} := \frac{C_{c2}}{(18.5 \cdot \sqrt{T_{t1}})} = 0.856$$

$$q\lambda_{c2} := 0.638$$

Площу перетину сопла визначаємо за рівнянням

$$P_{t1} := 1.67$$

$$G_{vtd} := 200$$

$$m_r = 0.04$$

$$F_{c2} := \frac{G_{rtnd}}{m_r \cdot P_t \cdot \sigma_{ks} \cdot q\lambda_{c2} \cdot 10^5 \cdot \sqrt{T_{vL1}}} = 0.0113884 \text{ м}^2$$

Внутрішній діаметр сопла зовнішнього контура визначаємо по кресленню двигуна.

Зовнішній діаметер вираховуємо по формулі

$$D_{cvn} := D_{vt}$$

$$D_{c2} := \sqrt{D_{cvn}^2 + \frac{4 \cdot F_{c2}}{\pi}} = 0.194 \text{ м}$$

Уточнення параметрів двигуна

В заключення газодинамічного розрахунку знаходимо уточнені значення параметрів проектованого ТРДД

Питому тягу по формулах

$$G_t := 0.0218 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$P_{ud1} := C_{c1} \cdot (1 + G_t) = 505.636 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$P_{ud2} := C_{c2} = 292.103 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

$$P_{udz} := \frac{(P_{ud1} + m \cdot P_{ud2})}{1 + m} = 398.869 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$$

Тягу двигуна по рівності

$$P_{dv} := P_{udz} \cdot G_v = 2007 \text{ Н}$$

Питомий розхід пального по формулах

$$\varepsilon_{ohl} := 0.05$$

$$C_{ud} := \frac{[3600 \cdot g_t \cdot (1 - \varepsilon_{ohl})]}{P_{udz} \cdot (1 + m)} = 0.8 \frac{\text{кг}}{\text{Н} \cdot \text{год}}$$

Отримані параметри співпадають з результатами термодинамічного розрахунку

2.2.1. Розрахунок вхідного пристрою

Найважливішою вимогою до вхідного пристрою є щоб втрати повного тиску в ньому були мінімальні

Для оцінки пропускної здатності вхідного пристрою використовується коефіцієнт розходу ϕ який характеризується відношенням дійсного розходу повітря до мінімально можливого.

Літальний апарат буде рухатись зі швидкістю 0.8 М тому вхідний пристрій буде дозвуковим та виконаний у вигляді каналів з плавним обтіканням взідних кромок.

2.3. Розрахунок вентилятора

Визначимо геометричні розміри ступеня ОК

Площа перерізу на вході визначена газодинамічному розрахунку

$$F_{bkvt} = 0.00976 \text{ m}^2$$

При обраній швидкості

$$c_{1a} := 190 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\lambda_{1a} := \frac{c_{1a}}{18.3 \cdot \sqrt{T_v}} = 0.612$$

$$\lambda_{1a} = 0.612$$

$$q\lambda_{1a} = 0.821$$

$$220 - 40 - 40 = 140$$

$$D_{vtk} = 0.091$$

$$D_{t1} = 0.208$$

Діаметр середнього перерізу

$$D_{2cp} := \frac{(D_{t1} + D_{vtk})}{2} = 0.15$$

Висота лопатки на виході з РК

$$h_{2k} := \frac{(D_{t1} - D_{vtk})}{2} = 0.059$$

Визначаю площу перерізу в КВТ

$$T_{vv} := 377.6$$

$$M_b = 0.04$$

$$P_{vv} := 226000$$

$$q\lambda_{1a} := 0.77$$

$$T_{vv} := 332.5 \quad G_{vv} := 50$$

$$P_{vv} := 153000$$

$$R_{vv} := 287.3$$

$$P_1 := P_v$$

$$c_{1a} := 185$$

$$L_{st} := 45300$$

$$c_u := c_{1a}$$

$$F_{bv} := \frac{G_v \cdot \sqrt{T_v}}{M_b \cdot P_v \cdot q\lambda_{1a}} = 0.192 \quad M^2$$

$$F_1 := F_b$$

$$\lambda_B := \frac{c_{1a}}{18.3 \cdot \sqrt{T_v}} = 0.554$$

$$q\lambda_B := 0.77 \quad m$$

Висота лопатки

$$h_{1n} := \frac{(D_{1k} - D_{1BT})}{2} = 0.102 \text{ м}$$

Температура повітря

$$T_3 := T_v + \frac{L_{st}}{\frac{k \cdot R}{k-1}} = 377.55 \text{ м}$$

$$\eta_{cr} := 0.89$$

Ступінь підвищення тиску

$$\pi_{cr} := \left(1 + \frac{L_{st} \cdot \eta_{cr}}{\frac{k \cdot R \cdot T_v}{k-1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.49$$

$$P_3 := P_1 \cdot \pi_{cr} = 2.257 \times 10^5 \text{ Па}$$

швидкість повітря на виході з НА

$$c_{3a} := 180 \text{ м/с}$$

Зведена швидкість

$$\lambda_{3a} := \frac{c_{3a}}{18.3 \cdot \sqrt{377.6}} = 0.506$$

$$q\lambda_{3a} := 0.715$$

Площа перерізу на виході з НА

$$M_b = 0.04035$$

$$F_3 := \frac{G_v \cdot \sqrt{T_3}}{M_b \cdot P_3 \cdot q\lambda_{3a}} = 0.139$$

$$D_{3BT} := \sqrt{D_{3K}^2 - \frac{4 \cdot F_b}{\pi}} = 0.496$$

Площу перерізу проточної частини обчислюємо за формулами

$$F_2 := \frac{(F_1 + F_3)}{2} = 0.17 \text{ м}^2$$

Висота лопатки на виході з РК

$$h_{2k} := \frac{(D_{1k} - D_{2вт})}{2} = 0.086 \text{ м}$$

$$u_{1k} := 389$$

$$c_p := 1050$$

$$c_{1ок} := 185$$

Відносна швидкість

$$w_{1k} := \sqrt{c_{1ок}^2 + u_{1k}^2} = 430.751 \text{ м/с}$$

$$T_{w1k} := T_v + \frac{u_{1k}^2}{2 \cdot c_p} = 404.558$$

$$\lambda_{w1k} := \frac{w_{1k}}{18.3 \cdot \sqrt{T_3}} = 1.211$$

$$D_{2cp} := 0.6 \text{ м}$$

Обчислюємо відносну і зведену швидкості в середньому перерізі

$$u_{1cp} := u_{1k} \cdot \frac{D_{2cp}}{D_{1k}} = 333.429 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{1cp} := \sqrt{c_{1ок}^2 + u_{1cp}^2} = 381 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_{w1k} := T_v + \frac{u_{1cp}^2}{2 \cdot c_p} = 385.44$$

$$\lambda_{wcp} := \frac{w_{1cp}}{18.3 \cdot \sqrt{T_3}} = 1.072$$

Від середини лопатки є надзвукова швидкість. Зменшим відносну швидкість повітря, застосувавши попереднє закручування повітря перед РК

$$T_{w1k} := 407.8$$

$$\lambda_{w1} := 0.95$$

$$w_{1k} := \lambda_{w1} \cdot 18.3 \cdot \sqrt{T_{w1k}} = 351.074$$

Обчислюємо попереднє закручування за законом Γ -const

$$c_{1uk} := u_{1k} - \sqrt{w_{1k}^2 - c_{1ok}^2} = 90.625 \frac{m}{s}$$

$$c_{1ubt} := c_{1uk} \cdot \left(\frac{D_{1k}}{D_{1bt}} \right) = 127.958 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 := \text{atan} \left(\frac{c_u}{c_{1uk}} \right) \cdot \frac{180}{\pi} = 63.9$$

Визначаємо w_{1ubt}

і порівнюємо з $\Delta w_{ubt} \frac{m}{s}$

$$u_{1bt} := u_{1k} \cdot \frac{D_{1bt}}{D_{1k}} = 275.505$$

$$w_{1ubt} := u_{1bt} - c_{1ubt} = 147.547 \frac{m}{s}$$

$$\Delta w_{\text{убт}} := \frac{L_{\text{st}}}{c_{1\text{убт}}} = 164.425$$

Набуте значення менше $\Delta w_{\text{убт}}$ вказує що кут $\beta.2$ більше 90 градусів що неприпустимо для ступеня ОК

$$c_{1\text{убт}} := 110 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо що у втулковому перерізі

$$w_{1\text{убт}} := c_{1\text{убт}} - c_{1\text{убт}} = 165.505 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

що перевищує $w_{1\text{убт}}$

обчислюєм нові значення порівнюємо кінематичні значення потоку при профілюванні лопаток за законами $\Gamma = \text{const}$ і $p = \text{const}$

Якщо відносна швидкість є навколосвуковою то це приводить до значних хвильових втрат в РК тому ступінь з $\Gamma = \text{const}$ матиме більший ККД ніж $p = \text{const}$

Розрахунок кінематичних параметрів при $\Gamma = \text{const}$

Початкові дані

$$D_1 := 0.18$$

$$D_2 := 0.26$$

$$L_{\text{st}} = 4.53 \times 10^4$$

$$c_{1\text{ок}} := 160$$

$$u_{1\text{к}} := 320$$

$$T_{1k} := 332.5$$

Проводимо розрахунки трикутника швидкостей. Індекси (1,2,3) в змінних означають втулкову, середню і кінцеву частину. Нижченаведені розраховані змінні підставляються у відповідні значення трикутника швидкостей (Рисунок 3.1.2.1) та в подальшому використовуються при побудові лопатки.

