

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра конструкції авіаційних двигунів

**Пояснювальна записка
до дипломної роботи**

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Розробка ТРДДФ з тягою на форсажному режимі 82кН»

«ХАІ.203.262м.20О.134.1702158 ПЗ»

Виконав: студент 6 курсу, групи 262м

Спеціальність 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка»
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки
(найменування)

Дунаєв Є.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Керівник: Чигрин В.С.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Рецензент: Фадєєв В.А.

(прізвище та ініціали)

(підпис, дата)

Харків – 2020 р.

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет _____ *авіаційних двигунів* _____
(повне найменування)

Кафедра _____ *конструкції авіаційних двигунів* _____
(повне найменування)

Рівень вищої освіти _____ *другий (магістерський)* _____

Спеціальність _____ *134 Авіаційна-та ракетно-космічна техніка* _____
(код та найменування)

Освітня програма _____ *Авіаційні двигуни та енергетичні установки* _____
(найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, д. т. н., професор

_____ Єпіфанов С. В.

“ _____ ” _____ 2020 року

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Дунаєву Євгенію Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи «Розробка ТРДДФ з тягою на форсажному режимі 82кН»

керівник кваліфікаційної роботи Чигрин Валентин Семенович к.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № _____ від « ____ » _____ 20__ року

2. Термін подання студентом кваліфікаційної роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

Термогазодинамічний розрахунок двигуна, погодження роботи компресората турбіни, профілювання робочих лопаток, опис конструкції двигуна, розрахунки на міцність робочої лопатки та диска компресора і турбіни, розрахунок коливань пера робочої лопатки, порівняльний економічний аналіз спроектованого двигуна та прототипу, проектування модуля КНТ.

5. Перелік графічного матеріалу _____

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Чигрин В.С. к.т.н., проф. каф. 203		
2	Горбачов О.О. к.т.н., доц. каф. 204		
3	Павленко Т.Ю. к.е.н., доц. каф. 601		

Нормоконтроль _____ « ____ » _____ 20__ р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Термогазодинамічні розрахунки двигуна	17.10-31.10	
2	Розробка конструкції двигуна	01.11-5.11	
3	Розрахунки на міцність лопатки, замка та диска компресора	06.11-8.11	
4	Розрахунки на міцність лопатки, замка та диска турбіни	09.11-12.11	
5	Креслення повздовжнього перерізу двигуна	13.11-15.11	
6	Спеціальна частина	16.11-19.11	
7	Технологічна частина	20.11-23.11	
8	Економічна частина	24.11-25.11	

Студент

(підпис)*Дунаєв Є.А.*

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)*Чигрин В.С.*

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт дипломного проекту спеціаліста містить: стор., табл., рис., та стор. комплекту технологічної документації.

Дипломний проект спеціаліста присвячений актуальній на сьогодні темі проектуванню двоконтурних двигунів для літаків винищувачів.

В теоретичній частині дипломного проекту (ДП) був проведений термогазодинамічний розрахунок, узгодження роботи вузлів, газодинамічний розрахунок компресора та турбіни; профілювання робочої лопатки компресора та турбіни двигуна, розрахунок камери згоряння та реактивного сопла.

В конструкторській частині ДП за розрахованими геометричними параметрами виконані розрахунок на міцність основних деталей (лопатка, диск, замки робочих лопаток компресора та турбіни). Для лопаток компресора та турбіни був виконаний розрахунок на коливання і в результаті виконаний розрахунок на динамічну міцність. Також був виконаний розрахунок ресурсу диска турбіни.

Завданням спеціальної частини була розробка конструкції модуля компресора низького тиску ТРДДФ. Був проведений газодинамічний розрахунок осьового компресора, профілювання лопаток робочих коліс, розрахунки на статичну міцність лопаток, дисків, ротора в цілому та діафрагми окремо, на коливання лопаток, дисків, валу ротора і ротора в цілому.

В технологічній частині проведений аналіз креслення деталі, визначені показники технологічності. Після розрахунку необхідної кількості операцій та переходів формоутворення поверхонь був розроблений план технологічного процесу виготовлення деталі.

В економічній частині ДП було проведено порівняльний аналіз спроектованого двигуна з прототипом за приведеними параметрами.

Дипломна робота виконана за допомогою електронно-обчислювальної техніки. При виконанні використовувались розрахункові програми кафедри 201: RDD, SLRD2, GDROK, OCK, gdrgt07, OCT, GDRKS, SOPLO, для термогазодинамічного, газодинамічного розрахунку, узгодження та профілювання програми кафедри 203: STATLOP, DISK_EPF, DISK_112 – для міцностних розрахунків; DINLOP, KOLLOPATKI – для розрахунку на коливання, а також SolidWorks 2018 та ANSYS 2020 – для розрахунку методом кінцевих елементів використовувались При оформленні графічної частини використовувався графічний пакет КОМПАС-3D, версія 17.1. При оформленні розрахунково-пояснювальної записки використовувались програмні продукти Microsoft Office, Microsoft Excel, та прикладні програми операційної системи Microsoft Windows 10.

