

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

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
д-р техн. наук, проф.
_____ Ю.М. Терещенко
«__» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТ ПОВІТРЯНИХ СУДЕН І АВІАДВИГУНІВ»

Тема: «Дослідження та покращення параметрів двоконтурного двигуна типу Д18Т»

Виконав: _____ **М.Д. Кісельов**

Керівник: к-р техн. наук, проф. _____ **М.О. Ковешніков**

Консультанти з окремих розділів пояснювальної записки:

охорона праці: канд. техн. наук, доц. _____ **О.М. Гунченко**

охорона навколишнього середовища:
докт. техн. наук, проф. _____ **Є.О. Бовсуновський**

Нормоконтролер _____

Київ 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет
Кафедра авіаційних двигунів
Освітній ступень "Магістр"
Спеціальність 272 «Авіаційний транспорт»
Освітньо-професійна програма «Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
авіаційних двигунів

_____ Ю.М. Терещенко

"__" _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи студента

Кісельова Микити Дмитровича

1. Тема роботи: **«Дослідження та покращення параметрів двоконтурного двигуна типу Д18Т»** затверджена наказом ректора від 04.10.2021 р. № 2137/ст.
2. Термін виконання роботи з 25.10.2021 р. до 31.12.2021.
3. Вихідні дані роботи: статистичні дані за результатами досвіду експлуатації двоконтурних двигунів типу Д18Т, пошкодження, несправності конструктивних вузлів проточної частини двигуна, параметри роботи двоконтурних двигунів, можливості покращення параметрів авіаційних двигунів
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці):
Аналіз параметрів роботи газотурбінних двигунів. Математична модель авіаційного двоконтурного двигуна, що дозволяє дослідити параметри роботи авіаційного двигуна та можливості їх покращення. Оптимізація параметрів шляхом ізотермічного стиснення. Розробка заходів з охорони праці та екологічної безпеки.
5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу: графічний (ілюстративний) матеріал виконано з використанням Microsoft Office Excel, Power Point та представлено у вигляді графіків, рисунків у пояснювальній записці та креслень на плакатах.

6. Календарний план-графік

Задания	Термін виконання	Відмітка про виконання
Аналіз досвіду експлуатації двоконтурних двигунів	25.10.21 – 05.11.21	
Аналіз існуючих методів покращення параметрів двоконтурних двигунів. Постановка задач дослідження	06.11.21 – 15.11.21	
Обрахування математичної моделі робочого процесу двигуна та його характеристик	16.11.21 – 21.11.21	
Розробка ізотермічного стиснення в компресорі двоконтурного двигуна	22.11.21 – 07.12.21	
Виконання окремих розділів роботи: охорона праці, охорона навколишнього середовища	15.11.21 – 07.12.21	
Оформлення пояснювальної записки та ілюстративного матеріалу	07.12.21 – 10.12.21	
Попередній захист дипломної роботи		

7. Консультанти за окремими розділами

Розділ	Консультант	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Канд. техн. наук, доцент Гунченко О.М.		
Охорона навколишнього середовища	Докт. техн. наук, професор Є.О. Бовсуновський		

8. Дата видачі завдання: « ___ » _____ 2021 р.

Керівник дипломної роботи _____ Ковешніков М.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Кісельов М.Д.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи «Дослідження та покращення параметрів двоконтурного двигуна типу Д18Т»:

112 стор., 17 рис., 9 табл., 33 джерел.

Об'єкт дослідження – турбовальний авіаційний двигун, у тому числі з ізотермічним стисненням в компресорі.

Предмет дослідження – технічні дані й характеристики двигуна, параметри двигуна.

Ціль дипломної роботи – розробка математичної моделі розрахунку двигуна і його характеристик з метою покращення параметрів ГТД шляхом організації ізотермічного стиснення в компресорі.

Метод дослідження – цифрове математичне моделювання конструкції двигуна у детермінованій постановці й забезпечення покращених технічних даних двигуна без шкоди для безпеки польотів, умов охорони праці й охорони навколишнього середовища.

Практичне значення результатів дипломної роботи визначається удосконаленням вузлів і деталей гарячої частини двигуна та покращенням його параметрів.

СИЛОВА УСТАНОВКА, ДВОХКОНТУРНИЙ ДВИГУН, ВІДЦЕНТРОВИЙ КОМПРЕСОР, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ, ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ІЗОТЕРМІЧНЕ СТИСНЕННЯ

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів	7
Вступ	9
Розділ 1. Обґрунтування параметрів робочого процесу сучасного авіаційного двигуна	12
1.1 Аналіз сучасних параметрів роботи повітряних суден	12
1.2. Аналіз основних технічних даних аналогічних газотурбінних двигунів	14
1.3 Основні параметри газотурбінних двигунів	15
1.4 Вибір та обґрунтування параметрів робочого процесу	16
Висновки до розділу 1	23
Розділ 2. Побудова математичної моделі для розрахунку двигуна типу Д18Т для покращення параметрів	24
2.1. Термодинамічний розрахунок ТРДД	24
2.2. Газодинамічний розрахунок ТРТД	29
2.3. Короткий опис конструкції двигуна	51
2.4. Розробка основних систем проектного двигуна	54
Висновки до розділу 2	63
Розділ 3. Заходи покращення параметрів двоконтурного двигуна за допомогою застосування охолодження	64
3.1. Застосування складних термодинамічних циклів для покращення параметрів двохконтурного двигуна	64
3.2. Застосування системи охолодження турбіни	67
3.3. Застосування вологого стискування в компресорі	68
3.4. Вплив уприскування води на характеристики двовальної турбіни	75
3.5. Дослідження екологічного ефекту від застосування уприскування води в компресор	79
Висновки до розділу 3	83

Розділ 4. Охорона навколишнього середовища	84
4.1. Аналіз екологічної безпеки проектного двоконтурного двигуна	84
4.2. Розробка заходів, що підвищують екологічну безпеку двоконтурного двигуна	88
4.3. Розрахунок викидів шкідливих речовин в атмосферу працюючим двигуном	91
4.4. Оцінка економічних збитків від забруднення викидами окису вуглецю та оксидів	92
Висновки до розділу 4	96
Розділ 5. Охорона праці	
5.1. Небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час експлуатації або ремонту силової установки	97
5.2. Технічні та організаційні заходи для зменшення рівня впливу небезпечних та шкідливих виробничих чинників	99
5.3. Пожежна та вибухова безпека при технічному обслуговуванні силової установки літального апарату	103
5.4. Розрахунок камери згоряння на вибухонебезпечність	104
5.5. Інструкція по безпеці праці при технічному обслуговуванні силової установки літака	105
Висновки до розділу 5	108
Загальні висновки	109
Список використаних джерел	110

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

ГТД	– газотурбінний двигун
ТРДД	– турбореактивний двоконтурний двигун
ЛА і АД	– літальний апарат і авіаційний двигун
$\pi^*_к$	– ступінь підвищення тиску в компресорі
$T^*_г$	– температура газу перед турбіною
$N_{дв\Sigma}$	– сумарна потужність двигуна
$T^*_{вр}, p^*_{вр}$	– розрахункові температура й тиск повітря на вході в компресор
$\sigma_{вх}$	– коефіцієнт втрат повного тиску повітря у входному пристрої
$L_{кнт}$	– робота, затрачувана в компресорі (КНТ) на стискування повітря
$L_{квт}$	– робота, затрачувана в компресорі (КВТ) на стискування повітря
$\sigma_{кс}$	– коефіцієнт втрат повного тиску в камері згоряння
Q_v	– теплонапруженість камери згоряння
$\eta_{г}$	– коефіцієнт повноти згоряння палива
$\pi^*_{тср}$	– розрахунок на ступінь розширення газу у вільній турбіні
$\xi_{отб}$	– коефіцієнт відбору повітря на охолодження вузла турбіни
u_k	– окружна швидкість на зовнішньому діаметрі колеса
$c_{ва}, c_{ка}$	– осьова швидкість на зовнішньому діаметрі колеса
$D_k, D_{ср}, D_{вт}$	– діаметри зовнішній, середній і втулковий компресора
l_k	– довжина лопатки робочого колеса компресора
$\mu_{тк}$	– коефіцієнт потужності
$z_{тк}$	– число ступенів турбіни компресора
$k, k_{г}$	– коефіцієнти політропи для повітря й газу
$G_{в}$	– секундна витрата повітря через двигун
N_e	– ефективна потужність двигуна
p_e	– питома витрата палива
$n_{тк}, n_{ст}, n_{нв}$	– частоти обертання роторів турбокомпресора, вільної турбіни й несучого гвинта
ρ	– густина потоку повітря або матеріалу лопатки

η_k^*	– коефіцієнт корисної дії компресора
$\Delta p_{дг}$	– перепад тиску на дросельному крані (дозуючій голці)
G_T	– годинна витрата палива
$F_{дк}$	– площа прохідного перерізу дросельного крана
$\alpha_{ркд}$	– кут відхилення ручки керування двигуном
$m_{уд}$	– питома маса двигуна

КНТ, КВТ – каскади низького й високого тисків компресорів

ТНТ, ТВТ – каскади низького і високого тиску турбін

ККД – коефіцієнт корисної дії двигуна

ДСУ – допоміжна силова установка

ТАЗ – паливний автомат запуску

АП – апарат приємності

НА – напрямний апарат

ППД – поверхнєве пластичне демпфірування

САК – система автоматичного керування

СККС – система контролю кількості стружки

КМТ – клапан мінімального тиску

КППТ – клапан постійного перепаду тиску $\Delta p_{дк}$

ВМ – виконуючий механізм

ІАС – інженерно-авіаційна служба

МІ – мовна інформація

КПА – контрольні прилади й апаратура

ММ – математична модель

Інші позначення дані по ходу розрахунково-пояснювальної записки.

ВСТУП

У сучасному виробництві та експлуатації розробляється та використовується багато різних типів двигунів. Двигуни, що складаються з компресора, камери згорання та газової турбіни називаються газотурбінними двигунами. Вони використовуються в якості силового приводу в наземних, морських та повітряних установках.

У грошовому еквіваленті світового виробництва на даний час загальний обсяг виробництва ГТД складає 70 % авіаційні двигуни та біля 30 % це морські та наземні двигуни.

У сучасній цивільній та військовій авіації газотурбінні двигуни практично займають домінуюче положення, витиснувши поршневі двигуни, окрім мабуть малої приватної авіації. Це стало можливим завдяки компактності, невеликій вазі у порівнянні з іншими типами енергетичних установок, а також завдяки високому ступеню енерговіддачі.

Високі питомі параметри ГТД забезпечуються особливостями конструкції та термодинамічного циклу. Цикл ГТД відрізняється від інших двигунів внутрішнього згорання тим, термодинамічні процеси відбуваються одночасно та неперервно у різних елементах двигуна. Завдяки цьому в ГТД немає такої нерівномірності умов роботи, а середня швидкість та масова витрата робочого тіла у 50...100 разів вища. Ніж в поршневих двигунах.

Це дозволяє зосередити в малогабаритних ГТД великі потужності.

Застосування ГТД в військовій та цивільній авіації сприяло якісному стрибку у розвитку авіації, а саме великі висоти польоту, надзвукові швидкості, збільшити число Маха, значно підвищити вантажопідіймність та дальність польоту.

Основним напрямком подальшого вдосконалення двигунів є інтенсифікація робочого процесу, тобто збільшення температури газів перед турбіною T_t^* , ступеня підвищення повного тиску p_k^* , повне використання енергії розширення газу p_t^* і p_c^* , а також вдосконалення основних вузлів двигуна в напрямі зниження втрат в них.

Формування проточної частини турбокомпресора ГТД являє собою одну найбільш важких завдань загального процесу проектування та розроблення конструкції нового двигуна. Тому на цьому етапі, найбільш істотно використовувати методи автоматизованих розрахунків та проектних досліджень за допомогою ЕОМ. У газодинамічному розрахунку отримуємо основи параметри у компресорній та турбінній частині, на основі яких будуються трикутники швидкостей.

Удосконалення авіаційних двигунів, у свою чергу, висуває нові вимоги до технології їх виготовлення. Зростання робочих температур і тисків вимагає все більш широкого використання високоміцних і жароміцних сплавів, тенденція скорочення числа деталей призводить до ускладнення їх геометричних форм.

Можна відмітити такі основні напрями удосконалення авіаційних силових установок з газотурбінними двигунами:

- максимальне спрацьовування енергії розширення газу,
- вдосконалення параметрів робочого процесу газотурбінного двигуна та проектування конструктивних рішень, що забезпечують реалізацію цих параметрів;
- вдосконалення параметрів та характеристик елементів газотурбінних двигунів за рахунок втілення перспективних методів розрахунку течії;
- вдосконалення камер згоряння газотурбінних двигунів;
- застосування вентиляторів з поворотними лопатями, газових турбін поворотними сопловими апаратами; інтеграція параметрів і характеристик літального апарату і двигуна.

Актуальність теми. Вирішення проблем, пов'язаних зі зростанням швидкості, дальності, висоти, безпеки та економічності польотів залежить від багатьох чинників. Одним з найвпливовіших чинників є проектування силової установки, що задовольняє всім необхідним вимогам.

Тому при розгляді питань проектування авіаційних двигунів не можна не враховувати стан і розвиток повітряного транспорту в цілому і авіабудування зокрема.

Технічна досконалість та економічна доцільність введення в експлуатацію нового типу повітряного судна визначається значною мірою рівнем досконалості двигунів, встановлених на ньому.

Оскільки авіаційний двигун дуже впливає на експлуатаційні характеристики літака в цілому, то від нього багато в чому залежить економічна ефективність авіакомпанії.

Целі та завдання дослідження. Ціллю даної роботи є покращення параметрів двохконтурного двигуна для середньо магістрального та дальньомагістрального літака за рахунок охолодження повітря в компресорі.

Об'єкт та предмет дослідження. Об'єктом даної роботи є система охолодження повітря в компресорі двохконтурного турбореактивного двигуна.

Предметом дослідження є процес проектування двохконтурного турбореактивного двигуна з покращеними параметрами за рахунок системи охолодження повітря в компресорі.

Методи дослідження. Проектування двигуна з покращеними параметрами використовуючи математичну модель.

Результати дослідження. Запропоновані заходи дозволять знизити витрати на технічне обслуговування повітряного судна та силової установки що подовжить строк експлуатації та підвищить ефективність використання палива, а також знизить екологічні збитки для навколишнього середовища за рахунок зниження викидів шкідливих речовин.

У даній дипломній роботі пропонується дослідити та покращити параметри двохконтурного двигуна.

Розділ 1

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУЧАСНОГО АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА

1.1 Аналіз сучасних параметрів роботи повітряних суден

Проектування літака є складним процесом, що розділяється на проектні етапи і стадії які взаємозв'язані. Створюване повітряне судно повинно відповідати техніко-економічним характеристикам і задовольняти технічним вимогам. Технічне завдання містить вихідний опис літака, його льотно-технічні характеристики, що забезпечують конкурентоспроможність і високу економічну ефективність, проектного ПС.

Технічне завдання уточнюється на стадії передпроектних досліджень, в ході яких виконуються патентний пошук, аналіз існуючих технічних рішень, дослідно-конструкторські і науково-дослідні роботи. Основним завданням перед-проектних досліджень є експериментальна перевірка і пошук його елементу і нових принципів функціонування проектного об'єкту.

На стадії ескізного проектування вибирається аеродинамічна схема, виконується розрахунок основних параметрів, що забезпечують досягнення заданих льотно-технічних характеристик. До таких параметрів відносяться: маса палива, потужність силової установки, маса ПС, маса приладового і спеціального устаткування. Результати розрахунків використовуються при розробці компоувальної схеми ПС.

Конструювання агрегатів і вузлів ПС з врахуванням вибраних технічних рішень виконується на стадії розробки технічного проекту. При цьому параметри спроектованих агрегатів повинні задовольняти значенням, відповідним ескізному проекту. Частина параметрів може бути уточнена з метою оптимізації конструкції. При технічному проектуванні виконується аеродинамічні, кінематичні розрахунки вузлів, розрахунки на міцність, вибір конструкційних матеріалів і конструктивних схем.

На стадії робочого проекту виконується оформлення робочих і складальних креслень ПС, специфікацій, відомостей комплектувань і іншої технічної документації відповідно до прийнятих стандартів [2].

Процес визначення параметрів містить у собі ряд послідовностей, що дозволяють одержати реальну модель літака як системи.

На основі аналізу літаків-аналогів, задаємося наближеними параметрами для проєктованого ПС і зводимо їх у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Статистичні дані літаків-прототипів

	С-141	Іл-76 ТД	С-5А	Ан-124	Проектова- ний
1	2	3	4	5	6
Категорія ПС	Вантажне ПС	Вантажне ПС	Вантажне ПС	Вантажне ПС	Вантажне ПС
Розташування двигунів і крила	Двигун під крилом	Двигун під крилом	Двигун під крилом	Двигун під крилом	Двигун під крилом
Злітна маса, т	143,6	170	363	405	400
Число двигунів	4	4	4	4	4
Тяга двигуна, кН	95,3	120	186	233	233
Тягоозброєння	2,62	2,82	2,25	2,15	2,6
Дальність польоту з тах ком. навант.	3900 (42)	3600 (40)	5000 (100)	8500 (120)	6500 (120)
$V_{\text{зах на пос}}$, км/год	215	220	210	240	234
Розбіг, м	1480	1850	2200	2700	1557
Пробіг, м	816	960	1090	1900	803
Потрібна дов- жина злітної смуги, м	2100	2100	3000	3000	2550
Площа крила, м^2	300	300	550	628	667

Закінчення таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
Розмах крила, м	48,8	50,5	67,7	73,3	75
$V_{\text{крейс}}$, км/год	825	850	835	835	850
Висота польоту, м	11000	10000	9500	11000	10000
Марка двигуна	TF-33-P7	Д-30 КУ	TF-36-6 E	Д-18 Т	Проектований
Тип двигуна	ТРДД	ТРДД	ТРДД	ТРДД	ТРДД

На основі аналізу статистичних даних по представлених літаках, застосовуємо схему літака високоплан зі звичайною схемою оперення [2].

У порівнянні з прототипами значно збільшена площа крила, а отже і розмах, що дозволило домогтися поліпшення аеродинаміки літака.

1.2 Аналіз основних технічних даних аналогічних газотурбінних двигунів

Аналіз статистичних даних двигунів подібних Д18Т наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Статистичні дані двигунів

Двигун	PW4462	RB211-524G/H-T	ПС-90А	Д-18Т	Проектований
Країна	США	Англія	Росія	Україна	–
$R_{\text{взл}}$, кН	276	258	160	234	230
m	4,8	4,3	4,36	5,6	6
π_{Σ}	32,3	33	35,5	24	24
$\pi_{\text{вл}}$	1,8	–	1,64	–	1,65
$T_{\text{Г}}^*$, К	–	1505	1640	1610	1650
$G_{\text{пов}}$, кг/с	–	729	470	760	726
$C_{\text{пит зл}}$, кг/(кгс·год)	0,378	–	0,378	0,345	0,35
$C_{\text{пит крейс}}$, кг/(кгс·год)	–	0,564	0,595	0,546	

Проаналізувавши основні технічні дані двигунів можна з упевненістю сказати, $C_{\text{пит}}$ можна знизити в такий спосіб: підвищенням $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ компресора, підвищенням температури газів перед турбіною T_T^* , збільшенням ступеня двоконтурності m [7].

На основі даних двигунів прототипів вибираємо параметри двигуна так, щоб у кінцевому рахунку, одержати досить економічний двигун, що відповідає усім вимогам, пропонованим до силових установок ПС.

У проектованому двигуні мають бути утілені всі кращі тенденції двигунобудування, що існують у двигунах прототипах.

1.3 Основні параметри газотурбінних двигунів

Для порівняльної оцінки роботи різних газотурбінних двигунів використовують такі параметри: тягові – оцінюють ефективність роботи двигуна, економічні – оцінюють витрату палива, масові – характеризують масу двигуна.

Питома тяга двигуна $R_{\text{пит}}$ дорівнює тязі, яка припадає на 1 кг повітря, що проходить через двигун за одиницю часу. Тобто вона визначається відношенням сили тяги, що розвивається двигуном до секундної витрати повітря через газотурбінний двигун.

Для двигуна розташованого по осі симетрії повітряного судна загальна тяга дорівнює кількості руху реактивного потоку газу, що витікає з сопла двигуна:

$$R = G_{\text{пов}}/g(V_c - V_{\text{п}}),$$

де g – прискорення вільного падіння; V_c – швидкість витікання газів з сопла; $V_{\text{п}}$ – швидкість польоту повітряного судна.

Можна записати таким чином, що тягова потужність це робота сили тяги за 1 секунду та дорівнює добутку сили тяги помножену на швидкість літака на певній висоті польоту.

Питома витрата палива у двигуні $C_{\text{пит}}$, визначається відношенням посекудної або погодинної витрати палива до тяги що розвивається двигуном:

$$C_{\text{пит}} = q_{\text{пал}}/R_{\text{пит}}.$$

Значення питомої витрати палива є одним з основних показників якості газотурбінного двигуна, що визначає дальність польоту величину корисного навантаження літака та вартість перевезень.

Тому зниження цього показника є найважливішим завданням у двигунобудуванні.

Важливою характеристикою також є питома маса двигуна $\gamma_{дв}$. Питома маса двигуна характеризується відношенням маси двигуна до його тяги на максимальному режимі роботи двигуна на землі при нульовій швидкості польоту:

$$\gamma_{дв} = G_{дв}/R.$$

У проектуванні та виробництві двигунів постійно відбувається боротьба за зниження питомої маси двигуна.

Для оцінки якості авіаційного двигуна як теплової машини використовуються різні коефіцієнти корисної дії: ефективний ККД – відношення корисної роботи двигуна до енергії витраченої для створення цієї роботи; термічний ККД, що враховує витрати термодинамічного циклу; відносний ККД оцінює енергетичні втрати в тепловому АД по відношенню до ідеального АД; польотний ККД визначає відношення швидкості витікання газів із сопла до швидкості польоту; повний ККД пропорційно визначається відношенням всієї корисної роботи до всієї затраченої енергії.

1.4 Вибір та обґрунтування параметрів робочого процесу

В даний час питомі параметри дозволяють робити порівняльну оцінку досконалості турбореактивних двоконтурних двигунів. Оцінка полягає у порівнянні за інших рівних умов, величини питомої тяги і питомої витрати палива і питомої ваги ТРДД. Відомо, що при заданих умовах польоту повітряного судна і прийнятому значенні гідравлічних втрат у проточній частині двигуна, питомі тяга і витрата палива визначаються параметрами робочого процесу й ступенем двоконтурності.

При постійних значеннях цих параметрів, збільшення ступеня двоконтурності приводить до збільшення тяги і до зменшення питомої витрати палива. У цьому,

зокрема, виявляється принцип сполучення робочого тіла в ТРДД, що у даному випадку зводиться до того, що при постійній витраті повітря через внутрішній контур і при визначеній кількості механічної енергії, наявної у двигуні, як у тепловій машині, витрата буде тем меншою, а тяга тим більшою, чим більшої масі повітря передана ця енергія [26].

Із збільшенням m збільшується витрата повітря через зовнішній контур, енергія передана в цей контур залишається без змінення, тому зменшується швидкість витікання повітря із сопла. При цьому відбувається зменшення швидкості витікання повільніше ніж збільшення витрати повітря, а тяга, визначена як добуток витрати на швидкість зростає.

Оскільки, витрата палива із збільшенням m залишається сталою, то зі зростанням тяги питома витрата палива буде зменшуватись. У такий спосіб із збільшенням ступеня двоконтурності можна отримати більшу тягу з мінімальною витратою палива, тому в наш час у авіації найбільше поширення отримали двигуни з великим ступенем двоконтурності ($m = 4...8$). Ступінь впливу на параметри двигуна зміни m значно залежить від швидкості польоту ПС, в той час, коли оцінюється цей вплив [12].

Відомо, що при збільшенні швидкості від нуля до певного значення $V > 0$ інтенсивність зниження питомої витрати зі збільшенням m зменшується, а питома тяга знижується швидше. Це досягається зменшенням різниці швидкостей $C_c - V$, яка визначає питому тягу двигуна. Тому для пасажирських ПС, що літають на білязвукових швидкостях є необхідність в оптимізації обраного ступеня двоконтурності.

Крім того вибір m залежить від конструктивних особливостей двигунів та їх компоновання, оскільки збільшення ступеня двоконтурності приводить до збільшення маси сухого двигуна за рахунок ускладнення його конструкції, а збільшення миделевого перерізу двигуна приводить до зростання лобового опору літака. З огляду на всі перераховані аспекти дослідження, обираємо ступінь двоконтурності $m = 6$.

Питома тяга при збільшенні $\pi_{к\Sigma}^*$ на початку зростає. При збільшенні $\pi_{к\Sigma}^*$ до економічного ступеня підвищення тиску питома витрата палива досягає мінімального значення. Зі зростанням температури газів на вході в турбіну економічний ступінь підвищення тиску зростає. Це визначається залежністю корисної роботи циклу від $\pi_{к\Sigma}^*$, що дорівнює різниці стискання з урахуванням різних втрат у двигуні і політропних робіт розширення [16].

Зниження цієї різниці, при значеннях $\pi_{к\Sigma}^*$ більших, ніж оптимальне, пов'язано зі збільшенням роботи, витраченої на подолання гідравлічних втрат при стискуванні через високій тиск повітря і збільшенням перетікання повітря через радіальні зазори. Оскільки, питома тяга прямо пропорційна корисній роботі циклу двигуна, це зниження призводить до зменшення питомої тяги двигуна.

Зменшення $C_{пит}$ при збільшенні $\pi_{к\Sigma}^*$ пов'язано зі збільшенням температури повітря за компресором, тому що для отримання заданої температури газів перед турбіною нам буде потрібна менша кількість палива.

У роботі для забезпечення мінімальної витрати палива і високої питомої тяги вибирається великий ступінь підвищення тиску. Однак збільшення $\pi_{к\Sigma}^*$ обмежене [26].

По-перше, зниженням ККД компресора, тому що при високих $\pi_{к\Sigma}^*$ довжина лопаток останніх ступенів зменшується, що приводить до зниження напірності ступеня.

По-друге, $\pi_{к\Sigma}^*$ обмежується також міркуваннями міцності, оскільки на елементи двигуна діють значні навантаження від тиску повітря. За допомогою нових технологій проектування, виробництва і збирання, двигуни нового покоління мають високі значення $\pi_{к\Sigma}^*$, такі, що досягають 24...36 при порівняно малих геометричних розмірах та масі.

Застосування $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ такої величини обмежується необхідністю забезпечити жорсткість і міцність конструкції вузлів, що працюють в умовах високих тисків та можливістю перевищення припустимого значення величини осьової сили, що зменшує довговічність радіально-упорних підшипників.

Для дослідження параметрів двигуна приймаємо значення $\pi_{\kappa\Sigma}^* = 24$. [26]

Для одержання максимальної тяги при мінімальній питомої витрати палива розробники прагнуть проектувати газотурбінні двигуни з великими значеннями T_{Γ}^* , тому що при збільшенні T_{Γ}^* корисна робота циклу збільшується, збільшується робота турбіни, а також зростає швидкість витікання газів із сопла, що збільшує питому тягу.

