

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра авіаційних двигунів

**ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ**

Завідувач кафедри  
д-р техн. наук, проф.

Терещенко Ю. М.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)**

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА  
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ  
“ АВІАЦІЙНІ ДВИГУНИ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ”

**Тема: «Турбогвинтовий двигун з удосконаленою турбіною для ближнього  
магістрального літака »**

**Виконав: студента ГУ-413 Б**

**Жук Артем Андрійович**

**Керівник: докт. техн., наук. доц**

**Терещенко Юрій Юрійович**

**Нормоконтролер : \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /**

**Київ 2024**

# НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет  
Кафедра авіаційних двигунів  
Освітньо-кваліфікаційний рівень «бакалавр»  
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітньо-професійна програма: «Авіаційні двигуни та енергетичні установки»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
д-р техн. наук, проф.

\_\_\_\_\_ Ю. М. Терещенко  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

## **ЗАВДАННЯ** на виконання кваліфікаційної роботи студента

### **Жука Артема Андрійовича**

Тема проекту: «Турбогвинтовий двигун з удосконаленою турбіною для ближнє магістрального літака»

1. Затверджено наказом ректора № 617/ст. від 23.04.2024р.
2. Термін виконання проекту: з 13 травня 2024 р. по 16 червня 2024 р.
3. Вихідні данні до проекту: Злітна маса літака 20-25 тон, потужність на злітному режимі 2550 к.с, температура газів перед турбіною 750 °С, ступінь підвищення тиску у компресорі 7,55.
4. Зміст пояснювальної записки: конструкційно-силова схема двигуна, розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни та вала турбіни, розробка систем охолодження ступеня газової турбіни.
5. Перелік обов'язкового графічного матеріалу: загальний вид літака, конструктивно-силова схема двигуна, охолодження газової турбіни. Графічний матеріал виконано з використанням Microsoft Excel, AutoCad

## 6. Календарний план

Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
Пошук матеріалу для кваліфікаційної роботи		
Робота з літературою		
Вибір аеродинамічної конструктивної схеми. Обробка даних		
Написання аналітичної частини. Опис двигуна та методів поліпшення охолодження лопатки		
Написання проектної частини. Розрахунки на міцність		
Написання спеціальної частини		
Оформлення пояснювальної записки		

7. Дата видачі завдання «24» березня 2024 р.

Керівник кваліфікаційної роботи

Терещенко Ю. Ю.

Завдання прийняв до виконання

Жук А. А

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи «**Турбогвинтовий двигун для ближньомагістрального літака**»:

с. 87, рис. 31 , табл. 3

**ТУРБОГВИНТОВИЙ ДВИГУН, СИЛОВА УСТАНОВКА, РОБОЧА ЛОПАТКА, ГАЗОВА ТУРБІНА, СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, АИ-24**

Об'єкт дослідження – турбогвинтовий двигун.

Мета кваліфікаційної роботи – удосконалення системи охолодження лопаток газової турбіни турбогвинтового двигуна з метою можливості збільшення температури газу перед турбіною та, як наслідок, систему охолодження газової турбіни.

Метод проектування – проведення аналізу та вивчення властивостей та структури робочих лопаток для відбору оптимальних методів їх охолодження та розрахунок конструкції охолоджуваної лопатки.

Метод дослідження – експериментальний та теоретичний.

Під час написання кваліфікаційної роботи використовувались програми для математичних розрахунків, такі як Mathcad, і для виконання графічної частини - AutoCAD.

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
Пенні	А	1	НАУ	Документація загальна	1	
				Завдання на дипломний проект		
Пенні	А	2	НАУ	Літак транспортний	1	
				ближньомагістральний		
Пенні	А1	3	НАУ	Охолодження турбіни	1	
Пенні	А1	4	НАУ	Конструкційно-силова	1	
				схема двигуна його		
				масляної системи		
Пенні	А4	5	НАУ	Пояснювальна записка	87	
<b>НАУ</b>						
ЗМН	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		
Виконав		Жук А. А.			ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ	Літ.
Зерівник		Терещенко Ю.				Арк.
Мет. Коотр.						Аркушів
Сав.каф.		Терещенко Ю.				

## Зміст

<b>Вступ</b> .....	2
<b>1. Короткий опис літака, під який проектується двигун</b> .....	3
<b>1.1 Вибір конструкційно-силової схеми</b> .....	6
<b>1.2 Конструкційно-силова схеми двигуна</b> .....	6
<b>1.3 Лопатки конвективного охолодження</b> .....	12
<b>1.4 Лопатки з поздовжнім і змішаним перебігом охолоджуючого повітря</b> .....	13
<b>1.5 Лопатки з поперечним плином охолоджуючого повітря щодо їх профільної частини</b> .....	17
<b>Висновок до частини 1</b> .....	26
<b>2 Розрахунок та розробка систем</b> .....	27
<b>2.1 Перевірочний розрахунок камери згоряння</b> .....	27
<b>2.2 Розрахунок робочої лопатки турбіни на міцність</b> .....	28
<b>2.3 Розрахунок вала турбіни на міцність</b> .....	32
<b>2.4 Визначення критичної частоти обертання вала турбіни</b> .....	38
<b>2.5 Масляна система</b> .....	40
<b>2.6 Застосовувані матеріали, осьові і радіальні зазори</b> .....	49
<b>2.6.1 Вибір матеріалів основних деталей двигуна, що проектується</b> .....	49
<b>2.6.2 Вибір осьових і радіальних зазорів</b> .....	50
<b>Висновок до частини 2</b> .....	52
<b>3 Систем охолодження газової турбіни</b> .....	53
<b>3.1 Аналіз існуючих систем охолодження ступеня газової турбіни</b> .....	53
<b>Висновок до частини 3</b> .....	70
<b>Загальні висновки та рекомендації</b> .....	71
<b>Перелік прийнятих скорочень</b> .....	72
<b>Список літератури</b> .....	76
<b>Додаток</b> .....	77

## Вступ

Потужність будь-якого теплового двигуна визначається температурою робочого тіла. Чим вища температура газу, тим потужніший двигун, тим більша його тяга і вища економічність. Високі температури в камерах згоряння вимагали створення нових технологій і застосування нових матеріалів для конструювання статорних і роторних лопаток газової турбіни, одних з найважливіших елементів двигуна. Ці лопатки повинні витримувати надзвичайно високі температури протягом багатьох годин без втрати механічної міцності, тоді як більшість сталей і сплавів уже плавляться. Особливо це стосується лопаток турбіни, які сприймають потік розпечених газів, нагрітих до температур понад 1600 К. Теоретично температура газу перед турбіною може досягати 2200 К (1927°C). Проблема створення надійно працюючої турбіни з високими аеродинамічними характеристиками в сучасному високотемпературному авіаційному двигуні ускладнюється необхідністю охолодження елементів її проточної частини.

Збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі, температури газу на вході в турбіну та зростання швидкості літальних апаратів вимагають розробки спеціальних заходів для теплового захисту конструкційних елементів від надмірного нагрівання. Без цього практично неможливо забезпечити їхню надійну роботу. При проектуванні проточної частини осьових турбін одним із найскладніших завдань є створення профілю робочих лопаток, особливо охолоджуваних. У процесі формоутворення зовнішнього контуру і внутрішніх каналів таких лопаток необхідно мінімізувати аеродинамічні втрати при максимальній ефективності охолодження, враховуючи особливості технологічного процесу їх виготовлення.

## 1. Короткий опис літака, під який проектується двигун

Найпоширеніший літак на якому встановлюється двигун моделі AI-24 – це Ан-26. ( рисунок 1 ) [1]

Ан-26 (з кодифікації НАТО: Curl — «В'юнкий», у народі — «Настя») — турбогвинтовий військово-транспортний літак. Ан-26 відрізняється високою стійкістю, легкістю керування, простотою техніки пілотування та добрим оглядом з кабіни екіпажу, що робить його доступним для льотчиків середнього рівня вправності. Високі злітно-посадкові якості та прохідність шасі забезпечують літакові невибагливість до злітно-посадкових майданчиків, дозволяючи протягом цілого року застосовувати його на ґрунтових, трав'яних, галькових, піщаних, засніжених та розмоклих аеродромах за відносно невеликими розмірами.

Розробка військово-транспортного літака Ан-26 почалась в АНТК імені Олега Костянтиновича Антонова в 1964 році під керівництвом Віктора Олександровича Гарвардта. На початку 1968 року в виробництво була передана повна технічна документація, після чого провідним конструктором призначено Я. Г. Орлова (квітень 1969 року).

Перший політ Ан-26 здійснив 21 травня 1969 року. Перший привселюдний показ літака відбувся 1969 року на авіасолоні в Ле Бурже. Державні випробовування продовжувались аж до 21 вересня 1970 року. Серійне виробництво було організоване на Київському авіазаводі. 29 серпня 1969 випущено першого серійного Ан-26.

У Аерофлоті літака почали експлуатувати з 1973 року. Виробництво літака тривало до 1986 року. З 1969 по 1986 було випущено 1403 літаки Ан-26. В таблиці 1 наведені основні характеристики літака АН-26.



Основні характеристики літака ( табл. 1 ) :

№	Найменування параметрів	Од. вим.	Величина
	Кількість і тип двигуна		2*AI-24
1	Потужність двигуна	кВт	2*1632
2	Злітна потужність еквівалентно	кВт	2*2072
3	Статична тяга двигуна	Н	8820
4	Тип гвинта		AB-72T
	Масові дані літака		
5	Злітна маса	кг	24000
6	Маса пустого літака	кг	970
7	Максимальне комерційне завантаження	кг	5500
8	Екіпаж	люд.	5
	Геометричні дані літака		
9	Розмах крил	м	29,2
10	Площа крила	м <sup>2</sup>	74,98
11	Довжина літака	м	23,8
12	Висота літака	м	8,575
13	Подовження крила		11,37
14	Навантаження на крило	Па	3140
	Літньо-експлуатаційні характеристики		
15	Крейсерська економічна на висоті Н=5000	км/год	430
16	Робоча висота	мм	6000
17	Злітна дистанція	км	1870
18	Посадкова дистанція	м	770
19	Посадкова швидкість	км/год	195

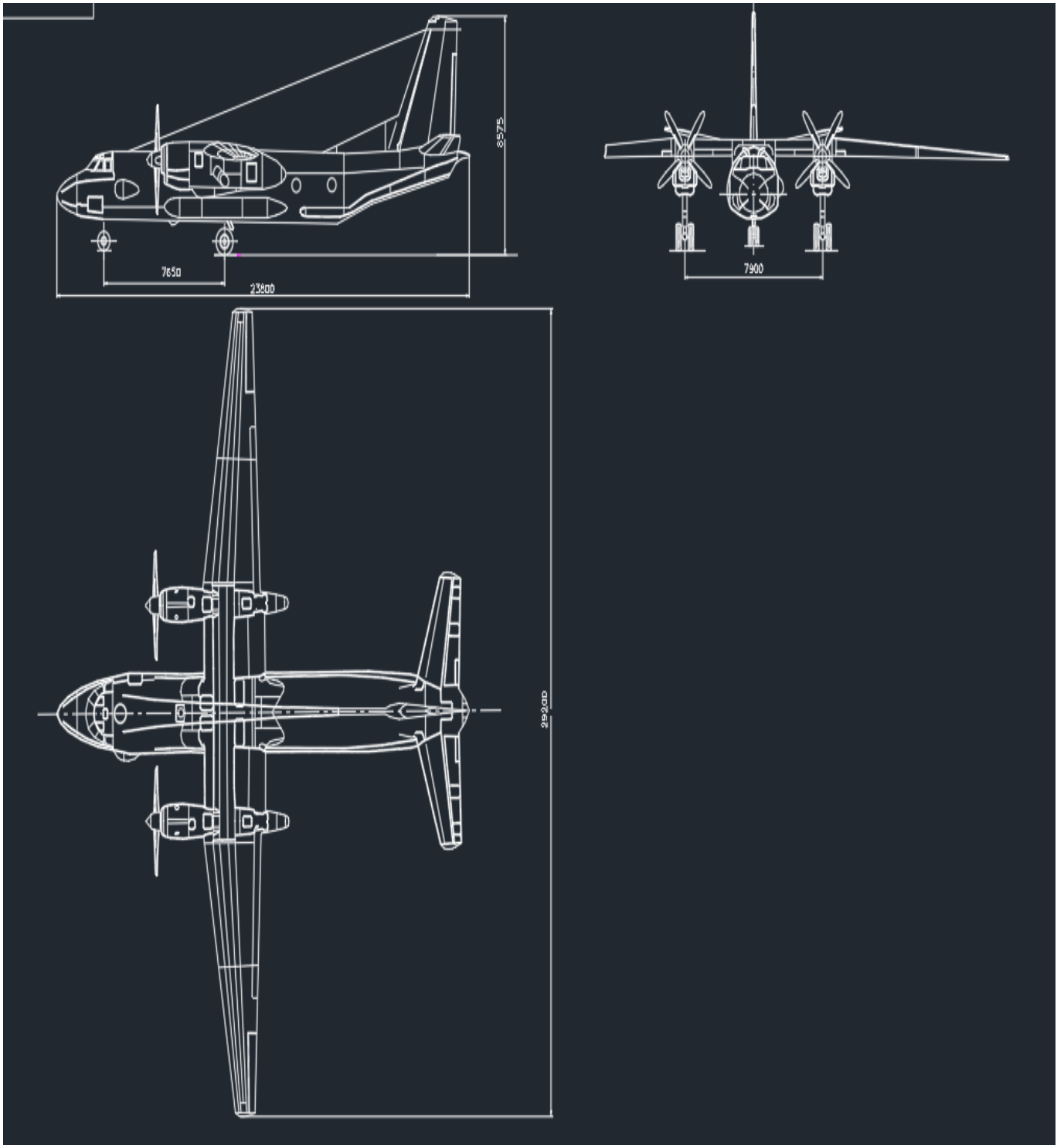


Рисунок 1 – Схема літака Ан-26

## 1.1 Вибір конструкційно-силової схеми

Турбогвинтовий двигун – це тип газотурбінного двигуна, який використовує більшу частину енергії гарячих газів для приводу повітряного гвинта через понижуючий частоту обертання редуктор, і лише невелика частина енергії припадає на вихлоп реактивної тяги. Наявність понижуючого редуктора обумовлено необхідністю перетворення потужності: турбіна – високооборотний агрегат з низьким крутним моментом, в той час як вала повітряного гвинта вимагає відносно малого числа обертів, але високого крутного моменту.

## 1.2 Конструкційно-силова схеми двигуна

Двигун AI-24 (рисунок 2) – одновальний турбогвинтовий авіаційний двигун, що приводиться в рух повітряним гвинтом змінного кроку. [2]

У двигун входять наступні основні вузли:

- осьовий 10-ступінчастий компресор;
- планетарний редуктор;
- триступенева турбіна;
- лобовий картер;
- кільцева камера згоряння;
- нерегульоване реактивне сопло;

**Редуктор** двигуна призначений для передачі надлишкової потужності газової турбіни на повітряний гвинт при найбільш сприятливій частоті обертання для його роботи. Редуктор виконаний по кінематичній схемі замкнутої передачі.

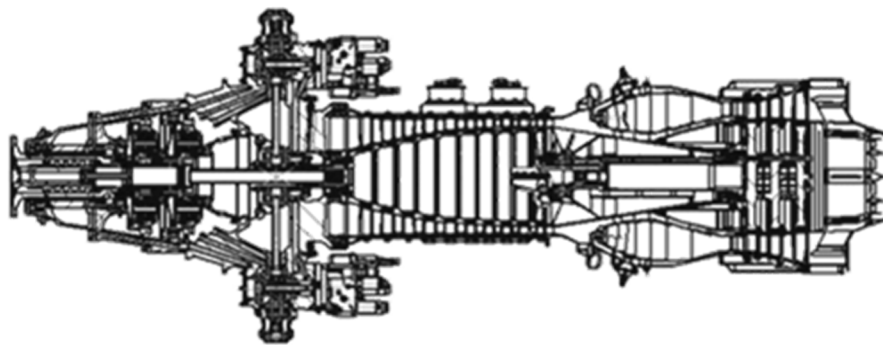


Рисунок 2 – Двигун АІ-24

Редуктор складається з:

- ступені перебору;
- планетарної ступені;
- вала повітряного гвинта і механізму вимірювача крутного моменту змонтованих в картері редуктора.

Редуктор розташований в передній частині двигуна і кріпиться заднім фланцем картера до лобового картера за допомогою шпильок, а спереду має різьбовий фланець для кріплення авіаційного обтічника редуктора і струмоприймача.

Вал гвинта – пустотілий, встановлений в картер редуктора на двох підшипниках. У передній частині вал гвинта має фланець з торцевими шліцами і 16-ма отворами кріплення повітряного гвинта.

На задньому кінці вала гвинта має зовнішній евольвентний паз для з'єднання з матчиною втулки і внутрішній евольвентний паз для з'єднання з валом корпусу сателіта. Привід від ротора двигуна до зубчастого механізму редуктора здійснюється ресорою.

Вимірювач крутного моменту (ВКМ) використовується для визначення гвинтової потужності двигуна при його роботі на землі і в польоті.

Для пристрою ВКМ використано корпус перебору, який згідно кінематичній схемі редуктора, як нерухома ланка, з'єднаний з картером редуктора, передаючи останньому зусилля від крутного моменту.

Датчик автоматичного флюгування повітряного гвинта по негативній тязі – пристрій, який подає команду на автоматичне введення лопатей повітряного гвинта у флюгерне положення при появі негативної тяги на валу повітряного гвинта вище величини налаштування датчика. Командою на введення повітряного гвинта у флюгерне положення є падіння тиску масла в командному каналі, що з'єднує порожнину золотника датчика з регулятором частоти обертання повітряного гвинта. На зовнішній поверхні картера редуктора розміщений електромагнітний клапан перевірки флюгування по негативній тязі і масляний насос системи ВКМ.

**Лобовий картер** встановлений між редуктором і компресором, призначений для розміщення агрегатів двигуна і приводів до них, установки передніх цапф підвіски двигуна на літаку, підшипника передньої опори ротора компресора, вхідного направляючого апарата компресора і кріплення літакового воздухозаборника.

Лобовий картер складається з зовнішнього і внутрішнього конусів, з'єднаних між собою шістьма порожнистими ребрами обтічної форми, що утворюють шість каналів, по яких повітря прямує в компресор. В кінці повітряного тракту лобового картера встановлено вхідний направляючий апарат компресора (ВНА).

У центральній частині внутрішнього конуса картера змонтований роликпідшипник, являє собою передньою опорою ротора компресора, і вузол центрального приводу для передачі потужності до всіх агрегатів. На зовнішній поверхні лобового картера розташовані: відцентровий суфлер, регулятор частоти обертання повітряного гвинта, два стартера-генератора, головний масляний насос, масляний насос підживлення, повітрявідділювач, масляний насос відкачки масла від заднього підшипника компресора і підшипника турбіни; генератор змінного струму, сигналізатор обмерзання, датчик автоматичного флюгування по крутному моменту.

**Компресор** – осьовий, 10-ступінчастий, служить для стиску і подачі повітря в камеру згоряння, складається з двох основних вузлів – ротор з робочими лопатками і корпус зі спрямляючими апаратами і робочими кільцями.

Ротор барабанно-дискової конструкції, складається з 10 окремих дисків, які кріплять робочі лопатки до голівки і заднього валу, який є задньою опорою ротора компресора. Диски з'єднані між собою послідовно. Диск першої ступені ротора має порожнистий хвостовик, який є передньою опорою ротора компресора.

Корпус компресора звареної конструкції, з роз'ємом по горизонтальній площині, має фланці на торцях і в площині роз'єму. Ресивер з фланцем для установки перепускного клапана приварений до зовнішньої поверхні корпусу. На внутрішній поверхні кожної половини приварено по 15 півкілець, які створюють жорсткість корпусу і службовців для центрування спрямляючих апаратів і робочих кілець. Спрямляючі апарати роз'ємні, кожна половина спрямляючого апарату прикріплена до половин корпусу трьома болтами.

Між спрямляючими апаратами встановлені робочі кільця, які зафіксовані в окружному напрямку косинцями, привареними до зовнішньої поверхні кілець. Кожен диск ротора з робочими лопатками і наступним за ним спрямляються апаратом, що становить щабель компресора.

**Вузол камери згоряння** містить у собі: корпус камери згоряння з заднім кожухом, камеру згоряння, робочі паливні форсунки, запалювачі, паливний колектор та інше.

У вузлі камери згоряння здійснюється підведення тепла до стиснутого в компресорі повітря шляхом спалювання палива в жаровій частині камери.