ТУРБІНА, ЛОПАТКА, ЗАМОК, ВІДЦЕНТРОВА СИЛА, ЗАПАС МІЦНОСТІ,
ДИСК, МОДУЛЬ КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ, КОЛИВАННЯ.

Дунаєв Є.А.

(підпис, дата)

(П.І.Б.)

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Теоретична частина.....	5
1.1 Термогазодинамічний розрахунок двигуна	6
1.2 Узгодження параметрів компресора та турбіни.....	10
1.3 Газодинамічний розрахунок багатоступінчастого осьового компресора	13
1.4 Профілювання ступеня компресора.....	19
1.5 Газодинамічний розрахунок турбіни	22
1.6 Профілювання лопаток РК першої ступен турбіни	26
1.7 Розрахунок камери згоряння.....	31
1.8 Розрахунок реактивного сопла.....	33
Висновки	35
2. Конструкторська частина.....	36
2.1 Загальні відомості.....	37
2.2 Розрахунок на статичну міцність пера робочих лопаток перших ступенів компресора і турбіни.....	42
2.3 Розрахунок власних коливань робочих лопаток перших ступенів компресора і турбіни.....	57
2.4 Розрахунок замків лопаток компресора і турбіни на міц- ність.....	63
2.5 Розрахунок на міцність дисків компресора і турбіни.....	72
2.6 Аналіз розподілу осьових зусиль по ротору двигуна.....	85
2.7 Розрахунок ресурсу диска турбіни ТРДДФ.....	86
Висновки	103
3. Спеціальна частина.....	104
3.1 Конструкція модуля КНТ ТРДДФ.....	105
3.2 Розрахунок модуля КНТ.....	107
Висновки	123
4. Технологічна частина.....	124
4.1 Розробка плану виготовлення деталі.....	125
4.2 Розрахунок припусків операційних розмірів діаметральних і торцевих поверхонь.....	128
4.3 Проектування типових операцій.....	135
Висновки.....	156
5. Економічна частина.....	157
5.1 Економічний аналіз спроектованого двигуна.....	158
Висновки	165
Висновок.....	166
Перелік посилань.....	167

ВСТУП

Для сучасної авіації характерно застосування різних типів газотурбінних двигунів. Це пояснюється різноманітністю типів самих літальних апаратів і специфічними вимогами, що пред'являються кожним типом літальних апаратів до його силової установки.

Одним з найважливіших завдань виробництва авіаційних двигунів є створення технологічної та надійної конструкції двигуна. Конструкція двигуна повинна задовольняти вимогам до сучасних двигунів, а також забезпечувати необхідні запаси міцності всіх відповідальних вузлів, елементів і всього двигуна в цілому. З огляду на важкі умови роботи елементів опор і гарячих частин проточної частини двигуна, його конструкція повинна забезпечувати надійне охолодження і змащення поверхонь, що труться.

Даний дипломний проект виконується з метою отримання основних параметрів турбореактивного двоконтурного двигуна тягою $P_{\phi} = 82$ кН.

Теоретична частина даної роботи полягає у виборі параметрів і термогазодинамічних розрахунків двигуна, узгодженні роботи газогенератора, газодинамічного розрахунку компресора і турбіни, профілювання лопаток робочих коліс першого ступеня компресора і турбіни, розрахунок камери згоряння і реактивного сопла. Всі розрахунки проводяться за допомогою ЕОМ.

Конструкторська частина полягає в розробці конструкції турбореактивного двоконтурного двигуна за отриманими даними з розрахунків теоретичної частини. А також розрахунків на міцність лопатки, диска, замкової частини лопатки компресора і турбіни з метою перевірки спроектованих вузлів на забезпечення необхідних запасів міцності. Також необхідний розрахунок частот власних коливань робочих лопаток компресора і турбіни, визначення небезпечних частот обертання ротора і відповідних способів забезпечення працездатності лопаток, розрахунок зовнішньої оболонки КЗ на міцність, розрахунок розподілу осьових сил і моментів за елементами роторів двигуна, розрахунок ресурсу диска турбіни. Всі розрахунки проводяться на ЕОМ.