Як було відзначено вище, економічний ступінь підвищення тиску в КВТ при збільшенні T_{Γ}^* приймає більш високі значення, зростає температура повітря за компресором, що призводить до зниження питомої витрати палива. Але при високих T_{Γ}^* зростання $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ викликає зворотний ефект, тому що зростання витрати палива перебиває збільшення питомої тяги двигуна, тим самим збільшуючи питому витрату палива.

В даний час іноді високі значення $C_{\text{пит}}$ припустимі, тому що високотемпературний двигун може забезпечити більш високу тягу. [16]

Це дозволяє скоротити кількість двигунів на ПС, які можуть застосовуватися на літаках більшої злітної маси. При цьому вигреш у зростанні комерційного навантаження компенсує збільшення витрати палива.

Але прагнення підвищити T_{Γ}^* обмежується вимогами надійності авіаційної техніки, тому що збільшення T_{Γ}^* прискорює процеси газової корозії і збільшує деформації елементів гарячої частини двигуна. Як відомо, ресурс турбіни ВТ визначає ресурс усього авіаційного двигуна, якщо його конструкція не модульна. Сучасна металургія може отримати жароостійкі сплави на основі нікелю, хрому,

кобальту, молібдену, що стійкі до газової корозії і мають великі значення межі тривалої міцності.

На сучасних двигунах застосовуються ефективні способи циркуляційного й загороджувального охолодження жарових труб КС.

З урахуванням застосування на проектуваному двигуні сучасних жароміцних сплавів і удосконалених систем охолодження елементів проточної частини вибираємо

$$T_{\Gamma}^* = 1650 \text{ К. [16]}$$

Для ТРДД особливу увагу необхідно приділити оптимальному розподілу енергії між контурами, що визначається ступенем підвищення тиску в зовнішньому контурі $\pi_{\text{влП}}^*$, при якому питома витрата палива мінімального значень, а реактивна тяга досягає максимального. Відбувається це тому, що при збільшенні $\pi_{\text{влП}}^*$ при постійній енергії, яка підводиться до робочого тіла; швидкість витікання газів із сопла внутрішнього контуру буде зменшуватися, а зовнішнього – буде зростати. Внаслідок цього питома тяга внутрішнього контуру зменшується, а зовнішнього – збільшується. Однак при значних ступенях двоконтурності темп зміни цих швидкостей неоднаковий.

При перевищенні $\pi_{\text{влП}}^*$ оптимального значення сумарна питома тяга починає знижуватися, оскільки зростання швидкості витікання із сопла зовнішнього контуру стає недостатнім, щоб перекрити падіння швидкості витікання з внутрішнього сопла.

Беручи до уваги життєвий цикл газотурбінних двигунів можна виділити такі основні етапи:

➤ Перший етап – етап проектування та виготовлення дослідного зразка. На цьому етапі для одержання заданих параметрів двигуна та максимальних ККД вузлів цього двигуна, а саме, процесу сттикування, використовується оптимізація геометричних параметрів вінців лопатки та спеціальна конструкція статора компресора, крім цього, в конструкцію може бути закладена можливість використання води та водяної пари для збільшення ефективності роботи двигуна при високих температурах.

➤ Другий етап – етап доведення ГТД. На цьому етапі підтверджуються задані параметри двигуна. В процесі доводки продовжується процес удосконалення вузлів на більш високому рівні.

➤ Третій етап – процес експлуатації двигуна. На двигунах що знаходяться в експлуатації в процесі терміну напрацювання з'являється проблема, пов'язана з втратою потужності або тяги. При великих температурах навколишнього середовища втрати тяги можуть досягати до 20 %.[30]

У даній роботі розглянуто, як захід з підвищення потужності і термічної ефективності компресора, і ГТД в цілому, вплив уприскування в проточну частину води на злітному режимі.

Висновки до розділу 1.

У даному розділі проведено аналіз сучасних параметрів роботи повітряних суден, важливим було також дослідити основні технічні дані аналогічних газотурбінних двигунів, розглянуто основні параметри газотурбінних двигунів та на основі їх обрано та обґрунтовано параметри робочого процесу досліджуваного газотурбінного двигуна.

РОЗДУЛ 2

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА ТИПУ Д18Т ДЛЯ ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ

2.1 Термодинамічний розрахунок ТРДД[2]

Головною метою термодинамічного розрахунку ТРДД є позначення параметрів робочого тіла у особливих перетинах проточних частин двигуна, затрати повітря, удільної тяги і удільної затрати палива. Обчислення робиму відповідно до рекомендацій, показаних у методичних настановах.

Необхідні дані для розрахунку:

Висота польоту	$H = 0$ м
Швидкість польоту	$V = 0$ м/с
Тяга	$P = 24000$ Н
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	$\pi_{\text{к}}^* = 24$
Ступінь підвищення тиску повітря у вентиляторі	$\pi_{\text{вл}}^* = 1,65$
Ступінь двоконтурності	$m = 6$
Температура газів перед турбіною	$T_{\text{г}}^* = 1650$ К
Газова постійна повітря	$R = 287,3$ Дж/(кг·К)
Газова постійна газу	$R_{\text{г}} = 288$ Дж/(кг·К)
Показник адіабати для повітря	$k = 1,41$
Показник адіабати для газу	$k_{\text{г}} = 1,33$
Постійні величини	$m_{\text{п}} = 0,040497$ (кг·К)/Дж; $m_{\text{г}} = 0,0396$ (кг·К)/Дж

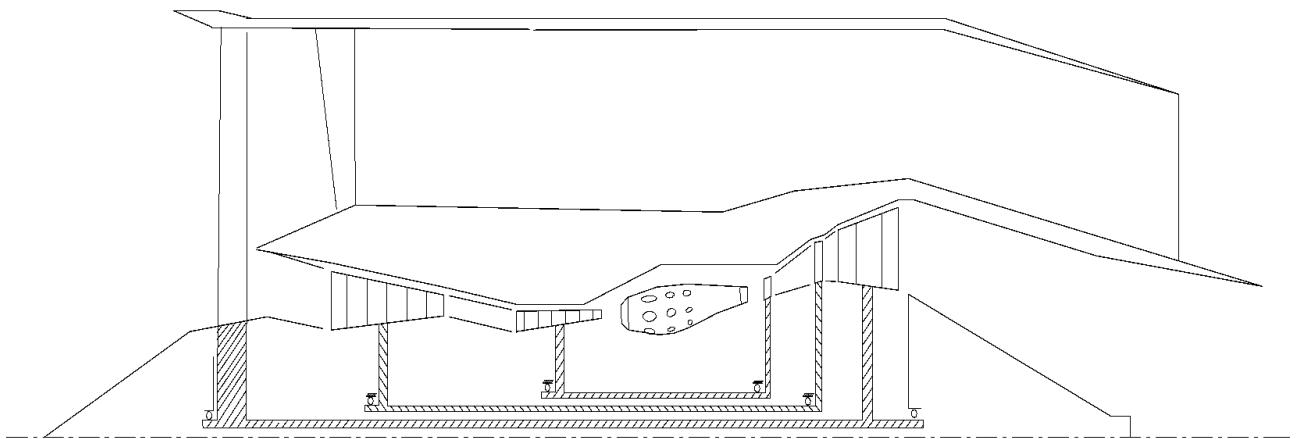


Рисунок 2.1. – Дефініція параметрів робочого тіла в ламінарному потоці перед силовою установкою

Для указанної висоти ($H = 0$ м) тиск і температура рівні $p_H = 101325$ Па; $T_H = 288,15$ К. Визначемо параметри стриманого потоку:

$$T_H^* = T_H + \frac{V^2}{2 \left(\frac{k}{k-1} \right) R}; T_H^* = 288,15 \text{ К};$$

$$p_H^* = p_H \left(\frac{T_H^*}{T_H} \right)^{\frac{k}{k-1}}; p_H^* = 101325 \text{ Па}.$$

Дефініція параметрів повітря що надходить до вентилятора.

Температуру та тиск можемо визначити з рівнянь:

$$T_B^* = T_H^*; T_B^* = 288,15 \text{ К}.$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої

$$\sigma_{вх} = 0,995.$$

$$p_B^* = p_H^* \cdot \sigma_{вх}; p_B^* = 100,82 \text{ кПа}.$$

Формулювання параметра робочого тіла позаду вентилятора у зовнішньому контурі. Переріз Вл-Вл

ККД вентилятора приймаємо $\eta_{влп}^* = 0,89$ та знаходимо роботу стискання у зовнішньому контурі.

$$L_{влп} = \frac{k}{k-1} RT_B^* \left[\left(\pi_{вл}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{влп}^*}; L_{влп} = 50,143 \text{ кДж/кг}.$$

Тиск і температура за вентилятором

$$p_{влп}^* = p_B^* \pi_{вл}^* p_{влп}^*; p_{влп}^* = 166,35 \text{ кПа};$$

$$T_{влп}^* = T_B^* + \frac{k-1}{k} \frac{L_{влп}}{R}; T_{влп}^* = 338,9 \text{ К}.$$

Розрахунок параметрів повітря із сопла зовнішнього контуру (на виході.) Переріз СІ-СІ

Параметри повітря на вході сопла в ТРДД з укороченим зовнішнім контуром дорівнює параметрам після вентилятора (при $\sigma_{п} = 0,995$):

$$T_{п}^* = T_{влп}^*; T_{п}^* = 338,9 \text{ К};$$

$$p_{\text{II}}^* = p_{\text{вЛП}}^* \sigma_{\text{II}}; p_{\text{II}}^* = 165,519 \text{ кПа.}$$

Швидкість повітря що рухається із сопла зовнішнього контуру можна визначити завдяки формули для повного розширення (враховуючи що коефіцієнт швидкості сопла на зовнішньому контурі дорівнює $\phi_{\text{сП}} = 0,985$):

$$C_{\text{сП}} = \phi_{\text{сП}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_{\text{II}}^* \left[1 - \left(\frac{p_{\text{H}}}{p_{\text{II}}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; C_{\text{сП}} = 293,952 \text{ м/с.}$$

$$p_{\text{с}} = p_{\text{H}}; p_{\text{с}} = 101,325 \text{ кПа;}$$

$$T_{\text{с}} = T_{\text{II}}^* - \frac{k-1}{k} \frac{C_{\text{сП}}^2}{2R}; T_{\text{с}} = 295,173 \text{ К.}$$

Знаходження параметрів повітря після компресора.

ККД компресора можна визначити за допомогою формули, та задаючи ККД ступені компресора як $\eta_{\text{ст}} = 0,89$.

$$\eta_{\text{к}}^* = \frac{\pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{\text{к}}^{*k\eta_{\text{ст}}} - 1}; \eta_{\text{к}}^* = 0,833.$$

Продуктивна робота стискання повітря в компресорі

$$L_{\text{к}} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{в}}^* \left[\left(\pi_{\text{к}}^* \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{\text{к}}^*}; L_{\text{к}} = 519,438 \text{ кДж/кг.}$$

Температура і тиск після компресора

$$T_{\text{к}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{k-1}{k} \frac{L_{\text{к}}}{R}; T_{\text{к}}^* = 813,88 \text{ К;}$$

$$p_{\text{к}}^* = p_{\text{в}}^* \pi_{\text{к}}^*; p_{\text{к}}^* = 2,42 \text{ МПа.}$$

Розрахунок параметрів робочого тіла після вихода з камери згоряння

Для знаходження тиску перед турбіною задаємо коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння ($\sigma_{\text{кз}} = 0,98$ – "тепловий опір" та гідравлічні втрати КЗ):

$$p_{\Gamma}^* = p_{\kappa}^* \sigma_{\kappa\Gamma}^*; p_{\Gamma}^* = 2,371 \text{ МПа.}$$

Середня теплоємність газу у камері згоряння

$$C_{p \text{ ср}} = \left(878 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right) + \left(0,208 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}^2} \right) (T_{\Gamma}^* + 0,48 T_{\kappa}^*); C_{p \text{ ср}} = 1,302 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Якщо задати коефіцієнт повного згоряння $\eta_{\Gamma} = 0,995$ та прийняти данні теплотворності палива $H_u = 4,3 \cdot 10^7$ Дж/кг, можна знайти середню витрату палива:

$$g_{\Gamma} = \frac{C_{p \text{ ср}} (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}; g_{\Gamma} = 0,0255.$$

Коефіцієнт великог залишкуповітря у камері згоряння (кг палива/кг повітря)

$$\alpha = \frac{1}{g_{\Gamma} l_0}; \alpha = 2,655,$$

де l_0 –це кількість повітря для спалювання 1 кг палива

$$l_0 = 14,8 \text{ кг повітря/кг палива.}$$

Знаходження даних газу за турбіною.

За для знаходження продуктивної роботи турбіни ТРДД беремо до уваги такі коефіцієнти:

$g_{\text{охл}} = 0,06$ – приблизна кількість повітря для охолодження деталей турбіни;

$\eta_{\text{м}} = 0,995$ – затрати потужності на подолання тертя у підшипниках

$$L_{\Gamma} = \frac{m L_{\text{влп}} + L_{\kappa}}{(1 + g_{\Gamma})(1 - g_{\text{охл}})\eta_{\text{м}}}; L_{\Gamma} = 855,271 \text{ кДж/кг.}$$

Беречя до уваги ККД турбіни $\eta_{\Gamma}^* = 0,91$ знаходимо температуру і тиск газу після турбіни:

$$T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}} \frac{L_{\Gamma}}{R_{\Gamma}}; T_{\Gamma}^* = 913,159 \text{ К;}$$

$$p_{\Gamma}^* = p_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^* \eta_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}}; p_{\Gamma}^* = 156,267 \text{ кПа.}$$

Знаходження параметрів газу у внутрішньому контурі, перерізі сопла.

Температура за турбіною дорівнює температурі внутрішнього контуру:

$$T_{cl}^* = T_T^*; T_{cl}^* = 913,159 \text{ К.}$$

Беручи коефіцієнт повного тиску від перерізу турбіни та до вихідного сопла $\sigma_{cl} = 0,99$, можемо знайти тиск пригальмованого потоку у вихідному перерізі сопла:

$$p_{cl}^* = p_T^* \sigma_{cl}; p_{cl}^* = 154,704 \text{ кПа.}$$

Можемо визначити різницю тиску в реактивному соплі внутрішнього контуру та порівняємо його з критичним перепадом:

$$\pi_{c.кр}^* = \left(\frac{k_r + 1}{2} \right)^{\frac{k_r}{k_r - 1}}; \pi_{c.кр}^* = 1,851;$$

$$\pi_{cl}^* = \frac{p_{cl}^*}{p_H}; \pi_{cl}^* = 1,527.$$

Тому що $\pi_{cl}^* < \pi_{c.кр}^*$, повне розширення газу ($p_c = p_H$) та швидкість витікання газу із сопла буде дорівнювати:

$$C_{cl} = \phi_{cl} \sqrt{2 \frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_T^* \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_T^*} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right]}; C_{cl} = 455,517 \text{ м/с,}$$

де $\phi_{cl} = 0,98$ – значення швидкості.

Температура (статична) газу на виході із сопла

$$T_{cl} = T_{cl}^* - \frac{C_{cl}^2}{2 \left(\frac{k_r}{k_r - 1} \right) R_T}; T_{cl} = 823,778 \text{ К.}$$

Значення витрати повітря та основних параметрів

Характерна тяга дорівнює:

$$P_{удI} = C_{cl}(1 + g_T); P_{удI} = 467,111 \text{ (Н·с)/кг;}$$

$$P_{удII} = C_{clII}; P_{удII} = 293,952 \text{ (Н·с)/кг;}$$

$$P_{уд\Sigma} = \frac{P_{удI} + P_{удII} m}{1 + m}; P_{уд\Sigma} = 318,689 \text{ (Н·с)/кг.}$$

Питома витрата палива:

$$C_{уд} = \frac{g_T(1 - g_{охл})}{P_{уд\Sigma}(1 + m)}; C_{уд} = 0,039 \text{ кг/(Н}\cdot\text{год)}.$$

Витрату повітря можна знайти з рівнянь:

$$G_B = \frac{P}{P_{уд\Sigma}}; G_B = 726,414 \text{ кг/с};$$

$$G_{вI} = \frac{C_B}{1 + m}; G_{вI} = 103,773 \text{ кг/с};$$

$$G_{вII} = \frac{m}{1 + m} G_B; G_{вII} = 622,641 \text{ кг/с};$$

$$G_B = 726,414 \text{ кг/с}; G_B = G_{вI} + G_{вII}.$$

Внутрішній ККД двигуна:

$$\eta_e = \frac{P_{удI}^2 + mP_{удII}^2}{2g_T H_u (1 - g_{охл})}; \eta_e = 0,358.$$

2.2 Газодинамічний розрахунок ТРДД[9], [12]

Головна мета газодинамічного розрахунку авіаційного ГТД це є знаходження діаметральних розмірів які характерні для пертинів проточної частини двигуна кількості ступенів компресорів та турбін в кожному каскаді і розподіл роботи стискування або розширення між ними. Остаточними даними для газодинамічного розрахунку прийнято брати термодинамічний розрахунок.

Визначення розмірів на вході у вентилятор

Починаючи газодинамічний розрахунок, візьмемо значення осьової швидкості повітря на вході $C_{1a} = 220$ м/с а також окружної швидкості на кінцях лопаток $u_{1к} = 500$ м/с як показано у рекомендації, у такому разі оберемо відносний діаметр втулки першої ступені вентилятора $d_{1відн} = 0,303$.

Зазначена швидкість струму

$$\lambda_{1a} = \frac{C_{1a}}{18,3\sqrt{T_B^*}}; \lambda_{1a} = 0,708.$$

Формула яка визначає відносну щільність струму є функцією від показника адіабати та приведеної швидкості струму:

$$q(\lambda, k_i) = \left(\frac{k_i + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k_i - 1}} \lambda \left(1 - \frac{k_i - 1}{k_i + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k_i - 1}}; \quad q(\lambda, k_i) = 0,898.$$

Площа перерізу біля входу до вентилятор:

$$F_B = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{m_{\Pi} p_B^* q(\lambda_{1a}, k)}; \quad F_B = 3,364 \text{ м}^2,$$

де $m_{\Pi} = 0,040497 \text{ (кг} \cdot \text{К)}/\text{Дж}$.

Діаметр робочого колеса на периферії:

$$D_{1К} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi(1 - d_{1ВІДН}^2)}}; \quad D_{1К} = 2,172 \text{ м.}$$

Діаметр втулки

$$D_{1ВТ} = \sqrt{D_{1К}^2 - \frac{4F_B}{\pi}}; \quad D_{1ВТ} = 0,658 \text{ м.}$$

Діаметр перерізу, який ділить потоки 1 і 2 контурів:

$$D_1 = \sqrt{D_{1К}^2 - \frac{4F_B}{\pi} \frac{G_{ВІІ}}{G_B}}; \quad D_1 = 1,022 \text{ м.}$$

Розрахунок кількості ступенів вентилятор ТРДД

Окружні швидкості лопаток на діаметрі D_1 а також біля втулки:

$$u_1 = u_{1К} \frac{D_1}{D_{1К}}; \quad u_1 = 235,346 \text{ м/с};$$

$$u_{1ВТ} = u_{1К} \frac{D_{1ВТ}}{D_{1К}}; \quad u_{1ВТ} = 151,5 \text{ м/с.}$$

Густоту решітки біля втулки робочого колеса рахуємо як $z_{ВТ} = 2,2$.

Розрахуємо густоту решітки, зкручення повітря та роботу, яка передається повітрю через робочі лопатки вентилятор, на діаметрі D_1 :

$$z_1 = z_{ВТ} \frac{D_{1ВТ}}{D_1}; \quad z_1 = 1,416;$$

$$\Delta W_{u1} = C_{1a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \frac{1}{z_1}}; \Delta W_{u1} = 165,601 \text{ м/с};$$

$$L_1 = u_1 \Delta W_{u1}; L_1 = 39 \text{ кДж/кг}.$$

Закручення повітря на діаметрі:

$$\Delta W_{u_{\text{вТ}}} = C_{1a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \frac{1}{z_{\text{вТ}}}}; \Delta W_{u_{\text{вТ}}} = 202,757 \text{ м/с}.$$

Середнє значення роботи вентилятора у зоні внутрішнього контуру:

$$L_{u_{\text{вТ}}} = u_{\text{вТ}} \Delta W_{u_{\text{вТ}}}; L_{u_{\text{вТ}}} = 30,718 \text{ кДж/кг};$$

$$L_{\text{вЛІ}} = (L_{u_{\text{вТ}}} + L_1) L_{\text{вЛІ}} / 2 = 34,846 \text{ кДж/кг}.$$

Виходячи із цієї ситуації, остаточно можемо прийняти вентилятор одноступінчатий $z_{\text{вЛ}} = 1$, розміри на вході:

$$D_{1\text{к}} = 2,172 \text{ м}; D_{1\text{вТ}} = 0,658 \text{ м}; D_1 = 1,022 \text{ м}; u_{1\text{к}} = 500 \text{ м/с}.$$

Робота у зоні зовнішнього контуру:

$$L_{\text{вЛІІ}} = 50,143 \text{ кДж/кг}.$$

у зоні внутрішнього контуру:

$$L_{\text{вЛІ}} = 34,846 \text{ кДж/кг}.$$

Розподілимо роботу стискання між каскадами компресорів високого і середнього та низького тиску та зможемо визначити кількість ступенів турбіни середнього або високого тиску.

Розподіляють роботу стискання між каскадами компресора з умови максимального навантаження кожної ступені ТВТ.

$$L_{\text{к}}^* = L_{\text{к}} - L_{\text{вЛІ}}; L_{\text{к}}^* = 484,59 \text{ кДж/кг}.$$

Робота турбін середнього та високого тисків:

$$L_{\text{т}} = \frac{L_{\text{к}}^*}{(1 + g_{\text{т}})(1 - g_{\text{охл}})\eta_{\text{м}}}; L_{\text{т}} = 505,254 \text{ кДж/кг}.$$

Зможемо розподілити отримані роботи по каскадам КСТ, КВТ та ТСТ, ТВТ так, щоб робота КСТ та ТСТ була на 20 % менше роботи КВТ:

$$L_{\text{кст}} = \frac{0,8L_{\text{к}}^*}{1,8}; L_{\text{кст}} = 215,374 \text{ кДж/кг};$$

$$L_{\text{квт}} = \frac{L_{\text{к}}^*}{1,8}; L_{\text{квт}} = 269,218 \text{ кДж/кг};$$

$$L_{\text{тст}} = \frac{0,8L_{\text{т}}^*}{1,8}; L_{\text{тст}} = 224,557 \text{ кДж/кг};$$

$$L_{\text{твт}} = \frac{L_{\text{т}}^*}{1,8}; L_{\text{твт}} = 280,697 \text{ кДж/кг};$$

$$z_{\text{ст.твт}} = 1;$$

$$u_{\text{твт.ср}} = 355 \text{ м/с};$$

$$Y^* = u_{\text{твт.ср}} \sqrt{\frac{z_{\text{ст.твт}} \eta_{\text{т}}^*}{2L_{\text{твт}}}}; Y^* = 0,452.$$

Коефіцієнт навантаження знаходиться у дозволений ділянці(0,45...0,55).

$$z_{\text{ст.тст}} = 1;$$

$$u_{\text{тст.ср}} = 370 \text{ м/с};$$

$$Y^* = u_{\text{тст.ср}} \sqrt{\frac{z_{\text{ст.тст}} \eta_{\text{т}}^*}{2L_{\text{тст}}}}; Y^* = 0,527.$$

Коефіцієнт навантаження знаходиться у дозволений ділянці (0,45...0,55).

Робота стиску у вентиляторі:

$$L_{\text{кнт}} = L_{\text{влі}}; L_{\text{кнт}} = 34,846 \text{ кДж/кг}.$$

Визначили параметри повітря та діаметральних розмірів і на виході з вентилятора та компресора НТ.

Рівень підвищення тиску у КНТ можемо визначити приймаючи рівність ККД вентилятора у прикореневій області та КНТ:

$$\pi_{\text{кнт}}^* = \left(1 + \frac{k-1}{k} \frac{L_{\text{кнт}} \eta_{\text{влі}}^*}{RT_{\text{в}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \pi_{\text{кнт}}^* = 1,427.$$

Тиск і температура повітря на виході з КНТ:

$$P_{\text{кнт}}^* = P_{\text{в}}^* \pi_{\text{кнт}}^*; P_{\text{кнт}}^* = 143,869 \text{ кПа};$$

$$T_{\text{КНТ}}^* = T_{\text{В}}^* + \frac{k-1}{kR_{\text{Г}}} L_{\text{КНТ}}; T_{\text{КНТ}}^* = 323,418 \text{ К.}$$

Визначемо діаметральні розміри на виході з КНТ та можемо визначити окремо для зовнішнього та внутрішнього контуру. Враховуючи це задамо осьову швидкість на виході з вентилятора:

$$\text{Зовнішній контур } C_{a \text{ влII}} = 151 \text{ м/с;}$$

$$\text{Внутрішній контур } C_{a \text{ влI}} = 150 \text{ м/с.}$$

Швидкість та відносну густину течії в обох контурах можемо обчислити за рівняннями:

$$\lambda_{a \text{ влI}} = \frac{C_{a \text{ влI}}}{18,3\sqrt{T_{\text{КНТ}}^*}}; \lambda_{a \text{ влI}} = 0,456;$$

$$\lambda_{a \text{ влII}} = \frac{C_{a \text{ влII}}}{18,3\sqrt{T_{\text{влII}}^*}}; \lambda_{a \text{ влII}} = 0,448;$$

$$q(\lambda_{a \text{ влI}}, k) = 0,658; q(\lambda_{a \text{ влII}}, k) = 0,649.$$

Площа перерізу у зовнішньому та внутрішньому контурах:

$$F_{\text{влII}} = \frac{G_{\text{влII}} \sqrt{T_{\text{влII}}^*}}{m_{\text{П}} p_{\text{влII}}^* q(\lambda_{a \text{ влII}}, k)}; F_{\text{влII}} = 2,622 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{влI}} = \frac{G_{\text{влI}} \sqrt{T_{\text{КНТ}}^*}}{m_{\text{П}} p_{\text{КНТ}}^* q(\lambda_{a \text{ влI}}, k)}; F_{\text{влI}} = 0,487 \text{ м}^2.$$

Врахуем зовнішній діаметр після вентилятора в зовнішньому контурі на 2,2 % менше, тобто

$$D_{\text{влII}} = 0,978 D_{1\text{К}}; D_{\text{влII}} = 2,124 \text{ м.}$$

Знайдемо діаметр умовного перерізу, що ділить потоки зовнішнього та внутрішнього контурів:

$$D_{\text{II}} = \sqrt{D_{\text{влII}}^2 - \frac{4}{\pi} F_{\text{влII}}}; D_{\text{II}} = 1,083 \text{ м.}$$

Візьмемо товщину перегородки котра ділить два контури, рівною $\delta = 0,036 \text{ м}$, тоді зовнішній діаметр РК дорівнює:

$$D_{\text{ВЛІ}} = D_{\text{II}} - \delta; D_{\text{ВЛІ}} = 1,047 \text{ м.}$$

Тоді діаметр втулки на виході з КНТ

$$D_{\text{ВТ.КНТ}} = \sqrt{D_{\text{ВЛІ}}^2 - \frac{4}{\pi} F_{\text{ВЛІ}}}; D_{\text{ВТ.КНТ}} = 0,69 \text{ м.}$$

Параметри повітря на вході в КСТ:

$$T_{\text{В.КСТ}}^* = T_{\text{КНТ}}^*; T_{\text{В.КСТ}}^* = 323,418 \text{ К;}$$

$$P_{\text{В.КСТ}}^* = P_{\text{КНТ}}^* \sigma_{\text{пер}}; P_{\text{В.КСТ}}^* = 142,574 \text{ кПа,}$$

де $\sigma_{\text{пер}} = 0,991$ – коефіцієнт відновлення в перехідному корпусі.