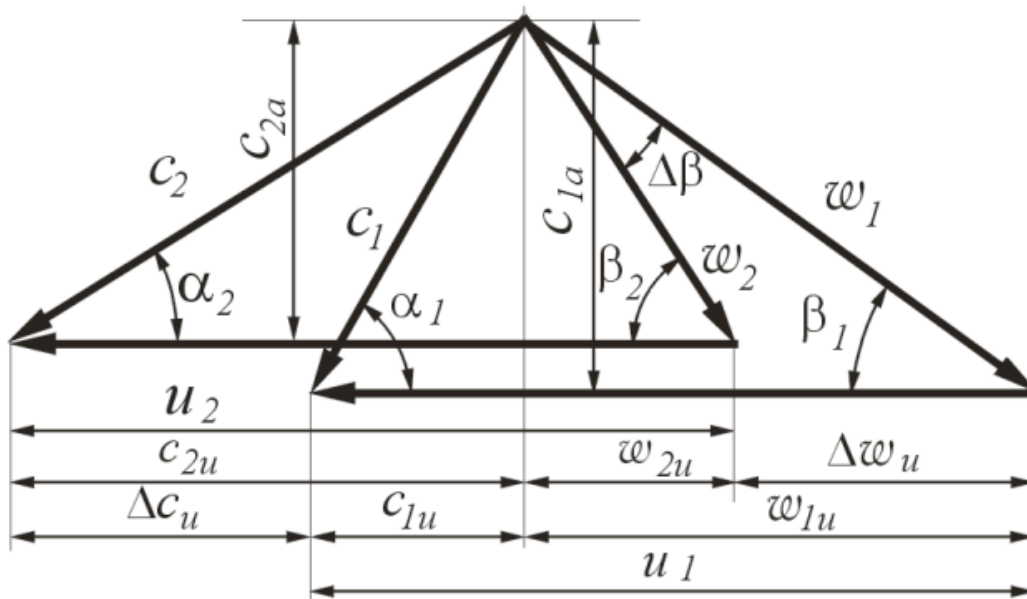


Рис. 3.1.2.1. - Позначення змінних на трикутнику швидкостей

$$c_{1ak} := u_{1k} - \sqrt{w_{1k}^2 - c_{1ok}^2} = 7.506 \frac{m}{s}$$

Визначаємо діаметри

$$D_1 := 0.18 \quad D_2 := D_1 + \frac{(D_3 - D_1)}{2} = 0.22 \quad D_3 = 0.26$$

Колова швидкість

$$u_{1w} := u_{1k} \cdot \frac{D_1}{D_3} = 221.538 \quad u_2 := u_{1k} \cdot \frac{D_2}{D_3} = 270.769 \quad u_3 := u_{1k} \cdot \frac{D_3}{D_3} = 320$$

Закрутка потоку

$$\Delta w_1 := \frac{L_{st}}{u_1} = 204.479 \quad \Delta w_3 := \frac{L_{st}}{u_3} = 141.563 \quad \Delta w_2 := \frac{L_{st}}{u_2} = 167.301$$

$$c_{1H} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_1} = 10.841 \quad c_{2H} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_2} = 8.87 \quad c_{3H} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_3} = 7.506$$

$$C_{1u0} := 107 \quad C_{2u0} := 91 \quad C_{3u0} := 78$$

$$c_{1uk} = 7.506$$

$$c_{1u} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_1} = 10.841 \quad c_{2u} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_2} = 8.87 \quad c_{3u} := c_{1uk} \cdot \frac{D_3}{D_3} = 7.506$$

$$c_1 := \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1a}^2} = 185.317 \quad c_2 := \sqrt{c_{2u}^2 + c_{1a}^2} = 185.213 \quad c_3 := \sqrt{c_{3u}^2 + c_{1a}^2} = 185.152$$

$$w_{1H} := u_1 - c_{1u} = 210.697 \quad w_{2H} := u_2 - c_{2u} = 261.899 \quad w_{3H} := u_3 - c_{3u} = 312.494$$

$$\Delta c_{u1} = 204.479 \quad \Delta c_{u2} = 167.301 \quad \Delta c_{u3} = 141.563$$

$$w_1 := \sqrt{w_{1H}^2 + c_{1ok}^2} = 264.562 \quad w_2 := \sqrt{w_{2H}^2 + c_{1ok}^2} = 306.906 \quad w_3 := \sqrt{w_{3H}^2 + c_{1ok}^2} = 351.074$$

$$T_{w1} := T_k + \frac{(u_1 - 2 \cdot c_{1u}) \cdot u_1}{2010} = 354.528 \quad T_{w2} := T_k + \frac{(u_2 - 2 \cdot c_{2u}) \cdot u_2}{2010} = 366.586$$

$$T_{w3} := T_k + \frac{(u_3 - 2 \cdot c_{3u}) \cdot u_3}{2010} = 381.055$$

$$\lambda_{u1} := \frac{w_1}{18.3 \cdot \sqrt{T_{w1}}} = 0.768 \quad \lambda_{u3} := \frac{w_3}{18.3 \cdot \sqrt{T_{w3}}} = 0.983 \quad \lambda_{u2} := \frac{w_2}{18.3 \cdot \sqrt{T_{w2}}} = 0.876$$

Кут лопатки на вході

$$\beta_1 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1ok}}{w_{1H}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 37.2 \quad \beta_2 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1ok}}{w_{2H}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 31.4 \quad \beta_3 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1ok}}{w_{3H}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 27.1$$

$$\alpha_{1u} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1a}}{c_{1u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 86.6 \quad \alpha_2 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1a}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 87.3 \quad \alpha_3 := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{3a}}{c_{3u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 87.6$$

$$\Delta c_a := 5$$

$$c_{2a} := c_{1a} - \Delta c_a = 180$$

$$c_{2u1} := c_{1u} + \Delta w_1 = 215.321 \quad c_{2u2} := c_{2u} + \Delta w_2 = 176.171 \quad c_{2u3} := c_{3u} + \Delta w_3 = 149.068$$

$$w_{2u1} := u_1 - c_{2u1} = 6.218 \quad w_{2u2} := u_2 - c_{2u2} = 94.598 \quad w_{2u3} := u_3 - c_{2u3} = 170.932$$

Швидкість на виході

$$c_{21} := \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u1}^2} = 280.647 \quad c_{22} := \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u2}^2} = 251.866 \quad c_{23} := \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u3}^2} = 233.712$$

$$w_{21} := \sqrt{w_{2u1}^2 + c_{2a}^2} = 180.107 \quad w_{22} := \sqrt{w_{2u2}^2 + c_{2a}^2} = 203.344 \quad w_{23} := \sqrt{w_{2u3}^2 + c_{2a}^2} = 248.229$$

Кут лопатки на виході

$$\beta_{21} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{w_{2u1}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 88 \quad \beta_{22} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{w_{2u2}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 62.3 \quad \beta_{23} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{w_{2u3}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 46.5$$

$$\alpha_{21} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u1}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 39.9 \quad \alpha_{22} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u2}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 45.6 \quad \alpha_{23} := \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u3}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 50.4$$

$$\Delta\beta_{31} := \beta_{21} - \beta_1 = 50.809 \quad \Delta\beta_{32} := \beta_{22} - \beta_2 = 30.854 \quad \Delta\beta_{33} := \beta_{23} - \beta_3 = 19.367$$

$$tb1 := \frac{1}{2} \quad tb3 := \frac{1}{1.49} \quad tb2 := \frac{1}{1.73}$$

$$D_{w1} := 1 - \left(\frac{w_{21}}{w_1}\right) + 0.5 \cdot tb1 \cdot \frac{\Delta c_{u1}}{w_1} = 0.512 \quad D_{w2} := 1 - \left(\frac{w_{22}}{w_2}\right) + 0.5 \cdot tb2 \cdot \frac{\Delta c_{u2}}{w_2} = 0.495$$

$$D_{w3} := 1 - \left(\frac{w_{23}}{w_3}\right) + 0.5 \cdot tb3 \cdot \frac{\Delta c_{u3}}{w_3} = 0.428$$

Робота

$$L_{st1} := \frac{1 \cdot (c_{21}^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_{21}^2)}{2} = 40987$$

$$L_{st2} := \frac{1 \cdot (c_{22}^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_{22}^2)}{2} = 40988$$

$$L_{st3} := \frac{1 \cdot (c_{23}^2 - c_3^2 + w_3^2 - w_{23}^2)}{2} = 40988$$

Тиск

$$p1 := 1 - \left(\frac{c_{1u}}{u_1} \right) - \frac{\Delta c_{u1}}{2 \cdot u_1} = 0.49$$

$$p2 := 1 - \left(\frac{c_{2u}}{u_2} \right) - \frac{\Delta c_{u2}}{2 \cdot u_2} = 0.658$$

$$p3 := 1 - \left(\frac{c_{3u}}{u_3} \right) - \frac{\Delta c_{u3}}{2 \cdot u_3} = 0.755$$

Ваажаето ширину ободу РК $S=0.25 \dots 0.40$ h

$$S_{ob} := (D_3 - D_1) \cdot 0.35 \cdot 1000 = 28 \text{ мм}$$

Висота лопатки

$$B_{л} := \frac{(D_3 - D_1) \cdot 1000}{2} = 40 \text{ мм}$$

Подовження лопатки $h_{л} := 3.2$

Хорда профілю лопатки $B_{вт} := \frac{B_{л}}{h_{л}} = 12.5 \text{ мм}$

густота решітки $Gr := 2.0$

крок лопатки $t_1 := B_{вт} \cdot Gr = 25$

Кількість лопаток $z_1 := \pi \cdot \frac{D_1 \cdot 1000}{t_1} = 22.619$

Округляем кількість лопаток до 23

Висновки по розділу 2

Використано математичний апарат для термо і газодинамічних розрахунків ТРДД.

В результаті отримано геометричні розміри та робочі характеристики в основних перерізах двигуна.

Для проєктованого двигуна обираємо двохвальну схему з вентилятором, двох-ступінчатим компресором і одним діагональним компресором.

Результати відповідають характеристикам типових ТРДД які виробляються різними виробниками.

Отримані розміри наносимо на креслення проточної частини і знаходимо що отримані розміри можна вважати прийнятними рис. 2.1

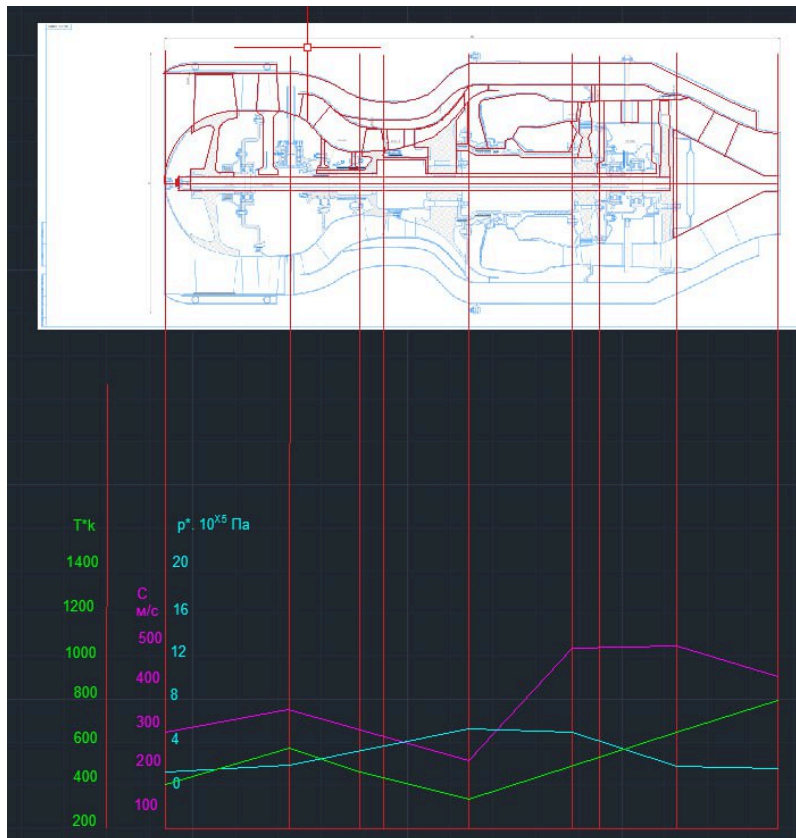


Рис. 2.1. - Діаграми швидкості, температури та тиску

РОЗДІЛ 3

3. ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕСОРІВ ДВОКОНТУРНИХ ТУРБОРЕАКТИВНИХ ДВИГУНІВ МАЛОЇ ТЯГИ

3.1. Загальні положення

В сучасних умовах все більш набирає поширення використання спеціалізованого програмного забезпечення для CFD моделювання (Computational Fluid Dynamics, обчислювальна гідрогазодинаміка). Це використання числових методів та комп'ютерів для аналізу та симуляції руху рідин і газів (потоків процесів), що дозволяє розраховувати характеристики потоку, теплообміну, взаємодії з поверхнями та інше, допомагає оптимізувати дизайн деталей та зменшувати потребу в дорогих фізичних прототипах. Це потужний інструмент для інженерів та науковців у різних галузях, від авіації до енергетики.