Спеціальна частина присвячена розробці конструкції модуля вентилятора для турбореактивного двоконтурного двигуна. Сучасні авіаційні двигуни військового призначення покоління «4+» не в повній мірі відповідають цим вимогам: заміна модулів в експлуатації ускладнена або практично неможлива, що знижує боєздатність авіаційного парку. У спеціальній частині необхідно розробити конструкцію модуля яка буде відповідати вимогам, що висуваються до двигунів покоління «5».

У технологічній частині полягає в розробці плану обробки деталі – вала-шестерні, спроектувати заготовку. Спроектвані технологічні процеси повинні забезпечувати підвищення продуктивності праці і якості виробів при одночасному зниженні витрат на їх виготовлення. Вирішення цих завдань багато в чому залежить від раціональної побудови розмірних зв'язків у процесі обробки, обґрунтованого призначення припусків на обробку і допусків операційних розмірів.

Економічна частина полягає в порівнянні спроектованого двигуна з прототипом за приведеними пераметрами.

1. Теоретична частина

1.1 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА

Вибір і обґрунтування параметрів

Вибір параметрів двигуна здійснюється у відповідності до рекомендацій, викладених в методичному посібнику [1].

Залежно від призначення і умов, при яких розраховується двигун, обираються параметри вузлів ($\sigma_{ВХ}$, η_K , $\sigma_{вс}$, $\eta_{г}$, $\eta_{т^*}$, ϕ_c , C_c) і відповідні їм режими роботи на характеристиках. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії: мінімум питомої витрати палива, максимум тяги, забезпечення надійності на надзвичайних режимах роботи і т.п.

Основними параметрами робочого процесу двигуна, що значно впливають на його питомі параметри, є температура газу перед турбіною $T_{г}^*$ і ступінь підвищення тиску в компресорі (у внутрішньому контурі) $\pi_{кл}^*$, в вентиляторі $\pi_{вп}^*$.

Вибір ступені двоконтурності

Двигун буде використовуватися на бойовому літаку, тому має бути мінімальний лобовий опір двигунів, тобто ступінь двоконтурності потрібна невелика. Приймаємо ступінь двоконтурності $m=0,49$.

Температура газу перед турбіною

Сучасні досягнення матеріалознавства і технології, а також вдосконалення систем охолодження лопаток газових турбін дозволяють значно збільшувати допустиме значення $T_{г}^*$.

Збільшення температури газів перед турбіною дозволяє значно збільшити питому тягу двигуна і, отже, зменшити габаритні розміри і масу двигуна. Для забезпечення надійності роботи турбіни при високих значеннях температури газу ($T_{г}^* > 1250$ К) застосовані охолоджувані лопатки. З урахуванням використання конструкційних матеріалів двигуна-прототипу приймаємо $T_{г}^* = 1550$ К.

Ступінь підвищення тиску у вентиляторі

При $T_{г}^* = 1550$ К і $\pi_{кл}^* = 21$ оптимальне значення ступеня підвищення тиску у вентиляторі зовнішнього контуру $\pi_{вп\text{ опт}}^* = 3,264$.

ККД компресора і турбіни

Значення ізоентропічного ККД багатоступінчастого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів:

$$\eta_{kl}^* = \frac{\pi_{kl}^{*k} - 1}{\pi_{kl}^{*k} - 1}$$

де η_{cm}^* - середнє значення ККД ступенів.

На розрахунковому режимі середнє значення ККД ступенів в багатоступеневому осьовому компресорі сучасних ГТД лежить в межах:

$$\eta_{cm}^* = 0,88 \dots 0,90. \text{ Приймаємо } \eta_{cm}^* = 0,88.$$

Розраховуємо ККД для $\pi_{k1}^* = 21$:

$$\eta_{kl}^* = \frac{21^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{21^{\frac{1,4-1}{1,40,891}} - 1} = 0,838.$$

Значення ККД охолоджуваних турбін менше значень ККД охолоджуваних. Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\eta_T^* = \eta_{T,HEOX}^* - 0,0001(T_G^* - 1300);$$

де $\eta_{T,HEOX}^*$ - ККД неохолоджуваної турбіни.

Неохолоджувані турбіни необхідно застосовувати при температурі $T_G^* \leq 1250$ К. ККД не охолоджуваної турбіни приймаємо $\eta_{T,HEOX}^* = 0,9$. Тоді:

$$\eta_T^* = 0,9 - 0,0001 \cdot (1550 - 1300) = 0,875;$$

Фізичні константи повітря і продуктів згоряння

Показник ізоентропи:

$$k = 1,4; \quad k_T = 1,33.$$

Універсальна газова стала:

$$R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}; \quad R_T = 288 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

Питома теплоємність при сталому тиску:

$$C_p = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}; \quad C_{pT} = 1160 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

Втрати в елементах проточної частини двигуна

Втрати в елементах проточної частини двигуна задаються значеннями коефіцієнту відновлення повного тиску в цих елементах.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для вхідних пристроїв:

$$\sigma_{ex}^* = \frac{p_e^*}{p_n^*}.$$

Для вхідних пристроїв ТРДД $\sigma_{BX} = 0,97 \dots 0,995$. Приймаємо $\sigma_{BX} = 0,97$.