Задамо швидкість повітря при вході в КСТ:

$$C_{a \text{ В.КСТ}} = 170 \text{ м/с.}$$

Приведена швидкість

$$\lambda_{\text{В.КСТ}} = \frac{C_{a \text{ В.КСТ}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{В.КСТ}}^*}}; \lambda_{\text{В.КСТ}} = 0,517.$$

Відносна щільність течії

$$q(\lambda_{\text{В.КСТ}}, k) = 0,727.$$

Площа перерізу перед компресором високого тиску:

$$F_{\text{В.КСТ}} = \frac{G_{\text{ВІ}} \sqrt{T_{\text{В.КСТ}}^*}}{m_{\text{II}} P_{\text{В.КСТ}}^* q(\lambda_{\text{В.КСТ}}, k)}; F_{\text{В.КСТ}} = 0,445 \text{ м}^2.$$

Для того щоб визначити діаметральних розмірів на вході в КСТ, задамо відносний діаметр втулки першого ступеня КСТ $d_{\text{ВТ.ВІДН}} = 0,646$.

Зовнішній діаметр РК на вході в КСТ:

$$D_{\text{ІКСТ}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{В.КСТ}}}{\pi(1 - d_{\text{ВТ.ВІДН}}^2)}}; D_{\text{ІКСТ}} = 0,9868 \text{ м.}$$

Діаметр втулки РК на вході в КСТ:

$$D_{\text{ВТ.В.КСТ}} = \sqrt{D_{\text{ІКСТ}}^2 - \frac{4F_{\text{В.КСТ}}}{\pi}}; D_{\text{ВТ.В.КСТ}} = 0,637 \text{ м.}$$

Висота лопатки РК на вході в КСТ:

$$h_{1Л} = \frac{D_{1КСТ} - D_{вт.в.КСТ}}{2} ; h_{1Л} = 0,174 \text{ м.}$$

Визначемо діаметральні розміри після компресора середнього тиску.

Температуру повітря на після КСТ розраховується за формулою:

$$T_{КСТ}^* = T_{в.КСТ}^* + \frac{L_{КСТ}}{\left(\frac{k}{k-1}\right)R} ; T_{КСТ}^* = 541,401 \text{ К.}$$

Приймаємо: $\eta_{КСТ}^* = 0,88$.

Ступінь підвищення тиску повітря в КСТ:

$$\pi_{КСТ}^* = \left(1 + \frac{L_{КСТ} \eta_{КСТ}^*}{\left(\frac{k-1}{k}\right) R T_{в.КСТ}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} ; \pi_{КСТ}^* = 4,961 ;$$

$$P_{КСТ}^* = P_{в.КСТ}^* \pi_{КСТ}^* ; P_{КСТ}^* = 707,256 \text{ кПа.}$$

Знайдемо задану швидкість, відносну щільність течії та також площу перерізу на виході з КСТ, попередньо дивлячись на швидкість повітря на виході: $C_{a \text{ КСТ}} = 163 \text{ м/с.}$

$$\lambda_{a.КСТ} = \frac{C_{a \text{ КСТ}}}{18,3 \sqrt{T_{КСТ}^*}} ; \lambda_{a.КСТ} = 0,383 ;$$

$$q(\lambda_{a.КСТ}, k) = 0,567.$$

Площа перерізу на виході з КСТ:

$$F_{КСТ} = \frac{G_{в1} \sqrt{T_{КСТ}^*}}{m_{п} P_{КСТ}^* q(\lambda_{a.КСТ}, k)} ; F_{КСТ} = 0,149 \text{ м}^2.$$

Задаючись відносним діаметром втулки на виході з КСТ $d_{вт.відн} = 0,86$, знаходимо діаметр робочого колеса на периферії і довжину лопатки на виході з КСТ:

$$D_{2КСТ} = \sqrt{\frac{4F_{КСТ}}{\pi(1 - d_{вт.відн}^2)}} ; D_{2КСТ} = 0,852 \text{ м;}$$

$$D_{\text{вт.кст}} = \sqrt{D_{2\text{кст}}^2 - \frac{4F_{\text{кст}}}{\pi}}; D_{\text{вт.кст}} = 0,733 \text{ м};$$

$$h_{2\text{л}} = \frac{D_{2\text{кст}} - D_{\text{вт.кст}}}{2}; h_{2\text{л}} = 0,06 \text{ м}.$$

Розрахунок діаметральних розмірів перетину перед компресор високого тиску.

Параметри повітря на вході в КВТ:

$$T_{\text{в.квт}}^* = T_{\text{кст}}^*; T_{\text{в.квт}}^* = 541,401 \text{ К};$$

$$P_{\text{в.квт}}^* = P_{\text{кст}}^* \sigma_{\text{пер}}; P_{\text{в.квт}}^* = 700,891 \text{ кПа},$$

де $\sigma_{\text{пер}} = 0,991$ – коефіцієнт відновлення в перехідному корпусі.

Задамо швидкість повітря на вході в КВТ:

$$C_{a \text{ квт}} = 180 \text{ м/с}.$$

Предъявленна швидкість

$$\lambda_{\text{в.кст}} = \frac{C_{a \text{ квт}}}{18,3\sqrt{T_{\text{в.квт}}^*}}; \lambda_{\text{в.кст}} = 0,423.$$

Відносна щільність течії

$$q(\lambda_{\text{в.квт}}, k) = 0,618.$$

Площа перерізу перед компресором високого тиску:

$$F_{\text{в.квт}} = \frac{G_{\text{в}} \sqrt{T_{\text{в.квт}}^*}}{m_{\text{п}} p_{\text{в.квт}}^* q(\lambda_{\text{в.квт}}, k)}; F_{\text{в.квт}} = 0,138 \text{ м}^2.$$

Для розрахування діаметральних розмірів перед КВТ, задамо відносний діаметр втулки першого ступеня КВТ $d_{1\text{вт.відн}} = 0,817$.

Зовнішній діаметр РК перед КВТ:

$$D_{1\text{квт}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{в.квт}}}{\pi(1 - d_{1\text{вт.відн}}^2)}}; D_{1\text{квт}} = 0,7261 \text{ м}.$$

Діаметр втулки РК перед КВТ:

$$D_{\text{вт.квт}} = \sqrt{D_{1\text{квт}}^2 - \frac{4F_{\text{в.квт}}}{\pi}}; D_{\text{вт.квт}} = 0,593 \text{ м}.$$

Висота лопатки РК перед КВТ:

$$h_{3л} = \frac{D_{1\text{КВТ}} - D_{\text{ВТ.КВТ}}}{2}; h_{3л} = 0,066 \text{ м.}$$

Визначити діаметральні розміри після компресора високого тиску.

Температуру повітря перед КВТ уточнюємо за формулою:

$$T_{\text{К}}^* = T_{\text{КСТ}}^* + \frac{L_{\text{КВТ}}}{\left(\frac{k}{k-1}\right)R}; T_{\text{К}}^* = 813,88 \text{ К.}$$

Приймаємо: $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,88$.

Ступінь підвищення тиску повітря в КВТ:

$$\pi_{\text{КВТ}}^* = \left(1 + \frac{L_{\text{КВТ}} \eta_{\text{КВТ}}^*}{\left(\frac{k}{k-1}\right)RT_{\text{В.КВТ}}^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \pi_{\text{КВТ}}^* = 3,529;$$

$$P_{\text{КВТ}}^* = P_{\text{В.КВТ}}^* \pi_{\text{КВТ}}^*; P_{\text{КВТ}}^* = 2,473 \text{ МПа.}$$

Знайдемо данну швидкість, приблизно щільність течії а також площу перетину після КВТ, перед цим отримавши швидкістю повітря на виході: $C_{a\text{К}} = 180 \text{ м/с}$.

$$\lambda_{a\text{К}} = \frac{C_{a\text{К}}}{18,3\sqrt{T_{\text{К}}^*}}; \lambda_{a\text{К}} = 0,345;$$

$$q(\lambda_{a\text{К}}, k) = 0,517.$$

Площа перетину після КВТ:

$$F_{\text{К}} = \frac{G_{\text{ВЛ}} \sqrt{T_{\text{К}}^*}}{m_{\text{П}} P_{\text{К}}^* q(\lambda_{a\text{К}}, k)}; F_{\text{К}} = 0,058 \text{ м}^2.$$

Маючи відносний діаметр втулки перед КВТ $d_{2\text{ВТ.ВІДН}} = 0,931$, знаходимо діаметр робочого колеса на периферії та довжину лопатки після КВТ:

$$D_{2\text{КВТ}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{К}}}{\pi(1 - d_{2\text{ВТ.ВІДН}}^2)}}; D_{2\text{КВТ}} = 0,747 \text{ м};$$

$$D_{\text{ВТ.КВТ}} = \sqrt{D_{2\text{КВТ}}^2 - \frac{4F_{\text{К}}}{\pi}}; D_{\text{ВТ.КВТ}} = 0,696 \text{ м};$$

$$h_{4л} = \frac{D_{2квт} - D_{вт.квт}}{2}; h_{4л} = 0,026 \text{ м.}$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну високого тиску.

Кут входу в потік при витіканні газу із СА:

$$\alpha_1 = 20 \text{ град.}$$

Швидкість на виході з першого соплового апарата визначають з рівняння Ейлера в припущенні ось-ового виходу з першого РК турбіни високого тиску.

$$C_1 = \frac{L_{твт}}{u_{тст.сп} \cos \alpha_1}; C_1 = 807,327 \text{ м/с.}$$

Приведена швидкість

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{18,15 \sqrt{T_{г}^*}}; \lambda_1 = 1,1.$$

Щільність течії

$$q(\lambda_1, k_{г}) = 0,99.$$

Використання газу перед турбіну високого тиску (приймаємо $g_{охл1} = 1,3 g_{охл}$):

$$G_{г} = G_{в1}(1 + g_{г})(1 - g_{охл1}); G_{г} = 99,838 \text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску приймаємо $\sigma_{са} = 0,98$, тоді тиск газу на виході із СА розраховуємо за формулою:

$$p_{са}^* = p_{к}^* \sigma_{кз}^*; p_{са}^* = 2,324 \text{ МПа.}$$

Площа перетину на виході із СА:

$$F_{1са} = \frac{G_{г} \sqrt{T_{г}^*}}{m_{г} p_{са}^* q(\lambda_1, k_{г}) \sin \alpha_1}; F_{1са} = 0,13 \text{ м}^2,$$

де $m_{г} = 0,0396$.

Приймаємо середній діаметр ТВТ:

$$D_{в.твт.сп} = 0,81 \text{ м.}$$

Висота лопатки СА (по вихідній кромці) розраховуємо за формулою

$$h_{5са} = \frac{F_{1са}}{\pi D_{в.твт.сп}}; h_{5са} = 0,051 \text{ м.}$$

Висоту лопатки РК приймаємо $h_{5л} = 1,15 h_{5са}$;

$$h_{5л} = 0,059 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр РК турбіни

$$D_T = D_{в.твт.ср} + h_{3л}; D_T = 0,876 \text{ м.}$$

Приймаємо відносний діаметр робочого колеса $d_{т.відн} = 0,875$.

$$D_{вт} = d_{т.відн} D_T; D_{вт} = 0,767 \text{ м.}$$

Осьова швидкість газу на вході в РК:

$$C_{1ат} = C_1 \sin \alpha_1; C_{1ат} = 276,122 \text{ м/с.}$$

Напруження в небезпечному перерізі лопатки від дії відцентрових сил знаходимо після визначення щільності матеріалу $\rho = 8,1 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ та коефіцієнта форми лопаток $(0,5 \dots 0,6) k_\phi = 0,53$: [12],[21]

$$\sigma_p = 2k_\phi \rho u_{твт.ср}^2 \frac{h_{5л}}{D_{в.твт.ср}}; \sigma_p = 78,605 \text{ МПа.}$$

З таблиці меж тривалої міцності матеріалів знаходимо, що міцність лопаток турбіни високого тиску може бути забезпечена за умови застосування для виготовлення лопаток сплаву ЖС6-К та інтенсивного охолодження лопаток до температури 1250К.

При цих умовах границя тривалої міцності матеріалу дорівнює

$$\sigma_{500} = 110 \text{ МПа,}$$

а коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати

$$n = \frac{\sigma_{500}}{\sigma_p}; n = 1,399.$$

Робочі лопатки ТВТ задовольняють умовам тривалої міцності. [12],[21]

Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни високого тиску.

Параметри газу на виході з ТВТ:

$$T_{твт}^* = T_\Gamma^* - \frac{L_{твт}}{\left(\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}\right) R_\Gamma}; T_{твт}^* = 1408,2 \text{ К;}$$

– температура:

$$p_{\text{ТВТ}}^* = p_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{ТВТ}}^*}{0,9T_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}}; p_{\text{ТВТ}}^* = 1,158 \text{ МПа.}$$

– тиск:

Задаємо приведену швидкість: $\lambda_{2a} = 0,315$, що відповідає осьовій складовій швидкості газу на виході з турбіни високого тиску:

$$C_{2a} = 18,15\lambda_{2a}\sqrt{T_{\text{ТВТ}}^*}; C_{2a} = 214,543 \text{ м/с.}$$

Щільність потоку, що відповідає заданій приведеній швидкості, дорівнює $q(\lambda_{2a}, k_{\Gamma}) = 0,479$.

З огляду на те, що частина повітря, що охолоджує турбіну, надійде в потік газу і змішається з ним, приймаємо $g_{\text{охл2}} = 0,97g_{\text{охл1}}$ і знайдемо витрату газу на виході з турбіни високого тиску:

$$G_{\Gamma} = G_{\text{в1}}(1 + g_{\Gamma})(1 - g_{\text{охл2}}); G_{\Gamma} = 100,036 \text{ кг/с.}$$

Площа перетину на виході з ТВТ:

$$F_{\text{ТВТ}} = \frac{G_{\Gamma}\sqrt{T_{\text{ТВТ}}^*}}{m_{\Gamma}p_{\text{ТВТ}}^*q(\lambda_{2a}, k_{\Gamma})}; F_{\text{ТВТ}} = 0,171 \text{ м}^2.$$

Середній діаметр на виході з турбіни високого тиску:

$$D_{\text{т.ср}} = 0,822 \text{ м.}$$

Висота лопатки ТВТ по вихідній крайці:

$$h_{\text{6л}} = \frac{F_{\text{ТВТ}}}{\pi D_{\text{т.ср}}}; h_{\text{6л}} = 0,066 \text{ м.}$$

Діаметри перетинів на виході з турбіни високого тиску:

$$D_{\text{ТВТ}} = D_{\text{т.ср}} + h_{\text{6л}}; D_{\text{ТВТ}} = 0,888 \text{ м;}$$

$$D_{\text{вт.ТВТ}} = \sqrt{D_{\text{ТВТ}}^2 - \frac{4F_{\text{ТВТ}}}{\pi}}; D_{\text{вт.ТВТ}} = 0,756 \text{ м.}$$

$$\text{Відносний діаметр дорівнює: } d_{\text{ТВТ.вiдн}} = \frac{D_{\text{вт.ТВТ}}}{D_{\text{ТВТ}}}; d_{\text{ТВТ.вiдн}} = 0,851.$$

Визначення кількості ступенів компресора високого тиску.

Роботу першої ступені КВТ визначаємо, приймаючи густоту решітки:

$$z_1 = 1,4;$$

$$\Delta W_{u_{\text{ВТ}}} = C_{a_{\text{КВТ}}} \frac{1,55}{1 + 1,55 \frac{1}{z_1}}; \Delta W_{u_{\text{ВТ}}} = 134,69 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{1ВТ}} = U_{\text{ТВТ.ср}} \frac{D_{\text{ВТ.КВТ}}}{D_{\text{Т.ср}}}; U_{\text{1ВТ}} = 300,488 \text{ м/с};$$

$$L_{\text{сТ1}} = U_{\text{1ВТ}} \Delta W_{u_{\text{ВТ}}}; L_{\text{сТ1}} = 40,473 \text{ кДж/кг}.$$

Роботу останньої ступені КВТ обчислюємо, прийнявши густоту решітки: $z_2 = 1,4$:

$$\Delta W_{u_{\text{ВТ}z}} = C_{a_{\text{К}}} \frac{1,55}{1 + 1,55 \frac{1}{z_2}}; \Delta W_{u_{\text{ВТ}z}} = 134,69 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{ВТ}z} = U_{\text{ТВТ.ср}} \frac{D_{\text{ВТ.КВТ}}}{D_{\text{Т.ср}}}; U_{\text{ВТ}z} = 300,488 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{1К}} = U_{\text{ТВТ.ср}} \frac{D_{\text{1КВТ}}}{D_{\text{Т.ср}}}; U_{\text{1К}} = 313,581 \text{ м/с};$$

$$L_{\text{сТ}z} = U_{\text{ВТ}z} \Delta W_{u_{\text{ВТ}z}}; L_{\text{сТ}z} = 40,473 \text{ кДж/кг}.$$

Середня робота ступені

$$L_{\text{ср}} = \frac{L_{\text{сТ1}} + L_{\text{сТ}z}}{2}; L_{\text{ср}} = 40,473 \text{ кДж/кг};$$

$$z_{\text{КВТ}} = \frac{L_{\text{КВТ}}}{L_{\text{ср}}}; z_{\text{КВТ}} = 6,6519,$$

де $L_{\text{КВТ}} = 269,218 \text{ кДж/кг}$ – робота компресора ВТ.

Кількість ступенів КВТ приймаємо рівною $z_{\text{КВТ}} = 7$.

Розподіляємо роботу КВТ за ступенями:

$L_{\text{сТ}}, \text{кДж/кг}$	40,47	36,43	41,08	37,79	37,24	36,49	40,47
$L_{\text{КВТ}}, \text{кДж/кг}$	269,218						

Баланс потужностей КВТ і ТВТ перевіряємо за формулами:

$$N_{\text{КВТ}} = G_{\text{В1}} L_{\text{КВТ}}; N_{\text{КВТ}} = 27937,65 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{ТВТ}} = G_{\text{Г}} L_{\text{ТВТ}}; N_{\text{ТВТ}} = 28079 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{Г}} = N_{\text{КВТ}} / N_{\text{ТВТ}} = 0,995.$$

Частоту обертання ротора високого тиску визначаємо окремо для компресора і турбіни:

$$n_{\text{КВТ}} = \frac{u_{1\text{К}}}{\pi D_{1\text{КВТ}}}; n_{\text{КВТ}} = 8248 \text{ ХВ}^{-1};$$

$$n_{\text{ТВТ}} = \frac{u_{\text{ТВТ.ср}}}{\pi D_{\text{Т.ср}}}; n_{\text{ТВТ}} = 8248 \text{ ХВ}^{-1}.$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну середнього тиску

$$T_{\text{В.ТСТ}}^* = T_{\text{ТВТ}}^*; T_{\text{В.ТСТ}}^* = 1408,2 \text{ К.}$$

Швидкість на виході з першого соплового апарата турбіни середнього тиску:

$$C_1 = 550 \text{ м/с.}$$

Приведена швидкість

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{18,15 \sqrt{T_{\text{В.ТСТ}}^*}}; \lambda_1 = 0,808.$$

Щільність течії:

$$q(\lambda_1, k_{\Gamma}) = 0,956.$$

Витрата газу на вході в турбіну середнього тиску (приймаємо $g_{\text{охл1}} = 0,7g_{\text{охл}}$):

$$G_{\Gamma} = G_{\text{В1}}(1 + g_{\Gamma})(1 - g_{\text{охл1}}); G_{\Gamma} = 101,945 \text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску приймаємо $\sigma_{\text{са}} = 0,98$, тоді тиск газу на виході із СА розраховуємо за формулою:

$$p_{\text{В.ТСТ}}^* = p_{\text{ТВТ}}^* \sigma_{\text{са}}; p_{\text{В.ТСТ}}^* = 1,135 \text{ МПа.}$$

Площа перерізу на виході із СА при $\alpha_1 = 18,5$ град:

$$F_{1\text{са}} = \frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_{\text{В.ТСТ}}^*}}{m_{\Gamma} p_{\text{В.ТСТ}}^* q(\lambda_1, k_{\Gamma}) \sin \alpha_1}; F_{1\text{са}} = 0,28 \text{ м}^2,$$

де $m_{\Gamma} = 0,0396$.

Приймаємо середній діаметр турбіни в межах $D_{\text{Т.ср}} = (1,0 \dots 1,4) D_{2\text{КВТ}}$:

$$D_{\text{В.ТСТ.ср}} = 1,1 D_{2\text{КВТ}}; D_{\text{В.ТСТ.ср}} = 0,938 \text{ м.}$$

Висота лопатки СА (по вихідній кромці) розраховуємо за формулою

$$h_{7ca} = \frac{F_{1ca}}{\pi D_{в.тст.ср}} ; h_{7ca} = 0,095 \text{ м.}$$

Висоту лопатки РК приймаємо $h_{7л} = 1,14h_{7ca}$:

$$h_{7л} = 0,109 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр РК турбіни

$$D_T = D_{в.тст.ср} + h_{7л} = 1,046 \text{ м.}$$

Приймаємо відносний діаметр втулки РК на вході в ТСТ $d_{тст.відн} = 0,793$.

Знаходимо внутрішній діаметр турбіни

$$D_{вт.тст} = D_{2т} d_{тст.відн}; D_{вт.тст} = 0,83 \text{ м.}$$

Осьова швидкість газу на вході в РК:

$$C_{1a \text{ тст}} = C_1 \sin \alpha_1; C_{1a \text{ тст}} = 174,518 \text{ м/с.}$$

Напруження в небезпечному перерізі лопатки від дії відцентрових сил знаходимо після обрання щільності матеріалу $\rho = 8,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ та коефіцієнта форми лопаток $(0,5 \dots 0,6) k_\phi = 0,53$: [12]

$$\sigma_p = 2k_\phi \rho u_{тст.ср}^2 \frac{h_{7л}}{D_{в.тст.ср}} ; \sigma_p = 142,749 \text{ МПа.}$$

З таблиці меж тривалої міцності матеріалів знаходимо, що міцність лопаток турбіни високого тиску може бути забезпечена за умови застосування для виготовлення лопаток сплаву EI-920 та інтенсивного охолодження лопаток до температури 1150К.

При цих умовах границя тривалої міцності матеріалу дорівнює

$$\sigma_{500} = 180 \text{ МПа,}$$

а коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати

$$n = \sigma_{500} / \sigma_p; n = 1,261.$$

Робочі лопатки ТСТ задовольняють умовам тривалої міцності. [12], [21]

Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни середнього тиску

Параметри газу на виході з ТСТ:

$$T_{\text{ТСТ}}^* = T_{\text{ТВТ}}^* - \frac{L_{\text{ТСТ}}}{\left(\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}\right) R_{\Gamma}}; T_{\text{ТСТ}}^* = 1214,7 \text{ К};$$

– температура:

$$p_{\text{ТСТ}}^* = p_{\text{ТВТ}}^* \left(1 - \frac{T_{\text{ТВТ}}^* - T_{\text{ТСТ}}^*}{0,87 T_{\text{ТВТ}}^*}\right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}}; p_{\text{ТСТ}}^* = 579,455 \text{ МПа.}$$

– тиск:

Задаємо приведену швидкість: $\lambda_{2a} = 0,32$, що відповідає осьовій складовій швидкості газу на виході з турбіни високого тиску:

$$C_{2a} = 18,15 \lambda_{2a} \sqrt{T_{\text{ТСТ}}^*}; C_{2a} = 202,424 \text{ м/с.}$$

Щільність потоку, що відповідає заданій приведеній швидкості, дорівнює $q(\lambda_{2a}, k_{\Gamma}) = 0,486$.

З огляду на те, що частина повітря, що охолоджує турбіну, надійде в потік газу і змішається з ним, приймаємо $g_{\text{охл}2} = 0,97 g_{\text{охл}1}$ і знайдемо витрату газу на виході з турбіни високого тиску:

$$G_{\Gamma} = G_{\text{в}1}(1 + g_{\Gamma})(1 - g_{\text{охл}2}); G_{\Gamma} = 102,079 \text{ кг/с.}$$

Площа перерізу на виході з ТСТ:

$$F_{\text{ТСТ}} = \frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_{\text{ТСТ}}^*}}{m_{\Gamma} p_{\text{ТСТ}}^* q(\lambda_{2a}, k_{\Gamma})}; F_{\text{ТСТ}} = 0,319 \text{ м}^2.$$

Середній діаметр на виході з турбіни високого тиску в приймаємо на 1% більше середнього діаметра на вході у ТСТ:

$$D_{\text{ТСТ.ср}} = 1,01 D_{\text{в.ТСТ.ср}}; D_{\text{ТСТ.ср}} = 0,948 \text{ м.}$$

Висота лопатки ТСТ по вихідній крайці:

$$h_{8\text{л}} = \frac{F_{\text{ТСТ}}}{\pi D_{\text{ТСТ.ср}}}; h_{8\text{л}} = 0,107 \text{ м.}$$

Діаметри перерізів на виході з турбіни високого тиску:

$$D_{\text{ТСТ}} = D_{\text{ТСТ.ср}} + h_{8\text{л}} = 1,054 \text{ м};$$

$$D_{\text{вт.ТСТ}} = \sqrt{D_{\text{ТСТ}}^2 - \frac{4F_{\text{ТСТ}}}{\pi}}; D_{\text{вт.ТСТ}} = 0,84 \text{ м.}$$

Відносний діаметр дорівнює:

$$d_{\text{тст.відн}} = \frac{D_{\text{вт.твт}}}{D_{\text{тст}}} ; d_{\text{тст.відн}} = 0,797.$$

Визначення кількості ступенів компресора середнього тиску

Роботу першої ступені КСТ визначаємо, приймаючи густоту решітки:

$$z_1 = 1,3$$

$$\Delta W_{u \text{ вт}} = C_{a \text{ в.кст}} \frac{1,55}{1 + 1,55 \frac{1}{z_1}} ; \Delta W_{u \text{ вт}} = 122,339 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{вт}} = U_{\text{тст.сп}} \frac{D_{\text{вт.в.кст}}}{D_{\text{в.тст.сп}}} ; U_{\text{вт}} = 251,269 \text{ м/с};$$

$$L_{\text{ст1}} = U_{\text{вт}} \Delta W_{u \text{ вт}} ; L_{\text{ст1}} = 30,74 \text{ кДж/кг}.$$

Роботу останньої ступені КСТ обчислюємо, прийнявши густоту решітки: $z_2 = 1,4$:

$$\Delta W_{u \text{ вт } z} = C_{a \text{ кст}} \frac{1,55}{1 + 1,55 \frac{1}{z_2}} ; \Delta W_{u \text{ вт } z} = 121,969 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{вт } z} = U_{\text{тст.сп}} \frac{D_{\text{вт.кст}}}{D_{\text{тст.сп}}} ; U_{\text{вт } z} = 286,409 \text{ м/с};$$

$$U_{\text{1кст}} = U_{\text{тст.сп}} \frac{D_{\text{1кст}}}{D_{\text{в.тст.сп}}} ; U_{\text{1кст}} = 388,962 \text{ м/с};$$

$$L_{\text{ст } z} = U_{\text{вт } z} \Delta W_{u \text{ вт } z} ; L_{\text{ст } z} = 34,933 \text{ кДж/кг}.$$

Середня робота ступеня

$$L_{\text{сп}} = \frac{L_{\text{ст1}} + L_{\text{ст } z}}{2} ; L_{\text{сп}} = 32,837 \text{ кДж/кг};$$

$$z_{\text{кст}} = \frac{L_{\text{кст}}}{L_{\text{сп}}} ; z_{\text{кст}} = 6,5590,$$

де $L_{\text{кст}} = 215,374 \text{ кДж/кг}$ – робота компресора ВТ.