3.2. Створення 3д моделі та її аналіз в ANSYS

Згідно проведених прорахунків визначено геометричні параметри вентилятора та побудовано трикутники швидкостей на втулковому середньому і кінцевому перерізі лопатки, які були використані як параметри для ANSYS BLADEGEN.

Сформовано 3Д модель вентилятора з 23 лопатками, висота лопатки - 40 мм, хорда -12,5 мм (рис. 3.2.1).

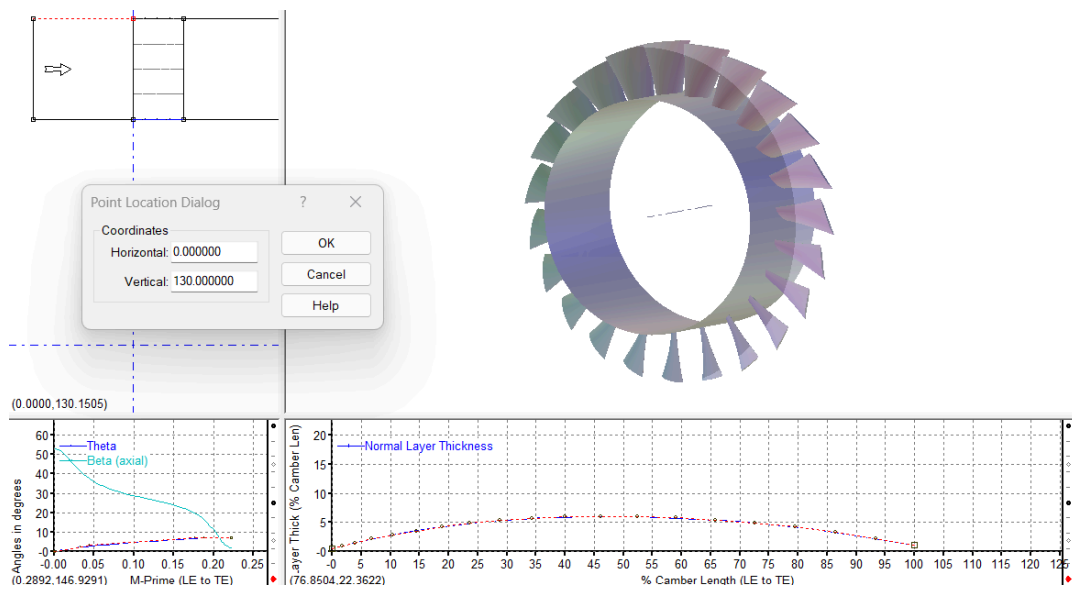


Рис. 3.2.1. - 3Д модель вентилятора

Було побудовано НАСА профіль лопатки за 4-х цифровою серією
 2412-втулковий переріз
 2408-середній переріз
 2406-кінцевий переріз

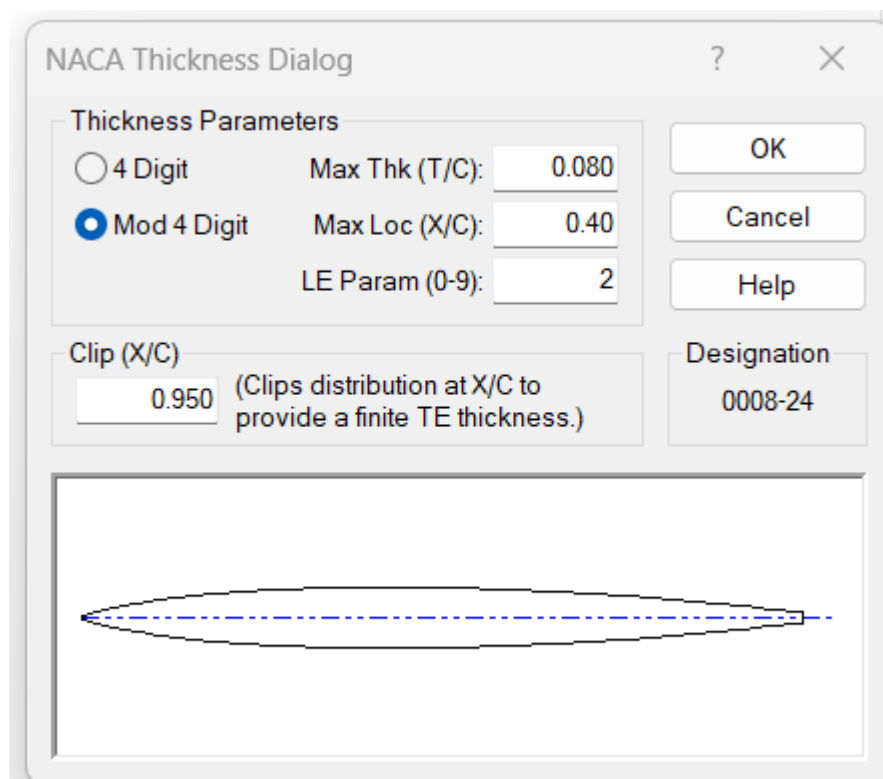


Рис. 3.2.2. - Профіль лопатки на середньому перерізі

Наступний крок - накладання розрахункової сітки з кількістю вузлів 181494 і кількістю елементів 168935 рис. 3.2.3

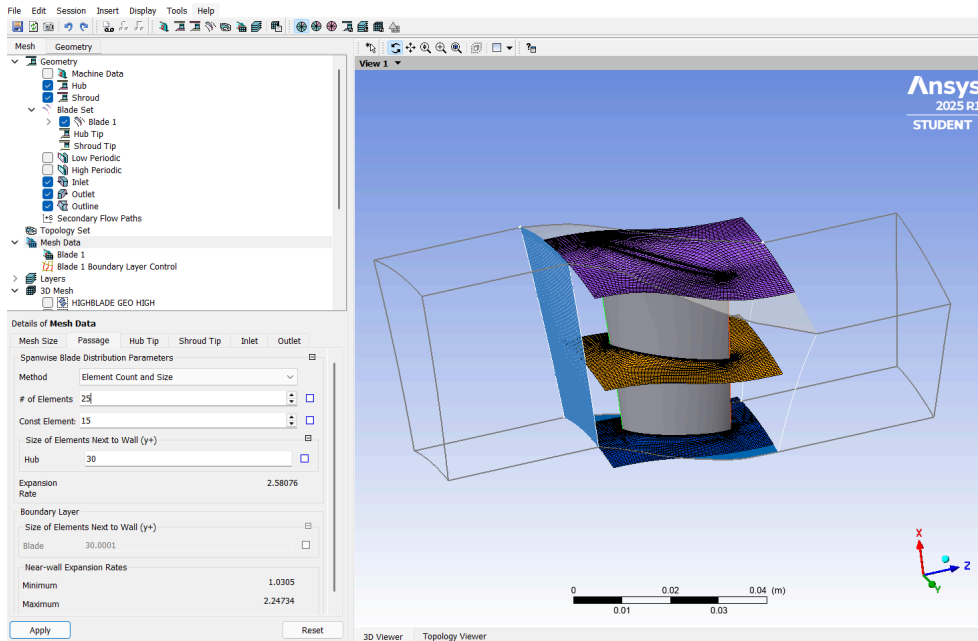


Рис. 3.2.3. - Розрахункова сітка

Для параметризації перед аналізом розрахунку було введено змінну яка дозволяє міняти кількість обертів.

Після розрахунків ANSYS CFX надає можливість аналізувати аеродинамічні показники лопатки. Наприклад розподіл тиску по висоті лопатки та в міжлопатковому просторі.

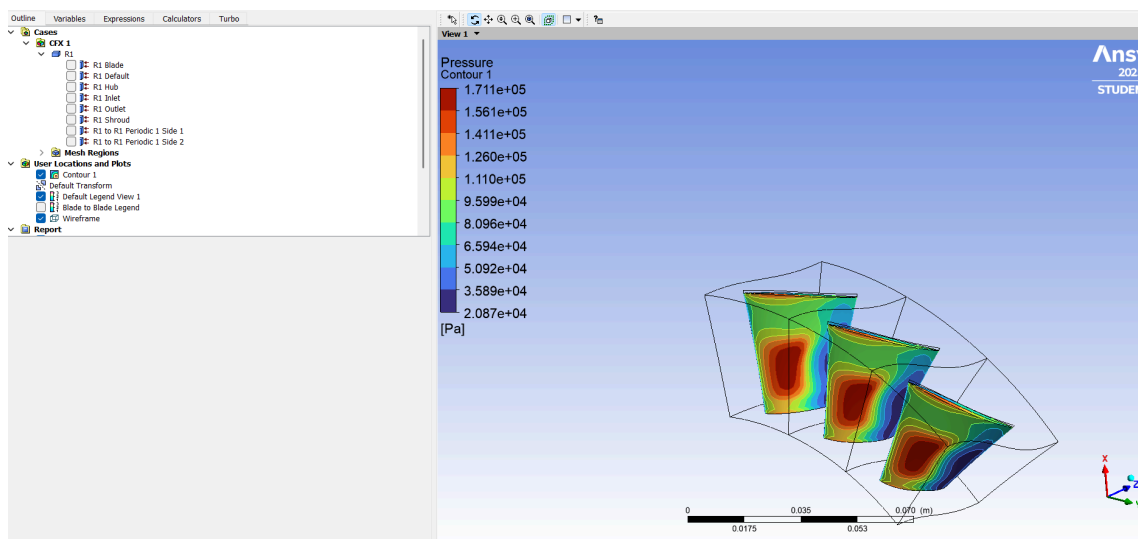


Рис. 3.2.4. - Розподіл тиску по висоті лопатки на обертах 31000 об/хв.