Втрати повного тиску в камері згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором. Гідравлічний опір визначається в основному втратами в дифузорі, фронтівому пристрої камери згоряння, при змішуванні струменя газів, що мають різні щільності, при повороті потоку газів $\sigma_{гидр} = 0,93 \dots 0,97$, приймаємо $\sigma_{гидр} = 0,97$.

Тепловий опір виникає внаслідок підводу тепла до рухаючого газу $\sigma_{\text{тепл}} > 0,97 \dots 0,98$. Прийmemo величину коефіцієнту теплового опору $\sigma_{\text{тепл}} = 0,974$. Визначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в камері згоряння: $\sigma_{\text{кз}} = \sigma_{\text{гдр}} \cdot \sigma_{\text{тепл}} = 0,97 \cdot 0,974 = 0,945$.

Втрати тепла в камері згоряння, головним чином, пов'язані з неповним згорянням палива і оцінюються коефіцієнтом повноти згоряння $\eta_{\text{г}}$. Цей коефіцієнт на розрахунковому режимі досягає значень $0,97 \dots 0,99$.

Приймаємо $\eta_{\text{г}} = 0,99$.

При наявності перехідного каналу між компресорами ВТ і НТ коефіцієнт відновлення повного тиску $\sigma_{\text{пт}}$ обирається в діапазоні $\sigma_{\text{пт}} = 0,985 \dots 1$. Приймаємо $\sigma_{\text{пт}} = 0,985$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між каскадами компресору приймаємо $\sigma_{\text{вк}} = 0,985$.

За допомогою механічного ККД враховують втрати потужності в опорах двигуна, відбір потужності на привід допоміжних агрегатів, обслуговуваних двигуном. Механічний ККД знаходиться в інтервалі $\eta_{\text{м}} = 0,98 \dots 0,995$. Для ротору високого тиску приймаємо $\eta_{\text{м вл}} = 0,985$. Для ротору вентилятора $\eta_{\text{м в}} = 0,99$.

При витoku газу зі звужуючого сопла виникають втрати, зумовлені тертям потоку об стінки сопла, а також внутрішнім тиском газу. Ці втрати оцінюються коефіцієнтом швидкості $\varphi_{\text{с}}$. Для сопел приймаємо $\varphi_{\text{с1}} = 0,99$, $\varphi_{\text{с2}} = 0,99$.

При малій відмінності швидкостей потоків зовнішнього і внутрішнього контурів на вході в камеру змішування, обумовленому рівністю статичних і приблизною рівністю загальмованих тисків в цьому перерізі, втрати на змішання невеликі і можуть задаватися значенням коефіцієнта $\sigma_{\text{см}} = 0,98 \dots 0,99$, приймаємо $\sigma_{\text{см}} = 0,98$.

Для завдання простого звужуючого сопла приймається $\pi_{\text{с}} = 1$, а повне розширення газу в соплі при надкритичному перепаді тисків реалізується при $\pi_{\text{с}} = 0,1$. Приймаємо $\pi_{\text{с1}} = 0,1$, $\pi_{\text{с2}} = 0,1$.

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин (перші шаблі турбіни). Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду може призвести до пошкодження лопаток. Для задоволення цих потреб необхідне повітря, що відбирається з компресора або будь-якої його ступені. Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною $\Delta \bar{G}_{\text{в.отб.}}$. Для розрахунку приймаємо $\Delta \bar{G}_{\text{в.отб.}} = 0,100$.

Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЭОМ

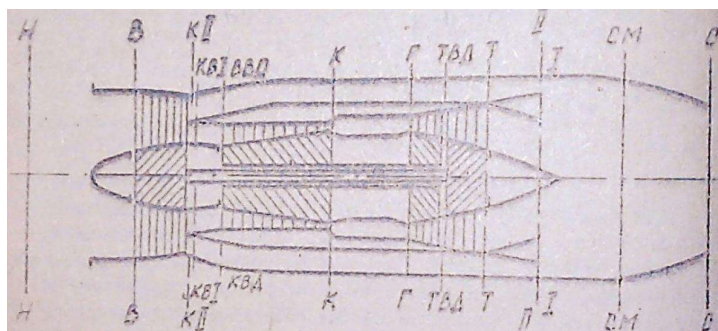


Рисунок 1.1 – Схема двигуна

Метою термогазодинамічного розрахунку двигуна є визначення основних питомих параметрів ($P_{\text{пит}}$ – питома тяга, $C_{\text{пит}}$ – питома витрата пального і витрати повітря $G_{\text{п}}$).