Одночасно вузол камери згоряння є силовим вузлом, що сприймає сили і моменти, що розвиваються в камері згоряння і турбіні двигуна.

Корпус камери згоряння – звареної конструкції, виконаний з листової жаростійкої сталі, є силовим вузлом двигуна й одночасно служить кожухом камери згоряння.

Корпус складається з переднього зовнішнього кожуха і внутрішньої порожньої конічної балки, заднього зовнішнього кожуха і направляючого кожуха.

Внутрішня конічна балка і передня частина зовнішнього кожуха з'єднуються між собою десятьма увареними порожніми обтічної форми ребрами.

У передній частині конічної балки монтується вузол шарикопідшипника з лабіринтовим ущільненням, що є задньою опорою ротора компресора; у задній її частині встановлюється вузол роликового підшипника з лабіринтовим ущільненням, що є опорою ротора турбіни. Переднім фланцем кожуха корпус камери згоряння кріпиться до корпусу компресора; до заднього його фланця кріпляться соплові апарати турбіни. У порожнині корпусу камери згоряння, утвореної стінками зовнішнього кожуха і конічної балки, розміщується камера згоряння.

**Камера згоряння** – кільцевого типу; у ній відбувається згоряння безперервне палива, що впорскується через форсунки, і забезпечується задана температура газів на вході в турбіну.

Камера згоряння фіксується в передній частині корпусу вісьма штифтами, а задніми стінками опирається на стінки першого соплового апарату турбіни.

**Турбіна** – реактивна, осьова тріступінчаста, призначена для перетворення теплової енергії гарячих газів у механічну роботу обертання ротора двигуна. Турбіна складається з ротора і трьох соплових апаратів. Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала турбіни і трьох робочих коліс з'єднаних між собою шпильками.

Вал турбіни обертається на роликовому підшипнику, встановленому в конічній балці корпусу камери згоряння, і своїм шліцьовим кінцем з'єднується з валом ротора компресора. Лопатки робочих коліс турбіни виконані з бандажними полками на периферії і встановлені попарно в пазах диска. Лопатки соплових апаратів набирають і кріплять в кільцевих пазах загального корпусу турбіни.

**Ротор двигуна** складається з ротора компресора і ротора турбіни, з'єднаних між собою шлицями і стягнутих спеціальним болтом. Ротор двигуна встановлений на трьох підшипниках кочення: передньому, роликовому,

підшипнику компресора, задньому, кульковому, підшипнику компресора і роликовому підшипнику турбіни.

Роликові підшипники сприймають радіальні навантаження. Крім радіального навантаження, кульковий підшипник також сприймає осьове навантаження, що діє на ротор, рівну різниці осьових сил компресора і турбіни

Коли двигун працює в земних умовах осьова сила, що сприймається підшипником, має максимальне значення і направлено вперед до компресора.

**Реактивне сопло** – нерегульоване, складається із зовнішнього і внутрішнього кожухів, з'єднаних між собою п'ятьма радіально розташованими порожніми обтічної форми стійками.

До внутрішнього кожуха кріпиться болтами стікач, до зовнішнього кожуха - газовідвідна труба. Канал реактивного сопла разом зі стікачами і каналом газовідвідної труби утворює вихідну частину газового тракту двигуна. На зовнішньому кожусі між стійками реактивного сопла встановлені патрубки відведення повітря з системи суфлювання двигуна.

Одним із шляхів поліпшення основних даних турбогвинтових двигунів (ТГВД) – збільшення питомої потужності, зменшення питомої витрати палива і питомої ваги – є підвищення температури газу перед турбіною, що у великій мірі обмежується міцністю соплових і робочих лопаток [3]. Збільшення запасів міцності або неможливо, або призведе до обваження двигуна і знизить вигоди, від підвищення температури газу. Рішення – охолодження лопаток, завдяки чому забезпечується надійність їх роботи при високих температурах.

В охолоджуваних повітрях робочих лопатках турбін зниження їх температури щодо температури омиваючого їх газу відбувається за допомогою внутрішнього конвективного, конвективно-плівкового або проникаючого (пористого) охолодження.

При конвективно-плівковому охолодженні повітря видувається через спеціально виконані прорізи (щілини) або отвори в стінці лопатки, створюючи захисний шар між газом і поверхнею лопатки. Шар повітря, що охолоджує, огинаючи деяку ділянку профілю лопатки, по шляху розмивається газом, тому



ряди подібних прорізів або отворів, через які вводяться нові порції холодного повітря, розташовують в тих місцях профілів, де плівка ще не розмита.

Так як тиск газу, що обтікає лопатки, розподіляється неоднаково по обводу профілю, то для необхідного розподілу охолоджуючого повітря по поверхні лопатки створюють відокремлені один від одного порожнини, через які підводять повітря до різних ділянок профілю.

З метою економії витрати повітря високого тиску на охолодження лопаток в порожнину, що примикає до вихідної кромки, іноді подають повітря, що відбирається із проміжного ступеня компресора.

### **1.3 Лопатки конвективного охолодження**

В лопатках конвективного охолодження повітря підводиться через кореневу частину і розтікається по внутрішнім каналам в різних напрямках, щоб ефективно охолоджувати всю поверхню лопатки [4]. Цей процес включає кілька основних етапів:

а) Введення повітря через корінь лопатки: Повітря під високим тиском подається через кореневу частину лопатки. Це місце входу повітря забезпечує стабільний і рівномірний потік для подальшого розподілу.

б) Розподіл повітря по внутрішнім каналам: Після входу повітря розтікається по внутрішнім каналам лопатки. Внутрішні канали можуть бути розташовані в різних напрямках, забезпечуючи охолодження всієї лопатки. Такі канали можуть мати різну форму та розміри, залежно від конструкції лопатки і вимог до охолодження.

в) Вихід повітря через отвори на поверхні лопатки: Після проходження через внутрішні канали повітря виходить через маленькі отвори (форсунки) на поверхні лопатки. Це дозволяє створити тонкий шар охолоджуючого повітря на поверхні лопатки, який запобігає її перегріванню.

г) Забезпечення рівномірного охолодження: Така система дозволяє забезпечити рівномірне охолодження по всій довжині і ширині лопатки,

зменшуючи ризик локальних перегрівів і збільшуючи довговічність та ефективність роботи лопаток.

#### **1.4 Лопатки з поздовжнім і змішаним перебігом охолоджуючого повітря**

У цих лопаток (рисунок 3) внутрішня порожнина пересічена циліндричними перемичками (штирями), які з'єднують спинку та увігнуту поверхню профільної частини лопатки, або різними переривчастими та похилими перегородками, що спрямовують повітря не лише в радіальному напрямку, або комбінацією обох варіантів.

Турбулізатори такого типу, які використовуються для посилення теплообміну між охолоджуючим повітрям і внутрішньою стінкою лопатки, не є несучими елементами конструкції. Навпаки, вони створюють додаткове навантаження на замкове з'єднання та лопатку (особливо її прикореневі перетини), збільшуючи напруги від дії відцентрових сил. Тому введення різних турбулізаторів у внутрішню порожнину лопатки виправдане лише тоді, коли збільшені напруги компенсуються зниженням температури лопатки завдяки турбулізації настільки, що запас міцності зростає.

Штирі, розташовані в два, а іноді й у три ряди в шаховому порядку в вузьких каналах, наприклад, на вихідній кромці, часто зменшують площу теплообміну з боку повітря. Це відбувається, коли їхній діаметр перевищує подвійну ширину щілини, через яку вони проходять, навіть якщо передбачається, що вся поверхня штирів бере однакову участь у теплообміні.

Поперечні перегородки та штирі значно збільшують гідравлічний опір внутрішніх каналів. В умовах обмеженого перепаду тиску в газотурбінному двигуні це може виявитися недостатнім для забезпечення необхідного потоку повітря для охолодження лопатки

Крім того, гідравлічний опір внутрішніх каналів охолодження, якщо не зменшити його, може перешкоджати введенню попередньої закрутки охолоджуючого повітря в напрямку обертання диска турбіни. Це унеможливило

використання частини перепаду тиску в підкручуючій решітці для зниження температури охолоджуючого повітря, що, у свою чергу, зменшує його витрату на охолодження робочих лопаток.

Найбільш прості (за схемою течії охолоджуючого повітря) лопатки з радіальним плином в зв'язку з необхідністю розміщення більшої кількості каналів, неминуче мають більш потовщені профілі і, отже, збільшені газодинамічні втрати в решітці лопатки. Незважаючи на це, інтенсивність охолодження кромки таких лопаток все ж низька і нерівномірність температури за профілем велика ( рисунок 4 а).

Перший недолік в значній мірі усувається введенням отворів невеликого діаметра (перфорації), що з'єднують поверхню лопатки внутрішні канали, прилеглі до кромки, як це показано на рисунку 4 б і в.

Завдяки цим отворах збільшується площа охолодження, і повітря, яке виходить через них, додатково охолоджує кромки та прилеглі ділянки лопатки, створюючи повітряну завісу.

Однак такі отвори є концентраторами напруження і, незважаючи на різні технологічні заходи, такі як гідрополірування, вони все ж знижують міцність лопаток на втому.

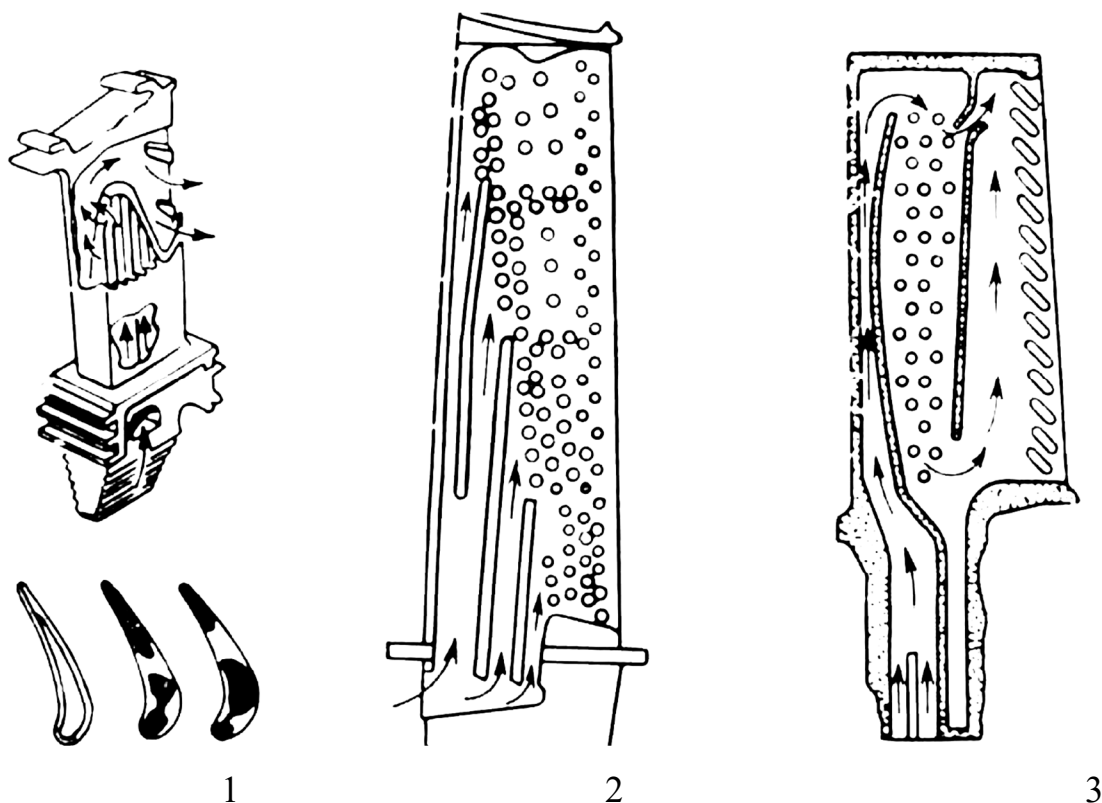


Рисунок 3 – Робочі лопатки зі змішаною течією охолоджуючого повітря:  
1– перша ступінь турбіни; 2 і 3 – друга ступінь турбіни.

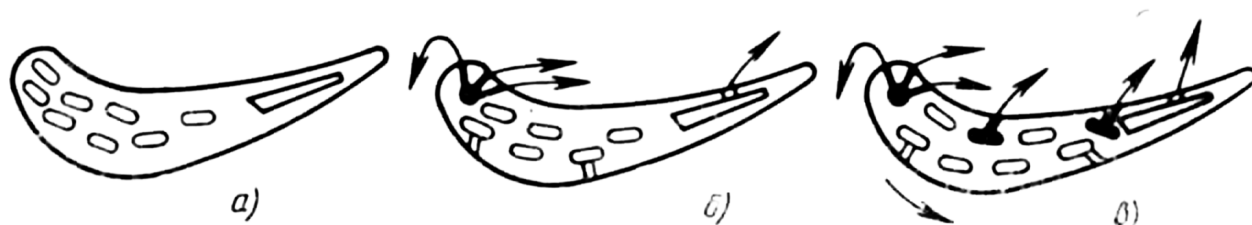


Рисунок 4 – Приклад доводки робочих лопаток ( $\Delta T$  – різниця між максимальним та мінімальним значенням температури в перерізі лопаток;  $\Delta T_1$  – сталі режими,  $\Delta T_2$  – перехідні режими): а –  $\Delta T_1=490$  К,  $\Delta T_2=600$  К; б –  $\Delta T_1=320$  К,  $\Delta T_2=400$  К; в –  $\Delta T_1=250$  К,  $\Delta T_2=300$  К.

Запровадження перфорації не вирішує другого недоліку – температурний градієнт у лопатці залишається великим (рисунок 4), що створює в ній додаткові напруги, які досягають значних значень під час перехідних режимів роботи двигуна.

Зарубіжний досвід показує, що необхідно збільшувати час прийомистості (перехід з мінімальних обертів на максимальні), щоб знизити виникаючі при цьому температурні напруги в лопатках і продовжити час їх безвідмовної роботи.

Вплив цих додаткових напруг є короткочасним, проте викликані ними пошкодження лопатки, поступово накопичуючись, призводять до її руйнування..

У таких випадках кажуть, що причиною руйнування лопатки є малоциклова втома.

Руйнування лопаток від малоциклової втоми настає на деякому етапі експлуатації.

Малоциклову втому визначають переважно амплітуда напружень у кожному циклі та кількість циклів. Циклом вважається період роботи двигуна, який охоплює перехід з режиму малого газу до повної потужності і назад. Розмах напружень залежить від температурних градієнтів у нестабільних теплових режимах лопаток, які, за інших рівних умов, будуть прямо пропорційні питомій щільності теплових потоків.

Кромки лопаток більш чутливі до змін температури, ніж середня частина профілю. Тому під час запуску двигуна і виходу його на стабільний режим вони нагріваються швидше, а при знятті навантаження або зупинці швидше охолоджуються, створюючи в тілі лопатки змінні температурні градієнти, а отже, і змінні додаткові напруження.

Це підтверджує необхідність зменшення в лопатках значних температурних градієнтів, спричинених високими локальними інтенсивностями охолодження, та впровадження методів охолодження, які забезпечують мінімальні температурні градієнти разом із мінімальними аеродинамічними втратами в турбіні. Це важливо, оскільки збільшення складності та вартості турбін при підвищенні температури газу не виправдане, якщо при цьому знижується коефіцієнт корисної дії (ККД) турбіни.

## **1.5 Лопатки з поперечним плином охолоджуючого повітря щодо їх профільної частини**

Типовою конструкцією лопаток із поперечним потоком охолоджуючого повітря щодо їх профільної частини є лопатки з внутрішнім дефлектором. Вони значною мірою позбавлені недоліків, характерних для лопаток із поздовжнім і змішаним потоком охолоджуючого повітря.

Порівняно з ними, лопатки з внутрішнім дефлектором мають суттєві переваги у теплових, газодинамічних, міцнісних і масових характеристиках, а також у технологічних особливостях.

Ці переваги полягають в тому, що конструкція охолоджувальної лопатки зі вставним дефлектором дозволяє:

- максимально наблизити розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по обводу профілю з боку повітря і газу, забезпечуючи рівномірну температуру по перетину лопатки та усуваючи виникнення додаткових напружень, особливо в перехідних режимах роботи турбіни.;
- здійснювати диференційоване охолодження ділянок профілю та пера лопатки по її довжині, що в поєднанні з розвантаженням відцентрових сил згинальних напружень і радіальним розподілом температури газу забезпечує необхідні запаси міцності на всіх ділянках лопатки, які мало відрізняються між собою.;
- У процесі доведення збільшувати глибину охолодження (якщо в цьому виникає потреба) шляхом збільшення витрати охолоджуючого повітря за допомогою невеликих доробок, наприклад: збільшення щілини у вихідній кромці, збільшення поверхні теплообміну на повітряній стороні, введення додаткових турбулізаторів охолоджуючого повітря (ребра, перемички, виступи).
- використовувати дефлектор як демпфер, що запобігає резонансним коливанням робочої лопатки.

Форма перемичок вибирається такою, щоб забезпечити інтенсивне охолодження без значного збільшення гідравлічного опору щілин на вихідній кромці.

Товщина перемичок відповідає товщині стінки лопатки, що дозволяє зменшити концентрацію напружень у місцях їх з'єднання з тілом лопатки. Розпрямлення ділянок перемичок на виході дозволяє знизити гідравлічні втрати при змішуванні потоків повітря з газом за лопатками. Як показано на рисунку 5, у соплових і робочих лопаток перемички мають різну вигнутість.

У соплових лопаток перемички спрямовують потік холодного повітря до зовнішнього діаметру турбіни, а у робочих – до внутрішнього. Це створює вимушений потік повітря, який у першому випадку рухається в напрямку, протилежному розподілу статичного тиску в газовому потоці на виході з соплових лопаток, що значною мірою усуває перетікання повітря в область низького тиску, тобто від периферійних ділянок лопатки до кореневих. У другому випадку повітря рухається в напрямку, протилежному дії відцентрових сил, що виникають при обертанні лопатки. Це, разом із переривчастими виступами, посилює турбулізацію повітря, яке протікає через вузькі щілини на вихідній кромці ( $l/d = 10 \dots 20$ ), попередньо нагріваючись від зіткнення зі стінками на попередніх ділянках лопатки.

Застосування таких вигнутих перемичок у поєднанні з переривчастими поздовжніми виступами на внутрішніх поверхнях (увігнутою і опуклою) профілю лопатки збільшує інтенсивність охолодження на вихідній кромці приблизно на 20%. Внесені конструктивні зміни, що сприяють інтенсифікації охолодження лопаток, дещо ускладнюють ливарну оснастку.

Однак, як показує практика, ці зміни не створюють значних труднощів у процесі прецизійного лиття лопаток і практично не впливають на вартість їх виготовлення. Ефект охолодження від впровадження цих змін досить суттєвий, що підтверджується випробуваннями на пакетних установках і в натурних умовах на турбіні.

Отримані в цих випробуваннях інтенсивності охолодження окремих ділянок профілю лопатки показують, що при відносній витраті охолоджуючого повітря ( $G_{\text{п}} = 2,5 \dots 3\%$  і його температурі  $750 \dots 850 \text{ К}$ ) досягається зниження температури лопатки по відношенню до температури натікаючого на нього газу на  $350 \dots 500 \text{ К}$ .

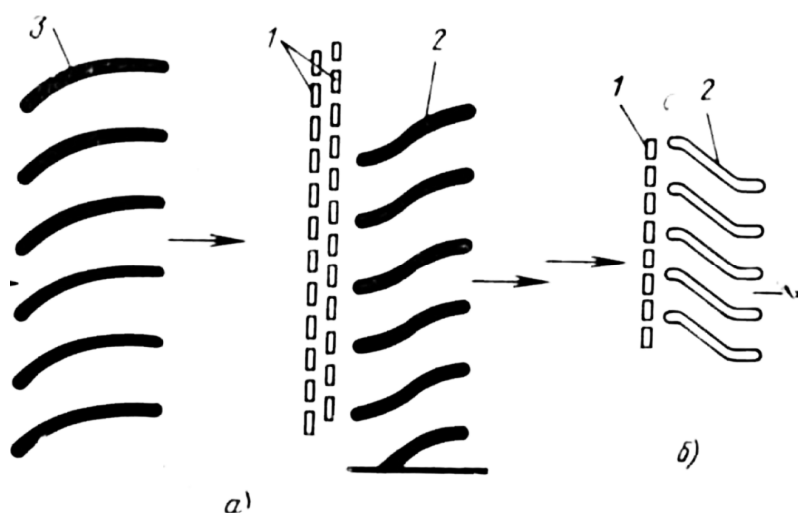


Рисунок 5 – Вигнуті перемички і турбулізатори у внутрішньому каналі вихідної кромки лопаток (а – соплової; б – робочої).