Кількість ступенів КВТ приймаємо рівною $z_{\text{кст}} = 7$.

Розподіляємо роботу КВТ за ступенями:

$L_{\text{ст}}, \text{кДж/кг}$	30,74,47	28,24	33,17	29,85	22,55	28,96	34,93
$L_{\text{кст}}, \text{кДж/кг}$	215,374						

Баланс потужностей КВТ і ТВТ перевіряємо за формулами:

$$N_{\text{кст}} = G_{\text{в1}} L_{\text{кст}}; N_{\text{кст}} = 22350,12 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тст}} = G_{\text{т}} L_{\text{тст}}; N_{\text{тст}} = 22922,67 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{т}} = N_{\text{кст}}/N_{\text{тст}}; \eta_{\text{т}} = 0,975.$$

Частоту обертання ротора високого тиску визначаємо окремо для компресора і турбіни:

$$n_{\text{кст}} = \frac{u_{1\text{кст}}}{\pi D_{1\text{кст}}}; n_{\text{кст}} = 7636 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{\text{тст}} = \frac{u_{\text{тст.ср}}}{\pi D_{\text{в.тст.ср}}}; n_{\text{тст}} = 7536 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначення кількості ступенів і розподіл роботи по ступенях турбіни низького тиску.

З огляду на те, що на вході в ТНТ температура більша за 1200 К ($T_{\text{тст}}^* = 1214,7 \text{ К}$) то потрібно охолоджувати сопловий апарат та диск першої ступені.

Приймаємо кількість повітря
 $g_{\text{охл.тнт}} = 0,05.$

Тоді

– витрата газу через ТНТ:

$$G_{\text{т.тнт}} = G_{\text{в1}}(1 + g_{\text{т}})(1 - g_{\text{охл.тнт}}); G_{\text{т.тнт}} = 101,094 \text{ кг/с};$$

– робота ТНТ з огляду на баланс потужностей:

$$L_{\text{тнт}} = \frac{mL_{\text{влII}} + L_{\text{кнт}}}{(1 + g_{\text{т}})\eta_{\text{т}}}; L_{\text{тнт}} = 335,758 \text{ кДж/кг}.$$

Приймаємо:

$$D_{\text{тнт.ср}} = 1,05 \text{ м};$$

$$U_{\text{ТНТ.ср}} = U_{1\text{к}} \frac{D_{\text{ТНТ.ср}}}{D_{1\text{к}}}; U_{\text{ТНТ.ср}} = 241,761 \text{ м/с.}$$

Параметр навантаження визначаємо при кількості ступенів $z_{\text{ТНТ}} = 4$ та ККД ТНД менший за ККД всієї турбіни $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,98\eta_{\text{Т}}^*$ (має попадати в межі 0,55...0,6)

$$Y = U_{\text{ТНТ.ср}} \sqrt{\frac{z_{\text{ТНТ}} \eta_{\text{ТНТ}}^*}{2L_{\text{ТНТ}}}}; Y = 0,557.$$

Розподіляємо роботу ТНТ по ступеням так, щоб робота кожної наступного ступеня була на 10–20 % меншою за попередню.

Робота по ступеням буде дорівнювати:

	1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	4 ступінь
$L_{\text{ТНТ}} = 335,758$	95,00	85,00	80,00	75,76

$$L_{\text{ТНТ1}} = 95 \text{ кДж/кг.}$$

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

Коефіцієнт відновлення повного тиску приймаємо $\sigma_{\text{са}} = 0,98$, тоді тиск газу на виході із СА розраховуємо за формулою:

$$P_{\text{в.ТНТ}}^* = P_{\text{тст}}^* \sigma_{\text{са}}; P_{\text{в.ТНТ}}^* = 567,866 \text{ МПа.}$$

Критична швидкість газу в СА ТНТ визначимо за формулою:

$$C_{\text{кр}} = 18,15 \sqrt{T_{\text{тст}}^*}; C_{\text{кр}} = 632,576 \text{ м/с.}$$

Приймаючи кут $\alpha_{1\text{са}} = 23$ град (межа 20...25 град), знаходимо швидкість витікання газу з СА

$$C_{1\text{ТНТ}} = \frac{L_{1\text{ТНТ}}}{U_{\text{ТНТ.ср}} \cos \alpha_{1\text{са}}}; C_{1\text{ТНТ}} = 426,886 \text{ м/с.}$$

Осьова швидкість:

$$C_{1a} = C_{1\text{ТНТ}} \sin \alpha_{1\text{са}}; C_{1a} = 166,798 \text{ м/с.}$$

Приведену швидкість і відносну щільність течії знаходимо за формулами

$$\lambda_{1\text{ТНТ}} = \frac{C_{1\text{ТНТ}}}{C_{\text{кр}}}; \lambda_{1\text{ТНТ}} = 0,675;$$

$$q(\lambda_{1\text{ТНТ}}, k_{\Gamma}) = 0,876.$$

Площа перерізу на виході із СА ТНТ знаходимо за формулою:

$$F_{1\text{са.ТНТ}} = \frac{G_{\Gamma.\text{ТНТ}} \sqrt{T_{\text{ТСТ}}^*}}{m_{\Gamma} p_{\text{ТСТ}}^* \sigma_{\text{пер}} \sigma_{\text{са}} q(\lambda_{1\text{ТНТ}}, k_{\Gamma}) \sin \alpha_{1\text{са}}}; F_{1\text{са.ТСТ}} = 0,462 \text{ м}^2.$$

Висота лопатки

$$h_{9\text{л}} = \frac{F_{1\text{са.ТСТ}}}{\pi D_{\text{ТСТ.ср}}}; h_{9\text{л}} = 0,14 \text{ м}.$$

Тоді зовнішній діаметр на виході із СА ТНТ:

$$D_{\text{са.ТНТ}} = D_{\text{ТНТ.ср}} + h_{9\text{л}}; D_{\text{са.ТНТ}} = 1,19 \text{ м}.$$

Діаметр втулки:

$$D_{\text{вт.ТНТ}} = \sqrt{D_{\text{са.ТНТ}}^2 - \frac{4F_{1\text{са.ТНТ}}}{\pi}}; D_{\text{вт.ТНТ}} = 0,91 \text{ м}.$$

Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни низького тиску.

Параметри газу на виході з ТНТ знаходимо за формулами:

$$T_{\Gamma}^* = T_{\text{ТСТ}}^* - \frac{L_{\text{ТНТ}}}{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma}}; T_{\Gamma}^* = 924,7 \text{ К};$$

– температура:

$$p_{\Gamma}^* = p_{\text{ТСТ}}^* \sigma_{\text{пер}} \left(1 - \frac{T_{\text{ТСТ}}^* - T_{\Gamma}^*}{\eta_{\text{ТНТ}}^* T_{\text{ТСТ}}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}}; p_{\Gamma}^* = 163,607 \text{ МПа}.$$

– тиск:

Задаємо приведену швидкість на виході з ТНТ: $\lambda_{\text{ат}} = 0,41$, що відповідає осьовій складовій

$$C_{1\text{ТНТ}} = 18,15 \lambda_{\text{ат}} \sqrt{T_{\Gamma}^*}; C_{1\text{ТНТ}} = 226,293 \text{ м/с}.$$

Відносна густина току дорівнює:

$$q(\lambda_{\text{ат}}, k_{\Gamma}) = 0,605.$$

Площа перерізу на виході з ТНТ обчислюємо за формулою:

$$F_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma.\text{ТНТ}} \sqrt{T_{\Gamma}^*}}{m_{\Gamma} p_{\Gamma}^* q(\lambda_{\text{ат}}, k_{\Gamma}) \sin \alpha_{1\text{са}}}; F_{\Gamma} = 0,784 \text{ м}^2.$$

Діаметр втулки на виході приймаємо:

$$D_{\text{вт.т}} = 0,642 \text{ м.}$$

Тоді зовнішній діаметр дорівнюватиме

$$D_{\text{тнт}} = \sqrt{D_{\text{вт.т}}^2 - \frac{4F_{\text{т}}}{\pi}}; D_{\text{тнт}} = 1,187 \text{ м.}$$

Висота лопатки:

$$h_{10\text{л}} = \frac{D_{\text{тнт}} - D_{\text{вт.т}}}{2}; h_{10\text{л}} = 0,273 \text{ м.}$$

Визначаємо напруги від дії відцентрових сил у небезпечному перерізі лопатки останнього ступеня ТНТ ($\rho = 8,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$):[12],[21]

$$\sigma_{\text{р.тнт}} = 2\rho k_{\text{ф}} u_{\text{тнт.ср}}^2 \frac{h_{10\text{л}}}{D_{\text{тнт.ср}}}; \sigma_{\text{р.тнт}} = 136,8 \text{ МПа.}$$

Знаходимо що для лопаток ТНТ можна застосувати сплав ЭИ-920 при температурі лопатки останнього ступеня рівною приблизно 812 К ($\sigma_{500} = 180 \text{ МПа}$).

Коефіцієнт запасу міцності дорівнює:[12],[21]

$$n = \sigma_{500} / \sigma_{\text{р.тнт}}; n = 1,316.$$

Баланс потужностей турбіни і вентилятора перевіряємо по рівняннях:

$$N_{\text{тнт}} = G_{\text{тнт}} L_{\text{тнт}}; N_{\text{тнт}} = 33943,1 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{влI}} = G_{\text{влI}} L_{\text{кнт}}; N_{\text{влI}} = 3616,048 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{влII}} = G_{\text{влII}} L_{\text{влII}}; N_{\text{влII}} = 31221,095 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{вент}} = N_{\text{влI}} + N_{\text{влII}}; N_{\text{вент}} = 34837,1 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{т}} = N_{\text{вент}} / N_{\text{тнт}}; \eta_{\text{т}} = 0,98.$$

Частоту обертання ротора низького тиску визначаємо окремо для вентилятора і турбіни:

$$n_{\text{кнт}} = \frac{u_{1\text{к}}}{\pi D_{1\text{к}}}; n_{\text{кнт}} = 4397,4 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{\text{тнт}} = \frac{u_{\text{тнт}}}{\pi D_{\text{тнт.ср}}}; n_{\text{тнт}} = 4397,4 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначення діаметрів перетинів на виході з сопел двоконтурного турбореактивного двигуна.

Перепад тиску в соплі ($\sigma_{\text{с1}} = 0,99$):

$$\pi_{\text{с}}^* = \frac{p_{\text{т}}^* \sigma_{\text{с1}}}{p_{\text{н}}^*}; \pi_{\text{с}}^* = 1,599.$$

Тому що $\pi_{\text{кр}}^* > \pi_{\text{с}}^*$, то витікання із сопла внутрішнього контуру докритичне, розширення повне.

Швидкість витікання із сопла знаходимо за формулою:

$$C_{\text{с1}} = \phi_{\text{с1}} \sqrt{2 \frac{k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} - 1} R_{\text{г}} T_{\text{т}}^* \left[1 - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{т}}^* \sigma_{\text{с1}}} \right)^{\frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}}}} \right]}; C_{\text{с1}} = 475,9 \text{ м/с},$$

$$\lambda_{\text{с1}} = \frac{C_{\text{с1}}}{18,15 \sqrt{T_{\text{т}}^*}}; \lambda_{\text{с1}} = 0,825;$$

$$q(\lambda_{\text{с1}}, k_{\text{г}}) = 0,964.$$

Площа сопла визначаємо з рівняння:

$$F_{\text{с1}} = \frac{G_{\text{г.тнт}} \sqrt{T_{\text{т}}^*}}{m_{\text{г}} p_{\text{т}}^* \sigma_{\text{с1}} q(\lambda_{\text{с1}}, k_{\text{г}})}; F_{\text{с1}} = 0,497 \text{ м}^2.$$

Задаємо внутрішній діаметр сопла внутрішнього контуру $D_{\text{с1.вн}} = 0,24 \text{ м}$.

$$D_{\text{с1}} = \sqrt{D_{\text{с1.вн}}^2 - \frac{4F_{\text{с1}}}{\pi}}; D_{\text{с1}} = 0,831 \text{ м}.$$

Швидкість витікання із сопла зовнішнього контуру визначена в термодинамічному розрахунку, приведену швидкість знаходимо за формулою:

$$\lambda_{\text{с2}} = \frac{C_{\text{сII}}}{18,15 \sqrt{T_{\text{вII}}^*}}; \lambda_{\text{с2}} = 0,8798;$$

$$q(\lambda_{\text{с2}}, k_{\text{г}}) = 0,983.$$

Площа перерізу сопла зовнішнього контуру визначаємо по рівнянню ($\sigma_{\Pi} = 0,99$):

$$F_{c2} = \frac{G_{\text{вп}} \sqrt{T_{\text{вп}}^*}}{m_{\Pi} p_{\text{вп}}^* \sigma_{\Pi} q(\lambda_{c2}, k_r)}; F_{c2} = 1,748 \text{ м}^2.$$

Внутрішній діаметр сопла зовнішнього контуру згідно з кресленням конструктивно-компонувальної схеми задаємо $D_{\text{сп.вн}} = 1,2 \text{ м}$;

$$D_{\text{сп}} = \sqrt{D_{\text{сп.вн}}^2 - \frac{4F_{c2}}{\pi}}; D_{\text{сп}} = 1,915 \text{ м}.$$

Уточнення параметрів двигуна

За результатами газодинамічного розрахунку проводимо уточнення значень параметрів проектованого ТРДД:

Питома тяга:

$$P_{уд1} = C_{с1}(1 + g_T); P_{уд1} = 488,06 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{уд2} = C_{сII}; P_{уд2} = 293,952 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{уд.с} = \frac{P_{уд1} + mP_{уд2}}{1 + m}; P_{уд.с} = 321,682 \text{ (Н·с)/кг}.$$

Тяга двигуна:

$$P_{\Sigma} = P_{уд.с}G_B; P_{\Sigma} = 233674 \text{ Н}.$$

Питома витрата палива:

$$C_{уд} = \frac{g_T(1 - g_{охл})}{P_{уд.с}(1 + m)}; C_{уд} = 0,038 \text{ кг/(Н·год)}.$$

Отримані дані зводимо в табл. 2.2, за цими даними креслимо переріз двигуна та будуємо графік зміни швидкості, температури та тиску в проточній частині.

табл. 2.2

Розрахункові параметри двигуна

Елементи ТРДД	Параметри елементів			Пере- різи	Параметри робочого тіла			Розміри перерізів		
	G , кг/с	n , хв ⁻¹	N , кВт		P^* , кПа	T^* , К	C_a , м/с	$D_{нар}$, м	$D_{вт}$, м	h_l , м
Венти- лятор 1	563,5	4564	21357	вхід	108,8	288	210	2,093	0,627	0,733
				вихід	147,6	325,5	190	1,988	0,701	0,643
Венти- лятор 2	96,5	4564	3181.2	вхід	108,8	288	210	0,991	0,701	0,145
				вихід	139,3	320,7	190	0,947	0,64	0,153
КСТ	96,5	8767	21887	вхід	139,3	320,7	190	0,947	0,64	0,153
				вихід	752,2	546,5	150	0,847	0,733	0,057
КВТ	96,5	10270	27358	вхід	752,2	546,5	150	0,765	0,64	0,063
				вихід	2762	828,6	120	0,765	0,7	0,0325
ТВТ	92,64	10270	27635	вхід	2652,1	1550	250	0,841	0,759	0,041
				вихід	1197,8	1292,7	289	0,842	0,759	0,041
ТСТ	93,6	8767	22341	вхід	1161,8	1292,7	223	0,93	0,77	0,08
				вихід	530,3	1085,6	309	0,94	0,76	0,09
ТНТ	98,6	4564	24784	вхід	514,5	1085,6	192.6	1,01	0,71	0,15
				вихід	190	867,4	329	1,034	0,686	0,174
Сопло 2	563,5	–	–	вихід	145	325,5	255	1,98	1,264	–

Сопло 1	98,6	–	–	вихід	187	867,4	533	0,706	–	–
---------	------	---	---	-------	-----	-------	-----	-------	---	---

Отримані в газодинамічному розрахунку параметри газового потоку будуть використані в подальшому при проведенні розрахунків на міцність основних елементів двигуна та розрахунків його основних систем.

2.3 Короткий опис конструкції двигуна[34]

Проектований двигун є турбореактивним двоконтурним з великим ступенем двоконтурності, трьоххвальний без змішування потоків, з реверсом тяги, з переднім розташуванням вентилятора.

Він складається із таких силових модулів:

1. Одноступінчастий надзвуковий вентилятор;
2. Близькозвуковий компресор середнього тиску;
3. Проміжний корпус;
4. Коробка приводів;
5. Компресор високого тиску;
6. Камера згоряння кільцева двоярусна;
7. Одноступінчаста турбіна високого тиску;

8. Одноступінчаста турбіна середнього тиску;
9. Чотирьохступінчаста турбіна вентилятора;
10. Задня опора;
11. Реактивне сопло внутрішнього контуру.

Застосування для проектованого двигуна трьохвальної схеми дозволяє отримати більш високий ККД окремих каскадів компресору, використовувати для запуску двигуна пусковий пристрій малої потужності, використовувати для запуску двигуна пусковий пристрій малої потужності забезпечити більш високі запаси по помпажу. Окрім цього, у трьохвального двигуна найбільш навантажені ротори коротші.

Опис силової схеми

Вхідний пристрій дозвуковий, представляє собою прямий канал, виготовлений із сплаву В-95, до якого кріпиться повітрязабірник, гондоли двигуна.

Компресор – трьохкаскадний. Складається з вентилятору (КНТ), каскаду середнього тиску (КСТ), каскаду високого тиску (КВТ). Ротори не пов'язані між собою механічно і обертаються з різними частотами. Вентилятор – одноступінчастий, надзвуковий. З метою зменшення перетікання повітря у вентиляторі зведені до мінімуму радіальні зазори. Конструктивні особливості спрямляючого апарату, що вирівнює повітряний потік за робочим колесом до осьового напрямлення, складається в наявності шумопоглинальних панелей.

Передня опора виконана на пружному демпфері – між стаканом і зовнішньою обоймою утворена замкнута порожнина, яка обмежена маслоушільнювальним кільцем. При роботі двигуна ця порожнина заповнюється маслом.

Передня опора роторів СТ і ВТ мають масляні демпфери. Для забезпечення стійкості роботи компресорів на нерозрахованих режимах застосована система управління компресорами. В конструкції компресорів широко використовуються титанові сплави.

Камера згоряння кільцева, забезпечує стійкий процес горіння в широкому діапазоні висот польоту і зміни швидкостей і дозволяє забезпечити надійний запуск. Виконана вона двохярусною. На зовнішньому корпусі камери згоряння змонтовані фланці для кріплення робочих форсунок.

Жарова труба закріплена в кільцевому каналі КЗ на спеціальних втулках так, що може змінювати свій об'єм і розширюватись при температурному нагріві без додаткових температурних напружень.

В передній частині жарової труби встановлені завихрювачі, через які первинне повітря потрапляє в жарову трубу. Обертання повітря забезпечує утворення зон зворотних течій, необхідних для займання пального і стійкого горіння суміші.

Турбіна забезпечує відбір енергії газів й перетворює її в механічну роботу на валу. Турбіна даного ТРДД має високий ККД за рахунок відповідного профілювання і ретельної обробки поверхні лопаток турбіни. Турбіна двигуна трьохкаскадна, осьова. В конструкції всіх трьох турбін успішно реалізоване наступне рішення:

1. Застосування безвитратних ущільнювачів;
2. Бандажування лопаток;
3. Оригінальні способи фіксації і кріпленні робочих лопаток.

Найбільш теплонапружені деталі турбіни (диски, ТСТ, корпус опору, лопатки соплових апаратів ТВТ, робочі лопатки ТВТ) охолоджуються повітрям, що потрапляє через вал від КСТ.

Задня опора турбіни – силовий елемент двигуна. Включає опору ТНТ і реактивне сопло внутрішнього контуру. В конструкції ТВТ застосовуємо турбоохолодильник, який знижує температуру повітря, яке подається на охолодження і повертає частину роботи ТВТ, тим самим розвантажуючи ступінь.

При виборі матеріалів для конструктивних елементів двигуна враховувались температурні умови їх роботи, рівень і характер діючих навантажень, і відповідні їм характеристики міцності матеріалів. Виходячи з такого комплексного підходу для основних деталей для проєктованого двигуна вибрані матеріали, перелік яких наведено в табл. 2.1[35]

Таблиця 2.1

Конструктивні матеріали основних деталей проектного двигуна

Вузел	Матеріал, який застосовується	Показники міцності
Вхідний пристрій	В-95	$\sigma_B = 600$ МПа
Лопатки вентилятора, КСТ	ВТ-8	$\sigma_B = 870$ МПа
Корпус КНТ	А1-5	$\sigma_B = 260$ МПа
Перехідний корпус	А1-5	$\sigma_B = 260$ МПа
Лопатки КВТ	X17H2	$\sigma_B = 960$ МПа
Диски КВТ	14X17H2	$\sigma_B = 530$ МПа
Корпус компресора	14X17H2	$\sigma_B = 530$ МПа
Вали	30ХГСА	$\sigma_B = 950$ МПа
Кожух камери згоряння	12X18H9Т	$\sigma_B = 900$ МПа
Жарова труба	ХН75МБТЮ	$\sigma^{T=900} = 300$ МПа
Робочі лопатки ТВТ	ЖС6-У	$\sigma^{T=850} = 400$ МПа
Соплові лопатки	ЖС6-К	$\sigma^{T=800} = 500$ МПа
Диски	ЭИ-698	$\sigma^{T=700} = 585$ МПа
Робочі лопатки ТСТ	ЖС6-К	$\sigma^{T=800} = 500$ МПа
Соплові лопатки	ЖС6-К	$\sigma^{T=800} = 500$ МПа
Робочі і соплові лопатки ТНТ	ЭИ-617	$\sigma^{T=700} = 680$ МПа
Шпільки і гайки	ЭИ-437Б	$\sigma^{T=700} = 660$ МПа
Корпус	13X11H2B2MФ	$\sigma_B = 950$ МПа
Болти і гайки	40X15H7Г7Ф2С	$\sigma_B = 980$ МПа
Вихідний пристрій	СТ12X18H9Т	$\sigma_B = 850$ МПа

2.4 Розробка основних систем проектного двигуна[12]

При розробці основних систем проектного ТРДД розраховуються основні показники таких систем як система поливостачання, змащування, пускова. При цьому розраховуються параметри форсунок, насосів та пускових пристроїв. При всіх розрахунках приймаємо максимаальну тривалість польоту $t_{н.маx} = 6$ год.

2.4.1. Розрахунок системи змащування авіаційного двигуна[12]

Метою розрахунку є визначення потрібного прокачування мастила через двигун на злітному режимі, ємності мастилобака та вибір параметрів маслососів по величині їхньої продуктивності. Для проектованого двигуна вибираємо циркуляційну короткозамкнену систему змащення із системою суфлювання.

2.4.1.1. Визначення потрібної кількості прокачуваного масла через двигун

Необхідні константи:

Питома теплоємність мастила $C_m = 2,1 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$

Густина масла $\rho_m = 0,9 \text{ кг/дм}^3$

Підвищення температури маса в двигуні $T_m = 40 \text{ К}$

Тепловіддача в масло на кожні 10кН

злітної тяги (130...260 кДж/хв) $Q = 190 \text{ кДж/хв}$

Злітна тяга двигуна $P = 231500 \text{ Н.}$

Загальна тепловіддача в масло $Q = 4398,5 \text{ кДж/хв}$

Потрібна кількість прокачування мастила визначаються з умови відводу необхідної кількості тепла від вузлів тертя. Знаходиться за наступною формулою:

$$W_m = \frac{Q_m}{C_m \rho_m T_m}; W_m = 58,181 \text{ дм}^3/\text{хв.}$$

2.4.1.2. Визначення ємності маслобака

Ємність бака визначається з урахуванням циркуляційного запасу, повної витрати масла за політ і обсягу, необхідного для заповнення трубопроводів, маслорадіатора й інших масляних порожнин.

а) Якщо прийняти час здійснення одного циклу прокачування масла через двигун $t_{ц} = 40 \text{ с}$, то циркуляційний запас масла визначається за формулою:

$$V_{ц} = W_m t_{ц}; V_{ц} = 38,8 \text{ дм}^3.$$

б) Визначення повної витрати масла.

Годинну витрату масла визначаємо за статичними даними (л/год):

$$q = 0,99 \left(0,15 \frac{P}{10\text{кН}} \right) \frac{\text{л}}{\text{год}}; q = 3,4 \text{ дм}^3/\text{год.}$$

Повну витрату масла визначаємо за формулою:

$$V_q = q T_{н \text{ max}}; V_q = 20,6 \text{ дм}^3.$$

в) Об'єм мастила, необхідного для заповнення трубопроводів, маслорадіатора та інших порожнин визначаємо за формулою:

$$V_{\text{п}} = 0,15 V_{\text{ц}}; V_{\text{п}} = 5,818 \text{ дм}^3.$$

Кількість масла, що заливається в маслобак:

$$V_3 = V_{\text{ц}} + V_q + V_{\text{п}}; V_3 = 65,2 \text{ дм}^3.$$

Ємність маслобака приймаємо:

$$V_6 = 1,15V_3; V_6 = 75 \text{ л.}$$

2.4.1.3. Вибір параметрів вузла нагнітаючого маслонасоса

Приймаємо наступні характеристики шестеренного нагнітаючого насоса:

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1. Модуль зачеплення (2,3...6,0 мм) | $m_{\text{н}} = 6 \text{ мм}$ |
| 2. Довжина зуба (0,5...2,0) | $l_{\text{н}} = 1,4m_{\text{н}}$ |
| 3. Коефіцієнт об'ємної подачі насоса (0,75...0,85) | $\eta_{\text{н}} = 0,85$ |
| 4. Максимально припустима окружна швидкість (8...10 м/сек) | $u_{\text{ш.н}} = 10 \text{ м/хв}$ |

Наявна продуктивність прокачування мастила нагнітаючого насоса при цьому буде дорівнювати:

$$W_{\text{нагн}} = 120u_{\text{ш.н}}l_{\text{н}}m_{\text{н}}\eta_{\text{н}}.$$

Підставляючи дані отримаємо $W_{\text{нагн}} = 51,4 \text{ дм}^3/\text{хв}$.