За допомоги програми rdd.exe [1] виконуємо термогазодинамічний розрахунок ГТД.

Вихідними даними для розрахунку є параметри, вибрані в попередньому підрозділі.

Для авіаційного гасу, використовуваного в якості палива: теплотворна здатність палива $H_u=43000$ кДж/кг, теоретично необхідну кількість повітря для повного згоряння одного кілограма палива $L^{\circ}=14,8$ кг_{пов}/кг_{пал}.

Вихідними даними для розрахунку є наступні величини, що визначають розрахунковий режим двигуна:

- $G_{\text{п}}$ – величина витрати повітря через двигун;
- π_k^* , $T_{\text{г}}^*$ – параметри, що визначають термогазодинамічний цикл двигуна на розрахунковому режимі;
- η_k^* , $\eta_{\text{ТК}}^*$ – ККД компресора та турбіни компресора;
- $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{м}}'$ – ККД вентилятора, механічні ККД двигуна і компресора;
- $\eta_{\text{Г}}$ – коефіцієнт повноти згоряння палива;
- $\sigma_{\text{вк}}$, $\sigma_{\text{кк}}$, $\sigma_{\text{пт}}$, $\sigma_{\text{см}}$ – коефіцієнти відновлення повного тиску в елементах проточної частини двигуна.

Так як основною метою термогазодинамічного розрахунку є визначення питомих параметрів двигуна $P_{\text{пит}}$ і $C_{\text{пит}}$, то даний розрахунок зазвичай виконують для $G_{\text{в}} = 1$ кг/с. При цьому обчислюють значення параметрів робочого тіла в характерних перетинах по проточної частини двигуна. Ці дані використовують при узгодженні параметрів компресора і турбіни і при загальній компоновці проточної частини двигуна.

В таблиці 1.1 представлені дані, необхідні для термогазодинамічного розрахунку двоконтурного двигуна.

В таблиці 1.2 представлені результати термогазодинамічного розрахунку, виконаного на ЕОМ (файл Rdd.rez).

Таблиця 1.1 – Вихідні дані

4	1	1	1	1				
	1.000	.000	.00	1950.0				
	.885	.880	.900	1.0	.100			
	.970	.985	.945	.980	.980	.920	.970	
	.990	.950	.985	.990	.990	0.99	.100	.100
	.490	.490	.490	.490	.490			
	1550.0	1590.0	1630.0	1670.0	1710.0			
	.875	.871	.900	.900	.900			
	21.000	21.500	22.000	22.500	23.000			
	.834	.833	.900	.900	.900			
	0.965	.965	1.000	1.000	1.000			

NT (Тип дв-на, масив чисел M, масив $T_{\text{г}}^*$, масив $P_{\text{к}}^*$, масив P_{2}^*)

$G_{\text{в}}$ Н МН Тф

NB1 NB2 NTB LBO DGO

SBO SBK SK S2 SCM SФ SФН

НГ НФ NMBД NMB FI FI2 ПСО ПСО2

Продовження таблиці 1.1

M[1] M[2] M[3] M[4] M[5]
 Tr*[1] Tr*[2] Tr*[3] Tr*[4] Tr*[5]
 NTVД[1] NTVД[2] NTVД[3] NTVД[4] NTVД[5]
 Пк*[1] Пк*[2] Пк*[3] Пк*[4] Пк*[5]
 НК[1] НК[2] НК[3] НК[4] НК[5]