На рисунку 6 представлені графіки, що характеризують ефективність охолодження тільки трьох варіантів випробуваних лопаток.

Перший варіант (1) передбачає лопатки з радіальними внутрішніми каналами малого діаметра, розташованими на поверхні профільної частини, за винятком одного каналу овальної перетину, що прилягає до вихідної кромки. Охолоджуюче повітря, яке подається в цей канал через замкову частину лопатки, виходить через отвори у вихідній кромці, розташовані з інтервалом у два діаметри.

Другий варіант (2) передбачає лопатки з турбулізаторами у внутрішній порожнині у вигляді циліндричних перемичок (шпирі з'єднують спинку і увігнуту поверхню пера лопатки, забезпечуючи потік охолоджуючого повітря тільки в радіальному напрямку).



Третій варіант (3) передбачає лопатки дефлекторного типу зі струменевим охолодженням вхідної кромки, з шаховим розташуванням двох рядів штирів у вихідній кромці і випуском всього охолоджуючого повітря через отвори з інтервалом у два діаметри, розташовані на увігнутій частині профілю поблизу вихідної кромки.

Найкращу ефективність охолодження та найбільш рівномірну температуру в поперечному перерізі лопатки при сталому тепловому режимі забезпечує третій варіант. У лопатках другого варіанту, при температурі газу 1400 К, охолоджуючого повітря 600 К і відносній витраті 2%, температура на середній ділянці профілю відрізняється від температури вихідної кромки на 120 К.

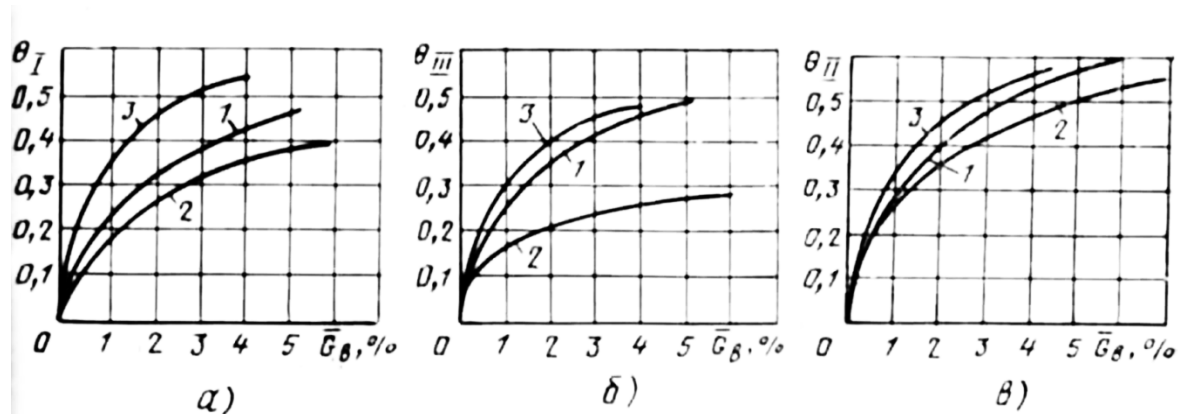


Рисунок 6 – Ефективність охолодження в середньому перерізі по довжині лопатки: а – вхідна кромка; б – вихідна кромка; в – середня для всього перерізу.

На рисунку 7 показані охолоджувані лопатки з внутрішнім дефлектором і елементи їх конструкції. Як видно з цього малюнка, на внутрішній поверхні серединного ділянки профілю соплової лопатки є поперечні ребра, що збільшують поверхні охолодження, а на робочій лопатці вони відсутні.

Пояснюється це тим, що досягається зменшення температури лопатки завдяки введенню поперечних ребер, технологічно реалізується геометрією при відносній витраті охолоджуючого повітря близько 2,5% і жароміцних властивостях матеріалу, з якого вона виготовлена, не компенсує ними додаткові напруги розтягнення і мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності у

відповідному перерізі по висоті робочої лопатки залишається незмінним. Іншими словами, ускладнення конструкції лопатки і технології виготовлення не виправдовується досягається ефектом охолодження, який стосовно соплової лопатці показаний на рисунку 8.

Слід зауважити, що введення розвиненою перфорації дефлектора, істотно підвищуючи інтенсивність охолодження серединного ділянки профілю і, в значній мірі, вихідний кромки, зменшує її на вхідний кромці.

Тому, щоб не погіршувати охолодження вхідної крайки, довелося зменшити перфорацію дефлектора і звести одержуваний від її введення.

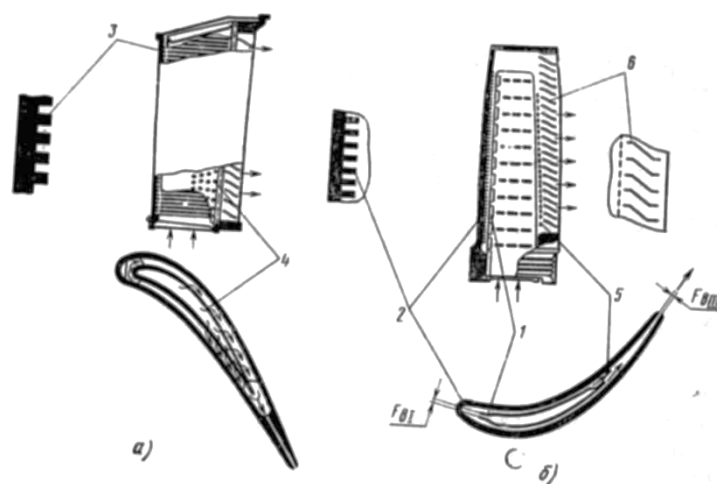


Рисунок 7 – Конструктивна схема охолоджуваних лопаток (а – соплової; б – робочої) з внутрішнім дефлектором:

1 - щілини підведення повітря в дефлектори; 2 - ребра вхідної крайки; 3- внутрішні ребра серединного ділянки профілю; 4 - отвори в дефлектори (перфорація); 5 - поздовжні переривчасті ребра (турбулізатори); 6 – перемички.

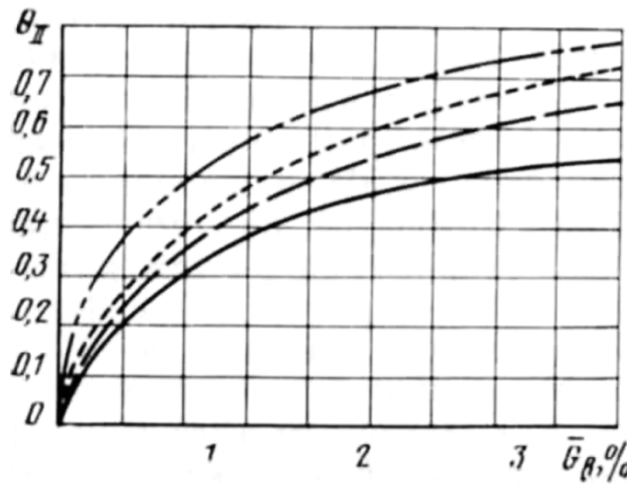


Рисунок 8 – Інтенсивність охолодження середньої ділянки профілю соплової лопатки з внутрішнім дефлектором:

———— без оребрення з внутрішньої поверхні, дефлектор з штампуваннями (за розрахунковими даними підтвердженими попередніми експериментами); - - - - - внутрішня поверхня лопатки обрєбрана, дефлектор гладкий;

- . - . - . - . - внутрішня поверхня оребрсенная, ..... часткова перфорація дефлектора.

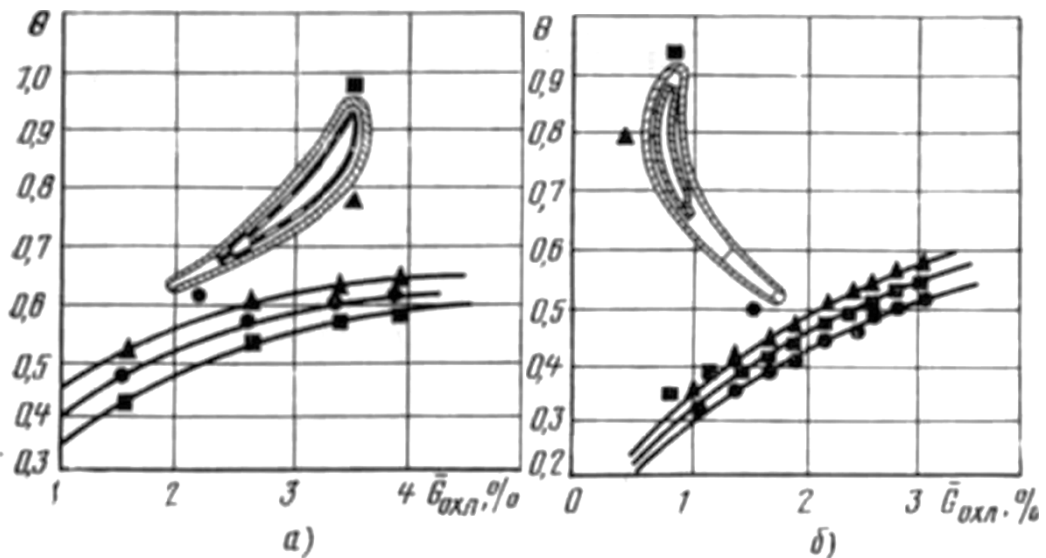


Рисунок 9 – Інтенсивність охолодження лопаток зі вставним дефлектором на середньому по висоті пера перерізі: а - соплова лопатка; б - робоча лопатка.

Порівняння даних, отриманих у ході експериментального дослідження натурної ступені турбіни, на диску якої по черзі встановлювалися лопатки з випуском повітря в радіальний зазор і лопатки зі струменевим охолодженням вхідної кромки (з вузьким внутрішнім дефлектором) та випуском повітря через задньокромочну щілину, показало, що інтенсивність охолодження у лопаток з дефлектором більша на 20-35% (залежно від ділянки лопатки), а максимальний градієнт температури в середньому перерізі по висоті лопатки, де проводилися вимірювання, на 50% менший.

Характеристики інтенсивності охолодження лопаток з внутрішнім дефлектором, отримані при термометрії натурних лопаток, показані на рисунку 9. Незважаючи на зазначені переваги, лопатки з внутрішнім дефлектором мають і недоліки. Обмежені розміри отвору в замку лопатки, через який зазвичай вставляється дефлектор, часто не дозволяють надати йому оптимальну форму, а наявність закрутки лопатки збільшує цей недолік.

Другим недоліком лопаток зі вставним дефлектором є знос дефлектора в місцях його прилягання до внутрішньої поверхні лопатки при тривалій експлуатації двигуна.

Деяким недоліком дефлекторної лопатки є також і те, що дефлектор, будучи закріпленим в замковій частині робочої лопатки, повинен мати за умовами міцності, як правило, змінну товщину стінки, зменшуватись від кореня до периферії.

Ці недоліки можуть бути значною мірою усунені, якщо вводити дефлектор всередину лопатки через її периферійний торець

Розташування дефлектора фіксується у двох перетинах: кореневому і периферійному, які мають спеціальні ділянки, що виступають над внутрішньою поверхнею лопатки, виконані строго за профілем дефлектора.

Величина цього виступу визначається зазором між дефлектором і лопаткою, необхідним для пропуску охолоджуючого повітря.

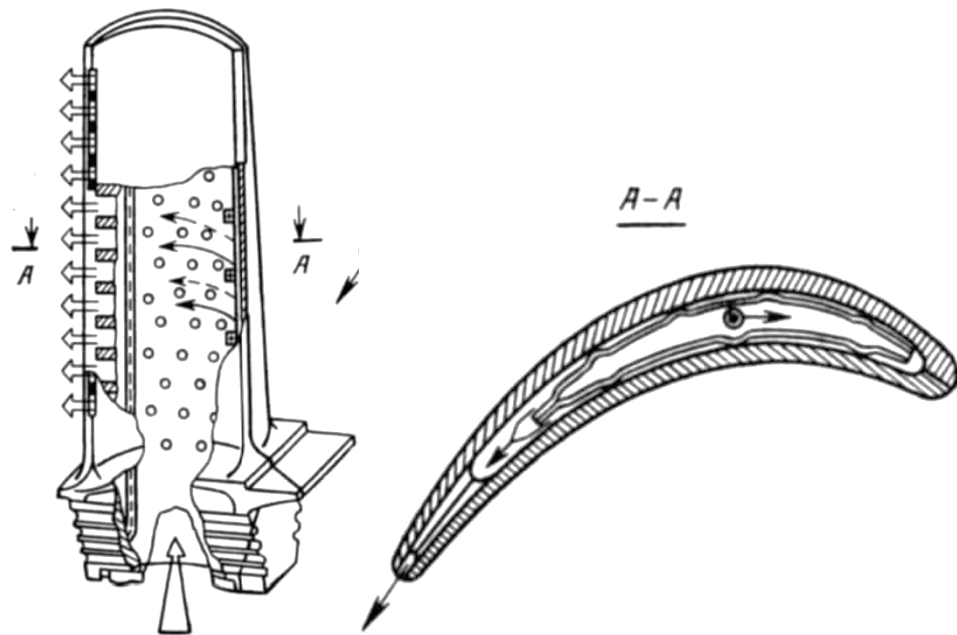


Рисунок 10 – Конструктивна схема звареної з двох частин лопатки з дефлектором.

Схему з поперечним потоком охолоджувача та його випуском через вихідну кромку найдоцільніше реалізувати в лопатці, що складається з двох частин, з'єднаних пайкою або зварюванням (рисунок 10).

У такій лопатці практично немає обмежень щодо форми та розташування дефлектора, що забезпечує його надійну фіксацію.

Це досягається тим, що в складовій лопатці дефлектор кріпиться у двох місцях: до верхнього торця та, як зазвичай, у замковій частині лопатки. Кріплення дефлектора до верхнього торця лопатки може здійснюватися пайкою або до внутрішньої поверхні, або між з'єднуваними частинами лопатки, як показано на рисунку 11.

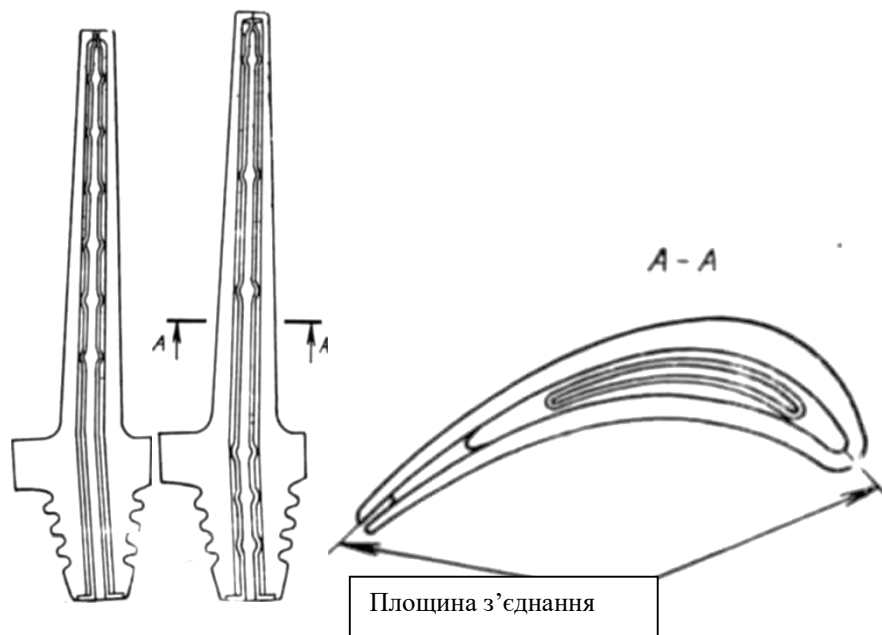


Рисунок 11 – Розташування дефлектора всередині лопатки, звареної з двох частин.

Охолоджувана лопатка складовою конструкції дасть можливість:

- виготовляти стінки з високою точністю та надійно контролювати їх розміри;
- створювати охолоджені лопатки з високою газодинамічною якістю, головним чином, завдяки малій відносній товщині профілю і особливо малій товщині вихідної крайки.
- спростити технологію лиття, оскільки відпадає необхідність у виготовленні ливарних стрижнів і їх подальшому видаленні з каналів складної форми та невеликих розмірів;
- поліпшити інтенсивність теплообміну завдяки стабільності форми та розмірів внутрішніх каналів, організації струменевого охолодження вхідної крайки при оптимальній відстані між нею і щільною оболонці.

Така лопатка дозволяє контролювати якість лиття зовнішньої і внутрішньої поверхні без необхідності перевірки розмірів зовнішніх контурів після лиття, також досягати високої точності розмірів профілю остаточно виготовленої лопатки завдяки термофіксації в процесі з'єднання частин лопатки.

## **Висновок до частини 1**

Охолодження є необхідним і дорогим заходом, який, крім конструкційних ускладнень, завжди вимагає витрат енергії для свого функціонування. Тому застосування охолодження можна вважати ефективним лише тоді, коли вигаши від підвищення температури газу значно перевищує додаткові енергетичні витрати в порівнянні з неохолоджуваним низькотемпературним варіантом.

Доведено, що ефективність охолоджуючих каналів зростає зі збільшенням відношення їх теплообмінної поверхні до живого перетину та зменшенням числа  $Re_{cb}$ . Відомі заходи, такі як встановлення ребер на внутрішній поверхні або окремих її елементах, використання великої кількості отворів малого поперечного перерізу, застосування різних вставок і "тісних" дефлекторів, сприяють підвищенню ефективності охолодження. Це покращує охолодження вхідних і вихідних крайок, зменшує гідравлічний опір внутрішнього каналу на ділянці вихідної кромки, знижує втрати на змішування охолоджуючого повітря з газовим потоком на виході з лопатки, а також підвищує термодинамічний потенціал циклу за рахунок збільшення початкової температури робочого газу

## 2. Розрахунок та розробка систем

### 2.1 Перевірочний розрахунок камери згоряння

Досконалість камери згоряння (КЗ), тобто її габарити та питому масу, визначаємо по її питомій теплонапруженості. [5]

Розрахункова формула має вигляд:

$$Q_v = \frac{\eta_{\Gamma} \cdot G_{\Gamma} \cdot H_u}{V_{жс} \cdot P_k^*} \quad (2.2.1)$$

де  $\eta_{\Gamma}$  – коефіцієнт повноти згоряння палива;

$G_{\Gamma}$  – витрата палива, кг/год;

$H_u$  – нижча теплотворна здатність палива, Дж/кг;

$V_{жс}$  – об'єм жарової труби,  $m^3$ ;

$P_k^*$  – повний тиск повітря на виході з компресора, Па.

Рекомендована теплонапруженість для ГТД великого ресурсу знаходиться у межах  $(1.2 \dots 6.5) \cdot 10^6$  Дж/( $m^3 \cdot ч \cdot Па$ ). Для визначення об'єму жарової труби розіб'ємо її на дві трапеції та один прямокутник.

Знаходимо об'єм жарової труби:

$$V_{жс} = 0.01 m^3 \quad (2.2.2)$$

Визначаємо питому теплонапруженість:

$$Q_v = \frac{40 \cdot 10^6 \cdot 10703}{0.01 \cdot 0.99 \cdot 10^6} \quad (2.2.3)$$

$$Q_v = 3.94 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{m^3 \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}$$

Дане значення питомої теплонапруженості свідчить про досконалість спроектованої КЗ.



## 2.2 Розрахунок робочої лопатки турбіни на міцність

Порядок розрахунку на міцність РЛ ТВТ

Моменти інерції  $J_\xi$  і  $J_\eta$  перерізу відносно головних центральних осей  $\xi$  і  $\eta$  визначаємо:

$$J_\xi = 0.041 \cdot b \cdot c_{\max} (c_{\max}^2 + f^2) \quad (2.3.1)$$

$$J_\xi = 0.041 \cdot 0.092 \cdot 0.023 (0.023^2 + 0.0025^2) = 4.643 \cdot 10^{-8}$$

$$J_\eta = 0.038 \cdot b^3 \cdot c_{\max} \quad (2.3.2)$$

$$J_\eta = 0.038 \cdot 0.092^3 \cdot 0.023 = 6.805 \cdot 10^{-7}$$

де:  $b$  – хорда профіля;

$c_{\max}$  – максимальна товщина профіля;

$f$  – максимальний прогин середньої лінії профіля.