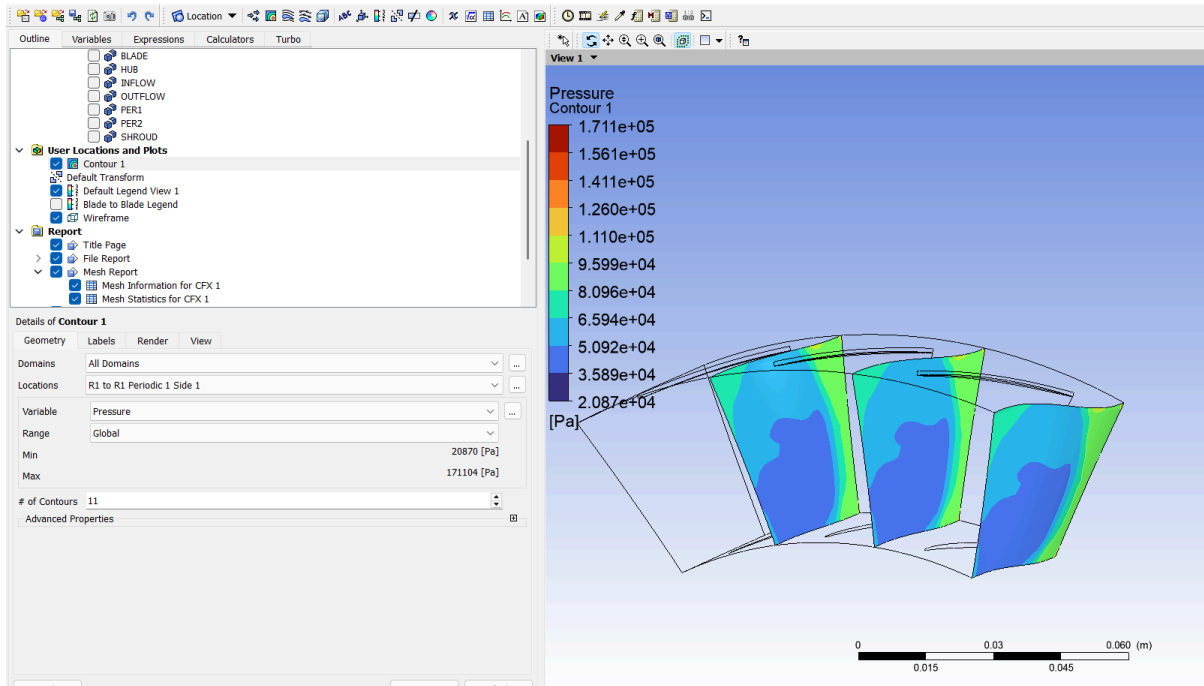


Рис. 3.2.5. - Розподіл тиску по висоті лопатки на обертах 31000 об/хв.

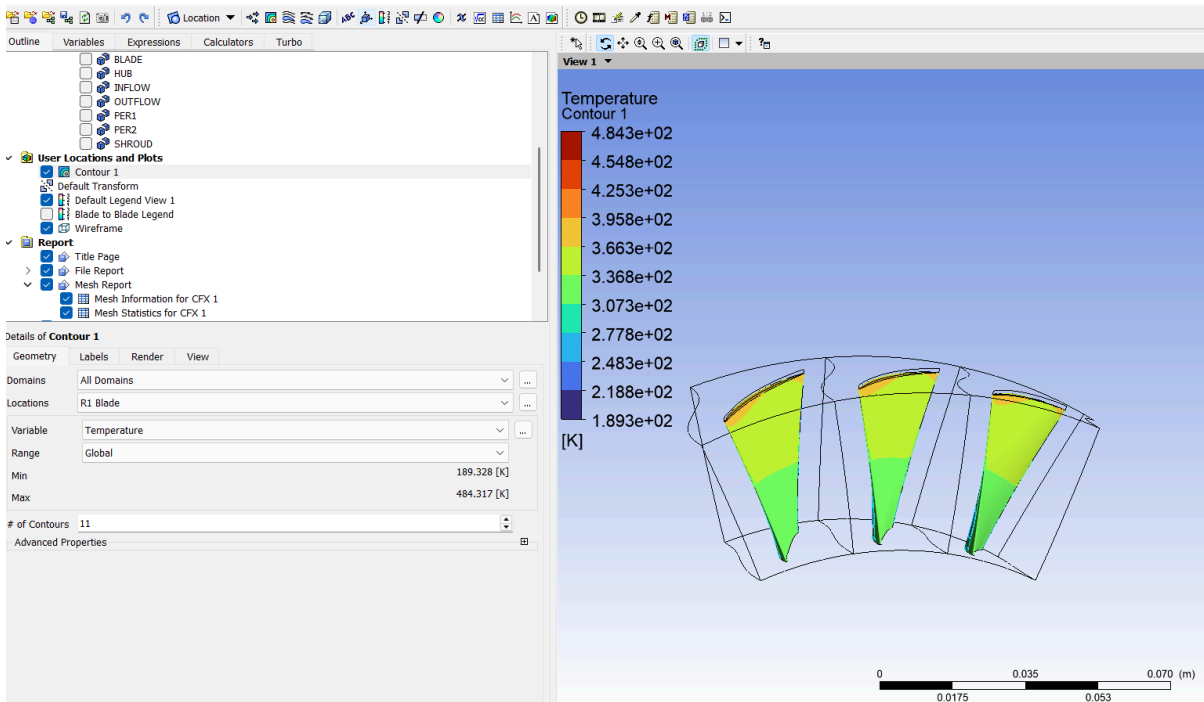


Рис. 3.2.6. - Розподіл температури по висоті лопатки на обертах 31000 об/хв.

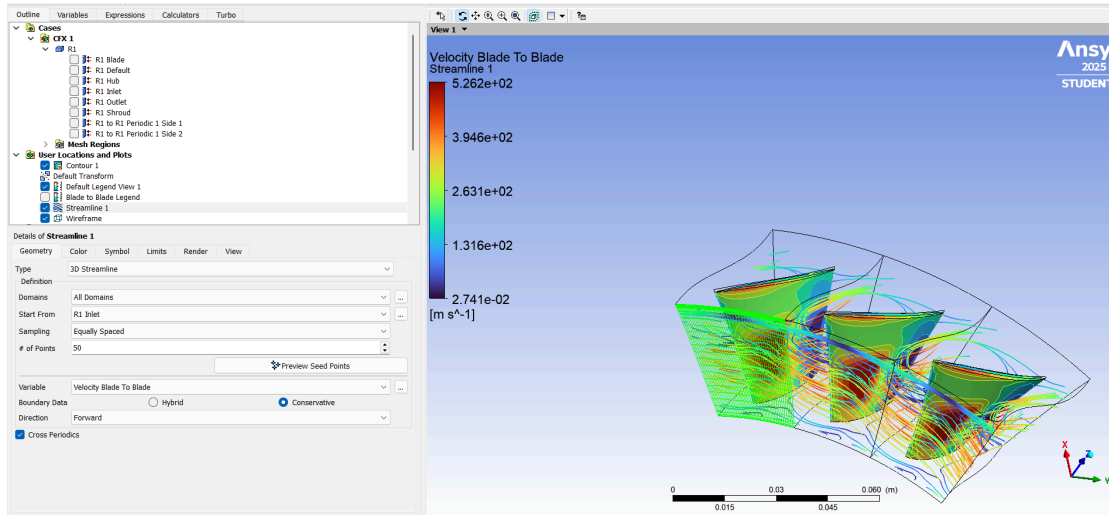


Рис. 3.2.7 - швидкість повітря та виникнення завихрень на обертах 31000 об/хв

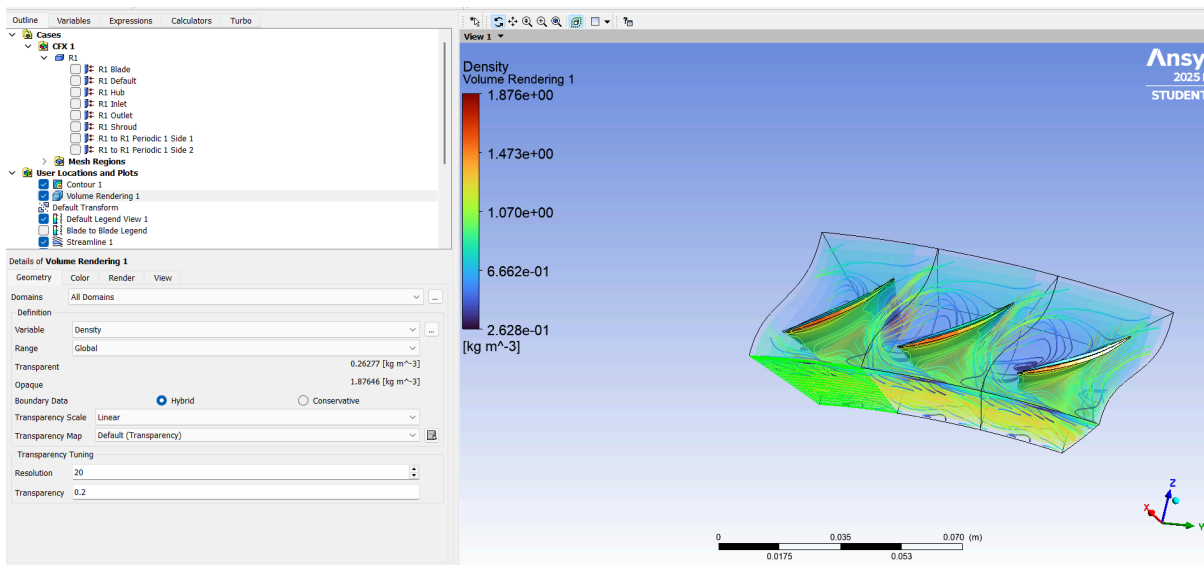


Рис. 3.2.8 - Густина повітря та виникнення завихрень на обертах 31000 об/хв

Outline of All Parameters					Table of Design Points							
ID	A	B	C	D	Name	P3 - RPM	P4 - Back Pressure	P8 - Pr Ratio	P9 - Temp Ratio	P10 - Eff		
1					1	Units	rev min ⁻¹	bar				
2	Input Parameters				2							
3	CFX (O1)				3	DP 0 (Current)	28000	0,6	1,5039	2,1999	0,10305	
4	P3	RPM	28000	rev min ⁻¹	4	DP 1	28000	0,7	1,5037	2,6391	0,075411	
5	P4	Back Pressure	0,6	bar	5	DP 2	28000	0,8	1,5018	2,4653	0,084085	
6	Output Parameters				6	DP 3	28000	0,9	1,4783	2,1267	0,10486	
7	CFX (O1)				7	DP 4	28000	1	1,4082	1,7721	0,13305	
8	P8	Pr Ratio	1,5039		8	DP 5	28000	1,1	1,4993	1,97	0,12646	
9												

Properties of Design Points: Parameter Set		
Property	Value	
Design Point Report		
Report Image	None	

Рис. 3.2.9. Залежність ефективності від тиску на обертах 28000 об/хв

Система дозволяє побудувати графіки залежності різних показників, наприклад:

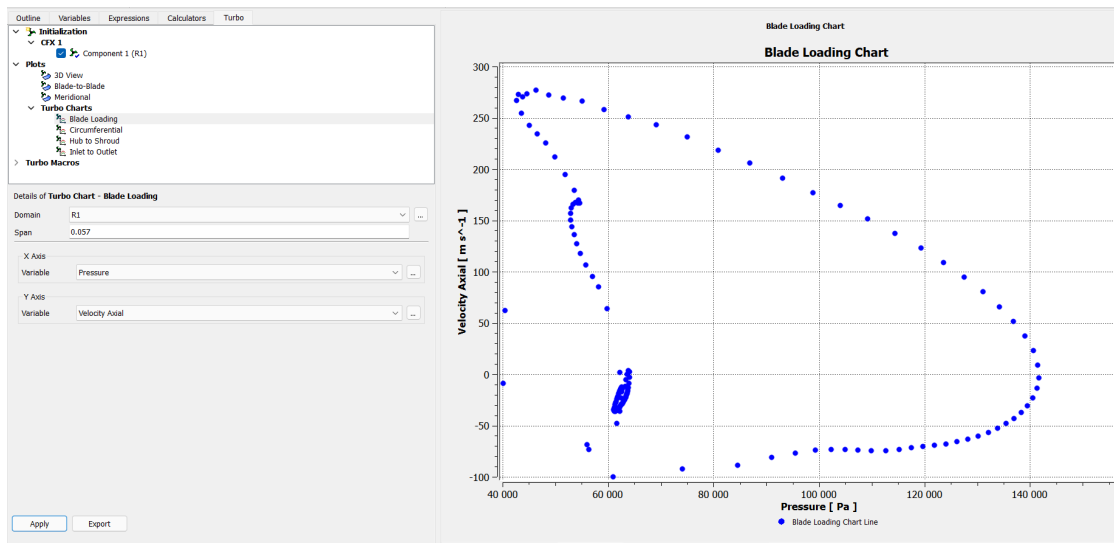


Рис. 3.2.10. - Залежність тиску від осьової швидкості 19 лопаток

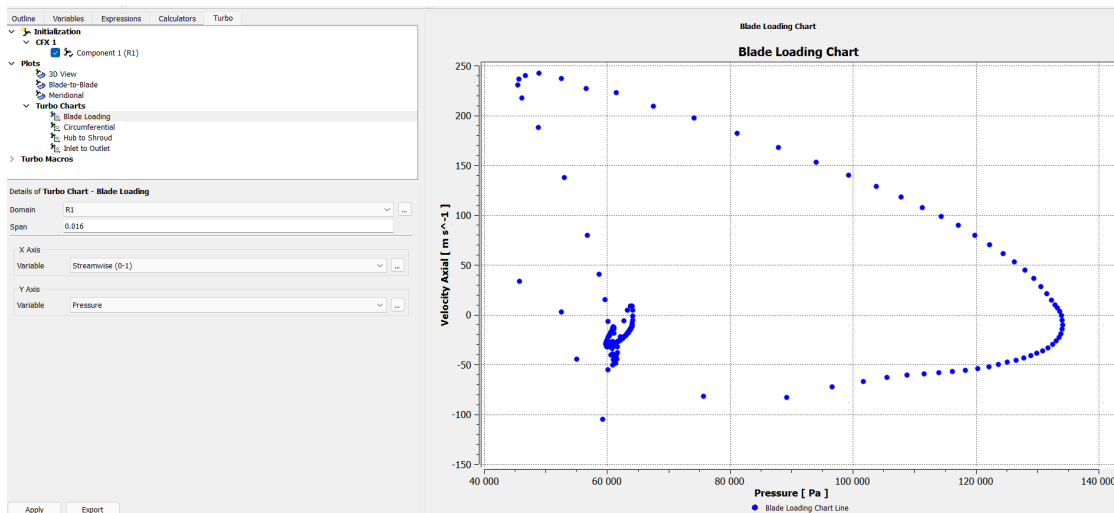


Рис. 3.2.11. - Залежність тиску від осьової швидкості 23 лопатки

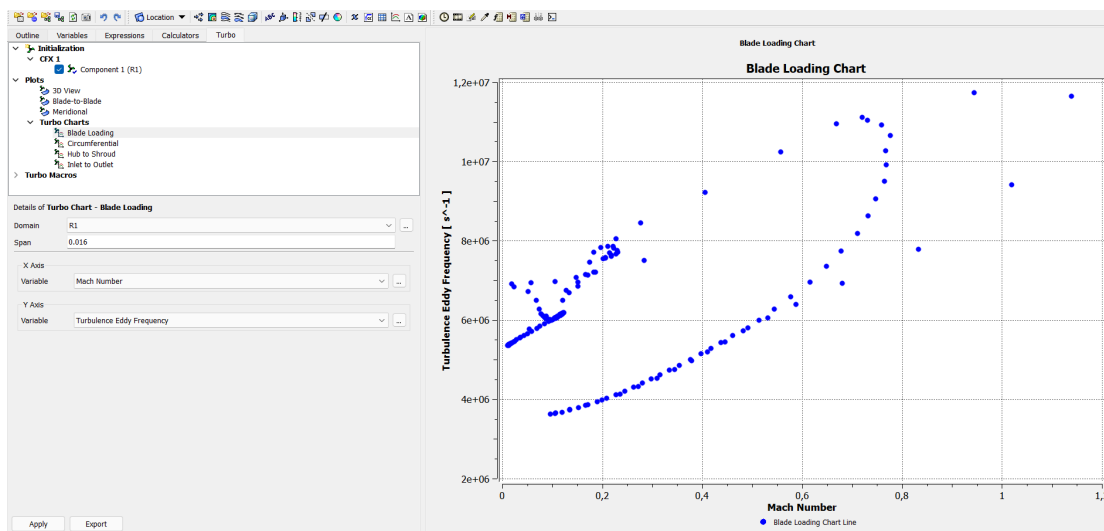


Рис. 3.2.12. - Виникнення зон турбулентності в залежності від швидкості потоку

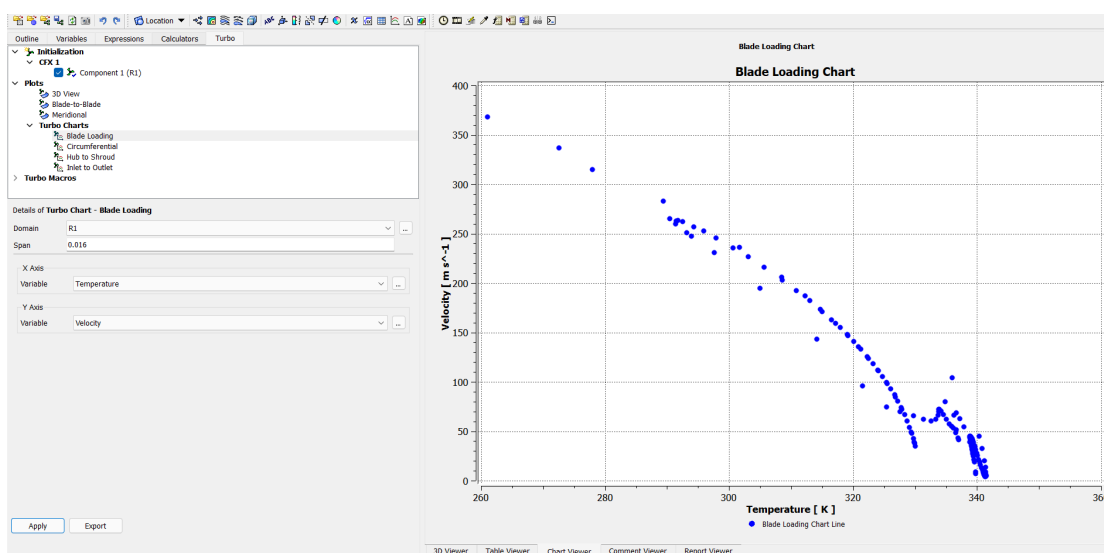


Рис. 3.2.13. - Залежність температури від осьової швидкості

Висновки по розділу 3

Для створення компресора обрано Ansys BladeGen (зараз частина Ansys BladeModeler) – це спеціалізований програмний модуль в пакеті Ansys для проектування, моделювання та оптимізації геометрії лопаток турбомашин (компресорів, турбін, насосів). Він дозволяє створювати 3D-моделі лопаток з нуля, редагувати існуючі, задаючи профіль на основі параметрів (товщина, кут), та інтегрувати їх у загальну проточну частину для подальшого CFD-аналізу.

Ключові функції:

- Параметричне 3D-моделювання: Побудова лопаток шляхом визначення геометрії меридіонального контуру та профілів по висоті лопатки.
- Редагування та імпорт: Можливість імпортувати геометрію з CAD-систем та вносити зміни.
- Оптимізація: Створення скульптурних або перехідних поверхонь (ruled/sculpted blades) та застосування доопрацювань (over/under-filing).
- Інтеграція: Тісна взаємодія з іншими модулями Ansys (BladeModeler, TurboMesh, CFX) для повного циклу розробки (від 1D-проекту до 3D-CFD аналізу).

Після створення компресора його 3D модель передається в Ansys CFX. Це потужний спеціалізований програмний комплекс для обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD), що використовується для моделювання течії рідин та газів, теплопередачі та пов'язаних процесів, особливо ефективний у турбомашинобудуванні (насоси, вентилятори, турбіни) завдяки спеціалізованим інструментам для аналізу обертових машин та їх взаємодії.

Основне призначення:

- Моделювання течій: Від простих до складних, включаючи турбулентні, багатофазні та багатокомпонентні потоки.
- Теплообмін: Розрахунок конвекції, теплопередачі, вільного та вимушеного теплообміну.
- Хімічні реакції: Моделювання процесів горіння та хімічних реакцій.

Ключові переваги:

- Спеціалізація: Оптимальний для турбомашин (насоси, компресори, турбіни) завдяки інструментам для роботи з роторними та статорними компонентами.
- Точність та Швидкість: Забезпечує швидкі та точні рішення для складних задач.

- Вбудований Мова (CEL): Дозволяє створювати складні вирази та функції без програмування.
- Взаємодія з іншими продуктами Ansys: Підтримує сопряжені розрахунки, наприклад, передачу теплових навантажень до Ansys Mechanical для аналізу напружень.

Використовується інженерами-гідродинаміками, конструкторами турбін, та будь-хто, хто працює з потоками рідин та газів і потребує точного моделювання та аналізу. Для підготовки даних для ANSYS використовувались на основі термо та газодинамічних розрахунків.

Отримані параметри двигуна, на основі яких створено параметризовану 3D модель вентилятора та проведено CFD розрахунки які дозволяють проаналізувати вплив вхідних параметрів на аеродинамічні характеристики.

Створено графік залежності тиску від осьової швидкості. За результатами розрахунку робоча ефективна зона обмежується осьовою швидкістю 275 м/с для робочого колеса з 23 лопатками і осьовою швидкістю 248 м/с для робочого колеса з 19 лопатками.

РОЗДІЛ 4

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Дослідження питань охорони праці

Охорона праці на підприємстві — це комплексна система заходів, спрямована на збереження життя, здоров'я та працездатності працівників через дотримання законодавства, організацію безпечних умов праці, забезпечення засобами індивідуального захисту (ЗІЗ), проведення інструктажів, навчання та медичних оглядів, а відповідальність за це несе керівник підприємства, який створює спеціальну службу або залучає фахівців.

Порядок охорони праці на підприємстві визначено законом України від 14 жовтня 1992 року № 2694-ХІІ (зі змінами) «ПРО ОХОРОНУ ПРАЦІ»

Відповідно до законодавства на підприємстві де працює інженер що займається розрахунками розробляється відповідна документація з охорони праці (ОП) – комплекс обов'язкових документів, що регулюють безпеку праці, включаючи Положення про систему управління охороною праці (СУОП), інструкції з ОП, журнали реєстрації інструктажів (вступного, первинного, повторного, позапланового, цільового) та інших подій (нещасні випадки, аварії), накази (про створення служби ОП, призначення відповідальних, проведення медоглядів), програми навчання, акти перевірок та матеріали атестації робочих місць. Ці документи гарантують дотримання вимог законодавства та створюють безпечне робоче середовище.