Таблиця 1.2 – Результати термогазодинамічного розрахунку

ТГДР ТРДД NT= 4 1 1 1 1
 ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРДДФ
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: GB= 1.00 TФ= 1950. DGO= .100
 H= .00 MH= .000 NB1= .885 NB2= .880 LBO=1.000 NTB= .900 PCO= .100
 SBO= .970 SBK= .985 SK= .945 S2= .980 SCM= .980 SФ= .920 SФН= .970
 ПГ= .990 NФ= .950 NMVD= .985 NMB= .990 FI= .990 FI2= .990 PCO2= .100
 SB= .970 TH= 288.15 THO=288.15 PH=101325. PHO=101325. PB= 98285. VH= .0
 СХЕМА ПЕЧАТИ: RYФ RФ CYФ QTФ АКФ FKФ FCФ CФФ
 GTФ PCФ SCФ LCФ PФ PCФO CPФ KГФ
 RY R CY QT АКC FKP FC CC
 GT PC SC LC PФH PCO CPГ KГ
 RO ТКВ1 ТК2 ТК ТТВД ТТ PK2 P2
 НКВД NTVД PKB1 PBVD PK PГ PTVД PТ
 ПiB2 ПiB1 ПiKBД LB2 LB1 LKBД LTVД LTB
 ПТВТ ПТВ ПТО TCM PCM PC PCФ
 M= .490 TГ=1550.0 PK1=21.000 PB20= 3.264 NK1= .834 TФ=1950.0
 .104E+04 .104E+04 .173 .501E-01 1.35 .413E-02 .449E-02 .101E+04
 181. 2.80 .977 1.27 .284E+06 .277E+06 .135E+04 1.27
 701. 701. .729E-01 .212E-01 2.87 .255E-02 .278E-02 701.
 51.1 2.95 .976 1.27 .299E+06 .292E+06 .125E+04 1.30
 1.49 414. 414. 763. .123E+04 .108E+04 .310E+06 .303E+06
 .851 .875 .312E+06 .307E+06 .206E+07 .195E+07 .606E+06 .316E+06
 3.15 3.17 6.72 .128E+06 .128E+06 .354E+06 .400E+06 .192E+06
 3.22 1.92 6.17 924. .308E+06 .101E+06 .101E+06

Висновок

В ході термогазодинамічного розрахунку були отримані найбільш важливі параметри, які визначають весь подальший процес газодинамічного проектування двигуна. При значеннях $\pi_k^*=21$, $T_{г}^*=1550\text{K}$ і $\pi_{кп}^*=\pi_{вп\text{ опт}}^*=3,264$ питомі параметри двигуна такі:

$$-P_{уд\ \phi} = 1040 \frac{H \cdot c}{\text{кг}}, \quad -C_{уд\ \phi} = 0,173 \frac{\text{кг}^2}{H \cdot c}.$$

Було визначено повні тиск і температуру в характерних перетинах, а також параметри основних вузлів і вихідні дані для подальшого газодинамічного розрахунку двигуна.

1.2 УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМПРЕСОРА І ТУРБІНИ

Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження

Розрахунок виконуємо за методикою [2] з використанням програми SLRD2.EXE.

Узгодження роботи турбіни і компресора є найбільш важливим етапом проектування двигуна. Метою узгодження є розподіл роботи між каскадами і ступенями компресора, ступенями турбіни, визначення основних розмірів двигуна. В ході виконання розрахунку необхідно дотримуватися основних обмежень, що забезпечують

надійну і економічну роботу. Серед них: відносна висота лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни, відносний втулковий діаметр на виході з компресора, ступінь реактивності ступенів компресора, навантаження на ступені турбіни.

Вихідними даними для цих розрахунків є значення загальмованих параметрів робочого тіла (повітря і продуктів згоряння) в характерних (розрахункових) перетинах проточної частини, основні геометричні (діаметральні) співвідношення каскадів лопаткових машин, а також прийняті значення коефіцієнтів аеродинамічного навантаження компресорних і турбінних ступенів.

При виборі форми проточної частини компресора низького тиску з постійним зовнішнім діаметром $D_k = \text{const}$ слід враховувати її відносно невисокий енергообмін в ступенях і можливість реалізації найнижчого значення відносного втулкового діаметра на виході з КНТ. Отже, вибираємо форму проточної частини компресора низького тиску з $D_k = \text{const}$.

При виборі форми проточних частин компресорів високого тиску з $D_k = \text{const}$, слід враховувати зростання D_{cp} уздовж проточної частини, що призводить до збільшення напірності компресора. При цьому підвищуються технологічні характеристики, і експлуатаційні переваги такої форми проточної частини компресора. Отже, обираємо форму проточних частин когось компресорів з $D_k = \text{const}$.

Форма проточної частини турбіни обирається из конструктивних міркувань. Значення середнього коефіцієнта навантаження в турбіні не повинне перевищувати $\mu_{\text{ТТ}} = 1,8$.

Для использования ЭВМ при выполнении этого этапа проектирования на кафедре разработан комплект программ, позволяющий осуществить формирование облика ГТД различных типов и схем. Используем программу расчёта двухвального (ТРДД-2). Файлы программ формирования облика ТРДД-2:

Для використання ЕОМ при виконанні цього етапу проектування на кафедрі розроблений комплект програм, що дозволяє здійснити формування вигляду ГТД різних типів і схем. Використовуємо програму розрахунку двовального (ТРДД-2).

В якості розрахункових перерізів прийняті:

- 1) вхідний переріз вентилятора «в-в»;
- 2) вхідний переріз КНТ і КВТ;
- 3) вихідний переріз компресора «к-к» (визначає обмеження по відносному діаметру втулки $\bar{d}_k \leq 0,92 \dots 0,94$ і куту останнього ступеня $\beta_1 \geq 25^\circ$);
- 4) вихідний переріз турбіни «т-т» (визначає середній коефіцієнт навантаження ступенів турбіни вентилятора, величину швидкості на виході, відносну довжину лопаток, величину напружень в лопатках);
- 5) вихідний переріз каскада турбіни ТВТ (визначає аналогічні параметри, що і в перерізі «т-т»).