Визначення напружень розтягування центробіжними силами у корневому перерізі лопатки.

1. Напруження розтягання у корневому перерізі від центробіжних сил обертання маси пера лопатки [МПа]:

$$\sigma_p = 4\rho_{\text{л}} u_{\text{ср.т}}^2 \frac{h}{D_{\text{лг}} + d_{\text{лг}}} \left[ 1 - \frac{2(1-\bar{F})}{(1+m)(2+m)} \left( 1 + \frac{mD_{\text{лг}}}{D_{\text{лг}} + d_{\text{лг}}} \right) \right] \quad (2.3.3)$$

$$\sigma_p = 4 \cdot 8200 \cdot 315^2 \cdot \frac{0.09}{0.3339 + 0.2554} \left[ 1 - \frac{2 \cdot (1 - 0.97)}{(1 + 0.55)(2 + 0.55)} \left( 1 + \frac{0.55 \cdot 0.3339}{0.3339 + 0.2554} \right) \right] = 492.6$$

де  $\rho_{\text{л}} = 8.2 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;

$m = 0.55$  (показник ступеня зміни площі перерізу лопатки по висоті).

2. Маса бандажної полки [кг]:

$$M_{\Pi} = \frac{\pi(D_{1r} + D_{2r}) \cdot 0,8l \cdot 0,002\rho_{\Pi}}{2z} \quad (2.3.4)$$

$$M_{\Pi} = \frac{3.14(0.3339 + 0.4368) \cdot 0.8 \cdot 0.085 \cdot 0.002 \cdot 8200}{2 \cdot 15} = 0.09$$

3. Діаметр центра тяжіння бандажної полки [м]:

$$D_{\text{цт.бн}} = \frac{D_{1z} + D_{2z}}{2} + 0.002 \quad (2.3.5)$$

$$D_{\text{цт.бн}} = \frac{0.3339 + 0.4368}{2} + 0.002 = 0.38735$$

4. Центробіжна сила обертання маси бандажної полки [Н]:

$$P_{\text{об.бн}} = M_{\Pi} \left( \frac{\pi \cdot n_{\text{см}}}{30} \right)^2 \cdot D_{\text{цт.бн}} \quad (2.3.6)$$

$$P_{\text{об.бн}} = 0.09 \cdot \left( \frac{3.14 \cdot 20424.5}{30} \right)^2 \cdot 0.38735 = 80352.8$$

5. Площа корневого перерізу РЛ [м<sup>2</sup>]:

$$F_{BT} \approx 0,7 \cdot b \cdot c_{\text{max}} \quad (2.3.7)$$

$$F_{BT} \approx 0.7 \cdot 0.092 \cdot 0.023 = 0.001481$$

6. Напруження розтягання у корневому перерізі РЛ [МПа]:

$$\sigma_{p\Sigma} = \frac{[(\sigma_p \cdot F_{BT} \cdot 10^6 + P_{\text{об.бн}}) \cdot 10^{-6}]}{F_{BT}} \quad (2.3.8)$$

$$\sigma_{p\Sigma} = \frac{[(492.6 \cdot 0.001481 \cdot 10^6 + 80352.8) \cdot 10^{-6}]}{0.001481} = 382.818$$

Визначення напружень згину від газових сил

1. Інтенсивність газових навантажень уздовж осей x та y [Н/м]:

$$q_x = \frac{\pi(D_{1r} + d_{1r})[\rho_{1r}c_{1a}(c_{1a} - c_{2a}) + (p_{1r} \cdot 10^6 - p_{2r} \cdot 10^6)]}{2z}, \quad (2.3.9)$$

$$q_x = \frac{3.14(0.334 + 0.2554)[1.65 \cdot 291.95(291.95 - 341.9) + (5.49 \cdot 10^5 - 8.6 \cdot 10^4)]}{2 \cdot 44} = 27090.1$$

$$q_y = \frac{\pi(D_{1r} + d_{1r})\rho_{1r}c_{1a}(c_{1u} - c_{2u})}{2z} \quad (2.3.10)$$

$$q_y = \frac{3.14 \cdot (0.3339 + 0.2554) \cdot 1.65 \cdot 291.95(606.95 - 0)}{2 \cdot 15} = 18091.5$$

2. Моменти згину відносно осей x та y [Н·м]:

$$M_x = \frac{q_y h^2}{2} \quad (2.3.11)$$

$$M_y = \frac{q_x h^2}{2} = \frac{27090.1 \cdot 0.09^2}{2} = 111.367$$

3. Моменти згину відносно головних центральних осей  $\xi$  та  $\eta$  [Н·м]:

$$M_\xi = M_x \sin \beta + M_y \cos \beta \quad (2.3.12)$$

$$M_\xi = 74.3738 \cdot \sin 66^\circ + 111.367 \cdot \cos 66^\circ = 113.241$$

$$M_\eta = M_x \cos \beta - M_y \sin \beta \quad (2.3.13)$$

$$M_\eta = 74.3738 \cdot \cos 66^\circ - 111.367 \cdot \sin 66^\circ = -71.4881$$

4. Навантаження згину від газових сил а точках А, В та С кореневого перерізу лопатки [МПа]:

$$\sigma_{3A} = \mp \left( \frac{M_\xi \eta_A}{J_\xi} \right) \pm \left( \frac{M_\eta \xi_A}{J_\eta} \right) \quad (2.3.14)$$

$$\sigma_{3A} = -\left(\frac{113.241 \cdot -0.036}{4.643 \cdot 10^{-8}}\right) + \left(\frac{-71.4881 \cdot -0.018}{6.805 \cdot 10^{-7}}\right) = 89.6816$$

$$\sigma_{3B} = \mp \left(\frac{M_{\xi} \eta_B}{J_{\xi}}\right) \pm \left(\frac{M_{\eta} \xi_B}{J_{\eta}}\right) \quad (2.3.15)$$

$$\sigma_{3B} = -\left(\frac{113.241 \cdot 0.02}{4.643 \cdot 10^{-8}}\right) + \left(\frac{-71.4881 \cdot -0.014}{6.805 \cdot 10^{-7}}\right) = -47.3021$$

$$\sigma_{3C} = \mp \left(\frac{M_{\xi} \eta_C}{J_{\xi}}\right) \pm \left(\frac{M_{\eta} \xi_C}{J_{\eta}}\right) \quad (2.3.16)$$

$$\sigma_{3C} = -\left(\frac{113.241 \cdot -0.053}{4.643 \cdot 10^{-8}}\right) + \left(\frac{-71.4881 \cdot 0.018}{6.805 \cdot 10^{-7}}\right) = 127.357$$

5. Сумарні напруження в точках А, В та С [МПа]:

$$\sigma_{\Sigma A} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3A} \quad (2.3.17)$$

$$\sigma_{\Sigma A} = 382.818 + 89.6816 = 472.499$$

$$\sigma_{\Sigma B} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3B} \quad (2.3.18)$$

$$\sigma_{\Sigma B} = 382.818 - 47.3021 = 335.515$$

$$\sigma_{\Sigma C} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3C} \quad (2.3.19)$$

$$\sigma_{\Sigma C} = 382.818 + 127.357 = 510.175$$

6. Коефіцієнти запасу міцності для точок А, В та С

$$K_A = \frac{\sigma_{100}^{T_n}}{\sigma_{\Sigma A}} \quad (2.3.20)$$

$$K_A = \frac{635}{472.499} = 1.344$$

$$K_B = \frac{\sigma_{100}^{T_n}}{\sigma_{\Sigma B}} \quad (2.3.21)$$

$$K_B = \frac{635}{335.515} = 1.892$$

$$K_C = \frac{\sigma_{100}^{T_d}}{\sigma_{\Sigma C}} \quad (2.3.22)$$

$$K_C = \frac{635}{510.175} = 1.245$$

### 2.3 Розрахунок вала турбіни на міцність

При розрахунку вала на міцність враховуються такі деформації, що виникають під дією статичних і динамічних сил та моментів:

- крутіння вала під дією переданого їм моментом;
- вигин вала під дією власної ваги, ваги роторів компресора і турбіни, відцентрових сил неврівноважених мас цих роторів, а також сил перевантаження і гіроскопічних моментів роторів компресорів і турбін, що виникають при еволюції літака;
- розтягання чи стиснення від осьових сил, що виникають через різницю тисків газів по торцях коліс ротора, а також осьових складових інерційних сил, що виникають при розгоні або гальмуванні літака.

Для розрахунку обирається один з найнебезпечніших випадків навантаження. Розрахунок міцності вала турбіни буде проводитись для випадку лівого повороту літака на кут близько  $90^\circ$  при рулінні.

При цьому припускається, що двигун працює на максимальному режимі, обертання ротора – ліве, а розворот літака здійснюється з постійною кутовою швидкістю щодо лівої стійки шасі. Інерційні сили не перевищують 10% від сил ваги ротора і в даному розрахунку не враховуються. [7]

## Розрахунок на міцність вала турбіни [8]

1. Поперечні сили від мас роторів, інерційних сил, що виникають при криволінійних еволюціях ЛА та незрівноважених мас роторів [Н]:

$$P_1 = m_k \cdot g \cdot k_{ye} + P_{нк} \quad (2.4.1)$$

$$P_1 = 18 \cdot 9.81 \cdot 3 + 23.3164 = 553.056$$

$$P_2 = m_m \cdot g \cdot k_{ye} + P_{нт} \quad (2.4.2)$$

$$P_2 = 24 \cdot 9.81 \cdot 3 + 23.3164 = 729.636$$

де  $k_{ye} = 3$  – максимальна величина експлуатаційного перевантаження літаків для виходу літака із крутого планування.

2. Реакції опор від поперечних сил [Н]:

$$R_A = \frac{[P_1(c - a - b) + P_2 \cdot b]}{c - b} \quad (2.4.3)$$

$$R_A = \frac{[553.056(2.4555 - 1.21 - 0.1424) + 729.636 \cdot 0.1424]}{2.4555 - 0.1424} = 218.83$$

$$R_B = \frac{[P_1 \cdot a + P_2 \cdot c]}{c - b} \quad (2.4.4)$$

$$R_B = \frac{[553.056 \cdot 1.21 + 729.636 \cdot 2.4555]}{2.4555 - 0.1424} = 1063.86$$

3. Реакції опор від гіроскопічних сил [Н]:

$$R_A = |R_B| = \frac{(M_{г.к} + M_{г.м})}{c + b} \quad (2.4.5)$$

$$R_A = \frac{(37.3235 + 131.862)}{2.4555 + 0.1424} = 65.124$$

4. Побудова епюр осевих сил, крутного моменту, згинальних моментів від поперечних сил і гіроскопічних моментів, сумарних згинальних моментів.

5. Вибір небезпечного перерізу, в якому величина сумарного моменту  $M_\Sigma$  максимальна.

6. Внутрішній діаметр вала турбіни [м]:

$$d = 0.87 \cdot D \quad (2.4.6)$$

$$d = 0.87 \cdot 0.09 = 0.0783$$

7. Площа перерізу вала [м<sup>2</sup>]:

$$F = \frac{[\pi(D^2 - d^2)]}{4} \quad (2.4.7)$$

$$F = \frac{[3.14(0.09^2 - 0.0783^2)]}{4} = 0.00155$$

8. Напруження згину [МПа]:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{32}} = \frac{32 \cdot M_{\Sigma}}{\pi D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] \cdot 10^6} \quad (2.4.8)$$

$$\sigma_{32} = \frac{32 \cdot 3689.58}{3.14 \cdot 0.09^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.0783}{0.09}\right)^4\right] \cdot 10^6} = 120.703$$

9. Напруження розтягання [МПа]:

$$\sigma_p = \frac{P_{oc}}{F \cdot 10^6} \quad (2.4.9)$$

$$\sigma_p = \frac{32647.2}{0.00155 \cdot 10^6} = 21.11$$

10. Дотичне напруження [МПа]:

$$\tau_{32} = \frac{M_{\Sigma}}{2W_{32}} = \frac{16 \cdot M_{KP}}{2 \cdot \pi D^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] \cdot 10^6} \quad (2.4.10)$$

$$\tau_{32} = \frac{16 \cdot 3557.71}{3.14 \cdot 0.09^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0.0783}{0.09}\right)^4\right] \cdot 10^6} = 58.1945$$

11. Складне напруження по третій теорії міцності [МПа]:

$$\sigma_{ск} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} \quad (2.4.11)$$

$$\sigma_{ск} = \sqrt{(120.703 + 21.11)^2 + 4 \cdot 58.1945^2} = 183.459$$

$$k_{0.2} = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{ск}} \quad (2.4.12)$$

$$k_{0.2} = \frac{930}{183.459} = 5.069$$

Розрахунок:

1. Поперечні сили від мас роторів та неврівноважених мас:

$$P_1 = M_k \cdot g + P_{н.к} \quad (2.4.13)$$

$$P_1 = 108 \cdot 9.81 + 208 = 1267 \text{ Н,}$$

$$P_2 = M_m \cdot g + P_{н.м} \quad (2.4.14)$$

$$P_2 = 108 \cdot 9.81 + 208 = 1267 \text{ Н.}$$

2. Реакції опор від поперечних сил:

$$R_A = \frac{P_1 \cdot 0.87 + P_2 \cdot 0.14}{0.92} \quad (2.4.15)$$

$$R_A = \frac{1267 \cdot 0.87 + 1267 \cdot 0.14}{0.92} = 1390 \text{ Н}$$

$$R_B = \frac{P_2 \cdot 0.78 + P_1 \cdot 0.05}{0.92} \quad (2.4.16)$$

$$R_B = \frac{1267 \cdot 0.78 + 1267 \cdot 0.05}{0.05} = 1143 \text{ Н}$$

3. Реакції опор від гіроскопічних моментів:

$$R_{A_2} = \frac{M_{з.к} + M_{з.м}}{0.92} \quad (2.4.17)$$

$$R_{A_2} = \frac{768 + 143}{0.92} = 990 \text{ Н}$$

4. Будуємо епюри згинальних, крутних моментів та осьових сил.



5. Вибираємо небезпечний переріз: Вибір небезпечного перерізу проводиться в місці де зосереджено максимальне навантаження. В нашому випадку таким місцем є центрі диска компресора високого тиску.

Сумарний момент:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{32}^2 + M_{32.2}^2} \quad (2.4.19)$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{69.5^2 + 718^2} = 721 \text{ Н}$$

6. Площа перерізу вала:

$$F_{c.6} = \pi \cdot \left( \frac{D^2 - d^2}{4} \right), \quad (2.4.20)$$

де D – зовнішній діаметр вала (D=0,342 м);

d – внутрішній діаметр вала (d=0,330 м).

$$F_{c.6} = \pi \cdot \left( \frac{D^2 - d^2}{4} \right) \quad (2.4.21)$$

$$F_{c.6} = \pi \cdot \left( \frac{0.342^2 - 0.330^2}{4} \right) = 6.333 \cdot 10^{-3}$$

7. Згинаюче напруження:

$$\sigma_u = \frac{32 \cdot M_{\Sigma}}{\pi \cdot D^3 \cdot \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right) \cdot 10^6} \quad (2.4.22)$$

$$\sigma_u = \frac{32 \cdot 721}{\pi \cdot 0.342^3 \cdot \left( 1 - \left( \frac{0.330}{0.342} \right)^4 \right) \cdot 10^6} = 1.38 \text{ МПа}$$

8. Дотичне напруження:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot D^3 \cdot \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right) \cdot 10^6}, \quad (2.4.23)$$

де  $M_{кр}$  - крутний момент ротора:

$$M_{кр} = \frac{9.55 \cdot L_{квт} \cdot G_{г}}{n_{вт}} \quad (2.4.24)$$

$G_{г}$  - витрата газу через КВТ ( $G_{г} = 63$  кг/с);

$$M_{кр} = \frac{9.55 \cdot L_{квт} \cdot G_{г}}{n_{вт}} \quad (2.4.25)$$

$$M_{кр} = \frac{9.55 \cdot 301181 \cdot 63}{9750} = 18585 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де  $L_{квт}$  - адіабатична робота компресору високого тиску (КВт)  
 ( $L_{квт} = 301181 \text{ Дж/кг}$ );

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot D^3 \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right)^4 \cdot 10^6} \quad (2.4.26)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 18585}{\pi \cdot 0.342^3 \cdot \left(1 - \frac{0.330}{0.342}\right)^4 \cdot 10^6} = 9.52 \text{ МПа}$$

9. Напруження розтягнення:

$$\sigma_p = \frac{P_{ос}}{F_{с.в}} \cdot 10^6, \quad (2.4.27)$$

$$\sigma_p = \frac{100000}{6.333 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6} = 15.79 \text{ МПа};$$

де  $P_{ос}$  – осьова сила ( $P_{ос} = 100000 \text{ Н}$ );

10. Еквівалентне напруження  $\sigma_{ЕКВ}$  по третій теорії міцності:

$$\sigma_{ЕКВ} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_p)^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (2.4.28)$$

$$\sigma_{ЕКВ} = \sqrt{(1.38 + 15.79)^2 + 4 \cdot 9.52^2} = 27.03 \text{ МПа}$$

11. Коефіцієнт запасу міцності:

$$k = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{ЕКВ}} \quad (2.4.29)$$

$$k = \frac{80}{27.03} = 2.96$$

Міцність вала забезпечена.

## 2.4 Визначення критичної частоти обертання вала турбіни

Виконано відповідно до [9].

1. Момент інерції поперечного перерізу:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4); \quad (2.5.1)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (0.037^4 - 0.029^4) = 5.72 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

2. Маса вала:

$$m_g = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot (D^2 - d^2) \quad (2.5.2)$$

$$m_g = \frac{\pi}{4} \cdot 8.3 \cdot 10^3 \cdot (0.037^2 - 0.029^2) + 10 = 13.44 \text{ кг};$$

де  $\rho$  – густина матеріалу вала ( $\rho = 8.3 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ );

3. Критична частота обертання „гладкого” невагомго вала:

$$n_0 = \frac{30 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_g}}}{l^2} \quad (2.5.3)$$

$$n_0 = \frac{30 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 5.72 \cdot 10^{-8}}{13.44}}}{0.726^2} = 51370.2 \text{ об/хв};$$

де:  $E$  – модуль пружності ( $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ );

$l$  – довжина вала ( $l = 0,726 \text{ м}$ );

4. Частота обертання ротора з урахуванням приєднаної маси ротора турбіни:

$$n_{кр1} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_m}} \quad (2.5.4)$$

$$m_m = \frac{76.44 - 13.44}{2} = 31.49 \text{ кг};$$

де:  $m_m$  – маса ротора турбіни;

$c$  – жорсткість вала турбіни;

$$c = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3 \cdot (1-k) \left( \frac{2}{3} \cdot k - \frac{1}{3} \cdot k^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (2.5.5)$$

$$c = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 5.72 \cdot 10^{-8}}{0.726^3 \cdot (1-0.01) \left( \frac{2}{3} \cdot 0.01 - \frac{1}{3} \cdot 0.01^2 \right)^{\frac{3}{2}}} = 7.737 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$$

$$n_{кр1} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_m}} \quad (2.5.6)$$

$$n_{кр1} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_m}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{7.737 \cdot 10^8}{31.49}} = 47350 \text{ об/хв}$$

5. Частота обертання ротора з урахуванням приєднаної маси ротора компресора:

$$n_{кр2} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_k}} \quad (2.5.7)$$

$$n_{кр2} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{1.019 \cdot 10^9}{18.5}} = 70424 \text{ об/хв}$$

де:  $m_k$  – маса ротора компресора ( $m_k = 18.75$  кг);

$c$  – жорсткість вала компресора:

$$c = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3 \cdot (1-k) \left( \frac{2}{3} \cdot k - \frac{1}{3} \cdot k^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (2.5.8)$$

$$c = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 5.72 \cdot 10^{-8}}{0.726^3 \cdot (1-0.0095) \left( \frac{2}{3} \cdot 0.0095 - \frac{1}{3} \cdot 0.0095^2 \right)^{\frac{3}{2}}} = 1.019 \cdot 10^9 \text{ Н/м}$$

6. Критична частота обертання з урахуванням ваги вала:

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{1}{n_0^2} + \frac{1}{n_{кр1}^2} + \frac{1}{n_{кр2}^2} \quad (2.5.9)$$

$$\frac{1}{n_{кр}^2} = \frac{1}{51370.2^2} + \frac{1}{47350^2} + \frac{1}{70424^2} = 7.1912 \cdot 10^{-6}$$

$$n_{кр} = \sqrt{\frac{1}{7.1912 \cdot 10^{-6}}} = 29341 \text{ об/хв} \quad (2.5.10)$$

7. Запас по частоті обертання складає:

$$\Delta n = \frac{(n_{кр} - n_{вт})}{n_{кр}} \cdot 100\%$$

(2.5.11)

$$\Delta n = \frac{(29341 - 20425)}{29341} \cdot 100\% = 30.38\%$$

## 2.5 Масляна система

Масляна система (МС) під час роботи двигуна масляна система забезпечує постійну подачу масла до поверхонь, що труться. Частина масла використовується як робоча рідина для наступних компонентів:

- Регулятор частоти обертання
- Повітряний гвинт
- КПА (комплексна автоматизована система)
- Система вимірювання крутного моменту
- Система флюгування гвинта [10]

У двигуні використовується замкнута циркуляційна система змащування. Всі високонавантажені поверхні вузлів і агрегатів двигуна (підшипники, зубчасті та шліцьові з'єднання, втулки тощо) змащуються і охолоджуються маслом, що подається під тиском. Малонавантажені поверхні змащуються розбризкуванням масла. При замкнутій схемі масло безперервно циркулює по замкнутому контуру, минаючи масляний бак літака.