Україна у своїй політиці в галузі охорони праці виходить з пріоритету життя і здоров'я працюючих по відношенню до результатів виробничої діяльності підприємств. Держава ставить перед власниками підприємств, організацій завдання по створенню сприятливих та безпечних умов праці, недопущення нещасних випадків на виробництві, професійних захворювань, зведення до мінімуму впливу на працівників шкідливих та небезпечних факторів матеріально-виробничого середовища та персональну відповідальність за їх виконання.

Система управління охороною праці (СУОП) - це сукупність взаємопов'язаних органів управління підприємством /підрозділом/, які на підставі комплексу нормативної документації проводять цілеспрямовану, планомірну діяльність по здійсненню відповідних функцій і методів управління трудовим колективом з метою виконання поставлених завдань і заходів з охорони праці.

Створення СУОП здійснюється шляхом послідовного визначення мети роботи об'єкта і органів управління, завдань і заходів з охорони праці, функцій і методів управління, побудови організаційної структури управління, складання організаційно-методичної документації.

Метою управління охороною праці є збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці, поліпшення виробничого побуту, попередження травматизму і профзахворювання.

Об'єктом управління охороною праці є діяльність структурних підрозділів, функціональних служб і всього колективу підприємства по забезпеченню здорових і безпечних умов праці на робочих місцях, виробничих ділянках і підприємстві в цілому.

Управління охороною праці здійснюють : на підприємстві керівник, виробничих ділянках і в службах - керівники відповідних підрозділів і служб. Керівник забезпечує функціонування СУОП на підприємстві.

Організаційно-методичну роботу по управлінню охороною праці, організацію і контроль за функціонуванням СУОП на підприємстві і в усіх структурних підрозділах здійснює служба охорони праці, яка підпорядкована безпосередньо керівнику підприємства.

Нормативною базою СУОП є: Національна програма поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища, Закон України "Про охорону праці", постанови Кабінету Міністрів України, Кодекс законів про працю України, інші законодавчі нормативні документи /діючі стандарти, правила, положення, інструкції, постанови, вказівки Державного нагляду охорони праці.

Управління охороною праці повинно здійснюватися на всіх стадіях життєвого циклу підприємства: при науково-дослідних, проектних,

налагоджувальних роботах, під час експлуатації, а також при ремонтних і демонтажних роботах на всіх етапах виробничої діяльності. Виходячи з цього визначаються відповідні завдання управління охороною праці, встановлюється мета управління по кожному завданню, підрозділ або функціональна служба, відповідальна за виконання даного завдання, встановлюються критерії ефективності управління.

Директор і керівники підрозділів розробляють за участю профспілок і реалізують комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів з охорони праці, впроваджують прогресивні технології, досягнення науки, техніки, засоби механізації та автоматизації виробництва, позитивний досвід з охорони праці.

Процес управління виконанням завдань охорони праці на підприємстві і в кожному підрозділі здійснюється керівником підприємства /підрозділу/ шляхом послідовного виконання таких функцій управління:

- Прогнозування і планування робіт з охорони праці.
- Організація роботи.
- Оперативне керівництво і координація.
- Стимулювання.
- Контроль, облік, аналіз роботи з охорони праці.

Прогнозування роботи з охорони праці на підприємстві і в його підрозділах здійснюється керівниками підприємства і його підрозділів на підставі аналізу причин травматизму та профзахворювань, а також шляхом збору пропозицій робітників та інженерно-технічних працівників, враховуючи вимоги нормативної документації, а також по результатах атестації і паспортизації умов праці, визначають необхідні заходи з охорони праці.

На підприємстві розроблені і затверджені наказами керівників відповідні положення підприємства про навчання з питань охорони праці, формуються плани - графіки проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, з якими повинні бути ознайомлені працівники.

Працівники підприємств при прийомі на роботу і періодично в процесі роботи проходять навчання і перевірку знань. Допуск до роботи без навчання і перевірки знань з питань охорони праці забороняється.

Формою перевірки знань з питань охорони праці працівників є іспит, що проводиться по екзаменаційних квитках у виді усного чи опитування, шляхом тестування на автоекзаменаторі з наступним усним опитуванням.

Результати перевірки знань працівників з питань охорони праці оформляються протоколом.

Відповідальність за організацію і здійснення навчання і перевірки знань працівників з питань охорони праці відповідно до вимог «Типового положення» покладається на керівника підприємства, у структурних підрозділах - на керівників цих підрозділів, а контроль - на службу охорони праці.

Власник за рахунок коштів підприємства організує проведення попереднього і періодичного медичних оглядів, відшкодовує витрати на лікування, професійну і медичну реабілітацію осіб із професійними захворюваннями, обстеження конкретних умов праці для складання санітарно-гігієнічної характеристики.

Для проведення розрахунків на персональному комп'ютері інженер повинен дотримуватись інструкції з охорони праці на персональному комп'ютері

4.2. Інструкція з охорони праці по роботі з персональним комп'ютером (ПК)

1. Іструкція

1.1. Дія інструкції поширюється на всі підрозділи підприємства, де виконують роботи з персональним комп'ютером (ПК).

1.2. Інструкція розроблена відповідно до Положення про розробку інструкцій з охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 29.01.1998 № 9, Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 26.01.2005 № 15, Правил охорони праці під час

експлуатації електронно-обчислювальних машин, затверджених наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 26.03.2010 № 65, Державних санітарних правил і норм роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПіН 3.3.2.007-98, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 10.12.1998 № 7, Загальних вимог стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників, затверджених наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України від 25.01.2012 № 67 (НПАОП 0.00-7.11-12).

1.3. За цією інструкцією працівника, який використовує персональний комп'ютер (далі — користувач), інструктують перед початком роботи (первинний інструктаж), а потім через кожні 6 місяців (повторний інструктаж). Результати інструктажу заносять до Журналу реєстрації інструктажів з питань охорони праці на робочому місці (у журналі має бути підпис особи, яка інструктує, та користувача).

1.4. Користувач зобов'язаний дбати про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я довколишніх при виконанні будь-яких робіт, а також під час перебування на території підприємства.

1.5. До роботи на персональному комп'ютері допускають осіб, які пройшли інструктажі з питань охорони праці та пожежної безпеки.

1.6. Користувач зобов'язаний:

- виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку;
- не допускати за своє робоче місце сторонніх осіб;
- не виконувати вказівок, які суперечать правилам охорони праці та пожежної безпеки;
- знати правила надання домедичної допомоги;
- знати розташування та вміти користуватись первинними засобами пожежогасіння;
- вміти працювати з ПК.

1.7. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що можуть впливати на користувача:

- підвищений рівень статичної електрики;
- нерівномірність розподілу яскравості в полі зору;
- підвищена яскравість світлового зображення;
- ураження електричним струмом;
- напруга зору та уваги;
- тривалі статичні навантаження.

1.8. У приміщеннях із ПК має бути природне і штучне освітлення.

1.9. При розміщенні робочих місць необхідно унеможливити пряме засвічування екрана природним освітленням.

1.10. При природному освітленні слід передбачити наявність сонцезахисних засобів (плівка, жалюзі, штори тощо).

1.11. Світлові відблиски із клавіатури, екрана та інших частин ПК у напрямку очей користувача неприпустимі.

1.12. Основним обладнанням робочого місця є ПК або ноутбук, монітор, клавіатура, маніпулятор, робочий стіл, стілець (крісло).

1.13. При розміщенні елементів робочого місця слід враховувати:

- робочу позу користувача;
- простір для розміщення користувача;
- можливість огляду елементів робочого місця;
- можливість огляду простору поза межами робочого місця;
- можливість робити записи, розміщувати на робочому столі документацію та матеріали, які використовує користувач.

1.14. Розміщення елементів робочого місця не має заважати рухам та переміщенню для експлуатування ПК.

1.15. Монітор встановлюють так, щоб відстань від поверхні екрана до очей користувача була 600-700 мм залежно від розміру екрана.

1.16. Клавіатуру розміщують на робочому або окремому столі на відстані 100-300 мм від краю з боку користувача. Положення клавіатури та кут її нахилу

залежить від побажання користувача (як правило, в межах 5-15°). Не допускати хитання клавіатури.

1.17. Конструкція робочого столу має бути такою, щоб оптимально розмістити на робочій поверхні обладнання, що використовують, з урахуванням кількості, розмірів, конструктивних особливостей і характеру його роботи.

1.18. Крісло має забезпечувати підтримування раціональної робочої пози під час виконання основних виробничих операцій та можливість зміни пози. Тип робочого крісла обирають залежно від характеру та тривалості роботи.

1.19. Раціональна поза користувача:

- ступні розташовані на підлозі або на підставці для ніг;
- стегна зорієнтовані у горизонтальній площині;
- верхні ділянки рук вертикальні;
- кут ліктьового суглоба у межах 70-90°;
- зап'ястя зігнуті під кутом не більше ніж 20°;
- нахил голови у межах 15-20°, а часті її повороти виключені.

1.20. Для забезпечення оптимальної робочої пози користувача необхідно:

- засоби праці, з якими користувач має тривалий або найбільш частий зоровий контакт, розмістити у центрі зони зорового спостереження та моніторного поля;
- забезпечити відстань близько 500 мм між найважливішими засобами праці, з якими користувач працює найчастіше.

1.21. ПК встановлювати на рівній твердій поверхні (столі). Не дозволено встановлювати ПК та оргтехніку на хитких підставках чи на похилій поверхні.

1.22. ПК не встановлювати впритул до стіни, перегородки тощо. Не допускати загородження вентиляційних отворів ПК сторонніми предметами.

1.23. Розетка біля ПК має бути в доступному місці, щоб в аварійних випадках можна було своєчасно його відімкнути. Не рекомендовано використовувати подовжувачі.

1.26. Під час переміщення ПК, периферійних пристроїв витягти вилку живлення з розетки.

1.27. Не допускати ушкодження чи модифікування шнура живлення. Заборонено ставити важкі речі на шнур живлення, тягнути чи надмірно перегинати його, скручувати та перев'язувати шнур живлення вузлом.

1.28. ПК під'єднувати до електромережі лише за допомогою справних штепсельних з'єднань та електророзеток заводського виробництва.

1.29. Штепсельні з'єднання та електророзетки мають бути зі спеціальними контактами для під'єднання нульового захисного провідника. Їхня конструкція має забезпечувати з'єднання нульового захисного провідника раніше, ніж з'єднання фазового та нульового робочого провідників. Порядок роз'єднань при вимкненні має бути зворотнім.

1.30. Заборонено під'єднувати електрообладнання до звичайної двошнурової електромережі.

1.31. За невиконання цієї інструкції працівники несуть відповідальність згідно з чинним законодавством.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи

2.1. Оглянути робоче місце і навести на ньому лад; впевнитись, що на ньому немає сторонніх предмети, все обладнання і блоки ПК з'єднані з системним блоком з'єднувальними шнурами.

2.2. Перевірити надійність встановлення апаратури на робочому столі. Монітор не має стояти на краю стола. Повернути монітор так, щоб було зручно дивитися на екран — під прямим кутом (а не збоку) і трохи зверху вниз; при цьому екран має бути трохи нахиленим — нижній край ближче до користувача.