Дійсна продуктивність нагнітаючого насоса повинна в 1,5...2,5 рази перевищувати наявну продуктивність прокачування масла через двигун.

$$W_{\text{нагн}}/W_{\text{м}} = 0,9.$$

Отримана величина задовольняє експлуатаційному діапазону, таким чином вибрані характеристики шестеренного насоса приймаємо за остаточні.

2.4.1.4. Підбір параметрів відкачувальних маслонасосів

Приймаємо наступні характеристики шестеренного відкачувального насоса:

- | | |
|---|--------------------------------------|
| 1. Модуль зачеплення (2,3...6,0 мм) | $m_{\text{отк}} = 3 \text{ мм}$ |
| 2. Довжина зуба (0,5...2,0) | $l_{\text{отк}} = 1,2m_{\text{отк}}$ |
| 3. Коефіцієнт об'ємної подачі насоса (0,75...0,85) | $\eta_{\text{отк}} = 0,8$ |
| 4. Максимально припустима окружна швидкість (8...10 м/хв) | $u_{\text{отк}} = 9 \text{ м/хв}$ |

Наявна продуктивність прокачування мастила відкачувального насоса при цьому буде дорівнювати:

$$W_{\text{отк}} = 120u_{\text{ш.отк}}l_{\text{отк}}m_{\text{отк}}\eta_{\text{отк}}.$$

Підставляючи вихідні дані отримаємо

$$W_{\text{отк}} = 0,2 \text{ дм}^3/\text{с};$$

$$n_{\text{оп}} = 6.$$

Сумарна об'ємна продуктивність всіх відкачувальних насосів повинна в 2...3 рази перевищувати продуктивність нагнітаючого насоса, а загальна кількість відкачувальних насосів повинна дорівнювати кількості опор роторів.

$$\frac{W_{\text{отк}} n_{\text{оп}}}{W_{\text{м}}} = 0,962$$

де $n_{\text{оп}} = 6$ – кількість опор (кількість форсунок).

Отримана величина задовольняє експлуатаційному діапазону, таким чином вибрані характеристики відкачувального насоса приймаємо за остаточні.

2.4.2. Система живлення паливом[12]

Метою розрахунку є підбір параметрів основних паливних насосів і визначення розмірів паливних форсунок. Розрахунок проводимо за методикою, викладеною в рекомендаціях.

2.4.2.1. Підбір основного паливного насоса

У ролі нагнітаючого насоса приймаємо плунжерний насос змінної продуктивності.

Визначення параметрів основного паливного насоса.

Вибираємо наступні характеристики насоса:

- | | |
|--|--|
| 1. Кількість плунжерів (7, 9, 11) | $i = 9$ |
| 2. Діаметр плунжера (12...15 мм) | $d_{\text{п}} = 12 \text{ мм}$ |
| 3. Хід плунжера (15...30 мм) | $h_{\text{max}} = 20 \text{ мм}$ |
| 4. Коефіцієнт об'ємної подачі насоса (0,95...0,98) | $\eta_{\text{н}} = 0,95$ |
| 5. Частота оберту ротора (4000...5000 хв ⁻¹) | $n_{\text{пн}} = 40001/\text{хв}$ |
| 6. Густина палива (кг/л) | $\rho_{\text{т}} = 0,8 \text{ кг/ дм}^3$ |

Наявна об'ємна продуктивність плунжерного насоса розраховується за формулою:

$$W_{\text{пн}} = i \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} h_{\text{max}} n_{\text{пн}} \eta_{\text{н}}; W_{\text{пн}} = 77,4 \text{ дм}^3/\text{хв}.$$

$$C_{\text{пит}} = 0,039 \text{ кг}/(\text{Н} \cdot \text{год}).$$

Продуктивність насоса повинна бути більше потрібної витрати палива через двигун, причому для насосів з керованою похилою шайбою запас продуктивності повинен складати 5...20 %.

$$G_{\text{тр}} = PC_{\text{пит}};$$

$$W_{\text{д}} = i \frac{G_{\text{тр}}}{\rho_{\text{т}}}; W_{\text{д}} = 188,1 \text{ л/хв.}$$

Співвідношення між наявною та дійсною продуктивністю становить:

$$n = W_{\text{пн}}/W_{\text{д}}; n = 0,4.$$

Вибраний насос та його характеристики задовольняють приведеним рекомендаціям.

2.4.3 Пускова система[12]

2.4.3.1. Необхідні дані:

- | | |
|---|--|
| 1. Злітна тяга | $P = 231,5 \text{ кН}$ |
| 2. Питома витрата палива | $C_{\text{уд}} = 0,039 \text{ кг/(Н·год)}$ |
| 3. Частота обертання ротора ВТ на розрахунковому режимі | $n_{\text{max}} = 828 \text{ хв}^{-1}$ |
| 5. Адіабатна робота стискування компресора | $L_{\text{комп}} = 269,218 \text{ кДж/кг}$ |
| 6. Витрата повітря через компресор | $G_{\text{в1}} = 104,771 \text{ кг/с}$ |
| 7. Зовнішні діаметри на вході та виході компресора | |
| $D_{\text{к.вх}} = 0,7261 \text{ м}; D_{\text{к.вих}} = 747 \text{ м}$ | |
| 8. Зовнішні діаметри на вході та виході з турбіни | |
| $D_{\text{к.вх}} = 0,876 \text{ м}; D_{\text{к.вих}} = 0,756 \text{ м}$ | |
| 9. Кількість ступенів компресора та турбіни | $z_{\text{к}} = 7; z_{\text{т}} = 1$ |
| 10. ККД компресора | $\eta_{\text{к}}^* = 0,833$ |

2.4.3.2. Оцінка потрібної потужності пускового пристрою

Максимальна питома потужність повітряного стартера при величині тяги $P = 231500 \text{ Н}$ та питомій потужності пускового пристрою $N_{\text{пп.відн}} = 0,85 \text{ кВт/кН}$ дорівнює:

$$N_{\text{пп max}} = N_{\text{пп.відн}}P; N_{\text{пп max}} = 2 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

2.4.3.3. Побудова діаграми запуску

Із статистичних даних приймаємо характерні частоти обертання ротора двигуна:

– оберти включення камери згоряння (0,15...0,20), хв^{-1}	$n_{1o} = 0,172$
– оберти рівності надлишкового моменту турбіни та моменту опору оберту ротора (0,23...0,27)	$n_{p.o} = 0,228$
– оберти відключення стартера (0,4...0,45), хв^{-1}	$n_{2o} = 0,45$
– оберти малого газу (0,55...0,65), хв^{-1}	$n_{mg.o} = 0,578$

$$n_1 = n_{\max} n_{1.o}; n_1 = 23,6 \text{ с}^{-1};$$

$$n_p = n_{\max} n_{p.o}; n_p = 31,3 \text{ с}^{-1};$$

$$n_2 = n_{\max} n_{2.o}; n_2 = 61,9 \text{ с}^{-1};$$

$$n_{mg} = n_{\max} n_{mg.o}; n_{mg} = 79,5 \text{ с}^{-1}.$$

Визначення функції моменту пускового пристрою, що обертає.

Закон змінення функції моменту пускового пристрою, що обертає, має вигляд:

$$M_{\text{пп}} = M_o - bn.$$

Частота обертання ротора, що відповідає максимальній потужності стартера (за статистикою приймається в 1,8...2,0 рази менше n_2):

$$n_m = n_2/1,8; n_m = 34,4 \text{ с}^{-1}.$$

Коефіцієнти закону розподілу функції крутного моменту визначимо за формулами:

$$M_o = \frac{1}{\pi} \frac{N_{\text{пп max}}}{n_m}; M_o = 6822,6 \text{ Н};$$

$$b = \frac{1}{\pi} \frac{N_{\text{пп max}}}{n_m^2}; b = 53 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}.$$

Визначення функції моменту опору ротора двигуна обертанню.

Головним джерелом опору ротора обертанню є компресор, що стискає повітря, крутний момент для привода якого приймаються пропорційним квадрату частоти обертання ротора і закон зміни моменту опору ротора має вигляд:

$$M_{\text{оп}}(n) = 1,07 \text{ с}\cdot\text{м}^2.$$

Коефіцієнт пропорційності, що входить в формулу закону зміни моменту опору дорівнює:

$$c = \frac{1}{\pi} \frac{L_{\text{комп}} G_{\text{в1}}}{\eta_k^* n_{\max}^3}; c = 4,149 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2.$$

Після знаходження всіх моментів будуюмо діаграму запуску (рисунок 2.2).

2.4.3.4. Розрахунок тривалості запуску

В процесі запуску на ротор двигуна діє надлишковий крутний момент M_j , що діє на здолавання моменту сил інерції ротора. Для різних етапів надлишковий крутний момент різний і визначається за наступними формулами:

- до частоти n_1 : $M_{j1}(n_1) = M_{\text{пн}}(n_1) - M_{\text{оп}}(n_1)$;
- до частоти n_2 : $M_{j2}(n_2) = M_{\text{пн}}(n_2) - M_{\text{т}}(n_2) - M_{\text{оп}}(n_2)$;
- до частоти n_3 : $M_{j3}(n_3) = M_{\text{т3}}(n_3) - M_{\text{оп}}(n_3)$.

За вище зазначеними формулами будуюмо залежність надлишкового моменту від частоти оберту ротора (Рис. 3.7.3)

Величину масового полярного моменту інерції ротора, яка входить в формулу визначення часу запуску двигуна визначаємо за формулою:

$$J_p = 3,5z_k D_{\text{к.вх}}^4 + 10z_{\text{т}} D_{\text{т.вих}}^4; J_p = 140,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Тривалість запуску можна знайти шляхом інтегрування основного рівняння динаміки, взявши суму тривалостей трьох етапів запуску:

$$t_{\text{зап}} = \pi J_p \left[\int_0^{n_1} \frac{1}{M_{j1}(n_1)} d(n_1) + \int_{n_1}^{n_2} \frac{1}{M_{j2}(n_2)} d(n_2) + \int_{n_2}^{n_{\text{мг}}} \frac{1}{M_{j3}(n_3)} d(n_3) \right];$$

$$t_{\text{зап}} = 86 \text{ с.}$$

Висновок. Отримане значення узгоджується з прототипом.

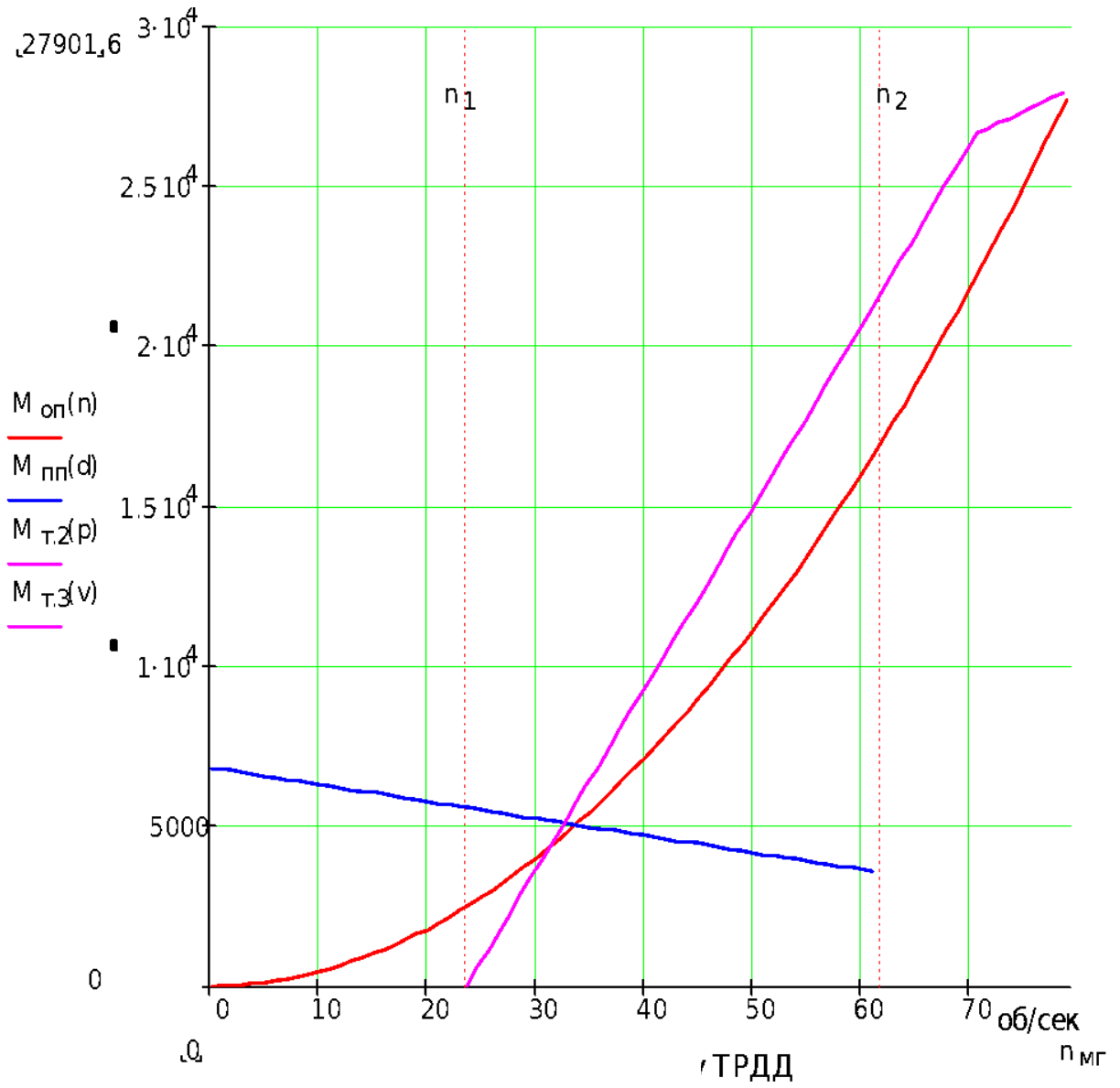


Рисунок 2.2 – Діаграма запуску ТРДД

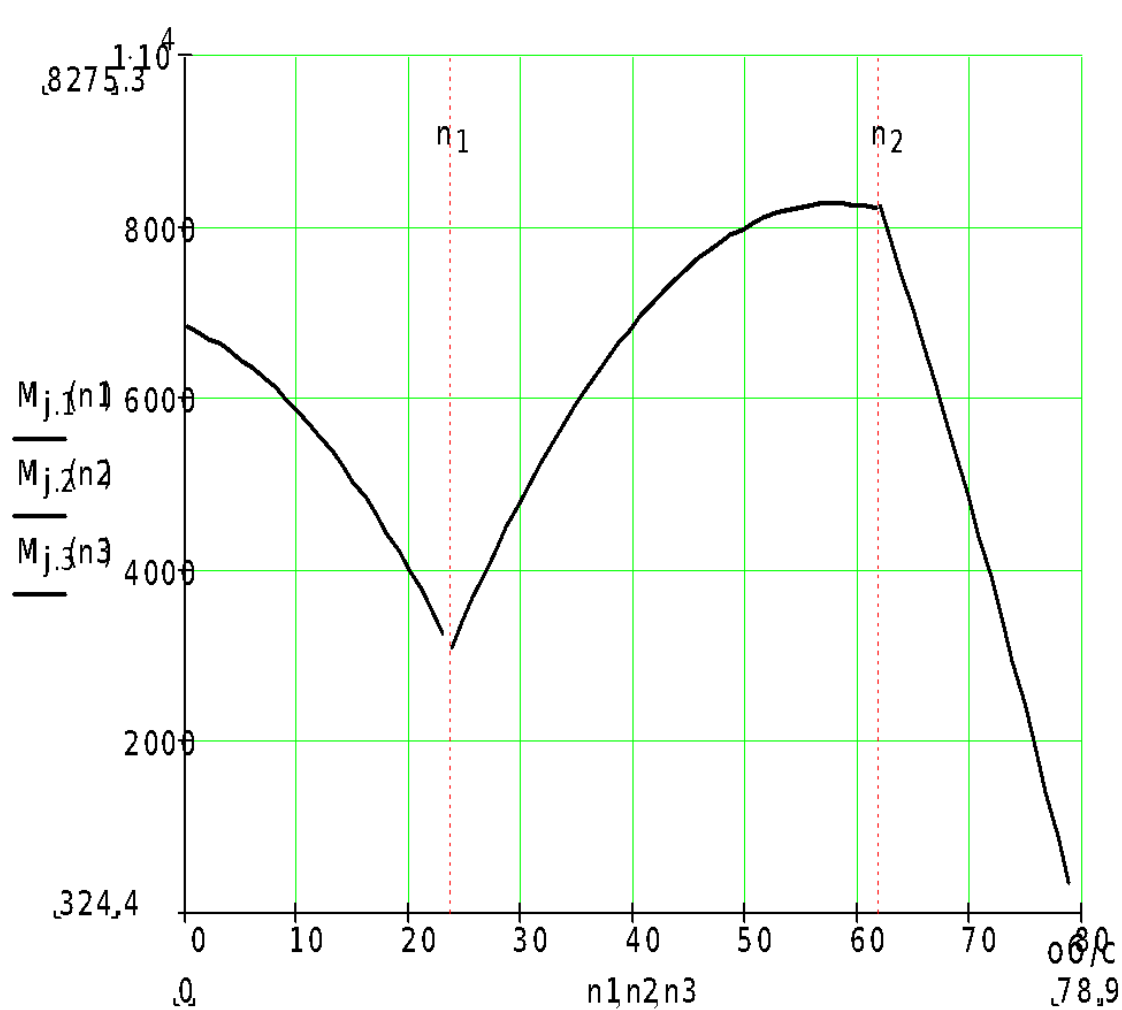


Рис. 3.7.3 Залежність надлишкового моменту від частоти обертання

Рисунок 2.3 – Залежність надлишкового моменту від частоти обертання ротора

Висновки до розділу 2.

У розділі представлена математична модель двигуна типу Д18Т розроблена для подальших досліджень покращення параметрів ГТД, а саме:

- газодинамічний розрахунок двигуна;
- термодинамічний розрахунок з визначенням основних параметрів робочого тіла (температури та тиску) по тракту двигуна;
- короткий опис модульної конструкції газотурбінного двигуна.

Розділ 3

ЗАХОДИ ПОКРАЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ ЗАСТОСУВАННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ

Безперервне підвищення паливної ефективності двигунів літальних апаратів є головною світовою тенденцією сучасного двигунобудування. Сьогодні авіаційні газотурбінні двигуни досягли високого ступеня термодинамічної та конструктивно-технологічної досконалості. Одним із перспективних способів подальшого поліпшення їхніх параметрів є застосування складних термодинамічних циклів з проміжним охолодженням у процесі стиснення повітря.[13-28]

3.1 Застосування складних термодинамічних циклів для покращення параметрів двоконтурного двигуна[13-28]

Застосування в авіаційних двигунах складних термодинамічних циклів дозволяє забезпечити ряд переваг, таких як зниження витрати охолоджуваного повітря, зниження питомої витрати палива, необхідного для охолодження турбіни високого тиску за рахунок зниження температури охолоджуючого повітря на виході з компресора високого тиску, а також зниження викидів NO_x за рахунок зниження температури полум'я в камерах згоряння .

На рисунку 3.1 представлена схема двоконтурного турбореактивного двигуна з проміжним охолодженням повітря (в інтеркулері).

Але застосування в авіаційних газотурбінних двигунах таких циклів стримується значним збільшенням маси силової установки за рахунок додаткових конструктивних елементів.

Важливим завданням при проектуванні двигунів зі складними циклами є вибір параметрів їхнього робочого процесу, що забезпечують максимальну ефективність системи «силова установка – літальний апарат».

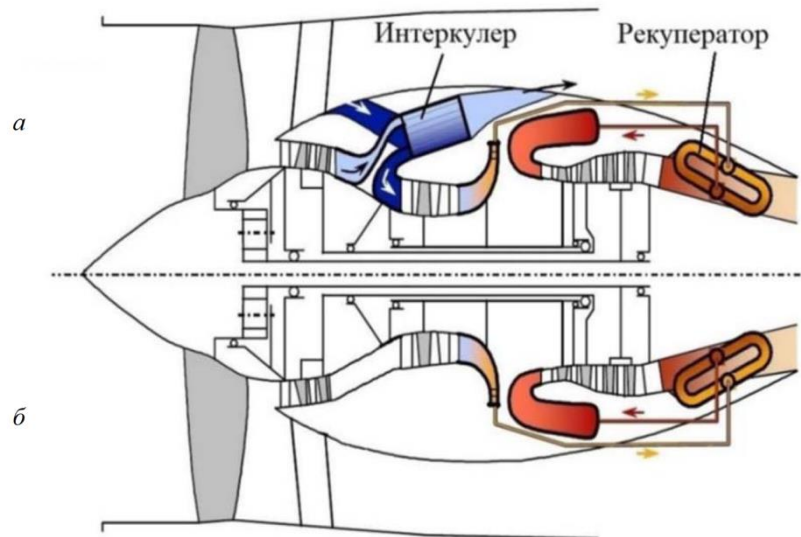


Рисунок 3.1 – Схема тривального двухконтурного турбореактивного двигателя:[28]
а – з інтеркулером и рекуператором; *б* – с рекуператором

Однак труднощі технічної реалізації таких розробок пов'язані з ускладненням конструкції, збільшенням габаритів та маси двигуна через встановлення теплообмінників. Тому при створенні авіаційних двигунів зі складними циклами необхідно враховувати не тільки зниження питомої витрати палива, але і підвищення паливної ефективності, оскільки на ефективність силової установки в цілому ці фактори мають протилежний вплив.

Створення авіаційного двигуна з прийнятними габаритно-масовими та експлуатаційними показниками виимає подальшого вдосконалення методів розрахунку компактних теплообмінників, аналізу умов раціонального узгодження параметрів теплообмінника та двигуна, дослідження нових, високоефективних типів поверхонь теплообміну, спільної оптимізації параметрів робочого процесу та теплообмінника, вивчення експлуатаційних якостей та характеристик [14-16].

Інтерес до двигунів з інтеркулером та рекуператором є світовою тенденцією.[13-28]

У роботі [17] узагальнено характеристики деяких типів теплообмінників для застосування в авіаційних газотурбінних двигунах і запропоновано можливі конструктивні рішення для рекуператорів.

У роботах [18; 19] проводиться детальний аналіз рекуперованого турбувального двигуна з оцінкою економії палива та екологічних показників при різних траєкторіях та дальностях польоту. Робот із застосування регенерації тепла у двоконтурних турбореактивних двигунах значно менше.

У роботах [19; 20] проводиться аналіз характеристик пластинчастого і трубчастого теплообмінників для ТРДД з інтеркулером.

Зі збільшенням ступеня регенерації q питома витрата палива $C_{\text{пит}}$ двигунів з теплообмінником зменшується, однак слід зазначити, що проте зі зростанням ступеня регенерації збільшується маса теплообмінника $M_{\text{то}}$, причому чим вище ступінь регенерації, тим інтенсивніше збільшується маса теплообмінника.

При оцінці ефективності двигуна в системі літального апарату необхідно одночасно враховувати і зменшення витрат палива, і збільшення маси силової установки (МСУ).

Для цього використовується такий критерій як сумарна маса силової установки та палива $M_{\text{су+пал}} = M_{\text{пал}} + (M_{\text{дв}} + M_{\text{то}})n_{\text{дв}}$ (або питомий показник $N_e = M_{\text{су+пал}} / P_{\text{дв}}n_{\text{дв}}$), який включає масу двигуна з теплообмінником і масу палива, необхідного для польоту на задану дальність.

Зменшення питомої витрати палива і збільшення маси теплообмінника зі збільшенням ступеня регенерації призводить до утворення мінімуму $M_{\text{су+пал}}$ (рисунок 3.2).[28]

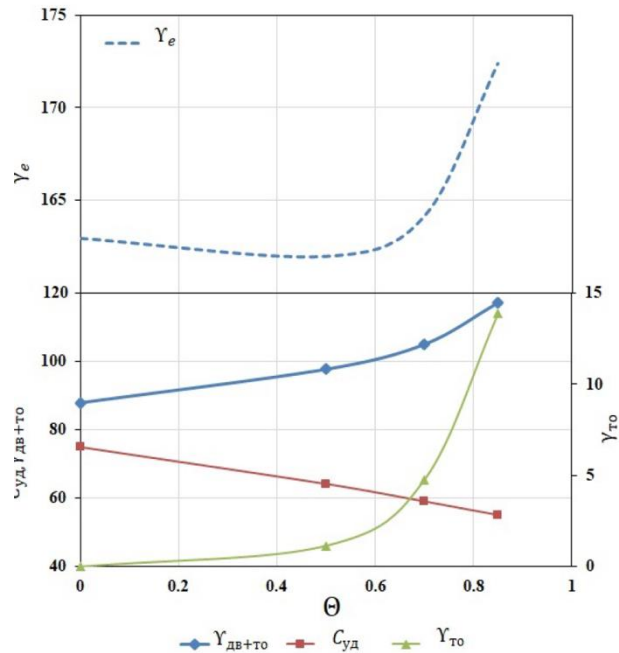


Рисунок 3.2 – Вплив ступеня регенерації на масу теплообмінника та витрату палива[28]

3.2 Застосування системи охолодження турбіни[3-6]

Система охолодження турбіни за допомогою відбору повітря від компресора є загальновизнаним заходом охолодження ГТД.

Система охолодження турбіни газотурбінного двигуна містить пов'язані між собою повітропроводами місце відбору стисненого повітря від компресора, зворотний клапан – сигналізатор, нагнітач, клапан аварійного скидання, датчик температури деталей турбіни, що охолоджуються, теплообмінник і канали охолоджуваних деталей турбіни. Зворотний клапан-сигналізатор з'єднаний своїм входом з місцем відбору стисненого повітря компресора, а виходом – з нагнітачем. Клапан аварійного скидання з'єднаний своїм входом з виходом з каналів охолоджуваних деталей турбіни, а виходом з проточною частиною двигуна. Датчик температури деталей турбіни, що охолоджуються, пов'язаний на виході з клапаном аварійного скидання. Нагнітач забезпечений вузлом регулювання його продуктивності, який пов'язаний з виходом датчика температури деталей турбіни, що охолоджуються. Теплообмінник встановлений між нагнітачем і каналами, що охолоджуються, деталей турбіни, при цьому вихід з охолоджуваних каналів деталей

турбіни з'єднаний з входом в нагнітач. Винахід дозволяє підвищити ефективність роботи системи охолодження турбіни газотурбінного двигуна за рахунок керування режимом охолодження деталей турбіни в залежності від їхнього теплового стану. [3]

Завданням заявленого винаходу є підвищення ефективності роботи системи охолодження турбіни за рахунок забезпечення зміни режимів охолодження деталей турбіни в залежності від їхнього теплового стану .

Відома система є напівзамкненою системою охолодження, яка може бути або повітряно-рідинною, або повітряною. Основним недоліком відомої системи є те, що вона не передбачає підтримки стабільного температурного стану деталей турбіни і, тим самим, не попереджає їх неконтрольований перегрів, що призводить до зниження ресурсу та надійності роботи турбіни.