До масляної системи двигуна входять такі основні вузли: масляний бак (МБ), повітряно-масляний радіатор, головний масляний насос (складається з нагнітаючої і відкачуючої секцій), масляний насос підживлення, двосекційний масляний насос для відкачки масла з корпусу камери згоряння, масляний насос для відкачки масла з коробки приводів, відцентровий повітрявідділювач, відцентровий суфлер, трубопроводи та канали масляної системи, жиклери і форсунки для подачі масла до місць змащення, зливні крани.

Перше заповнення масляних магістралей двигуна маслом, а також доливання масла в кільцеву систему двигуна здійснюється з МБ, розташованого

на літаку, за допомогою масляного насоса підживлення, який подає масло на вхід до нагнітаючої секції головного масляного насоса.

Тиск масла на вході до головного масляного насоса підтримується редукційним клапаном масляного насоса підживлення. Зворотний клапан масляного насоса підживлення запобігає перетіканню масла з масляного бака в двигун і переповненню останнього під час стоянки. При вході масла в нагнітаючу секцію головного масляного насоса потік масла з масляного насоса підживлення змішується з потоком масла, що надходить з повітряно-масляного радіатора.

З нагнітаючої секції головного масляного насоса масло подається по внутрішніх каналах у лобовий картер, де розділяється на два потоки: один надходить для змащення деталей редуктора та живлення масляного насоса системи ВКМ, а інший - для змащення приводів агрегатів лобового картера, підшипників ротора двигуна, живлення робочою рідиною регулятора частоти обертання, повітряного гвинта, командно-паливного агрегату, систем автоматичного флюгування, вимикача стартерів-генераторів та інших агрегатів гідравлічної дії.

Масло очищується двома легко знімними дисковими фільтрами: один встановлений на вході масла в редуктор, а інший – на вході масла в лобовий картер двигуна. Фільтр для підведення масла на змащення редуктора і в систему ВКМ оснащений сигналізатором засмічення з виведенням сигнальної лампочки в кабіну екіпажу. Обидва фільтри мають перепускні клапани, які захищають двигун від масляного голодування при засміченні фільтрів.

Тиск масла в двигуні визначається налаштуванням редукційного клапана головного масляного насоса і вимірюється манометром в магістралі після фільтрів. Масло з лобового картера та редуктора зливається у нижню частину лобового картера - клоаку, звідки його відкачує насос з коробки приводів агрегатів.

З маслосбірника масло надходить у відкачуючу секцію головного масляного насоса і далі по трубопроводах і каналах у бічних ребрах лобового картера до відцентрового повітровідділювача. Туди ж надходить масло, відкачане

двосекційним насосом з порожнин заднього підшипника компресора і підшипника турбіни.

Масло, відокремлене від повітря у відцентровому повітровідділювачі, направляється для охолодження в повітряно-масляний радіатор літака і далі на вхід в нагнітаючу секцію головного масляного насоса.

Повітря (емульсія), виділене з масла в повітрявідділювач, відводиться по трубопроводу в масляний бак, а потім через суфлюючий бачок – в атмосферу. При зниженні тиску масла на вході в нагнітаючу секцію головного масляного насоса (при витрачанні масла двигуном або перепуску Флюгерсним насосом частини масла в бак, а також в момент дії негативних перевантажень при еволюціях літака) масляний насос підживлення поповнює систему необхідною кількістю масла з масляного бака, відновлюючи тиск в системі в встановлених межах.

При підвищенні тиску масла на вході в нагнітаючу секцію головного масляного насоса вище необхідного, редукційний клапан масляного насоса підживлення перепускає масло з кільцевої системи в масляний бак.

При роботі флюгерного насоса або примусовому флюгування повітряного гвинта двигуна в масляну систему за клапаном подвійної дії потрапляє надлишок олії, який (для запобігання переповнення масляної порожнини задніх роторних підшипників і переливання через лабіринти в тракт двигуна) скидається через клапан подвійної дії в систему мастила редуктора і через редукційні клапани головного масляного насоса і насоса підживлення – в МБ.

Масло, відкачують від заднього підшипника ротора компресора і підшипника ротора турбіни, проходить відповідно через термостружкосигналізатори (ТСС) і сітчасті фільтри, встановлені в нижній частині корпусу камери згоряння. Для своєчасного попередження екіпажу про появу їх появи в роботі підшипникових вузлів задніх опор ротора двигуна, а також для своєчасної сигналізації про засмічення масляного фільтра лобового картера на двигуні встановлюються два ТСС –20 і сигналізатор перепаду тиску масла (СП) – 0,6.

Сигналізація від ТСС і від СП тиску масла введена в кабінку екіпажу на одну лампочку. В кабінці екіпажу сигналізація спрацьовування ТСС введена на лампочку з написом "Стружка в двигуні".

При появи в магістралі відкачування масла від задніх опор ротора двигуна сталеві стружки між постійними магнітами датчика ТСС утворюється замкнений електроланцюг, в результаті чого в кабінці літака загоряється сигнальна лампочка наявності стружки в двигуні.

Якщо у зазначеній вище магістралі температура маслоповітряної суміші перевищить  $180^{\circ}\text{C}$ , легкоплавка вставка розплавляється і через отвір кільця з'єднує поверхню магніту і кільця, що також викликає загоряння сигнальної лампочки. Для зливу масла на двигуні є три крана: – в нижній частині лобового картера, на літакової патрубку підведення масла в насос підживлення і на корпусі масляних фільтрів задніх опор.

Для забезпечення нормальної роботи масляної системи проводиться суфлювання масляних порожнин двигуна з атмосферою. Внутрішні порожнини редуктора і лобового картера з'єднані між собою.

Відкачування секції головного масляного насоса підтримує в цих порожнинах заданий тиск. Що міститься в маслі повітря відділяється за допомогою повітревідділювача і по трубопроводу відводиться в МБ.

МБ повідомляється з атмосферою через суфлюючий бачок, ніж запобігає викид масла з бака при еволюціях літака. Масляна порожнину тунелю вала турбіни суфлюється через відцентровий суфлер, розташований на верхній частині лобового картера; при цьому масло, що йде разом з повітрям по трубопроводу, потрапляє на лопатки швидкорухомого ротора суфлера, де воно відділяється повітря і скидається в лобовій картер, а повітря відводиться по трубопроводу до патрубки скидання повітря в реактивне сопло.

Для захисту повітряного тракту від проникнення масла з масляної порожнини редуктора і лобового картера через радіально-контактні ущільнення



вала повітряного гвинта і систему лабіринтових ущільнень переднього підшипника компресора, до ущільнень підводиться повітря, що відбирається через п'яту ступінь компресора. Кількість підведеного повітря регулюється жиклерами: один – на штуцері лобового картера зліва вгорі (для ущільнення переднього підшипника компресора), другий – на штуцері біля клапана перепуску повітря на компресорі справа (для ущільнення вала повітряного гвинта).

Повітря до лабіринтових ущільнень заднього підшипника ротора компресора і підшипника ротора турбіни підводиться через десяту ступінь компресора. Надлишок повітря виводиться з міжлабіринтних порожнин по трубопроводу до патрубку скидання повітря в реактивне сопло; при цьому кількість відведеного повітря регулюється прокладкою на фланці корпусу камери згоряння.

#### Визначення необхідної прокачки масла

Розрахунок необхідної прокачки масла проводиться виходячи з умови теплового балансу – умови відведення маслом необхідної кількості тепла від об'єктів змащування.

Необхідну прокачку масла визначаємо за формулою:

$$W = \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta T} \quad (2.6.1)$$

де  $Q_M$  – тепловіддача в масло (на кожні 10 кН тяги -  $Q_M = 180 \dots 360 \text{ кДж/хв}$ );

$c_M$  – питома теплоємність масла ( $c_M = 2,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$ );

$\rho_M$  – середнє значення густини масла ( $\rho_M = 0,9 \text{ кг/л}$ );

$\Delta T$  – підігрівання масла в двигуні ( $\Delta T = 30 \dots 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Тепловіддача у масло  $Q_M$  це кількість тепла, яке необхідно відвести від вузла тертя двигуна за одиницю часу. Вона складається із тепла, що виділяється за рахунок механічних втрат у з'єднувальних муфтах та підшипниках, а також тепла, яке передається у масло від нагрітих деталей двигуна та гарячого газу, який проникає через ущільнення масляних порожнин.

Визначаємо тепловіддачу масла:

$$Q_M = (24 \dots 36) \cdot P \quad (2.6.2)$$

$$Q_M = 31 \cdot 207.46 = 6431.26 \text{ кДж/хв}$$

$$\text{тоді } W = \frac{6834.4}{2,1 \cdot 0,9 \cdot 40} = 90.4 \text{ л/хв} \quad (2.6.3)$$

### Розрахунок об'єму МБ

Для запобігання втрати масла через магістраль дренажу та забезпечення нормального повітря- відділення та терморозширення масла при підвищенні його температури, повний об'єм маслобаку  $V_B$  має бути на 20...30% більше об'єму, необхідного для розміщення холодного масла при непрацюючому двигуні. Цей об'єм визначається сумою трьох складових: кількістю масла, яке витрачається за політ  $V_B$ , циркуляційним об'ємом  $V_{Ц}$  та об'ємом  $V_H$ , що не виробляється:

$$V_B = (1,2 \dots 1,3) \cdot (V_{Ц} + V_B + V_H) \quad (2.6.4)$$

Знаходимо складові  $V_B$ :

$$V_{Ц} = W \cdot t_{Ц}, \quad (2.6.5)$$

$$V_{Ц} = 90.4 \cdot 0.45 = 24.4 \text{ м}^3$$

де  $t_{Ц}$  – тривалість одного циклу прокачки масла через двигун ( $t_{Ц} = 0,25 \dots 1 \text{ хв}$  – менше значення відноситься до коротко замкнутих МС, а більше до нормальнозамкнутих систем двигунів з великою тягою).

Для визначення  $V_B$  попередньо приймаємо витрату масла за годину  $q = 0,9 \text{ л/год}$ :

$$V_B = q \cdot t_{П} \quad (2.6.6)$$

$$V_B = q \cdot t_{П} = 0,9 \cdot 10.9 = 9.8 \text{ м}^3$$

де  $t_{П}$  – максимальна тривалість польоту.

Таким чином, об'єм маслобака  $V_3$  із якого масло використовується для змазки:

$$V_3 = V_{Ц} + V_B \quad (2.6.7)$$

$$V_3 = 24.4 + 9.8 = 34.2 \text{ м}^3$$

Об'єм масла, що не виробляється:

$$V_H = 0,05 \cdot V_3 \quad (2.6.8)$$

$$V_H = 0,05 \cdot V_3 = 0,05 \cdot 34.2 = 1,71 \text{ м}^3$$

Тоді об'єм маслобака буде:

$$V_B = (1,2 \dots 1,3) \cdot (V_{Ц} + V_B + V_H) \quad (2.6.9)$$

$$V_B = 1,2 \cdot (24.4 + 9.8 + 1,71) = 35.91 \text{ м}^3$$

Повний об'єм МС двигуна  $V_{II}$  враховує крім масла, що знаходиться у МБ ще й те, яке заповнює масляні трубопроводи, радіатор, повітровіддільник, порожнини насосів.

Визначаємо повний об'єм МС двигуна:

$$V_{II} = (1,35 \dots 1,45) \cdot V_3 \quad (2.6.10)$$

$$V_{II} = 1,45 \cdot 34.2 = 49.59 \text{ м}^3$$

Повна заправка двигуна маслом  $V_{\Sigma}$  складає:

$$V_{\Sigma} = V_{II} + V_H \quad (2.6.11)$$

$$V_{\Sigma} = 49.59 + 1,71 = 51.3 \text{ м}^3$$

### Підбір параметрів качаючого вузла нагнітаючого маслонасосу

У системі мащення прототипу двигуна АІ-24 встановлені шестерінчасті насоси. Так, продуктивність шестерінчастого нагнітаючого маслонасосу  $W_H$  має перевищувати необхідну прокачку масла через двигун  $W$  :

$$W_{HH} = (1,5 \dots 2,5) \cdot W \quad (2.6.12)$$

$$W_{HH} = 2,35 \cdot 90.4 = 212.44 \text{ л/хв}$$

Наявна продуктивність шестерінчастого насосу (ШН)  $W'_H$  визначається геометричними характеристиками качаючого вузла, частотою обертання шестерень насоса  $n$  та коефіцієнтом об'ємної подачі насосу  $\eta_H$ :

$$W'_{HH} = 2\pi \cdot d_{ш} \cdot l \cdot m \cdot n \cdot h_H \quad (2.6.13)$$

де  $z$  – число зубів шестерні ( $z = 7 \dots 17$ );  $u$  – колова швидкість на радіусі ділильного кола при торцьовому підводі масла ( $u = 10 \dots 30 \text{ м/с}$ );  $m$  – модуль зачеплення ( $m = 2,5 \dots 6,0 \text{ мм}$ );  $n$  – частота обертання шестерні ( $n = 3000 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$ );  $h_H$  – коефіцієнт об'ємної подачі, який враховує різницю між фактичною та теоретичною продуктивністю, що спричинена перетіканням масла в проміжках між шестернями та корпусом насосу ( $h_H = 0,75 \dots 0,85$ );  $d_{ш}$  - діаметр ділильного кола шестерні:

$$d_{ш} = mz \quad (2.6.14)$$

$$d_{ш} = 16 \cdot 4 = 64 \text{ мм}$$

$$b = (0,5 \dots 2,5) \cdot d_{ш} \quad (2.6.15)$$

$$b = 0,58 \cdot 64 = 37,12 \text{ мм}$$

$b$  – ширина шестерні

Маємо:

$$W'_{HH} = 2\pi \cdot d_{ш} \cdot b \cdot m \cdot n \cdot h_H \cdot 10^3 \quad (2.6.16)$$

$$W'_{HH} = 0,2169 \text{ м}^3/\text{хв} = 216,9 \text{ л/хв}$$

### Підбір параметрів качаючого вузла відкачуючого маслонасоса

Діаметр ділильного кола шестерні відкачуючого насоса:

$$d_{ш} = mz \quad (2.6.17)$$

$$d_{ш} = 3 \cdot 16 = 48 \text{ мм}$$

$$b = (0,5 \dots 2,5) \cdot d_{ш} \quad (2.6.18)$$

$$b = 0,85 \cdot 48 = 40.8 \text{ мм}$$

$b$  – ширина шестерні

Визначаємо наявну продуктивність шестерінчастого відкачуючого насосу:

$$W'_{BH} = 2\pi \cdot d_{ш} \cdot b \cdot m \cdot n \cdot h_H \cdot 10^3 \quad (2.6.19)$$

$$W'_{BH} = 0,1254 \frac{M^3}{xв} = 125.4 \frac{л}{xв}$$

Визначаємо сумарну продуктивність усіх відкачуючи насосів:

$$W_{0\Sigma} = (2...3) \cdot W'_{BH} \quad (2.6.20)$$

$$W_{0\Sigma} = 2,5 \cdot 125.4 = 313.6 \text{ л/хв}$$

Перевіряємо продуктивність  $i$ -го насосу:

$$W_i = \frac{W_{0\Sigma}}{4} \quad (2.6.21)$$

$$W_i = \frac{313.6}{4} = 78.3 \text{ л/хв}$$

отже,  $W_{0\Sigma} \cong W_i$ .

## 2.6 Застосовувані матеріали, осьові і радіальні зазори

### 2.6.1 Вибір матеріалів основних деталей двигуна, що проектується

Деталі авіаційних ГТД працюють у різноманітних умовах:

- При високих і низьких температурах
- При різній вологості
- При значній запиленості та "засоленості" навколишнього середовища

При неправильному виборі конструкційних матеріалів можливі значні ерозійно-корозійні ушкодження деталей ГТД, збільшення питомої витрати палива,

зниження запасу газодинамічної стійкості компресора, падіння потужності двигуна тощо.

З метою виконання вимог надійності і безпеки польотів, зниження ступеня впливу умов експлуатації на міцнісні і газодинамічні характеристики ГТД у даний час у якості матеріалів проточної частини компресорів усе ширше застосовують нержавіючі сталі, нікелеві і титанові сплави. Сучасні титанові сплави мають достатньо високу корозійну стійкість, а за рівнем ерозійної стійкості суперничають із сталями. Деталі гарячої частини двигунів (камери згорання, лопатки і диски турбіни) виготовляють із спеціальних жаростійких і жароміцних нікелевих сплавів.

Вибір матеріалів основних деталей двигуна проводимо мотивовано з урахуванням робочих температур деталей, повітря і газу.

При виборі матеріалів деталей менш навантажених враховуємо економічні критерії, щоб коефіцієнт запасу міцності знаходився в рекомендованих межах.

Складаємо таблицю 2 застосовуваних у проекті матеріалів для основних деталей (лопатки, диски, вали, жарові труби, шестерні, корпуси, оболонки).

Таблиця 2 - Коефіцієнт запасу міцності деталі

Назва вузла та деталі	Марка матеріалу	Показник міцності
Корпус ВНА	ОТ-4	675
Лопатки ВНА	ВТ-4	800
Корпус КНТ	ВТ-95	550
Лопатки КНТ	ВТ-95	550
Диск КНТ	ВТ-6	950
Передній корпус КВТ	X18K8МГ	1450
ВНА КВТ, КСТ	ОТ-4	675
Лопатки КВТ, КСТ	ВТ-6	950
Зворотній корпус КВТ, КСТ	4X14M14132M	550
Півкільце лопатки НА 1 - 4 ст.	ВТ-8	1050
Лопатки НА 5 - 6	4X14132M	550
Корпус перепуску повітря	ОТ-4	675
Диски 1-4 (КВТ, КСТ)	ВТ-6	950
Диски 5-6 (КВТ, КСТ)	X18H10T	350
Лопатки 1-4	ВТ-8	1050
Лопатки 5-6	X18H12Б	380
Вал КВТ	X18K8MT	1750
Розділяючий корпус	XИМАГ	280
Дифузор	X12H20TT	350
Жарова труба	ЭИ1617	200
Корпус камери згорання	ОТ-4	800
Сопловий апарат 1-2ст.	Мске-69	700
Лопатки турбіни.	ЭИ-69	670
Диск турбіни	ЭИ-776	250

### 2.6.2 Вибір осьових і радіальних зазорів

Раціональний вибір радіальних і осьових зазорів між нерухомими деталями і деталями, що обертаються є дуже важливою задачею, розв'язуваної на етапі проектування ГТД.

При вирішенні задач вибору радіальних і осьових зазорів виходимо з того, що їхнє зменшення між деталями, що утворюють проточну частину двигуна, призводить до збільшення ККД компресора і турбіни внаслідок зменшення перетікання газу через зазори.

Проте при цьому зростає можливість стикання рухомих деталей роторів компресора і турбіни з нерухомими корпусними деталями статора внаслідок теплових і пружних деформацій при зміні теплового стану і навантажень, що діють на деталі ГТД. Тому необхідно враховувати зміни їх лінійних розмірів, а також можливості допусків при виготовленні компонентів ротора і статора, перекис, прогин, неспівосність ротора, овалізацію корпусу і т. д.