2.3. Перевірити загальний стан апаратури, справність електропроводки, з'єднувальних шнурів, штепсельних вилок, розеток, заземлення захисного екрана.

2.4. Вставити вилку в розетку і впевнитися, що вона міцно тримається. Заборонено вставляти і виймати вилку мокрими руками.

2.5. Відрегулювати та зафіксувати висоту крісла та зручний для користувача нахил спинки.

2.6. За потреби приєднати до комп'ютера необхідну апаратуру (принтер, сканер тощо). Усі кабелі, що з'єднують системний блок із іншими пристроями, вмикати та вимикати лише при вимкненому комп'ютері.

2.7. Відрегулювати яскравість свічення, контрастивість монітора.

2.8. Про всі виявлені несправності інформувати керівника робіт і не братися до роботи, доки їх не буде усунено.

3. Вимоги безпеки під час виконання роботи

3.1. Під час роботи на ПК:

- стійко встановити клавіатуру на робочому столі, не допускаючи її хитання, водночас передбачити можливість її поворотів та переміщень;
- якщо в конструкції клавіатури не передбачено простору для упору долонь, клавіатуру розміщують на відстані не менше 100 мм від краю столу в оптимальній зоні моніторного поля;
- під час роботи на клавіатурі сидіти рівно, не напружуватися;
- щоб зменшити несприятливе навантаження на користувача при роботі з комп'ютерною мишею (вимушена поза, необхідність постійно контролювати якість дій), забезпечити велику вільну поверхню столу для переміщення комп'ютерної миші та зручного упору ліктьового суглоба;
- періодично при вимкненому комп'ютері прибирати пил із поверхонь апаратури спеціальними серветками.

3.2. При роботі з ПК заборонено:

- самостійно розбирати та ремонтувати системний блок (корпус ноутбука), монітор, клавіатуру, комп'ютерну мишу тощо;
- встромляти сторонні предмети до вентиляційних отворів ПК, ноутбука або монітора;
- ставити на системний блок ПК та периферійні пристрої металеві предмети, ємкості з водою (вази, горщики для квітів, склянки), оскільки через потрапляння води у середину апарата може виникнути пожежа або ураження електрострумом.

3.3. Тривалість безперервної роботи за ПК не має перевищувати 2 год. Після цього необхідно зробити 15-хвилинну перерву.

3.4. Якщо виник зоровий дискомфорт або інші неприємні відчуття, необхідно зробити коротку перерву.

3.5. Для зниження нервово-емоційного напруження, стомлення зорового аналізатора, поліпшення мозкового кровообігу, подолання несприятливих наслідків гіподинамії, запобігання втомі доцільно під час декількох перерв виконувати комплекс вправ.

4. Вимоги безпеки після закінчення роботи

4.1. Зберегти інформацію.

4.2. Вимкнути ПК, монітор чи ноутбук.

4.3. Вимкнути стабілізатор, якщо комп'ютер під'єднаний до мережі через нього.

4.4. Прибрати робоче місце.

5. Вимоги безпеки в аварійній ситуації

5.1. Аварійні та небезпечні ситуації під час виконання роботи на ПК можуть виникнути у разі: короткого замикання, перевантаження блоку живлення системного блоку, перегрівання, пожежі, поломки крісла тощо.

5.2. У разі виникнення аварії або ситуації, що може привести до аварії, нещасного випадку, негайно від'єднати ПК від електромережі, повідомити інцидент керівникові.

5.3. Не допускати в небезпечну зону сторонніх осіб.

5.4. Якщо стався нещасний випадок, зберегти обстановку в робочій зоні та устаткування у такому стані, в якому вони були на момент події (якщо це не загрожує життю і здоров'ю інших працівників і не призведе до більш тяжких наслідків). Поінформувати про подію керівника робіт (іншу відповідальну особу підприємства) та в подальшому керуватися його вказівками. Вжити заходів, щоб запобігти подібним випадкам у подальшому.

5.5. У разі виникнення пожежі (ознак горіння), повідомити керівнику та, за потреби, викликати оперативно-рятувальну службу за телефоном 101 або 112

(назвати адресу та місце виникнення пожежі, наявність людей, повідомити своє прізвище) та вжити можливих заходів для евакуювання людей, гасіння (локалізації) пожежі наявними засобами пожежогасіння. Пам'ятати, що гасіння електротехнічних пристроїв, які перебувають під напругою, виконувати лише після їх попереднього від'єднання від електромережі. Гасити за допомогою вуглекислотних або порошкових вогнегасників, а в окремих випадках — сухим піском.

5.6. За потреби надати потерпілому домедичну допомогу згідно з інструкцією, що діє на підприємстві. У разі подальшого погіршення самопочуття потерпілого, не припиняючи надання домедичної допомоги, викликати за телефоном 103 швидку медичну допомогу.

5.7. Виконувати вказівки керівника робіт для ліквідування небезпеки.

Норми освітлення робочого місця в офісі

Вимоги до якості освітлення робочого простору в офісі встановлені нормативно-правовими документами. Згідно з ДБН В.2.5-28-2006 "Організація робочих місць" мінімальна освітленість робочого місця в офісі повинна бути не менше 300 лк. Це мінімальний рівень освітленості, який забезпечує комфортні умови роботи протягом усього дня. Однак, для певних видів діяльності, наприклад, при роботі зі схемами, рисунками, деталями механізмів, або при виконанні точних робіт, таких як складання дрібних деталей, рекомендується забезпечувати більш високий рівень освітленості, наприклад, до 750-1000 лк.

Важливо також звернути увагу на виробничу зону, де працює спеціаліст. Зокрема, у виробничих зонах з високим рівнем неробочої зони (зона, яка не задіяна в процесі роботи) потрібно забезпечувати більшу освітленість, щоб компенсувати втрату світла через розділювальні екрани.

Висновки по розділу 4

Дотримання інструкцій з охорони праці (ІОП) є обов'язковим для всіх працівників і є ключовим для безпеки праці на підприємстві. Це передбачає

ознайомлення, розуміння та виконання вимог інструкцій під час роботи, про що свідчить підпис працівника під час інструктажів (вступного, первинного, повторного, позапланового, цільового), а порушення цих правил розцінюється як порушення нормативних актів з охорони праці.

РОЗДІЛ 5

5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Дослідження питань охорони навколишнього середовища

Авіап перевезення – це галузь, що розвивається. Прогнозується, що світове зростання, з точки зору пасажирок кілометрів, становитиме близько 5 відсотків на рік. Із зростанням повітряного руху зростає й загальний вплив авіації на навколишнє середовище. Цей вплив на навколишнє середовище та здоров'я має широкі наслідки на місцевому, регіональному та глобальному рівнях.

Викиди. Вплив вихлопних газів літаків розглядається як прямий внесок у механізми зміни клімату. Найбільш значними забруднювачами є вуглекислий газ, оксиди азоту та водяна пара. Хоча загальний внесок повітряного транспорту набагато менший, ніж від інших антропогенних джерел забруднення, значна частина викидів літаків потрапляє в чутливі регіони атмосфери на крейсерській висоті. Викиди сприяють змінам клімату.

Неприємність шуму є важливим впливом на навколишнє середовище поблизу аеропортів. Проблема пов'язана не з ізольованою операцією зльоту або посадки, а як наслідок загальної сукупності вильотів і прильотів, що відбуваються в аеропорту щодня. Щоб зрозуміти проблему, спробуйте співпереживати сусідству (включаючи лікарні, школи, будинки тощо), яке повинно систематично переносити важливу кількість шуму. Для його кількісної оцінки використовується децибел [Дб]. Щоб забезпечити якісну довідку, варто згадати, що типовий комерційний літак під час зльоту випромінює 130 дБ; больовий поріг - 140 дБ; пускова установка при зльоті - 180 дБ; концерт 110 дБ; поїзд 80 дБ; розмова 40 дБ; і т.д.

Найважливіші джерела шуму всередині літака обумовлені двигунами, які працюють на високих налаштуваннях потужності під час зльоту та початкового підйому. Фундаментальний внесок в цей шум вносять обертові елементи (компресор, турбіна, вентилятори і т.д.). Другий фундаментальний внесок обумовлений вичерпанним струменем в разі турбореактивних двигунів. Більше

того, існує також так званий аеродинамічний шум, що надходить від крила, фюзеляжу, оперення та шасі, коли літальний апарат летить. Звукові хвилі поширюються в повітрі зі швидкістю звуку. Інтенсивність, яку страждає спостерігач, пропорційна інтенсивності в джерелі (літаку в даному випадку) і обернено пропорційна квадратному відстані між джерелом і приймачем, тобто чим ближче літак, тим інтенсивніше шум, який зазнає спостерігач.

Стратегії пом'якшення шуму: Існує чотири основні стратегії пом'якшення шуму:

- Зниження шуму в джерелі (планер і двигуни).
- Міське управління та планування.
- Процедури зменшення шуму зльоту та посадки.
- Оперативні обмеження.

Постійний розвиток все більш сучасних літаків і реактивних двигунів призвело в минулому до значного зниження шуму (серед інших поліпшень) викидів. Очікується, що це продовжиться і в майбутньому, оскільки викиди шуму регулюються органами влади. Це, очевидно, вимагає застосування нових технологій, що надходять від досліджень та інновацій.

Якщо трапляється, що поруч з аеропортом є околиці, а околиці страждають від шуму, цікавою стратегією є розробка так званих процедур зменшення шуму як для вильоту, так і прибуття. Це, як правило, безперервні процедури підйому або безперервного спуску, які змінюють шлях польоту, щоб уникнути перельоту певних областей.