3.3 Застосування «вологого стискування» на роботу компресора[23-28]

Іншим заходом охолодження повітря в ГТД є вприскування води, а точніше водяної пари в компресор. Зазначимо, що припустима максимальна кількість води в термодинамічному розумінні визначається з урахуванням таких параметрів: температури після компресора при сухому стискуванні, парціального тиску водяної пари в потоці пароповітряної суміші й температури при вологому стискуванні. З урахуванням теплообміну між повітрям і краплями води обчислювана кількість води не повинна становити більше ніж 1,5...2,0 % від маси повітря [23].

Зазначимо, що упорскування здійснюється в зону відцентрових сил, то в процесі стискування завжди відбувається значна сепарація крапель на корпус компресора. Наслідком цього процесу є значне зменшення розміру зволоженої поверхні лопаток поверхні лопаток, з якої відбувається випаровування води. Це приводить до того, що максимальна кількість води, яка може подаватися на вхід компресора, частіше за все не перевищує 1...2,5 % витрати повітря. Оскільки при додаванні великої кількості води, вона не встигає випаровуватися в проточній частині компресора, тому у вигляді плівки сповзає по його корпусу в камеру згоряння [24].

Досліджуваний двигун є потужним двигуном і для зменшення впливу відцентрових сил на краплі води можна запропонувати подачу частини води в перехідник між компресорами низького й високого тиску. У таких міжкаскадних системах воду розпорошують за допомогою форсунок, установлених у напрямних лопатках частини ступенів компресора. Це дозволяє перерозподілити кількість впорскуваної води.

Результати розрахунків компресорів різних параметрів показують істотну відмінність у них процесів руху й випаровування вологи, значення втрат і вплив упорскування на показники роботи компресора. [23-27]

Нижче наведені результати деяких розрахунків. У випадку упорскування води на вхід компресора по висоті лопаток інтенсивний внутрішнканалний сепараційний капеж відбувається тільки в першому ступені, а сепарація крапель на корпусі спостерігається, в основному, в перших ступенях. Далі по потоку сепарація порівняно невелика, оскільки краплі мають менший діаметр і збільшується щільність повітря.

Подібний характер руху випаровування вологи в компресорі обумовлює й значення виникаючих при цьому втрат – вони найбільш значні в перших ступенях компресора, а потім порівняно швидко зменшуються. У цілому, по всьому компресору їх сумарне значення становить приблизно 0,7 % на кожний відсоток води, що впорскується (рисунки 3.3, а). Разом з тим втрати ККД ступенів компресора, що виникають через зсув коефіцієнта витрати від початкових значень, досить великі (до 1,6 % на кожний відсоток води, що впорскується). Вони визначалися для умов спільної роботи компресора й турбіни, і найбільш великі для останніх ступенів компресора [25],[27].

Випарне охолодження повітря стиснутого в компресорі значно зменшує об'ємну витрату повітря в ступенях, особливо в останніх. У результаті цього процесу робоча крапля на характеристиці кожного ступеня зміщується у бік зменшення коефіцієнта витрати й збільшення коефіцієнта тиску.

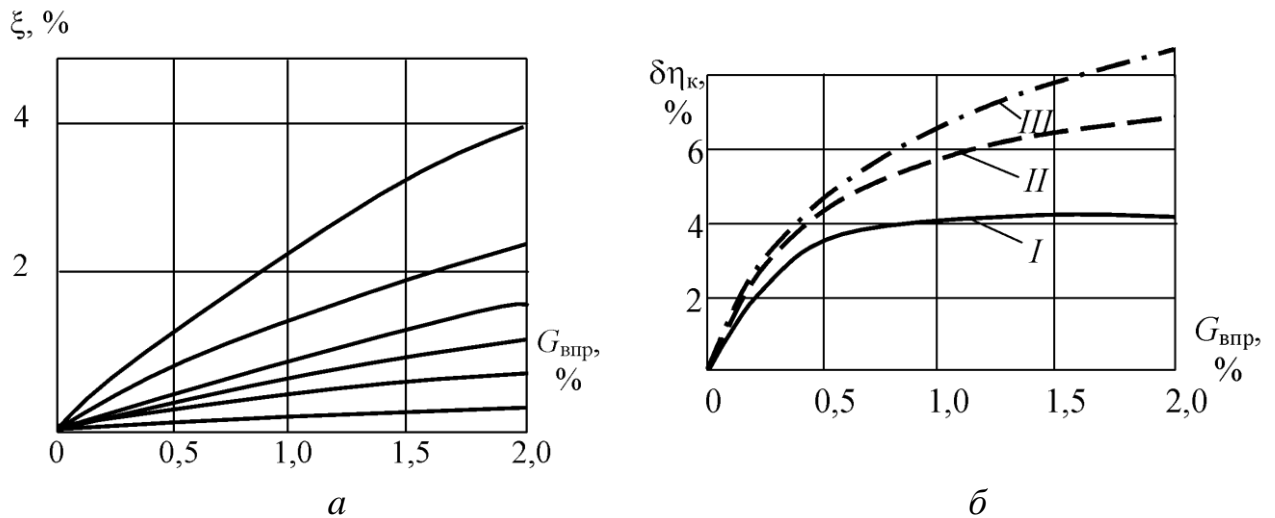


Рисунок 3.3 – Втрати потужності в компресорі ГТД (*a*) і відносне збільшення ККД адіабати компресора (*б*) залежно від кількості води, що впорскується:

I – втрати через наявну плівку на поверхнях проточної частини; *2* – втрати гальмування робочих коліс при сепарації на них крапель; *3* – втрати на розгін крапель потоком повітря; *4* – сума попередніх втрат; *5* – втрати через зсув коефіцієнтів витрати ступенів при впорскуванні щодо розрахункових; *б* – сумарні втрати (*4* + *5*); *I* – без втрат, але з урахуванням втрат енергії на стискування пари, що випарувалася води; *II* – з врахуванням втрат через зміну коефіцієнтів витрати ступенів; *III* – з урахуванням усіх втрат

Додаткові втрати від вологості значно менші, ніж ефект зниження споживаної потужності через охолодження повітря в процесі стискування в компресорі, таким чином забезпечується позитивний ефект (рисунок 3.3, *б*). У результаті цього очікується значне збільшення ККД компресора (приблизно до 4,5 відсотків відносних). Найбільш інтенсивне збільшення ККД і ступеня підвищення тиску спостерігається за малих кількостей впорскуваної води (до 0,5 % витрати повітря), оскільки випаровування води відбувається переважно на перших ступенях, що є ефективним і з меншими втратами від вологості.

Наведені матеріали відповідають випадку, коли компресор розрахований на роботу без упорскування й має оптимальні значення коефіцієнтів втрат кожного ступеня. У цьому випадку упорскування води впливає на коефіцієнти витрати, і зменшує його економічність. Якщо компресор розрахований на постійну роботу з упорскуванням води й спроектований таким чином, що при упорскуванні води

коефіцієнти витрат ступенів стануть оптимальними, ефективність упорскування буде суттєво зростати [25].

Збільшення ККД компресора й зростання витрати газів через турбіну і урахування випарюваної води, поліпшує роботу газотурбінного двигуна в цілому (рисунок 3.5).[27]

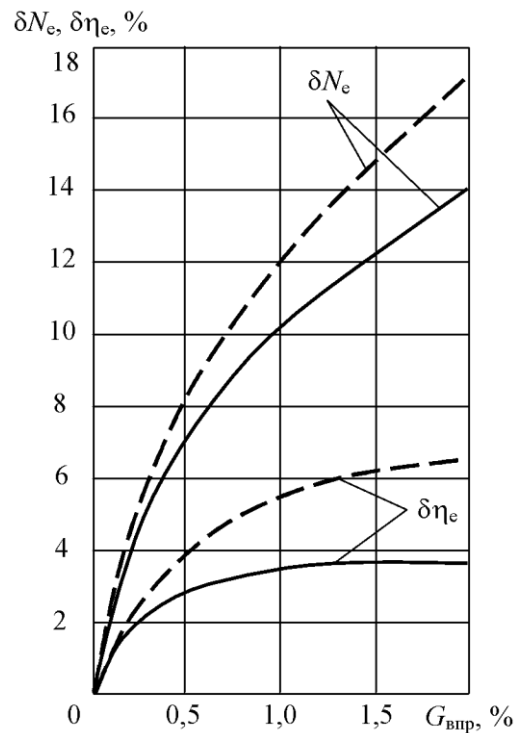


Рисунок 3.5 – Відносне збільшення корисної потужності й ККД ГТД залежно від кількості води, що впорскується перед компресором:

- — для компресора, розрахованого на роботу без упорскування;
- — — — для компресора, спроектованого таким чином, що при упорскуванні води коефіцієнти витрати ступенів одержують оптимальні значення

Корисна потужність двигуна збільшується на 7,5...14 % при упорскуванні води 0,5...2,0 %, одночасно відбувається зростання ККД і стабілізується на рівні 3,5 %. Якщо з упорскуванням води коефіцієнти витрати ступеня стають оптимальними, то відповідне зростання потужності становлять 8,5...17 %, ККД – 4...6,5 %. Оскільки механічні втрати від вологи порівняно незначні, то оптимізацію роботи ступенів компресора з упорскуванням води досить виконати на їхньому оптимальному значенні коефіцієнтів витрат.[23,24]

Необхідно знайти оптимальний варіант упорскування води в проточну частину компресора. При упорскуванні в різні ступені на ККД компресора впливають наступні протидіючі фактори:

– відсутність випаровування води до місця упорскування, що зменшує його ефективність;

– інтенсивність випаровування вище при упорскуванні в наступні ступені й відсутність втрат від вологи до місця упорскування, внаслідок чого ефективність упорскування зростає.

Випаровуваність у кількісному відношенні значна, і вся вода, що впорскується, у кількості, наприклад, 2 % повністю випаровується в границях проточної частини компресора (рисунок 3.6).[27,28] Якщо упорскування проводиться перед компресором, то випаровування на перших двох-трьох ступенях відбувається значною мірою (приблизно половина всієї кількості) зі змоченої поверхні лопаток до корпусу.

Вода рухається по потоку у досліджуваному компресорі, в основному, у вигляді крапель, і практично вся вода випаровується з його поверхні. У середньому під час руху по компресорі з поверхні випаровується 60-70 % води.

Механічні втрати від присутності вологи (розгін крапель, гальмування ними РК, плівка) пропорційні кількості $G_{впр}$ і суттєво залежать від місця упорскування води. У випадку упорскування в перший ступінь вони становлять 1 % на 1% води, у третій – 0,5 %, у п'ятий – 0,2 %.

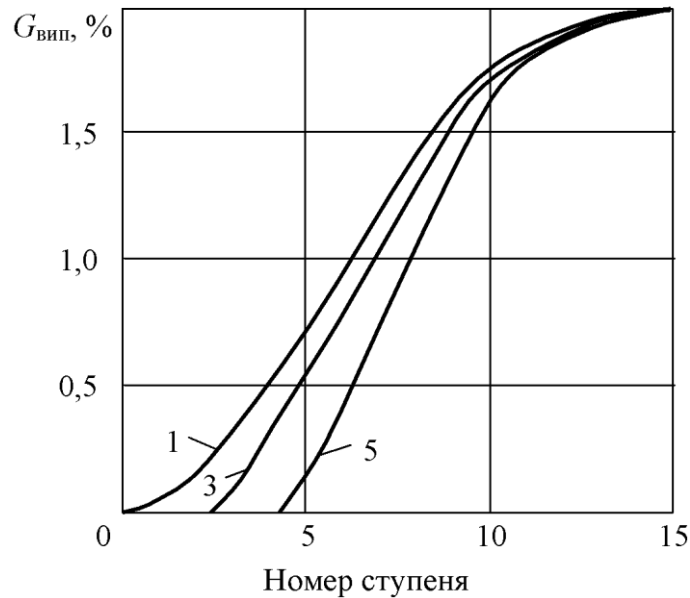


Рисунок 3.6 – Кількість води, що випарувалася, у різних ступенях компресора при упорскуванні води в кількості 2 % від витрати повітря:

1 – упорскування перед компресором; 3, 5 – упорскування в напрямні апарати 3-го і 5-го ступенів

Застосування упорскування води в компресор, ставить питання виникнення ерозії лопаткового апарата.

Розрахунки показали, що при правильній організації упорскування ерозія незначна, або може бути легко усунута захисними заходами. Це пов'язано з тим, що рівень окружних швидкостей у цьому випадку значно нижче, чим в інших ступенях парових турбін.

Відсутність ерозії підтверджується, наприклад, досвідом тривалої експлуатації відцентрових компресорів типу К-1290 з упорскуванням води в проточну частину й осьових компресорів технологічної газотурбінної установки ГТТ-3 на ПО «Азот» р. Невинномиська. [23-25,27]

Крім того, у цих випробуваннях не було виявлено корозії металу й відкладань на проточній частині компресора. Останнє, швидше за все може бути пояснене тим, що в цьому випадку здійснюється упорскування краплинної вологи, що приводить не до появи відкладань, а до усунення тих, що уже є.

На цьому принципі засновані методи очищення компресорів і турбін упорскуванням води, тобто промивання проточної частини від відкладань і відновлення втрачених параметрів ГТД і ГТУ.

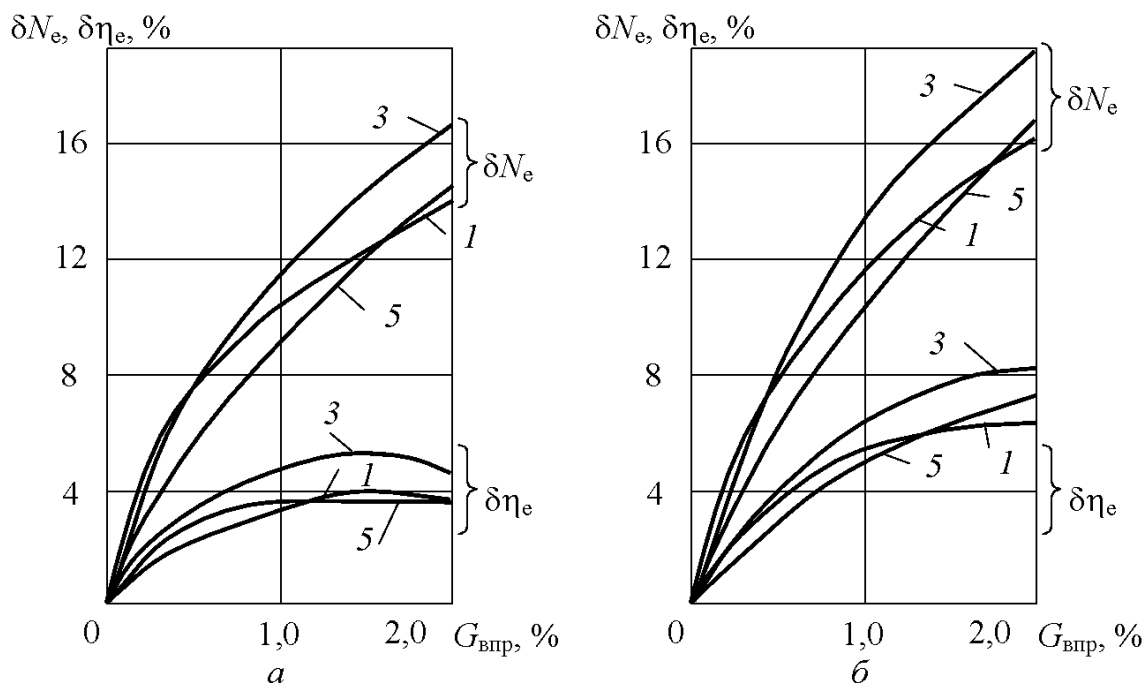


Рисунок 3.7 – Відносне збільшення корисної потужності й ККД ГТД залежно від кількості впорскуваної води:

a – для компресора розрахованого на роботу без упорскування; *б* – для компресора, спроектованого таким чином, що при упорскуванні коефіцієнтів витрати ступені одержують оптимальні значення; *1* – упорскування перед компресором; *3, 5* – упорскування в напрямні апарати 3-го і 5-го ступенів

Порівняння відносних параметрів двигуна при упорскуванні в різні ступені компресора показує, що є досить пологим максимум в області третього ступеня. Це відбувається як у компресорах з неузгодженими ступенями, як і в компресорах з погодженими ступенями [28].

Упорскування води перед компресором у кількості до 0,5 % дає підвищений приріст параметрів, оскільки відбувається додаткове випаровування зі змоченої поверхні компресора. У компресорах з упорскуванням у проміжні ступені сепарації, і відповідно, випаровування з поверхні значно менше.

Системи охолодження можна класифікувати за місцем розташування та за типом. Розглянемо конвективні (рекуперативні) та випаровувальні (контактні) системи охолодження.

3.4 Вплив упорскування води на характеристики двовальної турбіни[26]

Упорскування води перед компресором

Розрахунки для визначення експериментальних характеристик турбіни ГТД при різних витратах води, що впорскується, перед компресором, для різних температур зовнішнього повітря. Результати показано на рисунках 3.8–3.11.

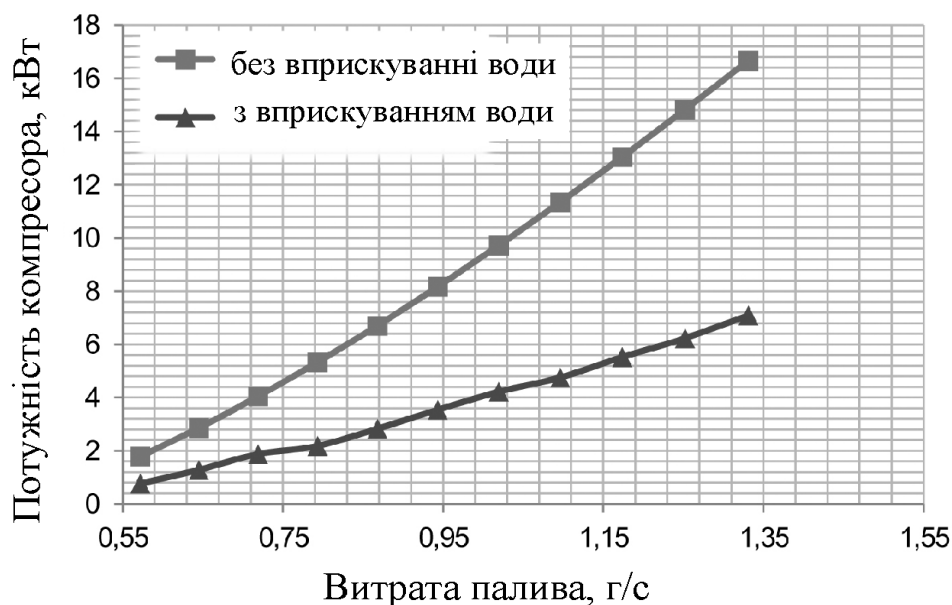


Рисунок 3.8 – Порівняльні залежності потужності компресора із упорскуванням води та без впорскування від витрати палива

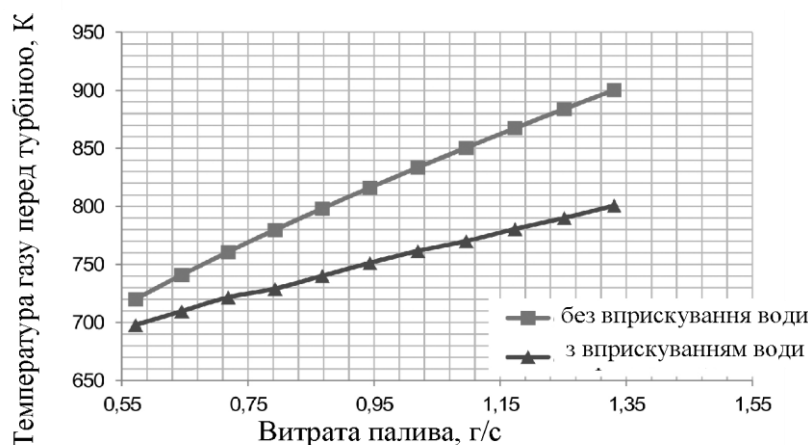


Рисунок 3.9 – Порівняльні залежності температури газу перед турбіною з упорскуванням води та без впорскування води від витрати палива

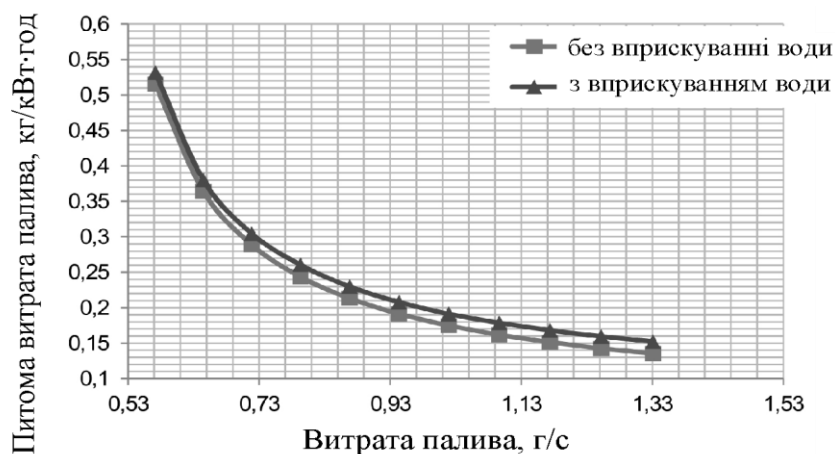


Рисунок 3.10 – Порівняльні залежності питомої витрати палива від витрати палива для ГТД з впорскуванням води і без впорскування води

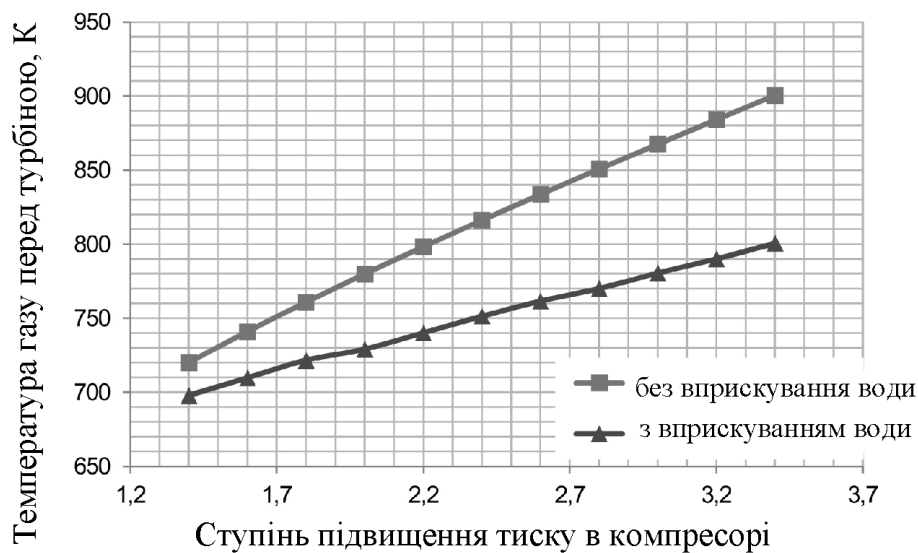


Рисунок 3.11 – Порівняльні залежності температури газу перед турбіною від ступеня підвищення тиску компресора для ГТД з впорскуванням води і без впорскування води

Аналізуючи наведені залежності можна зробити висновок про збільшення ККД компресора, інтенсифікацію роботи регенератора та зростання витрати робочого тіла через турбіну, а це в свою чергу приводять до значного збільшення ККД і потужності двигуна в цілому. Якщо впорскування проводиться тільки в компресор, то відносне зростання ККД двигуна може досягати 5...12% залежно від різних факторів (температура газу перед турбіною, витрата палива, і ступінь підвищення тиску компресора) як показано на наступних рисунках 3.12–3.13.

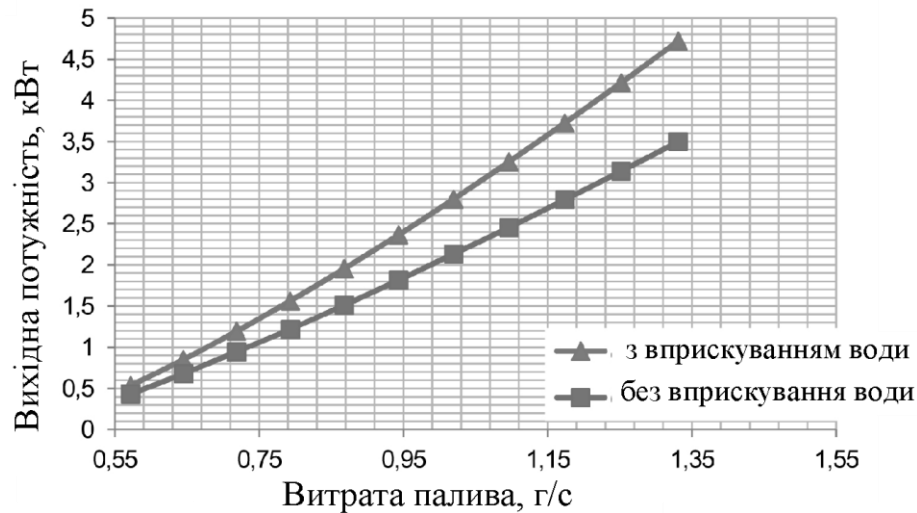


Рисунок 3.12 – Порівняльні залежності вихідної потужності від витрати палива для ГТД з впорскуванням води та без впорскування води

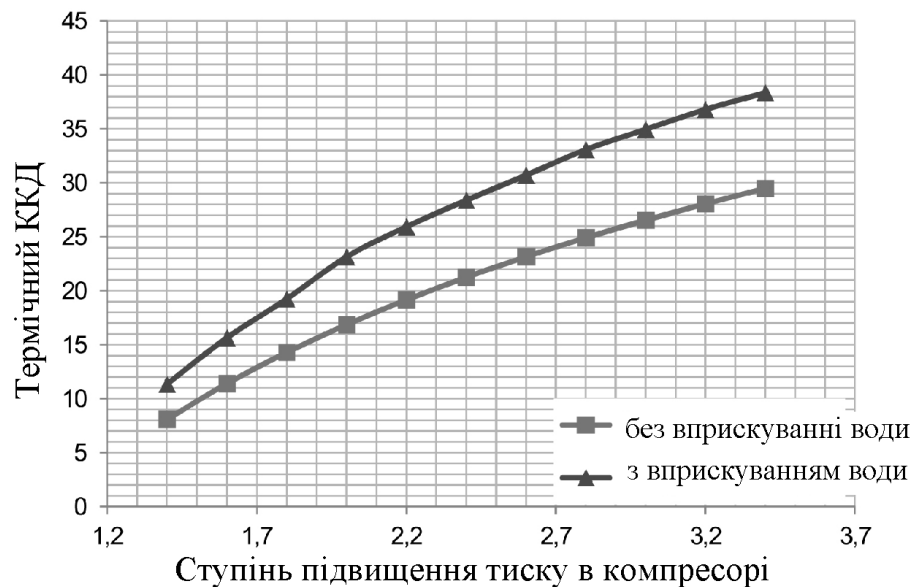


Рисунок 3.13 – Порівняльні залежності термічного ККД від ступеня підвищення тиску компресора для ГТД з впорскуванням води і без впорскування води

Виконано розрахунки та отримано наступні основні результати:

– впорскування води суттєво впливає на роботу компресора й ГТД в цілому. Із збільшенням впорскуваної кількості води, темпи зростання параметрів ефективності компресора й двигуна в цілому знижуються;

– зростання ефективності роботи двигуна виявився значним при відносно малій кількості води, що випаровується. Відносний приріст робочого тіла при впорскуванні вологи в компресор складає 27%. Установлена доцільність застосування

упорскування в кількості до 27%, що приводить у порівнянні з нормальним режимом роботи (тобто без упорскування) до зростання ККД компресора до 14 %.