Як правило, при проектуванні газотурбінного двигуна осьові і радіальні зазори (так звані монтажні зазори) в умовах низьких температур вибираються таким чином, щоб робочий стан був мінімальним, але всі режими роботи, особливо режими запуску і зупинки газотурбінного двигуна, виключають контакт між компонентами ротора і статора. [11]

Таблиця 3 - Осьові і радіальні зазори деталей

Назва з'єднань деталей	Зазор в мм	
	Радіальний	Осьовий
КВТ з корпусом КВТ	2,1	0,99
КВТ з розділюючим	3,1	0,91
КНТ з розділюючим корпусом	4,2	0,9
КНТ, КСТ і КВТ з корпусами	4,5	2,1
КСТ з розділюючим корпусом	3,8	0,95
ТВТ з СА і корпусом КВТ	2,4	0,76
ТВТ з СА та корпусом ТВТ	2,2	2,6
ТНТ з внутрішнім корпусом, соплом та корпусом	6,2	3,
ТНТ з СА і корпусом	5,2	3,0
ТСТ з СА і корпусом	8,5	2,8

При визначенні мінімального осьового зазору враховуємо його розмір у радіально-упорному підшипнику й у муфті з'єднання валів роторів компресора і турбіни.



## Висновок до частини 2

Найважливішими параметрами, які характеризують досконалість авіаційних ТВД, є потужність, питома витрата палива та питома вага. В теорії авіаційних двигунів доводиться, що з підвищенням температури газу  $T_0^*$  перед турбіною або, точніше, зі збільшенням  $\Delta = (T_0^* / T_a)$  (тут  $T_a$  – температура атмосферного повітря) питомі параметри ГТД поліпшуються.

Отже, зі збільшенням  $\tau$  знижується питома витрата робочого тіла в циклі, а також зменшуються габарити двигуна. Проте підвищення температури газу знижує надійність роботи деяких елементів газової турбіни, таких як сопла, диски тощо. Найбільшу складність представляє забезпечення надійної роботи робочих лопаток, які є найбільш уразливими деталями газових турбін. Працюючи в зоні високих температур, вони, як і соплові лопатки, піддаються термічній втомі, вібрації, газовій корозії та ерозії, а також впливу надзвичайно великих відцентрових сил.

Враховуючи внесені покращення системи охолодження лопаток газової турбіни, отримані такі результати:

- підвищена робота, передана на повітряний гвинт, на 17%;
- збільшена температура газу на вході в турбіну та знижена на виході;
- збільшені діаметральні розміри двигуна на вході в турбіну на 20%, на виході турбіни на 15%;
- у зв'язку зі збільшенням діаметральних розмірів, маса двигуна зросла на 3%;
- необхідна максимальна потужність пускового пристрою зросла з 173,836 кВт до 204,031 кВт.

### **3 Систем охолодження газової турбіни**

#### **3.1 Аналіз існуючих систем охолодження ступеня газової турбіни**

Ефективність газотурбінного двигуна визначається в основному ступенем підвищення тиску повітря в компресорі та температурою газу перед газовою турбіною (ГТ).

Для забезпечення надійної роботи ГТД в цих умовах ключовим фактором є створення високоефективних систем охолодження, особливо для лопаток апарату проточної частини ГТ. У більшості таких систем використовується частина циклового повітря з компресора ГТД, що, однак, призводить до зменшення корисної роботи, виконуваної робочим тілом у турбіні.

Разом з тим, певного покращення ефективності ГТД можна досягти при незмінному значенні, використовуючи для лопаток апарату ГТ матеріали з підвищеною жаростійкістю. Це дозволяє знизити споживання охолоджуючого повітря з компресора та зменшити пов'язані з цим втрати. Експлуатаційні характеристики ГТД можна покращити, впроваджуючи більш ефективні системи охолодження гарячих деталей ГТ.

Система охолодження ГТ повинна відповідати ряду вимог, серед яких можна виділити такі:

- охолодження деталей ГТ повинно знижувати їх температуру до рівня, при якому їх міцність забезпечує необхідну тривалість роботи;
- збільшення корисної роботи внаслідок зростання початкової температури газу має забезпечувати економічний ефект більший, ніж витрати, пов'язані із застосуванням системи охолодження;
- температурні градієнти охолоджених деталей ГТ не повинні викликати небезпечних рівнів температурних напруг;
- ускладнення теплової схеми ГТД, її конструкції та режимів експлуатації через появу системи охолодження не повинно призводити до її значного подорожчання і зниження надійності. Система охолодження повинна однаково ефективно діяти на всіх режимах роботи установки.

У сучасних ГТД охолоджують практично всі деталі ГТ: ротор, підшипники, соплові робочі лопатки, корпус. При охолодженні лопаткового апарату використовують не тільки повітря, але і останнім часом пар, дистильовану воду, рідкі метали (Na, Na + K), що володіють кращими теплофізичними властивостями.

Способи охолодження різних деталей ГТ залежать від їх конструкції. Робочі і соплові лопатки виготовляються з високоякісних металевих сплавів з високою жароміцністю, що дозволяє зберігати їх відносно компактними розмірами. Диски роторів, як правило, виготовляють зі сталей перлітного або феритного класу, що спрощує їх виготовлення і покращує деякі характеристики, але температура нагріву металу в процесі роботи не повинна перевищувати 550 °С.

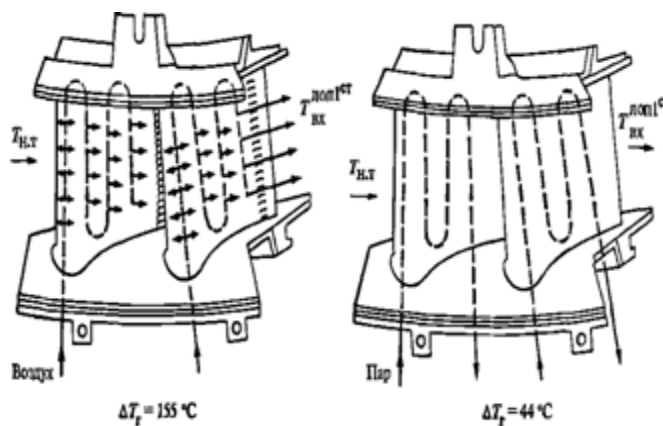


Рисунок 3.1- Вплив системи охолодження на параметри робочого тіла в першому ступені соплових решіток (ГТД фірми General Electric, технологія Н).  $\Delta T_g$  - зміна температури газів в першому ступені соплових решіток з урахуванням випуску охолоджує повітря в проточну частину.

Організація охолодження ротора ГТ варіюється залежно від розмірів встановлених дисків. При невеликих розмірах полотна дисків, продувка повітря через хвостові кріплення робочих лопаток (рис. 3.2) є достатньою для охолодження. Проте, у випадку, коли ротор ГТ має диски великих розмірів, застосовуються інші методи охолодження. Наприклад, встановлюють спеціальні покривні диски - дефлектори (рис. 3.3), або використовують струминне охолодження поверхонь диска (рис. 3.4 і 3.5). Комбінація цих методів охолодження у конструкції ГТ дозволяє відводити основну кількість теплоти від робочих дисків, особливо в їх найбільш нагрітих ділянках кріплення хвостовиків робочих лопаток.

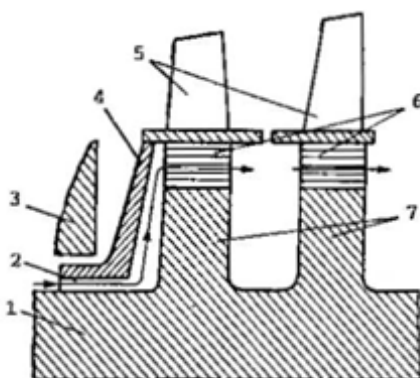


Рисунок 3.2 - Охолодження ротора турбіни продувкою повітря через хвостові кріплення робочих лопаток. 1 - ротор, 2 - канал для підведення охолоджуваного повітря; 3 - корпус турбіни; 4 - дефлектор; 5 - робочі лопатки, 6 - хвостовики лопаток, 7 – диски

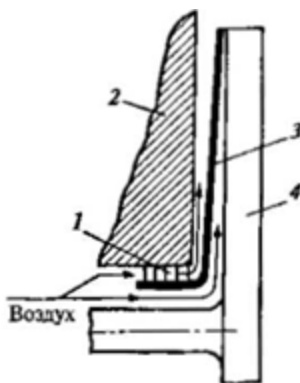


Рисунок 3.3 - Охолодження диска з дефлектором 1- ущільнення; 2 - корпус; 3 - дефлектор, 4 - диск

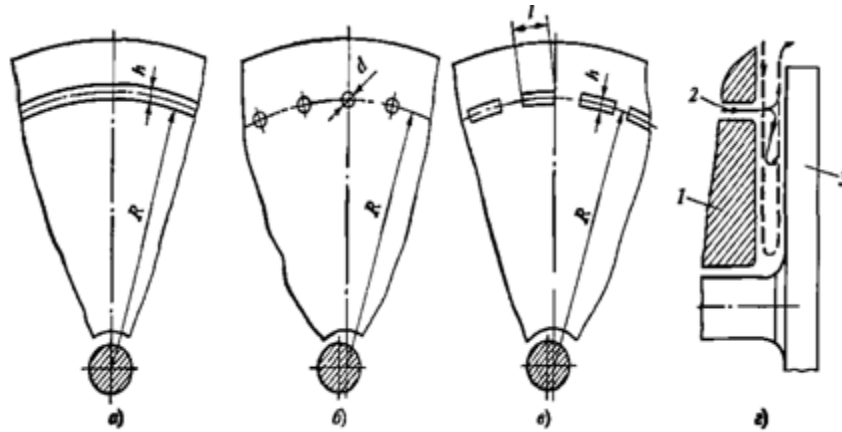


Рисунок. 3.4 - Форми каналів (а-в) і схема течії повітря (г) при струминному охолодженні диска. 1 - корпус, 2 - канали для підведення охолоджуваного повітря; 3 - диск ( $R$  - радіус каналу,  $d$  - діаметр отвору в каналі;  $h, l$  - висота і крок отвору)

Охолодження корпусу ГТ дозволяє знизити його температуру і виготовити його з більш дешевого матеріалу. Для цього застосовуються спеціальні ребра, встановлюється додаткова теплоізоляція, передбачаються отвори для проходу охолоджуваного повітря, яке по трубопроводах підводиться до окремих частин корпусу ГТ (рис. 3.6).

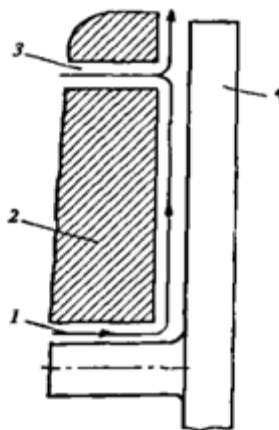


Рисунок. 3.5 - Комбіноване струмино - радіальне охолодження диска 1,3 - канали підведення охолоджує повітря, 2 - корпус, 4 – диск

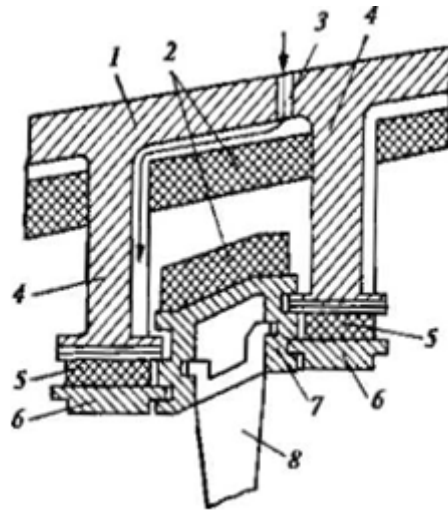


Рисунок. 3.6 - Схема охолодження корпусу ГТ 1 - корпус; 2, 5 - теплоізоляція; 3 - отвір для підведення охолоджуваного повітря; 4 - ребра, б - сегменти; 7 - обойма, 8 - соплова лопатка

У подальшому, головним завданням є забезпечення ефективного охолодження лопаткового апарату проточної частини газотурбінного двигуна. Оскільки температура металу лопаток в умовному наступі та в конструкції енергетичних газотурбінних двигунів досягла 900 °С у 2000 році, необхідно налаштувати систему охолодження для коригування різниці між температурою початкового газу та температурою першого ряду лопаток, що становить 400-500 °С. Технології охолодження лопаток постійно удосконалюються, а для оцінки їх ефективності застосовують концепцію інтенсивності охолодження (безрозмірного показника охолодження).

$$Q = \frac{T_z^* - T_m}{T_z^* - T_{охл.в}^*} \quad (3.3)$$

де  $T_z^*$ ,  $T_{охл.в}^*$  - відповідно температури повного гальмування газу та охолоджуваного повітря;  $T_m$  - температура металу охолоджуваних лопаток.

Інтенсивність охолодження може змінюватися:  $1 > Q \geq 0$ . Вона дорівнює нулю, коли охолодження лопаток відсутній, і збільшується з ростом ефективності цього охолодження.

На рисунку 3.7 представлені контури лопаток газотурбінного двигуна з використанням різних методів охолодження. Зростання інтенсивності охолодження спостерігається із збільшенням безрозмірного параметра охолодження.

$$\beta_{охл} = \frac{G_{охл.в} \cdot c_{р.в}}{k \cdot F_g} \quad (3.4)$$

Тут  $G_{охл.в}$  - кількість охолоджуваного повітря, кг/с;  $c_{р.в}$  - питома теплоємність охолоджуваного повітря, кДж/(кг · К);  $k$  - коефіцієнт тепловіддачі за профілем лопатки (середнє значення), Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F_g$  - площа поверхні лопатки газового боку, м<sup>2</sup>.

У сучасних ГТ в залежності від початкової температури газів частка охолоджуваного повітря, відібраного за окремими ступенями компресора, становить:

$$g_{охл} = \frac{\sum_1^n G_{охл.в}}{G_k} \geq 0,04 - 0,10 \quad (3.5)$$

де  $\sum_1^n G_{охл.в}$  - сумарний витрата повітря, кг/с, відібраного з компресора для системи охолодження;  $G_k$  - кількість надійшовшого у компресор повітря, кг/с.

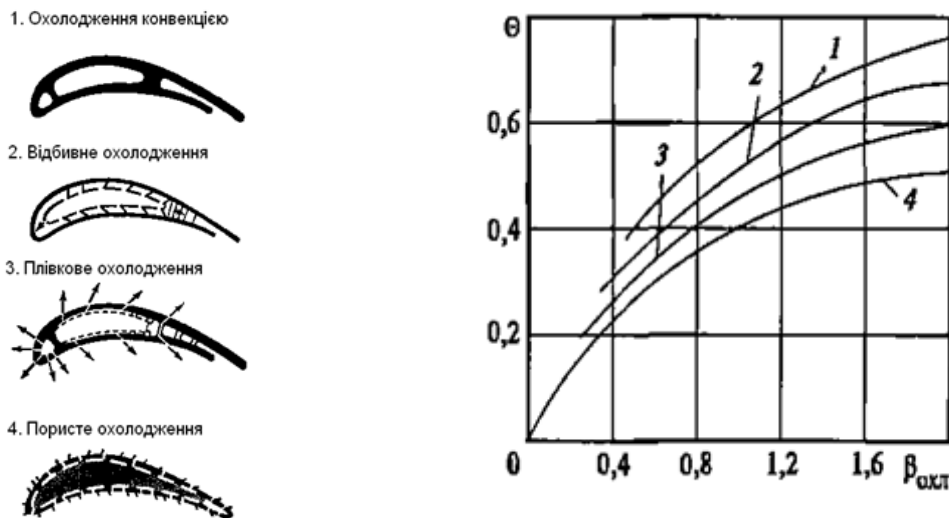


Рисунок. 3.7 - Охолодження лопаток проточної частини ГТ та оцінка його ефективності за допомогою безрозмірного параметра охолодження  $\beta_{охл}$ .

а) - методи охолодження лопаток газових турбін; б) - залежність інтенсивності охолодження від  $\beta_{охл}$ .

Щоб зменшити обсяг охолоджуваного повітря, неперервно вдосконалюється технологія виведення тепла зі стінок охолоджуваних лопаток. Приблизна інтенсивність охолодження може бути оцінена шляхом визначення способу

охолодження, конструктивних особливостей лопаток і відсотка охолоджуваного повітря (рис. 3.8). Це дозволяє наблизитися до визначення температури охолоджуваних лопаток в першій оцінці.

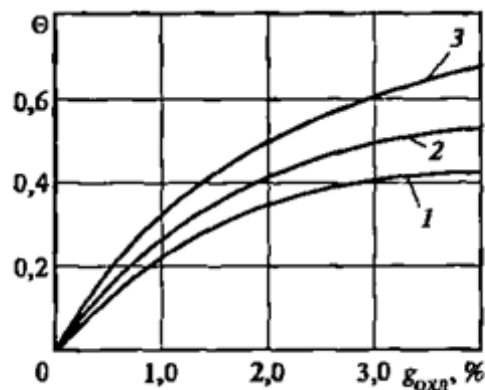


Рисунок. 3.8 - Ефективність охолодження середньої ділянки профілю лопаток з внутрішнім дефлектором 1 - гладка внутрішня поверхня; 2 - ребриста, 3 – ребриста з припаяними дефлектором

Система охолодження елементів проточної частини газотурбінної установки і її впровадження можна вважати найбільш ефективними при наближенні ККД і питомої потужності цієї газотурбіни до аналогічних параметрів умовної газотурбіни, у якій мається однакова початкова температура газу, але відсутня система охолодження.

Процес роботи в охолоджуваній газотурбінній установці відрізняється від того, який спостерігається в неохолоджуваних системах. Основні відмінності включають наступне:

- обсяг робочого середовища в проточній частині змінюється вздовж тракту газотурбіни та зростає під час введення охолоджувального повітря до робочих і соплових лопаток.

- внутрішній ККД ГТ знижується через додаткових втрат;
- відведення теплоти в процесі розширення газу і підмішування.

Охолоджуваного повітря в проточну частину ГТ призводять до зміни параметрів робочого тіла - суміші газів і повітря - у порівнянні з параметрами ГТ без охолодження. Це відбивається на геометрії елементів проточної частини.



Внаслідок цього зменшується специфічна потужність газотурбінної установки порівняно зі специфічною потужністю без охолодження. Для досягнення встановленої потужності необхідне більше адіабатичного падіння тиску в турбіні.

У випадку охолоджуваних газотурбінних установок порівняно з неохолоджуваними виникають додаткові втрати, які можна класифікувати наступним чином:

- втрати на прокачування охолоджувального повітря виникають через споживання енергії для підвищення швидкості цього повітря до значення окружної, що відповідає його виходу з робочої лопатки. Ці втрати прямо пропорційні квадрату швидкості та об'єму повітря. До цих втрат належать гідравлічні втрати в системі подачі охолоджувального повітря, а також втрати від так званих безповоротних витоків.

- термодинамічні втрати виникають внаслідок відведення частини тепла від потоку газу під час його охолодження сопловими і робочими лопатками, коли він змішується з охолоджуючим повітрям, що виходить з лопаток у проточну частину газотурбіни. Це відведення тепла призводить до втрати корисної енергії при заданій температурі газу перед турбіною.

- газодинамічні втрати виникають внаслідок необхідності відхилення від звичайних аеродинамічно оптимальних профілів, щоб внутрішні канали для підведення охолоджуючого повітря розмістити всередині лопаток. Це призводить до збільшення товщини профілю лопатки, роблячи її краї більш товстими і збільшуючи кути загострення. Це також призводить до збільшення відносної товщини профілю лопатки та збільшення товщини вихідних кромek соплових лопаток.

- втрати, які виникають при змішуванні охолоджувального повітря з основним газовим потоком, є необхідною невід'ємною частиною відкритої системи охолодження. Ці втрати зростають пропорційно збільшенню різниці у швидкостях між потоками та збільшенню відхилення напрямку охолоджуючого потоку від напрямку основного газового потоку.

- втрати від перетікання повітря в потік газу через лабіринтні ущільнення і зазори в нерухомих елементах конструкції ГТ.

Таким чином, слід зазначити, що система відкритого повітряного охолодження при всій своїй відносній простоті виявляє помітний вплив на ККД охолоджуваних ступенів. Для попередньої оцінки цього впливу можна скористатися формулою

$$\eta_{ст}^{окл} = (1 + \alpha)_{возв} \cdot [n_{охл} \cdot \eta_{ст}^{охл} + (n - n_{охл}) \cdot \eta_{ст}] / n, \quad (3.6)$$

де  $\eta_{ст}^{охл}$ ,  $\eta_{ст}$ , - середній ККД охолоджуваних і не охолоджуваних ступенів;  $n$  - загальне число ступенів в турбіні;  $n_{охл}$  - число охолоджуваних ступенів;  $\alpha_{возв}$  - коефіцієнт повернення теплоти в багатоступеневу ГТ.

Для попередніх розрахунків параметрів охолоджуваної газотурбінної установки приймають, що кожних 1% витрат охолоджувача, включаючи його витікання, знижує ККД відповідної ступені на 1,0-1,5%.