В світі зберігається тенденція до зростання кількості пасажирських та вантажних перевезень авіаційним транспортом, відповідно збільшуються і викиди в атмосферу продуктів згоряння авіаційного палива. За даними моніторингу маса спаленого палива на початок 2025 року зросте від 370 Мт до 580 Мт. Розвиток авіаційної галузі неминуче призводить до посилення негативного впливу на навколишнє природне середовище. Цей вплив відчувається не тільки на локальному (забруднення приземних шарів атмосфери відпрацьованими газами авіаційних двигунів поблизу аеропортів, підвищення рівня шуму та

електромагнітного випромінювання), а й на глобальному рівні. Зростання концентрацій забруднювальних речовин у повітрі спричиняє руйнування озонового шару, погіршується якість гідросфери та літосфери. Вплив викидів авіаційного транспорту на стан навколишнього природного середовища можна розглядати в декількох аспектах. Фотохімічний ефект проявляється в зміні співвідношення між концентраціями малих, але дуже важливих складових атмосферного повітря внаслідок протікання фотохімічних реакцій. Коливання у складі парникових газів (вуглекислого газу CO₂, водяної пари H₂O, озону O₃, метану CH₄ тощо), аерозолів і подальше утворення перистих хмар порушують радіаційний та тепловий баланс у системі Земля – атмосфера і призводять до змін температури повітря і земної поверхні. Зменшення товщини озонового шару збільшує інтенсивність потоку ультрафіолетового випромінювання, що є небезпечним для здоров'я людей і тварин і знижувати продуктивність деяких видів рослин. Згідно з вимогами Повітряного кодексу України, «...суб'єкти авіаційної діяльності зобов'язані під час експлуатації повітряних суден на землі та в повітрі дотримуватись встановлених нормативів вмісту забруднюючих речовин у відпрацьованих газах та впливу фізичних факторів і вживати заходів щодо зменшення обсягів викидів (емісій) забруднюючих речовин і зменшення рівня шуму, електромагнітного та радіаційного випромінювань». «Максимальний допустимий рівень шуму під час експлуатації повітряного судна, емісії авіаційних двигунів та електромагнітного випромінювання об'єктів авіаційної діяльності не повинен перевищувати гранично допустимого рівня, встановленого авіаційними правилами України». В ідеальних умовах кінцевими продуктами згоряння авіаційних палив мають бути діоксид вуглецю та пари води, співвідношення між якими визначається вмістом у пальному вуглецю та водню. Насправді, у складі викидів, що утворюються в результаті його спалювання в двигунах цивільних повітряних суден, присутні також інші продукти згоряння, які складають не більше 9% від маси речовин, що викидаються авіаційним двигуном. Незначна їх частина (близько 0,4%) обумовлена конструктивними особливостями авіадвигуна, які допускають неповне окислення палива, що супроводжується утворенням

оксиду вуглецю, оксидів сірки, летючих неметанових органічних сполук, оксидів азоту. Крім цього, практично неможливо в реальних умовах забезпечити необхідне для повного згоряння стехіометричне співвідношення між авіаційним паливом та окислювачем (киснем атмосферного повітря) на всіх режимах роботи авіаційних двигунів. Співвідношення компонентів вихлопної суміші може змінюватися залежно від типу, модифікації, умов роботи, ступеня відпрацювання ресурсу авіаційного двигуна, а також характеру та складу пального. Відносно постійні значення у викидів мають лише діоксид вуглецю та водяна пара, які визначаються вихідною кількістю атомів гідрогену та вуглецю в паливі. Продукти, що утворюються при згорянні авіаційного пального, забруднюють атмосферу, спричиняють зміну її хімічного складу, призводить до порушення радіаційного балансу. Можна зробити висновок, що з усіх продуктів, які утворюються в результаті згоряння авіаційного пального та паливно-мастильних матеріалів і потім надходять до атмосфери, частка діоксиду вуглецю є найбільшою, що свідчить про його значущість для аналізу впливу експлуатації цивільних повітряних суден на навколишнє природне середовище і клімат. Викиди інших хімічних сполук і речовин залежать від таких чинників, як температура горіння та вміст домішок у пальному. В атмосфері сполуки сірки та азоту індукують закислення опадів. Крім газоподібних речовин, двигуни літальних апаратів також викидають аерозольні продукти згоряння, негорючі сульфати міді та заліза, а також зольні елементи та сполуки. До аерозольних продуктів горіння належать легкі частинки H_2SO_4/H_2O розміром кілька нм, частинки сажі, вкриті тими ж H_2SO_4/H_2O , розміром десятки нм і крижані частинки, що формують конденсаційні сліди, з розмірами в початковий момент до 1-2 мкм. Згодом відбувається процес збільшення розмірів цих частинок до 10-20 мкм та формуються перисті хмари. Концентрації таких частинок у струмені викиду авіаційного судна в 103-107 разів перевищують фонові на висотах від 10 до 12 км. Незважаючи на малі розміри, ці частинки є істотним чинником, що впливає на забруднення атмосферного повітря. Глобальні викиди від перевезень авіаційним транспортом призвели до збільшення концентрації сульфатних аерозолів та сажі у шарі 10 – 12 км над зоною 50 – 60°

пн. ш. у сто – тисячу разів та у 3 – 30 разів відповідно. У свою чергу, дані вимірювань свідчать, що щільність стратосферного аерозольного шару збільшувалася протягом останніх 15 – 30 років зі швидкістю 5% на рік, це також частково пов'язано зі зростанням інтенсивністю авіаційних перевезень. Забруднювальні речовини, що викидаються авіаційними двигунами, сприяють також забрудненню земної поверхні. Додатковий внесок у забруднення здійснюють поточний ремонт та обслуговування цивільних повітряних суден, що супроводжуються утворенням технологічних стічних вод в аеропортах, спорудах технічного обслуговування, на допоміжних виробництвах Поверхневі стічні води містяться нафтопродукти, миючі, дезінфікуючі та протиожеледні речовини, продукти руйнування матеріалів шасі літаків та наземної техніки аеродромів. Міжнародна організація цивільної авіації (ІСАО) визначає охорону навколишнього природного середовища як одну із своїх пріоритетних стратегічних цілей. Метою забезпечення екологічної безпеки цивільної авіації є зменшення негативних наслідків її діяльності шляхом дотримання балансу між шкодою, завданою довкіллю внаслідок здійснення такої діяльності, а саме забруднення атмосферного повітря, ґрунтів, об'єктів гідросфери викидами шкідливих речовин з авіаційних двигунів та стаціонарних джерел, шумове забруднення, електромагнітне випромінювання, та можливостями природного середовища самовідновлюватися .

Україна підтримує три головні екологічні цілі ІСАО і прагне до їх дотримання: - обмеження або зменшення кількості людей, що страждають від підвищеного рівня шуму, спричиненого авіаційною діяльністю; - обмеження або зменшення впливу авіаційних емісій на якість місцевого повітря; - обмеження або зменшення авіаційної емісії парникових газів на глобальний клімат. Наша держава приєдналася до системи компенсації та зменшення викидів CO₂ для міжнародної авіації (CORSIA) з метою зменшення негативного впливу авіаційної діяльності на атмосферне повітря. На виконання вимог X розділу Повітряного кодексу України Державна авіаційна служба здійснює заходи, спрямовані на впровадження та дотримання збалансованого обсягу вимог безпеки польотів та охорони навколишнього природного середовища.

Висновки по розділу 5

При дослідженні методів аеродинамічного вдосконалення компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги одними із важливих результативних показників є рівень шуму та викидів продуктів згоряння в атмосферу. Необхідно при проектуванні передбачати такі технологічні рішення, як підвищення ступеня стиснення в компресорі, що призведе до підвищення паливної ефективності, та використання аеродинамічних профілів лопаток які знижують рівень шуму.

ВИСНОВКИ

Методики вибору та обґрунтування параметрів робочого процесу ТРДД мають особливості порівняно з розрахунком повнорозмірних двигунів. Ці особливості визначаються вищим відносним рівнем втрат у всіх конструкційних елементах малорозмірного двигуна.

Використання спеціалізованого програмного забезпечення значно розширює інструментарій інженера-конструктора. Раніше для перевірки змін в конструкції необхідно було створювати фізичну деталь, встановлювати її в двигун, налаштовувати випробувальний стенд та проводити дослідження. Такий процес є довготривалий по часу і високовартісний у фінансовому плані, так як залучаються не тільки інженери але й фахівці на виробництві.

При використанні програмного пакету ANSYS 2025 R1 швидкість ітерацій збільшується в рази.

ANSYS BladeModeler забезпечує найважливіший зв'язок між проектуванням лопаток та передовими методами моделювання, включаючи обчислювальну гідродинаміку та аналіз напруг. BladeModeler містить багатий набір інструментів та функцій для проектування лопаток турбомашин з нуля, використовуючи галузеві підходи, робочі процеси та термінологію, які використовують розробники лопаткових машин.

За допомогою BladeGen можна перепроєктувати існуючі лопатки для досягнення нових цілей проектування або створити нові конструкції лопаток з нуля. При перепроєктуванні чи оцінці існуючої конструкції лопатки BladeGen полегшує інтерактивний імпорт геометрії лопатки або імпорт файлів, наданих користувачем. BladeGen дозволяє створювати лопатки зі скульптурними або лінійними елементами, з лінійним або складним нахилом передньої або задньої кромки. Форми передньої та задньої кромки легко задаються у вигляді повного радіусу, еліптичного коефіцієнта або простого зрізу.

BladeModeler є ключовою ланкою між проектуванням лопаток, поглибленим аналізом і виробництвом. У поєднанні з аналітичним програмним забезпеченням ANSYS, інженер може швидко оцінити характеристики компонента. Файли моделей BladeGen можна імпортувати до DesignModeler за допомогою функції BladeEditor. BladeEditor забезпечує безперешовний перехід як до структурного, так і гідродинамічного аналізу, дозволяючи користувачеві ефективно переходити від попереднього проектування лопаток до повного тривимірного аналізу в'язкого потоку і CFD розрахунку.

Для аналізу спроектованої лопаткової машини використовується ANSYS CFX, до якого входить широкий набір спеціалізованих моделей та вертикальних інструментів для підготовки моделей, обробки та аналізу результатів, наприклад, високопродуктивні моделі нестационарної взаємодії роторів та статорів та можливість моделювання флаттера лопаток.

Як результат отримано методику для швидкого прототипування та моделювання лопаткових машин, зокрема дослідження аеродинамічних процесів компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Терещенко Ю. М. Газотурбінні двигуни літальних апаратів, Київ, 2000
2. Терещенко Ю. М., Теорія теплових двигунів. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів. Київ, 2009
3. Терещенко Ю. М., Газодинамічний розрахунок ступені компресора і турбіни газотурбінного двигуна, Київ, 1974
4. за ред. Ю.М. Терещенка. Теорія авіаційних газотурбінних двигунів : підручник. Київ, 2013
5. Терещенко Ю.М., Мітрахович М.М. Теорія теплових двигунів. Двигуни силових установок безпілотних літальних апаратів. Київ, 2021
6. Експерти прогнозують зростання обсягів вантажних авіаперевезень до кінця року.[Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://logist.fm/news/ekspertiprognozuyut-zrostannya-obsyagiv-vantazhnih-aviaperevezhen-do-kincy-a-roku> .
7. Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні в 2021 році. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://mepr.gov.ua/wp-content/uploads/2023/01/Natsdopovid-2021-n.pdf> .
8. Повітряний кодекс України. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/3393-17#Text> .
9. ВПЛИВ АТМОСФЕРНИХ ВИКИДІВ ВІД АВІАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТУ НА ДОВКІЛЛЯ Клеєвська В. Л., Дармофал Е .А., к.т.н., Кручина В. В., к.т.н., доц [Електронний ресурс] <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/7ffcdcd5-f155-47ed-9bf3-777153f6de94/download>
10. Абрамович Г.Н. Прикладна газова динаміка М., 1976

11. ENVIRONMENTAL AND HEALTH IMPACT OF AVIATION - DIRECTORATE GENERAL FOR RESEARCH, Nicolas COTTIS, ICF Environnement (F) together with Peter MORRELL, Cranfield University, UK, 2008

12. Іноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК. М. 2008

13. К.В.Холщевников. О.Немін. ВТ.Мітрохін. ТЕОРІЯ І РОЗРАХУНОК АВІАЦІЙНИХ ЛОПАТКОВИХ МАШИН М. 1986

14. John Hamilton. Uavs: Unmanned Aerial Vehicles. USA North Mancato. Minnesota. 2012

15. Randal W. McLain Small Unmanned Aircraft: Theory and Practice/ United Kingdom: Princeton University Press. 2012