У розрахунку передбачається осьова течія у всіх розрахункових перерізах і рівність витрат повітря і газу у внутрішньому контурі ($G_{\text{ВТ}} \approx G_{\text{Г}}$).

Для спрощення переходу до наступних етапів розрахунку двигуна, додатково визначаються ККД і параметри на вході для кожного каскаду компресора.

Вихідні дані для виконання формування вигляду двигуна на ЕОМ, представлені в таблиці 1.3.

Результати розрахунку і формування вигляду двигуна

Формування вигляду (проточної частини) ГТД є одним з найбільш важливих початкових етапів проектування ГТД, безпосередньо наступним за виконанням теплового розрахунку і попереднім до газодинамічних розрахунків елементів проточної частини (каскадів компресорів і турбін). При виконанні розрахунків по формуванню вигляду ГТД визначаються форма проточної частини, частоти обертання роторів і число ступенів каскадів лопаткових машин.

Результати розрахунку представлені в таблиці 1.4.

На рисунку 1.2 показана схема проточної частини двигуна, отримана в результаті ввиконання узгодження компресора і турбіни.

Таблиця 1.3 – Вихідні дані:

Руд = 701.4	Суд = .0729	ККДк= .8510	ККДтк= .8750
Лк = 354400.	Лтк*= 399700.	Лтв*= 192300.	ККДтв= .9000
Лв2 = 127800.	Лв1 = 127800.	ККД2= .8800	ККД1 = .8850
Срг =1248.0	Кг =1.2990	Срв =1006.0	Кв =1.3990
Р = 82620.	Гво = 79.06	Гв1 = 53.06	
до = .430	Дсртв/Дк = .802		
дово= .698	Д1цс/Дкко=1.000	Д2цс/Дко =1.000	
	Д4цс/Д2цс=1.000	ДсТВТ/Дко=1.130	
Лв1/Лв2=1.000	ККДппс* =1.000	Срквппс =1.000	
Лок/Лкв=1.000	ККДок* = .849	Сркос =1.000	
Срккв = .985	Срт =1.000		
Ук = 460.0	Уквт = 425.0		

Таблиця 1.4 – Результати розрахунку:

* ВЕНТ *	Кф = 2	Зк = 4.			
Лк*= 127800.	Пік*= 3.150	ККД*= .8800	Ук = 460.0		
Дк = .7714	доб = .4300	док = .7170	Hzc= .1700		
	нв =11389.				
* ОК ВД *	Кф = 1	Зк = 9.			
Лк*= 354400.	Пік*= 6.724	ККД*= .8487	Ук = 425.0		
Дк = .5424	доб = .6981	док = .9018	Hzc= .2180		
	нвд =14965.				
* ТВТ *	Кф = 2	Зт = 1.			
Лт*= 399700.	Піт*= 3.220	ККД*= .8750	(h/D)г= .0824		
Уср= 480.3	Мз =1.7330	Дср = .6129	(h/D)т= .1403		
Ср = 323.6	Тв* =1322.4				
* ТВ *	Кф = 2	Зт = 1.	Гред = 1.00		
Лт*= 192300.	Піт*= 1.917	ККД*= .9000	(h/D)г= .1376		
Уср= 369.1	Мз = 1.412	Дср = .6190	(h/D)т= .2219		
Ср = 302.3	Тв* =1130.6	нтв =11389.			
Сечение\Параметр:	Т* : Р* : С : С/акр : Ф				
	: К : Па : м/с : --- : кв.м				
в - в	288.	98290.	215.0	.6923	.3810
к в1 - к в1	414.	310942.	190.0	.5103	.1777
в ппс - в ппс	414.	311600.	.0	.0000	.0000
к ппс - к ппс	414.	311600.	.0	.0000	.0000
в КВТ - в КВТ	414.	306926.	195.0	.5238	.1184
к - к	763.	2064000.	135.0	.2671	.0430
г - г	1550.	1950000.	126.4	.1782	.0973

Продовження таблиці 1.4

т	ТВТ	-	т	ТВТ	1230.	605800.	195.0	.3085	.1656	
Г	ТВ	-	Г	ТВ	1230.	605800.	195.0	.3085	.1656	
	т	-	т		1076.	316000.	205.0	.3467	.2671	
				Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Зст
	ВЕНТ			.7714	.5938	.3317	.6824	.5938	.4893	4.
	ОК ВД			.5424	.4677	.3786	.5424	.5164	.4891	9.
	ТВД			.6634	.6129	.5624	.6989	.6129	.5269	1.
	ТВ			.6989	.6129	.5269	.7563	.6190	.4816	1.