Існують різні методи охолодження лопаток газотурбінних установок. При невеликих початкових температурах газу застосовується система внутрішнього конвективного охолодження повітрям з поздовжньо-петельним рухом повітря. Після проходження по внутрішніх каналах лопаток повітря випускається через їх кромки ( рис. 3.9 ). Цей метод сприяє зниженню температури зовнішньої поверхні стінок лопаток на 150 °С. Аналогічні результати можна досягти за допомогою організації відбивного охолодження стінок лопаток. Конструкція з використанням дефлекторів і поперечного потоку повітря дозволяє підвищити ефективність теплообміну. Повітря подається у хвостовик лопатки з випуском його через щілини у вихідній кромці і далі в проточну частина турбіни.

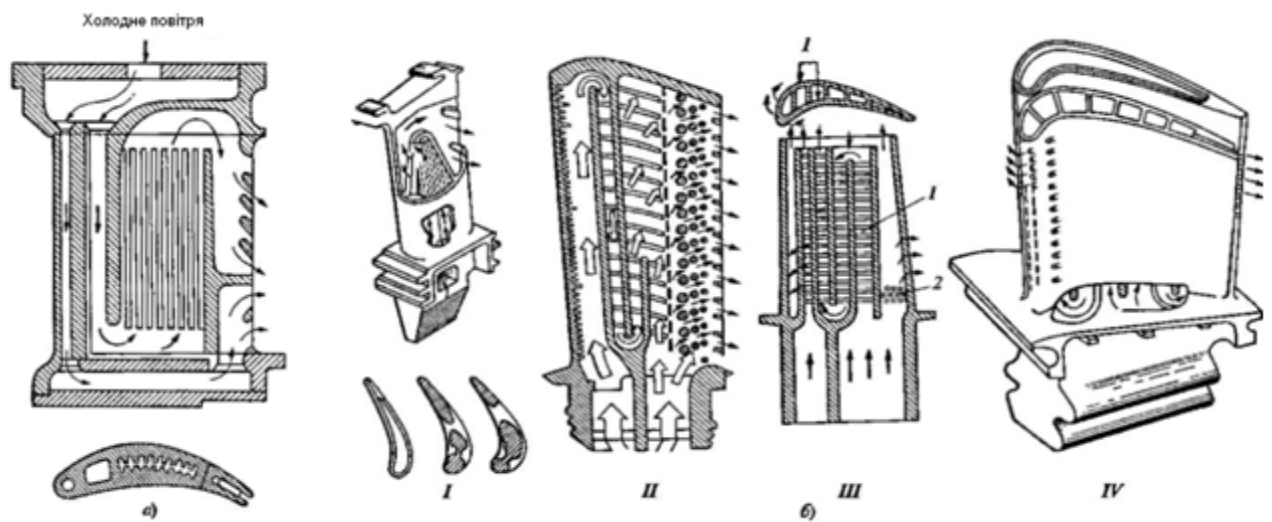


Рисунок. 3.9 - Внутрішнє конвективне охолодження лопаток газових турбін

а) - охолоджувана соплова лопатка з поздовжньо - петльовим рухом повітря і внутрішнім ребрами, б) - лопатки з подовжнім і змішаним перебігом охолоджуючого повітря (стрілками показано напрям проходження охолоджуючого повітря); I,II - без перфорації, III, IV - з перфорацією, 1 - виступи у вигляді ребер; 2 - штирі

Подальше підвищення початкової температури газу може бути досягнуте за допомогою використання у перших рядках лопаткового апарату так званого загороджувального охолодження, при якому охолоджувач утворює тонкий, відносно прохолодний захисний шар на зовнішній поверхні лопатки. Існують два типи загороджувального охолодження: плівкове і пористе (ефузійне). У першому випадку охолоджує повітря проходить в зазори між дефлекторами і зовнішньою оболонкою, а потім повністю або частково виходить через численні отвори (рис.3.10-3.12). На зовнішній поверхні лопатки утворюється плівка, яка захищає цю поверхню від контакту з гарячими газами. Плівка досить швидко руйнується, і тому при плівковому охолодженні потрібно передбачати достатню кількість отворів випуску повітря, що знижує конструктивну міцність лопатки. Відбувається збільшення споживання охолоджує повітря ( $g_{охл} = 0,02-0,03$  при глибині охолодження до  $250^{\circ}C$ ).

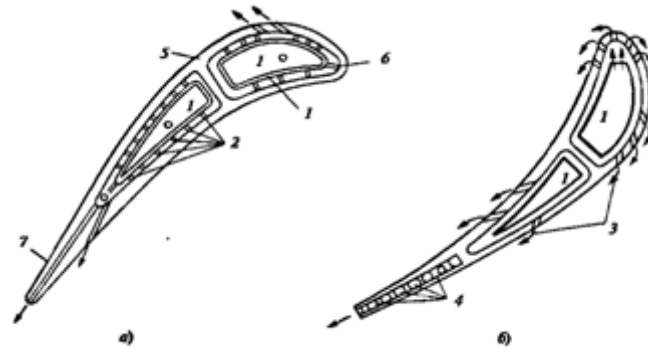


Рисунок. 3.10 - Дефлекторні соплові лопатки з конвективно-плівковим повітряним охолодженням

*a)* - ГТД типу М7001; *б)* - ГТД типу GT200; 1 - дефлектор; 2 - отвори в дефлекторі для роздачі повітря, 3 - отвори в стінці для випуску повітря; 4 - турбулізатори (штирі), 5 - спинка-корито, б - передня кромка, 7 - задня кромка

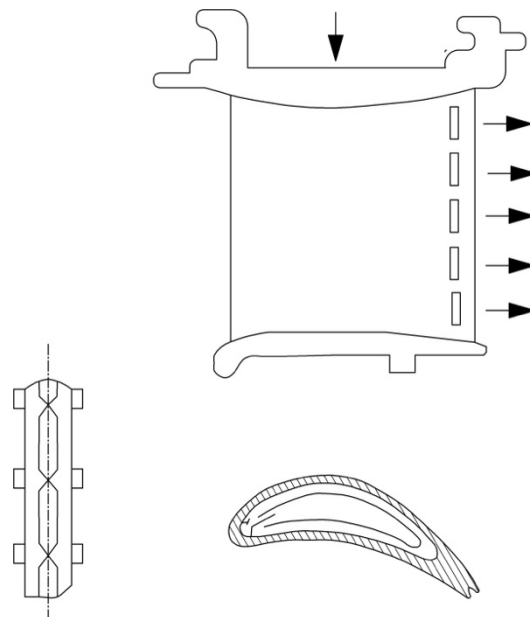


Рисунок 3.11.- Схема охолодження соплових лопаток поперечним продуванням охолоджувального повітря

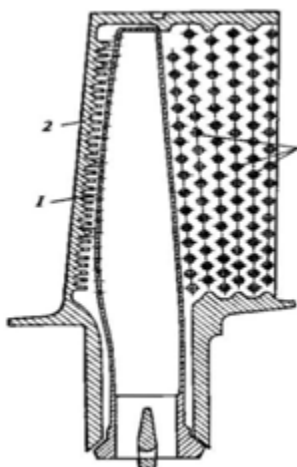


Рисунок. 3.12 - Схема охолодження робочої лопатки з дефлектором і перемичками. 1 - дефлектор, 2 - передня кромка з внутрішнім ребрами; 3 – перемички

Переваги і недоліки конвективного і відбивного охолодження, з одного боку і плівкового охолодження - з іншого, показано на рис. 3.14, їх враховують при проектуванні проточної частини ГТ.

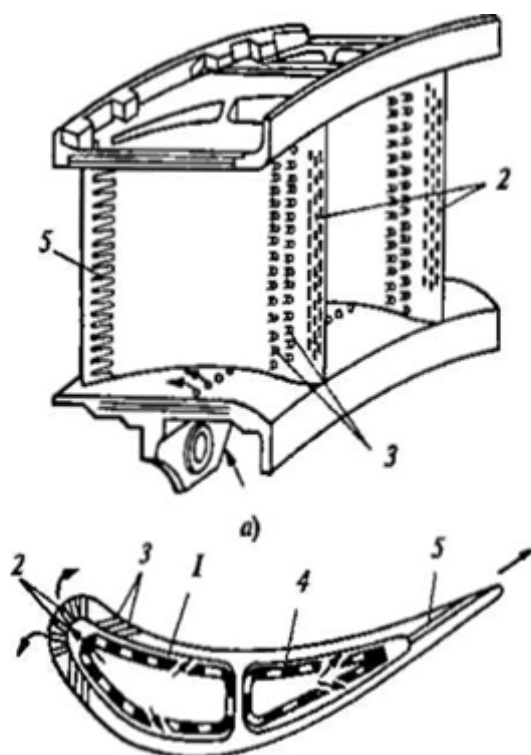


Рисунок. 3.13 - Загальний вигляд (а) н розріз (б) соплових лопаток з конвективно-плівковою системою охолодження

1 - передній дефлектор; 2 - отвори в передній кромці; 3 - отвори на увігнутій боці лопатки і на спинці, 4 - задній дефлектор; 5 - щілини на підігнутому боці лопатки

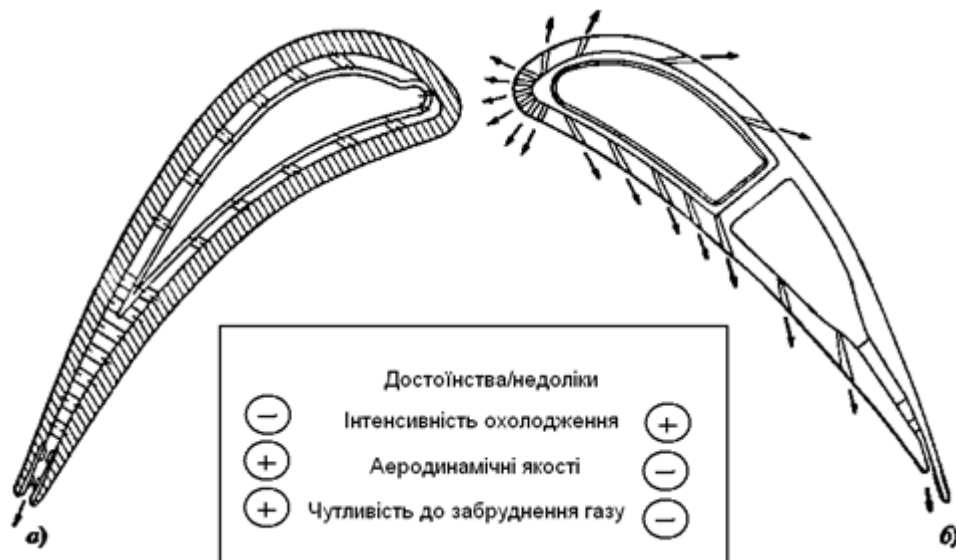


Рисунок.3.14 - Переваги і недоліки конвективного і відбивного охолодження (а) в порівнянні з плівковим охолодженням (б) лопаткового апарату ГТ.

Подальшу інтенсифікацію теплообміну і збільшення глибини охолодження можна забезпечити, використовуючи проникаюче (пористе) охолодження. У конструкції лопаток передбачають пористу профільну оболонку з внутрішнім несучим стрижнем (рис. 3.15 і 3.17, а). Охолоджуюче повітря подається в зазори між конструкцією та пористою оболонкою, і потім видувається через пористу стінку у прикордонний шар, що формується на зовнішній поверхні. Це рішення сприяє покращенню ефективності охолодження, хоча вимагає більш високого рівня чистоти охолоджуючого повітря. Збільшена шорсткість поверхні лопаток може погіршити їх аеродинамічні характеристики.

Головною перешкодою для впровадження пористих матеріалів є проблема забруднення пор пилом та твердими частками, які потрапляють у систему охолодження. Ця проблема виникає через використання систем фільтрації для охолоджуючого повітря. Пористі матеріали можуть бути виготовлені за допомогою технології порошкової металургії або інших методів виробництва.

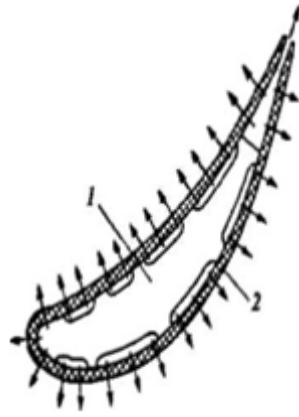


Рисунок. 3.15 - Соплова лопатка з пористим повітряним охолодженням 1 - несучий стрижень, 2 - пориста оболонка

Для ГТ з повітряним охолодженням прийнято низку умов, які дотримуються при проектуванні. По-перше, контур повітряного охолодження робочих лопаток цілком розміщують усередині ротора, починаючи з радіального каналу для відбору повітря на внутрішньому діаметрі повітряного тракту компресора.

Оскільки цей пристрій виконує функцію центрифуги для очищення від бруду, який потрапляє в нього, вибір точки відбору дозволяє мінімізувати кількість забруднень, які потрапляють в контур охолодження і можуть забруднити внутрішні канали та отвори в лопатках. Крім того, повітря дозується безпосередньо лопатками, оскільки площа прохідного перетину контуру охолодження значно перевищує площу отворів для розподілу охолоджуючого повітря в лопатках.

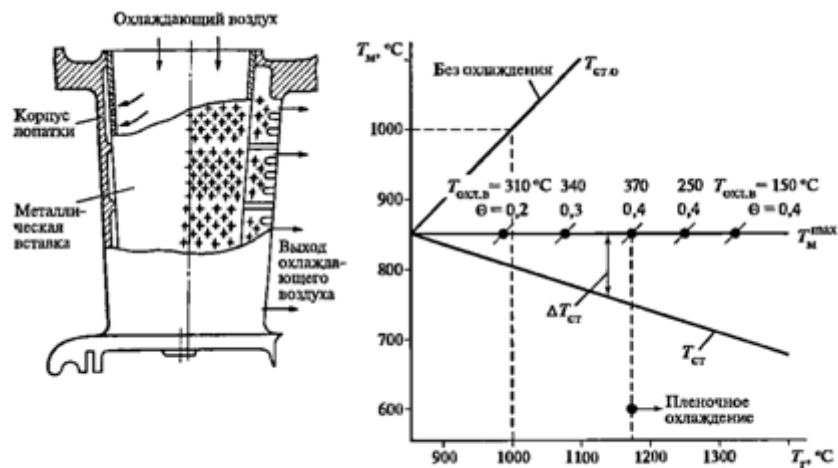


Рисунок 3.15 - Оцінка ефективності охолодження соплових турбінних лопаток першого ступеня:  $T_m^{\max}$  - максимально допустима температура стінок корпусу лопаток ГТ,

$Q$  - інтенсивність охолодження,  $T_{\text{н.о.і}}$  - температура стінок корпусу лопаток ГТ при відсутності охолодження ( $Q = 0$ );  $T_{\text{а}}$  - температура газів у стінок корпусу лопаток ГТ,  $\Delta T_{\text{н.о.і}} = T_{\text{а}} - T_i^{\max}$  - зниження температури стінок корпусу лопаток ГТ в результаті охолодження;  $T_{\text{і.о.і}}$  - температура охолоджуючого повітря

Подача повітря до соплових лопаток і корпусу ГТ здійснюється окремими трубопроводами та відповідними каналами (див. рис. 3.1).

Фірмами - виробниками енергетичних ГТ оцінюється досконалість, що застосовуються в їх конструкціях систем охолодження.

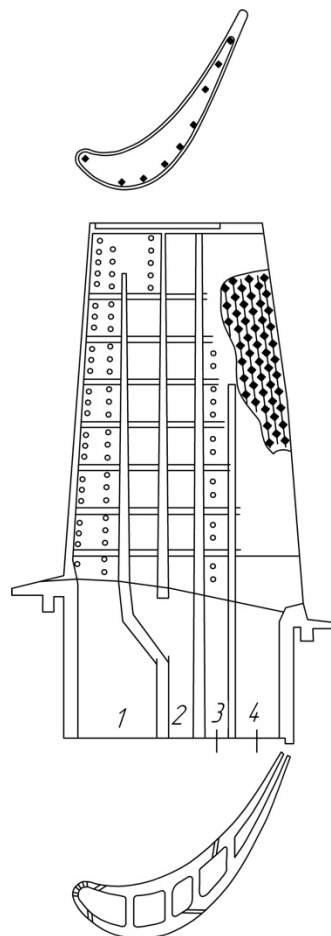
Як видно з рис. 3.16, при відсутності охолодження ( $Q = 0$ ) температура металу лопаток дорівнює температурі газу, що їх оточує. Застосування різних способів охолодження лопаток ( $Q > 0$ ) і використання охолоджуючого повітря з різною температурою збільшують різницю  $\Delta T_{\text{ст}} = T_{\text{г}} - T_m^{\max}$ . Проміжне охолодження охолоджуючого повітря дозволяє спростити конструкцію лопаток і використовувати охолодження конвекцією .



На рис. 3.17 показаний загальний вид робочої лопатки турбіни і основні напрями течії повітря. Повітря в лопатку подається двома потоками. Перший головний потік входить у порожнину біля вхідної кромки, частина повітря виходить назовні через отвори на цій кромці, утворюючи пелену. Решта повітря, що залишається у периферійній зоні, повертається над першою перегородкою й входить у другий канал. Після проходження другого каналу, у кореневій зоні лопатки, повітря повертається й входить у третій канал, де частково випускається через отвори загороджувального охолодження на спинці лопатки, а решта виходить у радіальний зазор. Другий потік входить у четвертий канал від вхідної кромки, повертається над четвертою перегородкою і виходить назовні через щілину вихідної кромки.

В ніжці лопатки на вході в канали 2,3 і 4 передбачена можливість розташовування дроселів. Перегородки розташовані паралельно осі у. В порожнині вихідної кромки лопатки знаходиться матриця штирів.

Така конструкція робочої лопатки забезпечує ефективність охолодження більше 0,65.



### Рисунок. 3.17 - Конструктивна схема багатоканальної робочої лопатки турбіни

Розрахунок системи охолодження можна умовно розділити на наступні етапи:

- тепловий розрахунок, який визначає потрібний об'єм охолоджуючого повітря для зниження температури деталей газової турбіни до встановлених значень, великою мірою залежить від типу та конструкції охолоджуваної деталі. Це передбачає вирішення складної системи рівнянь теплового балансу, що дозволяє встановити рівень температури металу, об'єм охолоджуючого повітря та необхідні розміри поверхні для розсіювання тепла.

- гідравлічний розрахунок, під час цього процесу встановлюють розміри каналів для необхідного пропуску охолоджуючого повітря та обчислюють фактичні втрати повітря через систему охолодження. Ключовим є вибір коефіцієнта витрат, який відображає співвідношення цих фактичних втрат до втрат у випадку відсутності втрат та підігріву.

При цьому враховується конфігурація повітряних каналів, їх поверхнева шорсткість, температурний режим, включаючи ступінь нагрівання повітря через тепловий обмін в процесі охолодження і таке інше. Завдання вирішується за допомогою послідовного наближення через його складність, використовуючи моделювання та інші інженерні методи. Для цього також застосовуються стендові експерименти з продувкою деталей, розрахунок температурних полів основних компонентів газової турбіни та оцінка ефективності системи охолодження.

### **Висновок до частини 3**

В цьому розділі було проведено аналіз та розрахунок системи охолодження лопаток соплового апарату та робочих коліс турбіни компресора. Була проведена оцінка ефективності охолодження робочих лопаток газотурбінного двигуна залежно від методу їх охолодження та використання проміжного охолодження охолоджувальним повітрям.

## Загальні висновки та рекомендації

У цій кваліфікаційній роботі було проведено дослідження методів охолодження робочих лопаток газової турбіни турбогвинтового двигуна з метою підвищення економічності та збільшення вихідної потужності, яка передається на тягнучий гвинт.

На сьогоднішній день важливим є охолодження гарячих частин газової турбіни для підвищення температури газу та ККД двигуна. У роботі було розглянуто декілька методів охолодження, зокрема запропоновано застосування конвективного охолодження робочих лопаток з внутрішнім дефлектором. Результати розрахунків показали покращення параметрів циклу ГТД та вдосконалення питомих параметрів двигуна.

Досягненню поставлених задач сприяло використання новітніх підходів до конструктивного виконання конвективного охолодження гарячої частини двигуна, застосування сучасних матеріалів та передових методів виробництва робочих лопаток із конвективно-плівковим охолодженням.

Під час технічного обслуговування силових установок та літальних апаратів загалом необхідно дотримуватись заходів безпеки, регламентованих державними та галузевими стандартами. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори пов'язані з незахищеними рухомими елементами (елерони, щитки, шасі, гвинти), гострими кромками, падаючими інструментами тощо.