Упорскування води за компресором

Вивчення можливостей даного упорскування було виконано за допомогою розроблених методик, що допускають, що вся підведена вода, повністю випаровується в тракці. Це упорскування викликає зменшення витрати повітря, збільшення ступеня підвищення тиску компресора й, як наслідок, зниження коефіцієнта запасу по помпажу компресора.

Однак кількісно коефіцієнт запасу по помпажу компресора зменшується порівняно мало та залишається на прифійнятному рівні. У цілому ж визначаючи кількість випаровування по тракту двигуна кожний процент впорскуваної води збільшував її потужність на 5,2 %. З упорскуванням 1 % води щодо повної витрати робочого тіла температура повітря після турбіни знижувалася на 27 °С.

3.5 Дослідження екологічного ефекту від застосування упорскування води в компресор[30,31,32]

Емісія забруднюючих речовин газотурбінними двигунами – це наслідок процесу згоряння палива в камерах згоряння (КЗ) авіаційних двигунів.

Величина викидів шкідливих речовин від однієї тонни згоряння палива у двигунах різного призначення наведена в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Величина викиду шкідливих речовин (ШР)
від згоряння 1 тонни палива

Вид шкідливої речовини	Бензиновий двигун автомобіля	Дизельний двигун автомобіля	Авіаційний двигун
	Маса викиду ШР у тоннах	Маса викиду ШР у тоннах	Маса викиду ШР у тоннах
Оксид вуглецю	0,42	0,047	0,031
Вуглеводні	0,046	0,019	0,0067
Оксиди азоту	0,027	0,033	0,034
Сірчаний газ	0,0015	0,022	0,003
Сажа	0,0011	0,0092	0,0011

Фактори, що впливають на значення концентрації ШР в атмосферному повітрі наступні: – тип авіаційного двигуна, температура й швидкість реактивного потоку – характер переміщення літака (стоянка, рулювання, рух по злітно-посадочній смугі зі створенням вихрової завіси за крилом літака і т.д.). Важливо відмітити, що на досить великі відстані відбувається перенос потоку відпрацьованих газів.

Результати проведених досліджень моделей потоку залежно від значень перерахованих вихідних даних показали, що довжина потоку відпрацьованих газів двигунів може змінюватися в межах 20...1000 м для літаків цивільної авіації із ТРДД.

Основними методами поліпшення екологічних характеристик двигуна є такі:

– підвищення якості розпилювання при сумішоутворенні палива. При зменшенні геометричних розмірів крапель відбувається незначне зниження рівня викидів NO. При швидкому випаровуванні зменшується час, за який продукти згорання перебувають при підвищеній температурі, і, тим самим, зменшується кількість утворення NO. Використання розпилення повітрям потоку палива забезпечує більш рівномірне розподілення палива в об'ємі камери згорання та зменшує геометричні розміри крапель палива.

– зменшення часу знаходження суміші в зоні високих температур. При згоранні палива в КС, як відомо, не досягаються рівноважні концентрації NO, тому є рекомендації скорочувати час перебування реагуючих речовин (O_2 і N_2) у зоні високих температур. Відповідно низькі концентрації NO можна забезпечити при горінні бідної попередньо перемішаної паливоповітряної суміші. У цьому випадку одним з таких методів повинна бути мікрофакелізація горіння.

Досліджуючи графік на рисунку 3.14 можна відмітити, що спостерігається позитивний екологічний ефект від роздільного впливу змінення температури й паровмісту повітря, яке подавати в камеру згорання на кількість викидів окислів азоту.

Упорскування води в сумарній кількості до 2% значно зменшує вміст NO_x у вихлопних газах. Подальше збільшення кількості води, що впорскується, знижує зростання зменшення NO_x .

Так збільшення кількості води, що впорскується, з 2 % до 4 % додатково зменшує кількість утворюваних окислів азоту лише на 5 %.

Подібний характер змінення кількості NO_x пов'язаний з його експонентною залежністю від температури й паровмісту повітря, що надходить у камеру згоряння .

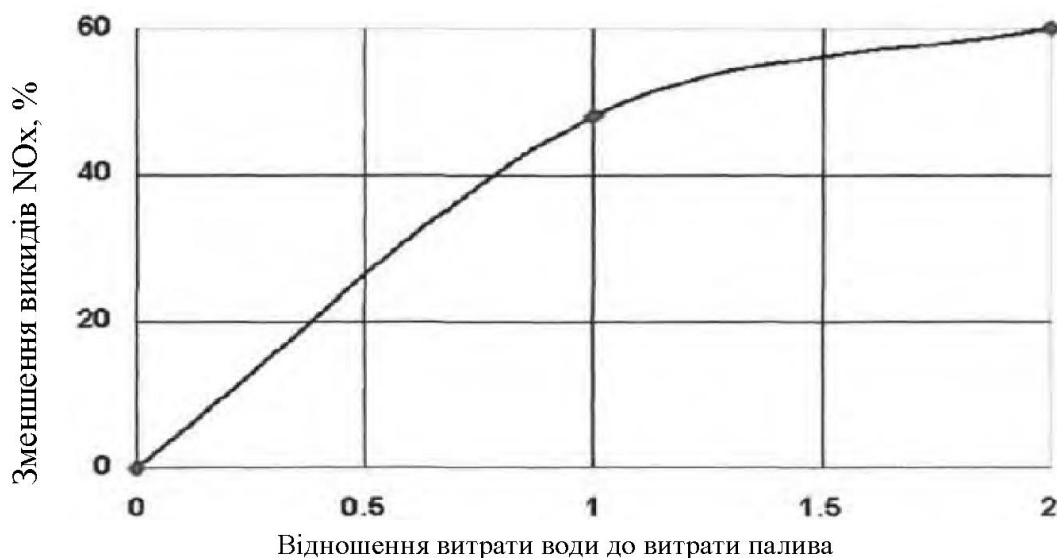


Рисунок 3.14 – Залежність витрати води до витрати палива та зменшення викидів NO_x , %

Починаючи з 70 рр. провідні двигунобудівні фірми: Дженерал-Електрик, Пратт-Уитни, Ролс-Ройс почали світову програму науково-дослідних і дослідницько-конструктивних робіт, спрямованих на розв'язання проблеми шкідливих викидів в атмосферу внаслідок роботи авіаційних ГТД [31].

Так спільними зусиллями фірм Дженерал-Електрик і Пратт-Уитни були розгорнуті роботи із проекту E3 (Effective Ecology Engine) (екологічних двигунів з мінімальним екологічним впливом на навколишнє середовище. Результати цих робіт значно вплинули на екологічні показники двигунів.

На підставі цих досліджень було зроблено висновок, що спеціальні конструктивні методи, одним з яких є метод упорскування води в компресор, здатні ефективно знизити екологічний збиток.

Висновки: упрскування води в компресор повинне привести до зниження температури повітря в компресорі, а також температури газу перед турбіною, оскільки витрата газу через турбіну збільшується швидше витрати повітря через компресор. Урівнювання потужностей досягається при цьому при меншій температурі процесів. При цьому поліпшуються вихідні параметри роботи двигуна:

- потужність збільшується на 18-20 %;

- ККД двигуна збільшується на 4-6 %;

- викиди шкідливих речовин суттєво знижуються, за рахунок більшої повноти згоряння палива й перебувають на рівні каталітичних вихлопів двигунів внутрішнього згоряння.

Висновки до розділу 3.

1. Зіставлення різних способів підвищення параметрів ГТД дає змогу зробити висновок, що уприскування води в проточну частину компресора є одним з найбільш ефективних.

2. Результати розрахунків, виконаних для компресора великого газотурбінного двигуна потужністю 220–250 кН, свідчать про істотне збільшення ККД компресора – приблизно до 4 %. Зростання ККД компресора і зростання витрати газів через турбіну з урахуванням води, що випарувалася, покращує роботу газотурбінного двигуна на злітному режимі. Корисна потужність установки при уприскуванні 0,5–2 % зростає на 7,5–14 %, а зростання ККД стабілізується на рівні 6,5 %. Якщо з уприскуванням води на злітному режимі коефіцієнти витрати ступенів стають оптимальними, то відповідно зростання потужності складуть 8,5–17 %, а ККД – 4–6,5 %.

3. Уприскування води в компресор зменшує кількість викидів шкідливих речовин, за допомогою більш повного згоряння паливо-повітряної суміші в камері згоряння.

4. Уприскування води в компресор дає економічний та екологічний ефект. При цьому практично відсутні капітальні витрати.

Розділ 4

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз екологічної безпеки проектованого двоконтурного двигуна

Емісія шкідливих речовин (Від лат *emissio* – випуск) – викид в атмосферу з відпрацьованими газами авіаційних двигунів як прямих так і побічних продуктів згоряння палива, які є причиною поганого впливу ЛА на навколишнє середовище.

Емісія оксиду вуглецю CO , незгорілих вуглеводнів C_nH_m і часток вуглецю (сажі) – результат неповного згоряння палива в двигуні. Емісія оксидів азоту NO_x – наслідок високої температури в зоні горіння палива, в наслідок чого можливим окислення азоту який міститься в повітрі. Кількісно емісію шкідливих речовин характеризують індексами емісії окремих компонентів (число грамів компонента на 1 кг витраченого палива). Індокси CO і C_nH_m тим більше, чим нижче тиск у камері згоряння і температура. Вони максимальні при рулюванні літака в аеропорту, при зльоті досягають мінімуму і залишаються близькими до мінімуму у всіх фазах польоту. Для NO_x закономірність зворотна – індекс максимальний при зльоті. Зниження емісії CO , C_nH_m і сажі забезпечується розподілом палива в камері та прискоренням перемішування його з повітрям а також поліпшенням розпилювання.

Зменшення індексу NO_x досягається додатковими заходами, наприклад спалюванням палива в два етапи для вирівнювання розподілу температури за довжиною камери та усунення зон з найбільш високою температурою. Емісія шкідливих речовин для двигуна даної потужності знижується з підвищенням його економічності, тобто зі зменшенням витрат палива на створення одиниці потужності. У 1985 авіаційним транспортом всього світу випущено в атмосферу, млн. т: CO – 1,2, C_nH_m – 0,8, NO_x – 1,4.

Паливні речовини, що вводять разом з повітрям у камеру згоряння двигуна ЛА для одержання теплової енергії в процесі окислювання киснем повітря (спалювання). До цих речовин відносяться бензини й реактивні палива. Перші застосовуються в поршневих двигунах, другі - у турбогвинтові й турбореактивні.

Основними показниками якості реактивних палив є масова й об'ємна теплота згоряння, термостабільність палива, тиск насичених парів, в'язкість при мінусових температурах, сумісність із конструкційними й ущільнювальними матеріалами, нагарні й протизношувальні властивості. Сукупності перерахованих вимог авіаційні бензини не задовольняють головним чином через знижену густоту, високу випаровуваність й погані змащувальні властивості. У зв'язку із цим бензини як основні палива для ТВД і ТРД не застосовуються.

Реактивні палива виробляються в основному зі середнестиллятичних фракцій нафти, що википають при температурі 140–280 °С (лигроїнокеросинових). Багатофракційні сорти реактивних палив (Т-2) виготовляються із залученням у переробку також бензинових фракцій нафти. Для одержання деяких сортів реактивних палив (Т-8У, Т-6) як сировина застосовуються вакуумний газойль. У реактивні палива можуть вводитися функціональні присадки (антиокисні, противозносні й ін.).

Реактивні палива на 96–99 % складаються з вуглеводнів, у складі яких розрізняють три основні групи – нафтені, парафінові й ароматичні. Зміст кожної із цих груп у складі палива визначається природою нафти й технологією його виробництва. Зміст у паливі ароматичних вуглеводнів регламентується стандартами головним чином через їхню підвищену схильність до задимлення й нагароутворення. Обмежується в реактивних паливах також вміст неграничних вуглеводнів (через показник «йодне число») як хімічно нестабільних. Крім вуглеводнів у реактивних паливах у незначних кількостях присутні азотисті, кисневі, сірчисті, металорганічні з'єднання й смолисті речовини. Їхній вміст у реактивних паливах регламентується стандартами. Так, наприклад, нормується вміст сірчистих з'єднань, зольних продуктів, органічних кислот і смол. За способом отримання реактивні палива діляться на прямогонні й гідрогенезаційні. Перші (Т-1, ТС-1, Т-2) виходять безпосередньо з відігнаних фракцій нафти без їхньої глибокої переробки. Технологія одержання других (РТ, Т-8У, Т-6) включає такі процеси, як гідроочищення (РТ, Т-8У), глибоке гідрування (Т-6), гідрокрекінг (Т-8У), основним змістом яких є вплив

водню при високих тисках і температурах на вуглеводні й гетеро органічні з'єднання нафти. При гідроочищенні з нафтового дистиляту віддсаляються агресивні й утримуюча азот, сірка

і кисень нестабільні з'єднання практично без зміни вуглеводневого состава палива. При гідрокрекінгу й гідруванні поряд з очищенням вихідної сировини відбувається зміна його вуглеводневого состава (перетворення неграничних з'єднань у насичені).

Застосування гідрогенезаційних процесів при виробництві реактивних палив дозволяє розширити сировинну базу палив і значно підвищити їх термостабільність. Основними сортами вітчизняних реактивних палив є ТС-1, РТ і Т-6.

Паливо ТС-1 є масовим реактивним паливом для дозвукової авіації й надзвуковій авіації з обмеженою тривалістю надзвукового польоту. Паливо РТ повністю задовольняє експлуатаційним вимогам, пропонованим до палива ТС-1, і може застосовуватися замість нього. Разом з тим, будучи більш термостабільним, воно допускає нагрівання в паливній системі силової установки до більше високих температур, і тому допущено до застосування в теплонавантажених двигунах літаків зі збільшеною тривалістю надзвукового польоту, протягом якого внаслідок аеродинамічного нагрівання можливо підвищення температури палива в баках літака.

Паливо Т-6 високо термостабільне, має підвищену густину і низький тиск насичених парів. Ці якості визначають застосування палива Т-6 на високошвидкісних літаках з великою тривалістю надзвукового польоту.

Поряд з основними сортами реактивних палив промисловістю можуть вироблятися резервні. Резервним стосовно палива ТС-1 є паливо Т-2, резервним стосовно палив РТ і Т-6 – паливо Т-8У. Паливо Т-2 – широко-фракційне прямогонне реактивне паливо із густиною не менш 755 кг/м^3 , тиском насичених парів не більше 13 кПа, що википає в діапазоні температур 60–280 °С. Завдяки більш широкому, чим у палива ТС-1, фракційному составу паливо Т-2 має в порівнянні з паливом ТС-1 в 1,3–1,8 рази більший вихід з нафти. Паливо Т-8У характеризується підвищеною

густиною (не менш 800 кг/м^3), приблизно вдвічі меншим, чим у палив ТС-1 і РТ, тиском насичених парів і високою термостабільністю.

Реактивні палива виробляють для літаків дозвукової авіації по ГОСТ 10227-86 і для надзвукової авіації по ГОСТ 12308-89. Згідно ГОСТ 10227-86 передбачено виробництво п'яти марок палива: ТС-1, Т-1, Т-1С, Т-2 і РТ. За ГОСТ 12308-89 виробляють дві марки палива: Т-6 і Т-8В.

Паливо ТС-1, залежно від якості переробленої нафти (вмісту меркаптанів і загальної сірки в дистилатах) паливо отримують або прямою перегонкою, або в суміші з гідроочищеним або демеркаптанізованим компонентом (сумішеве паливо). Паливо Т-1 продукт прямої перегонки малосірчистих нафт нафтової основи з межами википання $130\text{--}280 \text{ }^\circ\text{C}$. Містить велику кількість нафтових кислот і має високу кислотність, тому його піддають обробці з подальшою водяним промиванням (для видалення утворюються в результаті обробки натрієвих кислот).

4.2 Розробка заходів, що підвищують екологічну безпеку двоконтурного двигуна

Горіння авіаційного палива – це швидка реакція окислення, в ході якої його хімічна енергія перетворюється в основному в теплову, а саме паливо – головним чином в газоподібні продукти. Горючими елементами в складі більшості сучасних палив є водень і вуглець. Крім них у складі деяких ракетних палив горючими елементами є , бор, магній, берилій, літій. Сутність окислення полягає в переході (зовнішніх) електронів від атомів горючого елемента до атомів елемента окислювача. Здобуваючи при цьому позитивний заряд, атоми пального притягується до негативно заряджених атомів елемента окислювача, наприклад кисню та фтору і утворюють молекули продуктів окислення – вуглекислого газу CO_2 , парів води H_2O , фтористого водню HF та ін.

Незначну кількість активних проміжних продуктів достатньо для безперервного протікання ланцюгового перетворення, в яке ланка за ланкою втягується велика маса вихідних речовин (наприклад, вуглеводню і кисню). Щоб окислення відбувалося у

формі горіння, повинні існувати умови для швидкого переміщення активних частинок і розгфалуження ланцюгів реакцій. Такі, умови є тільки в газовому середовищі, їх немає в рідких і твердих тілах. Рідке паливо спочатку перетворюється в пар, а тверде руйнується, утворюючи пари і гази (газифікується).

Горіння суміші збуджується хімічно активними частинками, які мають достатню енергію для руйнування хімічних зв'язків атомів в молекулах пального та окислювача. Активні частинки виникають при сильному підігріві горючої суміші електричної іскрою або розпеченої поверхнею, або шляхом різкого стиснення, або іншим способом. Умовою займання є переващення швидкості виділення тепла за рахунок екзотермічних реакцій у попередньо підігрітому об'ємі суміші (осередку горіння) над швидкістю тепловіддачі в навколишній простір. Виділення тепла в осередку займання пропорційно об'єму, а відвід – площі його поверхні, розмір вогнища пропорційний їх відношенню.

Для вуглеводневих палив, незважаючи на величезне число досліджень, хімічний механізм горіння, багато в чому залишається не зрозумілим. Основний підхід до високотемпературного окислювання вуглеводневих палив полягає у вивченні ланцюгових процесів утворення і розпаду газоподібних проміжних продуктів (перекисів, альдегідів та ін.) при відносно низьких температурах та екстраполяції цих процесів в область високих температур. Однак це не дає пояснення деяким практично важливим явищам: наявності в полум'я вуглеводнів твердої фази – найдрібніших частинок чистого вуглецю (сажі) розміром в десятки, соті мікрона, явищам задимлення і нагароутворення. Якщо сажа вигорає і її не залишається в кінцевих продуктах згорання, вона виявляє себе різким (у кілька разів) підвищенням енергії випромінювання полум'я і потужної електронної емісією.

Концентрація сажі у полум'ї, судячи з інтенсивності його випромінювання, залежить від частки вуглецю у вуглеводні і ще більшою мірою від будови вуглеводневої структури молекул. Двофазність вуглеводневої полум'я може бути не випадковим явищем, як це вважалося до останнього часу, а провідною стадією процесу горіння вуглеводнів. Зокрема, хід процесу можна представити як

дегідрогенізацію (піроліз) вуглеводневих молекул з утворенням вільного водню, вуглецевого пара і частково продуктів їх проміжного окислення, потім – конденсацію вуглецевих парів в сажу при його пересиченні і, нарешті, згоряння сажі, водню та продуктів проміжного окислення.

При високій концентрації сажі у полум'ї можливе осадження її на стінках камери згоряння і її деталях. Нагароутворення посилюється, якщо рідке паливо закидається вихорами на стінки і деталі камери згоряння, а також при погіршенні випаровуваності палива. Найбільшу схильність до нагароутворення та виникненню вуглецевого нагару проявляють ароматичні вуглеводні, молекули яких містять компактну, важко руйнуємі угруповання з шести атомів вуглецю і особливо біциклічні ароматичні вуглеводні з ще більш компактним угрупованням з 10 атомів вуглецю.

Якість (склад, структура) і маса нагару, що утвориться в двигуні, залежать від хімічного складу палива і від умов його згоряння, що визначаються конструкцією двигуна, в тому числі якістю розпилування палива, складом робочої суміші, тиском в камері згоряння, температурою її стінок. Для оцінки схильності палив до нагароутворення у ГТД використовують різні методи. В основному вони зводяться до визначення складу палива, наприклад змісту С і Н, параметрів полум'я в різних дифузійних пальниках, повноти згоряння, маси утворюється нагару, диму та інших параметрів на модельних лабораторних установках і установках з натурними камерами згоряння або на повно розмірних двигунах в стендових умовах.

Вплив складу палива на його нагароутворювальну спроможність оцінити складно. Зважаючи на те що одним показником вуглеводневий склад такої складної суміші, якою є реактивне паливо, висловити не вдається, вплив цього складу на нагароутворення у ГТД більш об'єктивно відбиваються залежностями маси утворюємого нагару одночасно від декількох показників.

4.3 Розрахунок викидів шкідливих речовин в атмосфері працюючим двигуном

Повітряні судна забруднюють приземні шари атмосфери відпрацьованими газами авіадвигунів поблизу аеропортів та верхні шари атмосфери на висотах крейсерського польоту. Відпрацьовані гази авіаційних двигунів складають 87 % всіх викидів цивільної авіації, які включають також атмосферні викиди спецавтотранспорту та стаціонарних джерел.

Хімічний склад викидів залежить від виду та якості палива, технології виробництва, способу спалювання в двигуні та його технічному стані. Найбільш несприятливими режимами роботи є малі швидкості і «холостий хід» двигуна, коли в атмосферу викидаються забруднюючі речовини в кількостях, які перевищують викид на робочих режимах. Технічний стан двигуна безпосередньо впливає на екологічні показники викидів.

Стосовно найбільш розповсюдженого в сучасній цивільній авіації типу авіаційного двигуна – турбореактивного двоконтурного (ТРДД) можна виділити п'ять основних режимів (4.1), тривалість яких відповідає максимальній тривалості режимів, що складають середнє значення тривалості цих режимів для найкрупніших та найбільш завантажених аеропортів світу.

Таблиця 4.1. – Режими роботи авіаційного двигуна в зоні аеропорту

Номер режиму	Найменування режиму	Тривалість режиму, хв.
1	Холостим хід і руління перед зльотом (режим малого газу)	17
2	Зліт	0,7
3	Набір висоти	2,2
4	Захід на посадку	4
5	Руління після посадки (режим малого газу)	9

Підраховано викиди шкідливих речовин в зоні аеропорту за такий злітно-посадочний цикл для літаків різних типів (табл. 4.2).

Таблиця 4.2. – Емісія з авіаційних двигунів за злітно-посадочний цикл для літаків різних типів

Тип літака	Викиди шкідливих речовин, кг/год				
	CO	C _x H _y	NO _x	SO _x	Попіл
Ту-154	43,8	45,5	68,3	0,6	2,0
Як-42	7,8	1,5	12,7	0,2	0,7
Ту-154М	53,2	9,3	15,6	0,5	1,8
Як-40	22,5	4,5	4,7	0,1	0,5

Номінальний режим роботи двигуна, як один з найбільш економічних, є і одним з найбільш екологічно чистих (табл. 4.3).

Таблиця 4.3. – Маса шкідливих викидів при роботі двигуна на номінальному режимі за годину

Тип літака	Викиди шкідливих речовин, кг/год				
	CO	C _x H _y	NO _x	SO _x	Попіл
Ту-154	43,8	45,5	68,3	0,6	2,0
Як-42	7,8	1,5	12,7	0,2	0,7
Ту-154М	53,2	9,3	15,6	0,5	1,8
Як-40	22,5	4,5	4,7	0,1	0,5

Для забезпечення проходження авіатранспортних процесів в основному використовують паливо, видобуте з нафти. До складу органічної маси нафтового палива входять наступні хімічні елементи: вуглець, водень, кисень, азот і сірка. Не

пальна частина палива включає вологу і мінеральні домішки. Продуктами повного згоряння палива є вуглекислий газ, водяна пара і діоксид сірки. При недостатнім надходженні кисню відбувається неповне згоряння, у результаті чого замість вуглекислого газу утворюються чадний газ.

4.4 Оцінка економічних збитків від забруднення викидами окису вуглецю та оксидів

Маса викидів шкідливих речовин у зоні аеропорту розраховується для злітно-посадочного режимів (ЗПЦ). Характеристики режимів та їхня тривалість наведена в табл.4.4.

Таблиця 4.4. – Типовий ЗПЦ режимів роботи авіадвигунів

Номер режиму	Характеристики режимів	Відносна тяга \bar{R}	Тривалість режиму $t, \text{хв.}$
1	Запуск, холодний хід перед злетом (режим малого газу)	0,07	15,0
2	Зліт	1	0,7
3	Набір висоти	0,85	2,2
4	Захід на посадку з висоти 1000 м	0,3	4,0
5	Руління після посадки (режим малого газу)	0,07	7,0

Розрахунок маси річних викидів CO і NO_x виконується за відповідними формулами:

$$M_1 = M_{1\text{н}} + M_{1\text{вп}};$$

$$M_2 = M_{2\text{н}} + M_{2\text{вп}},$$

де $M_{1\text{н}}$, $M_{2\text{н}}$ – маса шкідливих речовин відповідно CO і NO_x , котрі викидаються під час наземних операцій; $M_{1\text{вп}}$, $M_{2\text{вп}}$ – маса шкідливих речовин відповідно CO і NO_x , які викидаються під час наземних операцій (зліт, набір висоти 1000 м, захід на посадку з висоти 1000 м – режими 2, 3, 4).

$$M_{1\text{н}} = K_1 C_{R\text{пит.мг}} R_{\text{мг}} T_{\text{мг}};$$

$$M_{2\text{н}} = K_2 C_{R\text{пит.мг}} R_{\text{мг}} T_{\text{мг}},$$

де K_1 , K_2 – індекси емісії (кілограм шкідливих речовин на кілограм палива) відповідно CO і NO_x під час наземних операцій; $C_{R\text{пит.мг}}$ – питома витрата палива під час роботи

двигуна на режимі малого газу, кг/Н·год; $R_{\text{мг}}$ – тяга двигуна на режимі малого газу, $R_{\text{мг}} = \bar{R}Ro$, де Ro – максимальна тяга двигуна, Н; $T_{\text{мг}}$ – річне напрацювання двигуна на режимі малого газу, год/рік.

$$T_{\text{мг}} = t_{\text{мг}}Nn,$$

де $t_{\text{мг}}$ – напрацювання в годинах двигуна на режимі малого газу за один ЗПЦ (режим 1, 5); N – річна кількість зльотів-посадок усіх повітряних суден (ПС) даного типу в аеропорту; n – кількість двигунів на даному типі ПС.