Очевидно, що застосування теплових двигунів відкриває перед людством неймовірні можливості. Хоча ця криза викликана сукупністю негативних чинників людської діяльності, однією з найважливіших її причин є використання теплових машин.

## **Перелік прийнятих скорочень**

ВКМ – вимірювання крутного моменту

ВНА – вхідний напрямляючий апарат

ВППП – вказівник положення рукоятки палива

ГТД – газотурбінний двигун

ДАФ – датчик автоматичного флюгування

ДСУ – допоміжна силова установка

КВТ – компресор високого тиску

КЗ – камера згоряння

ККД – коефіцієнт корисної дії

КПА – командно-паливний агрегат

МБ – масляний бак

МГ – малий газ

МС – масляна система

ПН – плунжерний насос

ПП – пусковий пристрій

СП – сигналізатор перепаду

ТГвД – турбогвинтовий двигун

ШН – шестеренчатий насос

## Перелік прийнятих позначень

$G_n$  – витрата палива  $кг/год$

$G_{пов.1}$  – витрата повітря  $кг/с$

$\rho$  – густина матеріалу вала  $кг/м^3$

$\rho_{п}$  – густина палива  $кг/м^3$

$d_{ш}$  – діаметр ділительного кола шестерні  $мм$

$d_0$  – діаметр кульок,  $мм$

$d_{п}$  – діаметр плунжера  $мм$

$l$  – довжина вала  $м$

$c$  – жорсткість вала компресора; жорсткість вала турбіни

$i$  – кількість плунжерів

$z$  – кількість форсунок

$K_{кн}$  – кінематичний коефіцієнт

$\eta_k$  – ККД

$\mu_B$  – коефіцієнт витрати на розрахунковому режимі

$h_H$  – коефіцієнт об'ємної подачі

$\eta_T$  – коефіцієнт повноти згоряння палива;

$C$  – коефіцієнт працездатності

$u$  – колова швидкість на радіусі ділительного кола  $м/с$ ;

$k_{ye}$  – максимальна величина експлуатаційного перевантаження літаків для виходу літака із крутого планування

$c_{max}$  – максимальна товщина профілю  $мм$

$t_{п}$  – максимальна тривалість польоту  $год$

$f$  – максимальний прогин середньої лінії профілю  $мм$

$h_{max}$  – максимальний хід плунжера  $м$

$m_k$  – маса ротора компресора  $кг$

$m_m$  – маса ротора турбіни кг

$t$  – модуль зачеплення мм

$E$  – модуль пружності МПа

$H_u$  – нижча теплотворна здатність палива Дж/кг

$V_{жк}$  – об'єм жарової труби м<sup>3</sup>

$\Delta p_{п}$  – перепад тиску палива на форсунці МПа

$\overline{N_{III}}$  – питома потужність пускового пристрою кВт/кН

$c_M$  – питома теплоємність масла  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$\Delta T$  – підігрівання масла в двигуні °С

$P_k^*$  – повний тиск повітря на виході з компресора Па

$m$  – показник ступеню

$Q$  – приведене навантаження Н

$R_p$  – реакція в опорі від суми поперечних сил Н

$R_z$  – реакція від гіроскопічного моменту Н

$\rho_M$  – середнє значення густини масла  $\frac{\text{кг}}{\text{л}}$

$i_k = 3.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$  та  $i_T = 9.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$  - емпіричні коефіцієнти;

$Q_M$  – тепловіддача в масло  $\frac{\text{кДж}}{\text{хв}}$

$t_{ц}$  – тривалість одного циклу прокачки масла через двигун

$P_{взл}$  – тяга кН

$b$  – хорда профілю мм

$n$  – частота обертання  $\text{хв}^{-1}$

$z$  – число зубів шестерні

$Z$  – число кульок у підшипнику

$b$  – ширина шестерні

$z_K$  та  $z_T$  - кількість ступенів компресора та турбіни;

$D_K$  та  $D_T$  - максимальні значення зовнішніх діаметрів роторів компресора та турбіни, м.

$\tau$  – довговічність підшипника, год



## Список літератури

1. Конструкція літальних апаратів. / Під ред. Ю.М. Терещенка. – К.: Вища освіта, 2001. – 382 с.
2. Ивченко А. Г. Авиационный турбовинтовой двигатель АИ-24. – Москва: государственное научно-техническое издательство, 1962. – 133 с.
3. Жирицкий Г. С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. / Жирицкий Г. С., Локай В. И., МаксUTOва М. К., Стрункин В. А. – Москва: Машиностроение, 1971. – 620 с.
4. Копелев С. З. Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. – Москва: Машиностроение, 1984. – 224 с.
5. Гвоздецький І. І. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: Методичні рекомендації до виконання курсового проекту / І.І. Гвоздецький, С.І. Йовенко, Є.М. Карпов та ін. – К.: НАУ, 2008. – 53 с.
6. Кулик М. С. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи і домашнього завдання / М.С.Кулик, Є.М. Карпов, О.Г. Кучер, С.І. Йовенко, В.В. Ратинський, Е.П. Ясиніцький. – К.: НАУ, 2008. – 36 с.
7. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів. Ч.1. ТРДФ. / Під ред. Ю.М. Терещенка. К.: НАУ, 2004. - 96 с.
8. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів. Ч.2. ТРДФ. / Під ред. Ю.М. Терещенка. К.: НАУ, 2004, - 128 с.
9. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів. Ч.3. ТРДФ. / Під ред. Ю.М. Терещенка. К.: НАУ, 2004. - 136 с.
10. Конструкція та міцність авіаційних двигунів. Розрахунок масляної, паливної та пускової систем ГТД: Метод, вказівки до виконання курсових та дипломних проектів. / М.С. Кулик, Є.М. Карпов, С.І. Йовенко та ін. – К.: НАУ, 2006. – 54 с.
11. Кузнецов, Н.Д. Управление радиальными зазорами в турбокомпрессорах авиационных ГТД: учебное пособие для вузов/Н.Д. Кузнецов, В.П.Данильченко, В.Е. Резник. Самара: Самар. авиац. инт,1991.109с

## Додаток

### Термодинамічний та газодинамічний розрахунок двигуна AI-24

#### Термодинамічний розрахунок двигуна

##### Компресор

$$T_B^* = T_H^* = 288 \text{ К},$$

$$p_B^* = \sigma_{\text{вх}} p_H^* = \sigma_{\text{вх}} p_H \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,98 \cdot 101300 = 99274 \text{ Па}.$$

Параметри повітря на виході з компресора і робота стискування компресора:

$$p_K^* = p_B^* \pi_K^* = 99274 \cdot 14 = 138936 \text{ Па},$$

$$L_K^* = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_H^* \cdot (\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \cdot \frac{1}{\eta_K^*} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 288 \cdot (14^{0,286} - 1) \cdot \frac{1}{0,86} = 379154 \text{ Дж/кг},$$

$$T_K^* = T_B^* + \frac{L_K^*}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 288 + \frac{379154}{3,5 \cdot 287} = 665,5 \text{ К}.$$

##### Камера згоряння

Повний тиск на виході з камери згоряння

$$p_\Gamma^* = \sigma_{\text{кв}} p_K^* = 0,952 \cdot 1389836 = 1323124 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт збереження повного тиску в камері згоряння

$$\sigma_{\text{кв}} = \sigma_\Gamma \sigma_{\text{тп}} = 0,97 \cdot 0,982 = 0,952,$$

$$\sigma_{\text{тп}} = 0,982$$

Відносна витрата палива

$$g_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в.кз}}} = \frac{c_{\text{п}}(T_\Gamma^* - T_K^*)}{\eta_\Gamma H_u} = \frac{1256(1400 - 665,5)}{0,97 \cdot 4,3 \cdot 10^7} = 0,02,$$

де  $c_{\text{п}} = 1256 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  (за графіком з Дод.8);

$$R_\Gamma = 287,05 + 24,5 g_{\text{п}} = 287,05 + 24,5 \cdot 0,02 = 287,54 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

## Турбіна

### Робота турбіни на розрахунковому режимі

$$L_T = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_T^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right] \cdot \eta_T^* = \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 287,54 \cdot 1400 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{11,87} \right)^{0,298} \right] \cdot 0,9 = 670172,4 \text{ Дж/кг},$$

$$\text{де } \pi_T^* = \frac{p_T^*}{p_T} = \frac{1323124}{111430} = 11,87$$

$$\text{при } p_T^* = (1,05 \dots 1,15) \cdot p_H = 1,1 \cdot 101300 = 111430 \text{ Па.}$$

### Температура на виході з турбіни

$$T_T^* = T_T^* - \frac{L_T}{\frac{k_T}{k_T - 1} R_T \eta_m} = 1440 - \frac{670172,2}{\frac{1,33}{1,33 - 1} 287,54 \cdot 0,98} = 810 \text{ К.}$$

### Зовнішня робота, передана до редуктора:

$$L_c = L_T \cdot (1 + g_T) \cdot (1 - g_{\text{відб}} - g_{\text{охл}}) - L_k = 670172,4 (1 + 0,02) (1 - 0,025 - 0,037) - 379154 = 260658,$$

$$\text{де } g_{\text{охл}} = 0,035 + k \cdot (T_T - 1300) = 0,035 + 0,0002(T_T^* - 1300) = 0,037,$$

$$g_{\text{відб}} = \frac{\Delta G_{\text{відб}}}{G_B} = 0,025.$$

### Робота, передана на повітряний гвинт через редуктор:

$$L_B = L_c \eta_{\text{ред}} = 260658 \cdot 0,98 = 255445 \text{ Дж/кг.}$$

### Швидкість газу і питома реактивна тяга

$$c_c = \varphi_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_T^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_H}{p_T^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right]} = 0,985 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33}{1,33 - 1} \cdot 287,54 \cdot 810 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{101300}{111430} \right)^{0,249} \right]} = 209 \text{ м/с,}$$

$$\text{де } \varphi_c = 0,985; R_G = c_c \cdot V = 209 \text{ м/с.}$$

### Питома еквівалентна потужність двигуна для стендових умов:

$$N_G = L_B + \frac{1}{\beta} \cdot R_G = 255,445 + \frac{209}{16} = 268,5 \text{ кВт/кг,} \quad \text{де } \beta = 16 \text{ Н/кВт.}$$

### Питома витрата палива

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_{II} \cdot (1 - g_{охл} - g_{відб})}{N_G} = \frac{3600 \cdot 0,02 \cdot (1 - 0,037 - 0,025)}{268,5} = 0,249 \text{ кг(кВт год)}.$$

Витрата повітря в розрахункових умовах

$$G_B = \frac{N_e}{N_G} = \frac{5200}{268,5} = 19,36 \text{ кг/с}.$$

Витрата газу через камеру згорання ( $G_{B,КЗ}$ ) та газову турбину ( $G_T$ )

$$G_{B,КЗ} = G_B (1 - g_{охл} - g_{відб}) = 19,36 (1 - 0,037 - 0,025) = 18,16 \text{ кг/с};$$

$$G_T = (1 + g_{II}) G_{B,КЗ} = (1 + 0,02) 18,16 = 18,52 \text{ кг/с},$$

Газодинамічний розрахунок одновального ТГВД

### Компресор

Призначаємо швидкість повітря в перерізі в-в  $c_B = 180 \text{ м/с}$ .

Температура та тиск повітря в перерізі в-в

$$T_B = T_B^* - \frac{c_B^2}{\frac{2k}{k-1} R} = 288 - \frac{180^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} 287} = 272 \text{ К},$$

$$p_B = p_B^* \left( \frac{T_B}{T_B^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 99274 \left( \frac{272}{288} \right)^{3,5} = 81274 \text{ Па};$$

$$\rho_B = \frac{p_B}{R T_B} = \frac{81274}{288 \cdot 272} = 1,037 \text{ кг/м}^3.$$

Обираємо за прототипом форму проточної частини  $D_{К.} = \text{const}$  та призначаємо  $u_{К.} = 350 \text{ м/с}$  для дозвукових ступенів компресора.

Відносний діаметр втулки в перерізі в-в  $\bar{d}_{вт.в} = D_{вт.в} / D_{К.в} = 0,45$ .

Площа вхідного перерізу

$$F_B = \frac{G_B}{c_B \rho_B} = \frac{19,36}{180 \cdot 1,037} = 0,1037 \text{ м}^2$$

Зовнішній діаметр компресора

$$D_{К.в} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_B}{(1 - \bar{d}_{вт.в}^2)}} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1037}{(1 - 0,45^2)}} = 0,416 \text{ м};$$

$$D_{вт.в} = \bar{d}_{вт.в} \cdot D_{К.в} = 0,316 \cdot 0,45 = 0,188 \text{ м};$$

$$D_{\text{ср.в}} = \sqrt{0,5(D_{\text{к.в}}^2 + D_{\text{вт.в}}^2)} = \sqrt{0,5(0,416^2 + 0,188^2)} = 0,314 \text{ м.}$$

$$\text{Висота лопаток } h_{\text{в}} = 0,5(D_{\text{к.в}} - D_{\text{вт.в}}) = 0,5(0,416 - 0,188) = 0,114 \text{ м.}$$

*Площа виходу і основні розміри останнього ступеня компресора*

Призначаємо  $c_{\text{к}} = 100 \text{ м/с}$ ,

$$T_{\text{к}} = T_{\text{к}}^* - \frac{c_{\text{к}}^2}{\frac{2k}{k-1}R} = 665,5 - \frac{100^2}{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 288} = 660,5 \text{ К,}$$

$$p_{\text{к}} = p_{\text{к}}^* \left( \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}}^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1389836 \left( \frac{660,5}{665,6} \right)^{3,5} = 1353631 \text{ Па;}$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{p_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}} = \frac{1353631}{288 \cdot 660,5} = 7,11 \text{ кг/м}^3;$$

$$F_{\text{к}} = \frac{G_{\text{в}}}{c_{\text{к}} \rho_{\text{к}}} = \frac{19,36}{100 \cdot 7,11} = 0,0272 \text{ м.}$$

Визначаємо  $D_{\text{к.к}}$ ,  $D_{\text{вт.к}}$ ,  $D_{\text{ср.к}}$  для компресора з проточною частиною, що має  $D_{\text{к}} = \text{const}$

$$D_{\text{к.к}} = D_{\text{к.в}} = 0,416 \text{ м;}$$

$$D_{\text{вт.к}} = \sqrt{D_{\text{к.к}}^2 - \frac{4F_{\text{к}}}{\pi}} = \sqrt{0,416^2 - \frac{4 \cdot 0,0272}{3,14}} = 0,36 \text{ м;}$$

$$D_{\text{ср.к}} = \sqrt{0,5(D_{\text{к.к}}^2 + D_{\text{вт.к}}^2)} = \sqrt{0,5(0,416^2 + 0,36^2)} = 0,388 \text{ м;}$$

$$\bar{D}_{\text{ср}} = 1,05 \frac{D_{\text{ср.в}} + D_{\text{ср.к}}}{2} = 1,05 \frac{0,314 + 0,388}{2} = 0,368 \text{ м.}$$

Висота лопатки

$$h_{\text{к}} = \frac{D_{\text{к.к}} - D_{\text{вт.к}}}{2} = \frac{0,416 - 0,36}{2} = 0,028 \text{ м.}$$

Частота обертання ротора:

$$n = \frac{60 \cdot u_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{к.в}}} = \frac{60 \cdot 350}{3,14 \cdot 0,416} = 16074 \text{ 1/с;}$$

$$u_{\text{ср}} = u_{\text{к}} \frac{D_{\text{ср}}}{D_{\text{к.в}}} = 310 \text{ м/с.}$$

Кількість ступенів компресора

$$z_k = \frac{L_k}{\mu_k u_{cp}^2} = \frac{379154}{0,35 \cdot 310^2} = 11,$$

де для низьконапірних ступенів  $\mu_k=0,35$ .

**Осьові розміри компресора**

– ширина лопаткових вінків перших дозвукових ступенів

$$\Delta = h_b \bar{\Delta} = 0,114 \cdot 0,35 = 0,039 \text{ м};$$

– ширина лопаткових вінків середніх ступенів

$$\Delta = 0,5(h_b + h_k) \bar{\Delta} = 0,5(0,114 + 0,028) \cdot 0,45 = 0,032 \text{ м};$$

– ширина лопаткових вінків останніх ступенів

$$\Delta = h_k \bar{\Delta} = 0,028 \cdot 0,70 = 0,0196 \text{ м}.$$

## Камера згоряння

Загальний об'єм камери згоряння

$$V_{kc} = \frac{G_{п.год} \eta_{\Gamma} H_u}{Q_V p_k^*} = \frac{1390 \cdot 4,18 \cdot 10^7}{4,18 \cdot 10^6 \cdot 139836} = 0,01 \text{ м}^3,$$

де  $G_{п.год} = 3600 g_{т.р} G_{в.р}$  кг/Год,

$$Q_V = (1,5 \dots 6,0) \cdot 10^6 \text{ Дж}/(\text{Год} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{Па}).$$

## Газова турбіна

Приймаємо коефіцієнт швидкості на вході в турбіну  $\lambda_r = 0,265$ .

$$q(\lambda_r) = \lambda_r \left( 1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_r^2 \right)^{\frac{1}{k_r - 1}} \left( \frac{k_r + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k_r - 1}} = 0,265 \left( 1 - \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,265^2 \right)^{\frac{1}{1,33 - 1}} \left( \frac{1,33 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{1,33 - 1}} = 0,408 ;$$

$$F_r = \frac{G_b \sqrt{T_r^*}}{m p_r^* q(\lambda_r)} = \frac{19,36 \sqrt{1400}}{0,0396 \cdot 1323124 \cdot 0,408} = 0,0338 \text{ м}^2,$$

де  $m = 0,0396$ .

Висота лопаток соплового апарата першого ступеня

$$h_r = \frac{F_r}{\pi \cdot D_{\text{ср.тг}}} = \frac{0,0338}{3,14 \cdot 0,416 \cdot 0,9} = 0,03 \text{ м,}$$

де для багатоступеневої турбіни

$$D_{\text{ср.тг}} = 0,9D_k = 0,9 \cdot 0,416 = 0,37 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр турбіни на вході

$$D_{\text{тг}} = D_{\text{ср.тг}} + h_r = 0,40 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр турбіни на вході

$$D_{\text{вн.тг}} = D_{\text{ср.тг}} - h_r = 0,34 \text{ м.}$$

Приймаємо значення кута потоку в абсолютному русі на виході із турбіни

$$\alpha_T = 90^\circ.$$

Приймаємо на виході з турбіни коефіцієнт швидкості  $\lambda_T = 0,5$  та визначаємо значення  $q(\lambda_T)$  за дод.5 або за формулою

$$q(\lambda_T) = \lambda_T \left( 1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_T^2 \right)^{\frac{1}{k_r - 1}} \left( \frac{k_r + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k_r - 1}} = 0,5 \left( 1 - \frac{1,33 - 1}{1,33 + 1} 0,5^2 \right)^{\frac{1}{1,33 - 1}} \left( \frac{1,33 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{1,33 - 1}} = 0,712;$$

$$F_r = \frac{G_B \sqrt{T_T^*} (1 - g_{\text{вдг}})(1 + g_{\text{п}})}{m p_T^* q(\lambda_T) \cdot \sin \alpha_T} = \frac{19,36 \sqrt{810} (1 - 0,025)(1 + 0,02)}{0,0396 \cdot 111430 \cdot 0,712 \cdot 1} = 0,174 \text{ м}^2;$$

Висота лопаток на виході із турбіни

$$h_r = \frac{F_r}{\pi D_{\text{ср.тг}}} = \frac{0,174}{3,14 \cdot 0,37} = 0,148 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр на виході із турбіни

$$D_{\text{к.т}} = D_{\text{ср.тг}} + h_r = \text{м.}$$

Внутрішній діаметр на виході із турбіни

$$D_{\text{вн.тг}} = D_{\text{ср.тг}} - h_r = 0,37 + 0,148 = 0,518 \text{ м.}$$

Кількість ступенів турбіни

$$z_r = \frac{L_r}{\mu_{\text{т.ср}} u_{\text{т.ср}}^2 \eta_m \eta_T} = \frac{670172,4}{1,8 \cdot 312^2 \cdot 0,98 \cdot 0,9} = 4,$$

$$\text{де } \mu_{\text{т.ср}} = 1,8; u_{\text{ср.тг}} = u_k \frac{D_{\text{ср.тг}}}{D_{\text{к.в}}} = 350 \frac{0,37}{0,416} = 312 \text{ м/с.}$$