Розрахунок маси $M_{1\text{зп}}$, $M_{2\text{зп}}$ викидів відповідно CO і NO_x при злітно-посадочних операціях (режими 2, 3, 4) виконується за формулами:

$$M_{1\text{вп}} = n(W_{1\text{в}}T_{\text{в}} + W_{1\text{нв}}T_{\text{нв}} + W_{1\text{п}}T_{\text{п}})N;$$

$$M_{2\text{вп}} = n(W_{2\text{в}}T_{\text{в}} + W_{2\text{нв}}T_{\text{нв}} + W_{2\text{п}}T_{\text{п}})N,$$

де $W_{1\text{в}}$, $W_{2\text{в}}$ – масові швидкості емісії відповідно CO і NO_x під час зльоту ПС, кг/год (табл. 6); $W_{1\text{нв}}$, $W_{2\text{нв}}$ – масові швидкості емісії відповідно CO і NO_x під час набору висоти 1000 м; $T_{\text{в}}$, $T_{\text{нв}}$, $T_{\text{п}}$ – режимне напрацювання двигуна відповідно під час зльоту, набору висоти 1000 м і зниженню з висоти 1000 м (табл. 4).

Табличні значення: Літак типу Фоккер – VFW F28–1000; $n = 2$ (ТРТД); $C_{\text{РПТ.мг}} = 0,059$; $Ro = 40$ кН; $K_1 = 0,0276$; $K_2 = 0,00673$; $N = 80$; $R_{\text{в}} = 1$; $R_{\text{нв}} = 0,85$; $R_{\text{п}} = 0,3$; $W_{1\text{в}} = 0,2$; $W_{1\text{нв}} = 0,2$; $W_{1\text{п}} = 0,3$; $W_{2\text{в}} = 96$; $W_{2\text{нв}} = 56$; $W_{2\text{п}} = 10$.

Розрахунок:

Річне напрацювання двигуна на режимі малого газу:

$$T_{\text{мг}} = (15 + 7) \cdot 80 \cdot 2 = 3520 \text{ хв.} = 58,7 \text{ год.}$$

Маса шкідливих речовин (на режимі 1, 5) CO :

$$M_{1\text{н}} = 0,0276 \cdot 0,059 (0,07 \cdot 40000) \cdot 58,7 = 4,55 \text{ кг.}$$

Маса шкідливих речовин (на режимі 1, 5) NO_x :

$$M_{2\text{н}} = 0,0673 \cdot 0,059 (0,07 \cdot 40000) \cdot 58,7 = 11,117 \text{ кг.}$$

Режимне напрацювання двигуна відповідно під час зльоту, набору висоти 1000 м і зниженню з висоти:

$$T_{\text{в}} = t_{\text{в}}Nn;$$

$$T_{\text{в}} = 0,7 \cdot 80 \cdot 2 = 772 \text{ хв.} = 1,86 \text{ год};$$

$$T_{\text{нв}} = t_{\text{нв}} N n;$$

$$T_{\text{нв}} = 2,2 \cdot 80 \cdot 2 = 352 \text{ хв.} = 5,86 \text{ год};$$

$$T_{\text{п}} = t_{\text{п}} N n;$$

$$T_{\text{п}} = 4 \cdot 80 \cdot 2 = 640 \text{ хв.} = 10,7 \text{ год.}$$

Маса шкідливих речовин (на режимі 2, 3, 4) CO:

$$M_{1\text{вп}} = 2(0,2 \cdot 1,86 + 0,2 \cdot 5,86 + 0,3 \cdot 10,7) \cdot 80 = 760 \text{ кг.}$$

Маса шкідливих речовин (на режимі 2, 3, 4) NO_x:

$$M_{2\text{вп}} = 2(96 \cdot 1,86 + 59 \cdot 5,86 + 10 \cdot 10,7) \cdot 80 = 100992 \text{ кг.}$$

Розрахунок маси річних викидів CO:

$$M_1 = M_{1\text{н}} + M_{1\text{вп}};$$

$$M_1 = 4,55 + 760 = 764,55 \text{ кг.}$$

Розрахунок маси річних викидів NO_x:

$$M_2 = M_{2\text{н}} + M_{2\text{вп}};$$

$$M_2 = 11,117 + 100992 = 101003,118 \text{ кг.}$$

Висновок за розділом 4. В розділі проведено аналіз екологічної безпеки авіаційного двигуна, вплив інтенсивності експлуатації літака (80 рейсів на рік, при встановлені на нього чотирьох двохконтурних турбореактивних двигунів) на маси викидів шкідливих речовин в атмосферу . а також запропонована розробка заходів, що підвищують екологічну безпеку авіаційного двигуна та розраховано (101003,118кг двооксиду азоту та 764,55 кг вуглекислого газу). Норми ІСАО по викидам азоту 5 г/кг (NO_x грамів на кілограм згорілого палива), згідно з (SAEP/5–WP/86) розрахунок викидів шкідливих речовин відповідає нормі.

Розділ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час експлуатації або ремонту силової установки

Найбільш небезпечними та шкідливими виробничими чинниками при ТО авіаційного двигуна є:

- підвишені рівні шуму у робочій зоні (більш за 80-90 дБА), вібрації, у час запуску та тестувань авіаційного двигуна та при ультразвуковому тестуванні деталей АД.
- Усі незахищені елементи повітряного судна та авіа двигуна, наприклад ротори АД і агрегатів, вентилятори, виробничого обладнання та підйомних механізмів
 - деталі авіаційного двигуна, уламки, що розлітаються завдяки розриву балона з стиснутим газом, відриву лопастей, вибуху АД;
 - інструмент, та матеріали при роботах по технічному обслуговуванню силових установок і їх агрегатів, та виробу АТ;
 - робота на висоті – верхні частини літака (більш за 1,3 м);
 - висока швидкість повітря (більш за 12 м/с);
 - підвищена швидкість повітря (більше 12 м/с);
 - гострі кромки, задирки і шорсткості на поверхнях інструменту та обладнання;
 - частини планера, що виступають та його устаткування;
 - рухомі механізми, їх частини, що перебувають у русі, візки для доставки двигунів до самого літака та від нього, його устаткування (агрегати, обладнання);
 - якщо у електричному ланцюзі виникає підвищена напруга (380/220В), замикання якої має шанс пройти через тіло людини.
- розгалужені частини посудин, працюючих під тиском;

- підвищене ковзання (при обледенінні, зволоженні, замаслюванні);
- загазованість повітря парами паливно-мастильних матеріалів у робочій зоні, що були пролиті та витісняються з баків заправляємих повітряних суден;
- підвищена вологість повітря;
- Фіз. перевантаження при технічному обслуговуванні агрегатів силових устаткувань, які розташовані у важкодоступних місця;
- Витікаючі струмені відпрацьованих газів при запуску та тестуванні авіаційних двигунів, інші предмети, пісок, камені, які потрапляють в дані струмені;
- підвищений рівень УФ та тепловипромінювання під час виконання зварювальних робіт на АД;
- Хімікати, що входять до складу застосованих матеріалів (клей, ґрунтовка, розчинник, лак, фарба);
- Паливно-мастильні матеріали, зокрема такі як бензин, газ, авіа керосин, мастила, продукти згорання палива, спеціальні рідини (АМГ-10, НГЖ-4, присадка, рідина «И», та інші їдкі сполуки, які потрапляють в організм людини через органи ЖКТ, органи дихання, шкіру, слизисті оболонки;
- легкозаймисті паливо-мастильні матеріали;
- занадто низькі чи високі температури повітря навколишнього середовища, устаткувань та агрегатів літака;

Під час ТО вищенаведені чинники можуть привести до травм та проф.захворювань.

В ОСТ 54 71001 – 82 наведені допустимі рівні шкідливих та небезпечних виробничих чинників та спеціальні заходи задля усунення та зниження їх впливу на персонал.

5.2 Технічні та організаційні заходи для зменшення рівня впливу небезпечних та шкідливих виробничих чинників

Задля усунення та зменшення впливу шкідливих та небезпечних виробничих чинників відповідно з вимог «Безпеки праці при ТО та ремонті» були розроблені наступні заходи:

- для уникання травматизму від незахищених рухомих частин повітряного судна, місця зупинки обладнані знаками ввідповідно до стандарту ГОСТ 12.4.026-76;
- для уникнення наїзду на персонал літаків та самоходних установок під час руху розроблені наступні міри:
 - спеціальні пішохідні стежки;
 - швидкість руху спеціального автомобільного транспорту по перону обмежена 20 км/год;
 - при під'їзді до обслуговуємого літака, не доїжджаючи 10 метрів до нього, водій зупиняє автівку та починає рухатися із швидкість не більш, ніж 5 км/год під керівництвом посадової особи, відповідальної за ПС;
 - при роботі в баках-кесонах(резервуарах) обов'язково використовуються ЗІС (засоби індивідуального захисту органів дихання (протигаз, респіратор);
 - при роботах всередині паливних баків-кесонів слід призначати бригаду в складі не менше за трьох чоловік, які ознайомлені з правилами безпеки при роботі всередині паливних резервуарів. Бригадою може виконуватись робота тільки в одному баці та тільки по карті-наряду. Один з членів даної бригади повинен знаходитись ззовні бака для допомоги, в разі необхідності евакуації працюючих усередині бака;
 - при роботі на підйомних пристроях запобіжні пояси закріплюються за спеціально призначені для цієї мети на підйомних пристроях страховочні вузли;
 - задля організації місць зупинки призначені упорні колодки для усунення переміщення повітряного судна під час його зупинки. До ПС прикладаються шість упорних колодок. Упорна колодка являє собою корпус коробчатої форми з вмонтованими в нього стальними конусними штирями для кращого його упору. Щоб витягнути колодки із-під коліс, рекомендовано застосувати спец. підіймаючий пристрій, який складається з коліс, болта-осі, фіксатора, ручки та важіля. Фіксатор необхідний задля стопоріння важеля у 2-х положеннях: встановлення на шипи та відкат колодки. Призначенням цього пристрою є: усунення швидкого зношення шипів при забирання із-під коліс колодок;
 - щоб уникнути падіння при ТО на високорозміщених двигунах застосовуються спеціально призначені для цієї мети драбини з висотою обмеження 1 м;

— під час технічного обслуговування високорозміщених частин силової установки та на крилі застосовується спеціальна драбина, яка розрахована на вагу до 150 кг. Драбина складається з 2-х половинок, які з'єднуються шарнірно. Щоб надійно зафіксувати драбину в робочому положенні у корпусі робочої площадки передбачається спеціальний виріз. Щоб запобігти ковзанню на робочій площадці, передбачаються шипи. Обладнання та устаткування для ТО розміщено на драбині у сортовиках, для запобігання падінню та травмування персоналу. Під час робочого положення стійки фіксуються внутрішніми заскочками. Щоб запобігти подряпин та забоїв на обшивці планера літака використовуються ложемент, повністю обшитий;

– щоб усунути підвищене забруднення місце зупинок інколи очищаються від бруду, леду, снігу, замащеної дранті. Також передбачено використання спеціального захисного взуття персоналом;

– аби знизити рівень шуму від запущених авіаційних двигунів та впливу повітряних та газових струменів на обслуговуючий персонал, випробування двигунів проводиться на спец. площадках, на яких обладнані пристрої задля утримки літака від зрушення та зменшити шум;

– перед випробуванням реверсивних пристроїв та гонкою авіаційного двигуна здійснюється поливання площадки запуску водою, щоб усунути пилоутворення;

– аби зменшити вплив шуму від працюючого АД, якщо є необхідність перевірити герметичність паливної системи, передбачається використання персоналом протишумових вкладишів;

– для недопущення переохолодження чи перегріву обслуговуючому персоналу передбачається використання спец. кімнат для періодичного перебування персоналу в них. Також передбачено використання спеціального одягу та ЗІЗ (засоби індивідуального захисту);

– для недопущення офтальмологічних порушень при умовах недостатнього світла, передбачається використовувати особисті переносні засоби для освітлення.

– для зменшення отруйної дії парів керосину під час роботи, передбачено використовувати ЗІЗ органів дихання (респіратори, протигази) .

– для недопущення попадання авіаційного палива на відкриті ділянки тіла обслуговуючого персоналу передбачено слідуючі дії:

- під час монтажу/демонтажу АД та устаткування паливної системи, під вищенаведеними встановлюються спец. противні;
- Під час заміни насосів підкачки палива застосовуються нові конструкції монтажних пристроїв, які роблять можливим зняття насосів без зливу палива;
- під час робіт, які зв'язані з відкритими ємностями авіа палива застосовуються спец. захисні мазі;
- При зливі авіаційного палива з баків повітряних суден, необхідно дотримуватися відповідності з технологічними вказівками по злиттю палива з баків для данного типу ПС;
- Стандарт ГОСТ 12.3.020-80 регулює переміщення вручну засобів для заправки паливно-мастильними матеріалами і інших вантажів в зонах здійснення заправки. В процесі заправки під колеса заправочних транспортних засобів встановлюються упорні колодки;
- Для захищення від статичної електрики використовується електростатичне заземлення – відведення зарядів у землю з допомогою електростатичного заземлення обладнання. Останнє вважається заземленим, якщо опір заземлення не перевищує 106 Ом.

Відповідно до ГОСТ 12.4.124-83 "Засоби захисту від статичної електрики" $R_{з.ст}=100$ Ом приймається в якості найбільш допустимого значення опору заземлення в випадку, коли використовується виключно для захисту від статичної електрики. Це ж значення прийнято в якості найбільш допустимого опору стаціонарному заземлюючого пристрою на стоянці ЛА. До цього пристрою підключаються гідрантні колонки системи централізованої заправки літаків, ЛА та паливозаправники в процесі заправки.

5.3 Пожежна та вибухова безпека при технічному обслуговуванні силової установки літального апарату

При ТО силової установки повітряного судна та ПС в цілому до вибуху або пожежі можуть привести наступні фактори:

- проливання авіаційного палива ТС - 1 чи Т - 1 на землю під час заправки;

- виникнення електро зарядів під час заправки літака;
- надмірна швидкість заправки ПС

Небезпечність в пожежній безпеці на літаку можуть нести:

- задні і передні технічні відсіки;
- паливні баки;
- багажні відсіки.
- відсіки СУ;
- панелі генераторів;
- зона прокладки трубопроводів відводу гарячого повітря;

Стандарт ГОСТ 12.1.004-91 регулює наступне: «Пожежна безпека літака забезпечується системою протипожежного захисту».

Аби зменшити імовірність виникнення пожеги, передбачається:

- максимальна механізація виробничих процесів, зв'язаних з роботою з ПММ;
- використання гермо обладнання та тари;
- застосовується технологічні та виробничі процеси, які задовольняють вимогам

іскрової безпеки

- використовуються вогнетривалі матеріали при віділці екстер'єру салону;
- продувка відсіків повітрям, яке забезпечить охолодження двигунів, агрегатів.

Також продувка повітрям сприяє витісненню парів палива та мастил із відсіків гондол;

- металізація частин ПС, статичні струмознімачі;
- обов'язкове виконання правил пожежної безпеки.

Противопожежна безпека виконується:

- використанням засобів пожежогасіння і відповідних видів пожежної техніки;
- використання автоматичних пристроїв пожежної сигналізації і

пожежогасіння.

Якщо будемо виходити з характеристик авіа палива, бачимо, що, при температурі більше за +28 С існує імовірність утворення вибухо небезпечної суміші та спалаху.

Палива нафтового походження представляють собою горючі рідини, пари яких утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші.

Вибухонебезпечність залежить від концентрації парів у повітрі, характеристиками яких являються: температура спалаху; швидкість розповсюдження вогню; температура самоспалаху.

5.4 Розрахунок камери згорання на вибухонебезпечність

Під час утворення парів палива в замкнутому приміщенні в певних умовах є можливість вибуху, якщо є джерело загорання, яким і є паливо РТ, Т2, Т1. Дане паливо спалахує при температурі 210-250 С.

Верхня границя загорання:

$$V_B = \frac{p_B}{p_K} 100\%$$

де $p_B = 13332,2$ Па – пружність парів палива; $p_K^* = 9,3 \cdot 10^5$ Па – тиск повітря за компресором.

$$V_B = \frac{13332,2}{9,3 \cdot 10^5} 100\% = 1,43\%$$

Концентрація парів у камері згорання:

$$V_B = \frac{g_{\text{пал}}}{G_B} 100\%$$

де $g_{\text{пал}} = 0,0194$ кг палива/кг повітря, відносна витрата палива;

$$G_B = g_{\text{пал}} L_0 \alpha,$$

де $L_0 = 12,58$ кг/с – теоретично необхідна кількість повітря

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{пал}} L_0} = \frac{1}{0,0194 \cdot 12,58} = 3,45$$

$$G_B = 0,0194 \cdot 12,58 \cdot 3,45 = 0,997 \text{ кг повітря/кг палива,}$$

$$V_{\text{кз}} = \frac{0,0194}{0,997} 100\% = 1,95\%$$

Зважаючи на те, що $V_{\text{кз}} > V_B$ концентрація паливоповітряної суміші не є вибухонебезпечною.

5.5 Інструкція по безпеці праці при технічному обслуговуванні силової установки літака

Виконання ТО СУ повітряного судна необхідно проводити з відповідністю до вимог «Правила безпеки праці при ТО та ремонті АТ», регламенту технічного обслуговування та керівництво з експлуатації літака і іншої нормативно-технічної документації, які затверджена у встановленому порядку.

Під час виконання технічного обслуговування СУ на персонал можуть впливати такі небезпечні чинники:

- не захищені подвижні елементи ПС та СУ (ротор двигуна і агрегату, пристрій для реверсу), підйомні механізми;
- Самоходні і несамоходні телеги для поставки до літака устаткувань, обладнання та двигунів тощо;
- підвищені рівні шуму, інфра, ультразвуку під час запуску та тестуванні авіа двигунів і під час ультраскопічному контролю деталей силової установки;
- якщо від нагрітих частин двигуна випромінюється підвищений рівень інфрачервоної радіації;
- при зварювальних роботах на силовій установці підвищений рівень ультрафіолетового випромінювання, та теплового.
- ПММ, такі як: мінеральні та синтетичні змазки, мастила, керосин, спеціальні рідини (АМГ-10, НГЖ04, антильодові рідини, рідина «И»), що мають властивість проникати в організм через органи дихання, ЖКТ, шкіру та слизні оболонки.

До технічного обслуговування силової установки повітряних суден дозволено приступати, якщо дотримані вимоги ОСТ 54 71001 – 82 і після охолодження гарячих частин авіа двигуна і його систем, до встановленої температури

ТО високорозміщених силових установок має виконуватись за допомогою спец. призначених для цього підіймаючих пристроїв, трапів, драбин. Драбини, що застосовуються при технічному обслуговуванні, мають бути висотою огороження 1 м.

Перед тим, як розпочати виконання робіт на АД, необхідно перевірити надійність фіксаторів кришок капотів, аби упередити їх від самостійного руху.

Під час виконання ремонту на висотних частинах силової установки (клепка, зачистка) персонал має використовувати спеціальні запобіжні ремені. У зоні витoku газ. струменю на працюючому АД не має знаходитися людей. Небезпечними є відстані менш за 50 метрів в напрямку виходу газів з авіа двигуна та менш, ніж 10 м. перед повітрозабірником АД. Запуск та випробування АД необхідно проводити тільки, якщо на місці запуску є засоби пожегогасіння згідно із вимогами стандарту ГОСТ 12.1.004 – 76 та ГОСТ 12.4.009 – 75.

Згідно з вимогами ГОСТ 12.1.019-79, підмостки, драбини та трапи, з яких здійснюються роботи на силовій установці з електроінструментами, мають містити надійну ізоляцію.

Відповідно з «Безпека праці при технічному обслуговуванні та ремонті», повинен здійснюватися контроль виконання вимог при технічному обслуговуванні силових установок повітряних суден.

Висновки до розділу 5. Передбачені заходи, які зменшують вплив небезпечних та шкідливих чинників при експлуатації чи ремонті силової установки, вибухобезпеку та пожежобезпеку під час технічного обслуговування СУ проектного літака та було проведено розрахунок камери згорання проектного авіаційного двигуна на вибухонебезпечність.

Наведено інструкцію з безпеки праці під час ТО СУ повітряного судна.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено термогазодинамічний розрахунок, розрахунок основних геометричних розмірів характерних перерізів, розрахунок основних систем газотурбінного двохконтурного тривального авіаційного двигуна у процесі виконання дипломної роботи за темою: «Дослідження та покращення параметрів двоконтурного двигуна типу Д18Т».

2. За рахунок того, що двигун виконаний за модульною схемою, поліпшується його контролепридатність та взаємозамінність вузлів, а розташування його на пілонах під крилом приводить до простоти заміни, поліпшення доступності при ТО.

3. Досліджено питання покращення параметрів ГТД за рахунок охолодження. Зроблено висновок, що представлена система вприскування води в компресор в третьому розділі роботи забезпечує мінімізацію шкідливих викидів та сприяє більш рівномірному розподілу температурного поля. Це підтверджено аналізом публікацій з посиланнями на них. Тим самим досягається відносно простим способом збільшення тяги ГТД на злітному режимі на 10...20 %, та коефіцієнту корисної дії на 4...6 %.

4. Запропоновані в розділі “Охорона праці” технічні та організаційні заходи відповідають нормативним вимогам щодо рівня впливу небезпечних та шкідливих чинників на обслуговуючий технічний персонал.

5. В екологічній частині визначено відвернений збиток навколишньому природному середовищу. Впорскування води в двигун дозволяє суттєво знизити викиди шкідливих речовин до каталітичного вихлопу наземних транспортних засобів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. [http:// zakon/rada/gov/ua](http://zakon.rada.gov.ua).
2. ТЕРЕЩЕНКО Ю.М. Термодинамический расчет и расчет эксплуатационных ТВД и вертолетных ГТД. – К.: КВВАИУ, 1974.
3. Патент України №61913 МКИ7 F02C6/12, F04D17/00. Турбокомпрессор й спосіб його роботи.
4. Шкабура В.А. Особливості теорії расчету турбокомпрессорів із загальним робочим колесом // Авіаційно-космічна техніка й технологія. – 2003. – № 41/6. – С. 74 – 76.
5. Шкабура В.А. Результати досліджень енергетичної ефективності турбокомпрессора з одним робочим колесом з різними схемами течії газу: Сб. науч. тр. Ипмаш НАН України. – Харків, 2000. – С. 300 – 303.
6. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. / Ю. С. Елисеев [и др.] - М. : МГТУ им. Н.З. Баумана, 2000. – 640 с.
7. Ramohalli, K. N. R. Isothermal combustion for improved performance in air-breathing engines / K. N. R. Ramohalli // Journal of Propulsion and Power. - 1990 – Vol. 6, № 5. – P. 654-659.
8. Sirignano, W. A Performance increases for gas turbine engines through combustion inside the turbine / W. A. Sirignano, F. Liu // Journal of Propulsion and Power. – 1999. – Vol. 15, No.1, January–February. – P. 111-118.
9. ТЕРЕЩЕНКО Ю.М. Газодинамический расчет ступени компрессора и турбины ГТД. – К.: КВВАИУ, 1974.
10. МАСЛЕННИКОВ М.М., ШАЛЬМАН А.П. и др. Газотурбинные двигатели для вертолетов. – 1980.
11. ТЕРЕЩЕНКО Ю.М. Расчет параметров и характеристик турбовинтовых и турбовальных ГТД. – К.: КВВАИУ, 1983.
12. Конструкция и прочность авиационных двигателей. Методические указания по курсовому проектированию. – К.: КИИГА, 1992. – 52 с.

13. Агульник А.Б., Гусаров С.А., Омар Х.Х.О. Выбор основных параметров циклов газопаротурбинной установки для газоперекачивающего агрегата // Труды МАИ. 2017. № 92.

14. Кузьмичёв В.С., Омар Х.Х., Ткаченко А.Ю. Способ повышения эффективности газотурбинных двигателей для наземного применения за счёт регенерации тепла // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25, № 4. С. 133-141.

15. Filinov E., Tkachenko A., Omar H.H., Rybakov V. Increase the efficiency of a gas turbine unit for gas turbine locomotives by means of steam injection into the flow section // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 220. DOI: 10.1051/matecconf/201822003010.

16. Min J.K., Jeong J.H., Ha M.Y., Kim K.S. High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines // Heat Mass Transfer. 2009. V. 46, Iss. 2. P. 175-186. DOI.

17. Fakhre A., Pachidis V., Goulos I., Tashfeen M., Pilidis P. Helicopter mission analysis for a regenerated turboshaft // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013 (June, 3-7, 2013, San Antonio, Texas). V. 2.

18. Fakhre A., Pachidis V., Goulos I., Pervier H., Tashfeen M. Helicopter mission analysis for a regenerative turboshaft engine // Proceedings of the 69th American Helicopter Society International Annual Forum 2013 (May, 21-23, 2013, Phoenix, Arizona, USA). V. 4. P. 2636-2649.

19. Kwan P.-W., Gillespie D.R.H., Stieger R.D., Rolt A.M. Minimising loss in a heat exchanger installation for an intercooled turbofan engine // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011 (June, 6-10, 2011, Vancouver, Canada). P. 189-200. DOI: 10.1115/GT2011-45814

20. Xu L., Gronstedt T. Design and analysis of an intercooled turbofan engine // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2010. V. 132, Iss. 11.

21. Конструкция и прочность авиационных двигателей. Методические указания по выполнению РГР "Расчет на прочность рабочей лопатки турбины ГТД" и домашнего задания "Расчет на прочность вала турбины" для студентов специальности

13.03.00 "Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей" – К.: КИИГА, 1994. – 36 с.

22. С.А. Дмитриев, Н.А. Иванов, Моца В.Г. и др. Газодинамический расчет элементов и эксплуатационных характеристик газотурбинных двигателей. Методическое пособие по выполнению курсовой работы. – К.: КМУГА, 1995. –104 с.

23. Арсеньев Л.В., Беркович А.Л., Котов Ю.В. Характеристики работы стационарных ГТУ, форсированных впрыском воды в тракт высокого давления. – М.: НИИЭинформэнергомаш, 1982. – № 3.

24. Беркович А.Л. Параметри осьового компрессора з введенням води в проточну частину. // Сб. вузів. Енергетика. 1995. № 1.

25. Беркович А.Л., Розеноер Е.Е. Форсировка ГТУ впрыском воды в компрессор. Обзор. М.: НИИТЯЖМАШ. Энергетическое машиностроение. Сер. 3. 1989. Вып. 4.

26. Гусева А.И. Особенности конструкции авиационных двигателей. М., 2015.

27. Вплив уприскування води на параметри роботи компрессора / А.Л.Беркович, В.И.Немировский, Е.Е.Розеноер і ін. // Екологічні проблеми в енергетиці. Тр. Вніпінергопрома, 1990. С. 107-116.

28. Повышение эффективности двухконтурного турбовентиляторного двигателя введением промежуточного охлаждения при сжатии / В.Л. Иванов, Н.Л. Щеголев, Д.А. Скибин – № 11 (656), 2014. – Известия высших учебных заведений. Машиностроение.

29. Протоєрейський О. С., Запорожець О. І. Охорона праці в галузі: Навч. посіб. – К.: НАУ, 2005. – 268 с.

30. Банк данных ИКАО по эмиссии выхлопных газов двигателей. 1-е издание.- Монреаль, 1995 .-148 с.

31. Охрана окружающей среды. Методические указания по выполнению раздела дипломного проекта. –К.:КМУГА,1995.-48с.

32. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. Том II «Эмиссия авиационных двигателей». Издание третье- июль 1993.

33. ТАБЛИЦЫ газодинамических функций.