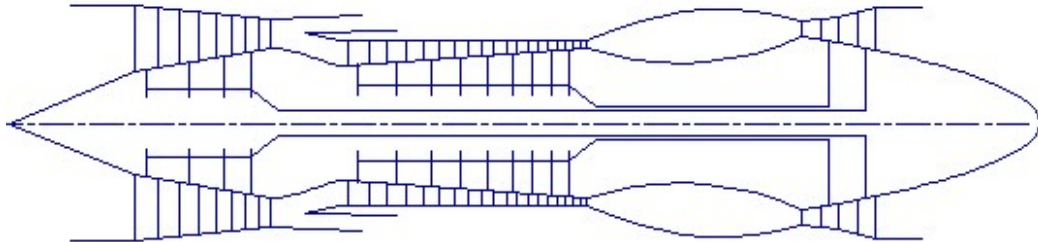


Рисунок 1.2 – Схема проточної частини двигуна

Висновок

Таким чином, виконана основна задача етапу узгодження - формування образу двигуна. Були отримані приблизні геометричні розміри і основні газодинамічні параметри по перерізах.

Вентилятор, складається з чотирьох трансзвукових ступенів, маловантажений ($\bar{H}_{zc}=0,17$), $\eta_{KB}^*=0,88$.

Компресор високого тиску складається з дев'яти ступенів, середньонавантажений ($\bar{H}_{zc}=0,218$), $\eta_{КВТ}^*=0,8487$.

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ $\bar{d}_{вт}=0,9018$, що не перевищує допустимого, $\bar{d}_{вт}=0,94$.

Турбіна високого тиску, одноступінчатка, високонавантажена ($Mz=1,733$), $\eta_{ТВТ}^*=0,875$, забезпечується умова $(h/D)_Г=0,0824 > 0,065$.

Турбіна вентилятора, одноступінчатка, середньонавантажена ($Mz=1,412$), $\eta_{ТВТ}^*=0,9$, $(h/D)_Г=0,2219 < 0,25$.

За результатами розрахунку можна робити висновок про те, що отримані параметри лежать в межах допустимих значень з досвіду попередніх конструкцій двигунів-аналогів.

1.3 ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

При проектуванні газотурбінних двигунів особливе значення надається проектуванню компресора. Саме компресор є вузлом, в залежно від параметрів якого проектується і камера згоряння, і турбіна. Основну частину довжини двигуна ча-

сто становить саме компресор. Це говорить про великий вплив компресора на загальні габаритні розміри двигуна і на його масу.

Основною метою газодинамічного розрахунку осьового компресора є остаточне отримання геометричних розмірів і кількості ступенів при збереженні $\pi_{кл}^*$. Необхідно ефективно розподілити $\pi_{к}^*$, роботу і ККД поміж ступенями компресора.

Газодинамічний розрахунок осьового компресора являє собою послідовний розрахунок всіх його ступенів на середньому радіусі, в припущенні рівності параметрів на середньому радіусі параметрам потоку, усередненим по радіусу ступені.

Зміна коефіцієнта витраченого напору $\overline{H_z}$ по ступеням приймаємо таким, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а ближче до входу і виходу з компресора значення $\overline{H_z}$ зменшувалося. Перші ступені мають велике значення подовження лопатки h/b , працюють в погіршених умовах (можлива нерівномірність поля швидкостей, температур і тисків) на вході в компресор. На останніх щаблях в значній мірі на ККД ступені впливає величина відносних радіальних зазорів, тому що при малій висоті лопаток ступені істотно знижається ККД через перетікання робочого тіла через радіальний проміжок.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендацій, викладених в [3].

Витратна складова швидкості зменшується від входу до виходу для зменшення кінцевих втрат в останніх ступенях і для того, щоб мати помірні швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження C_a в межах ступені не повинно перевищувати 10...15м/с [3].

При виборі характеру зміни ρ_k уздовж проточної частини компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку (і збільшення швидкості звуку) дозволяє виконати ступені з більш високими ступенями реактивності.

Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`, що призначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого осьового компресора на середньому радіусі. Вихідні дані розрахунку заносяться в файл `gdrok.dat`, а результати, одержані за допомогою файлу `gdrok.exe` - в файл `gdrok.rez`. Програма `gdrok` має і програму графічного супроводу `gfk.exe`, файл вихідних даних якої `gfk.dat` формується при роботі файлу `gdrok.exe`.

Використання файлу `gfk.exe` при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів сходами, так і одержуваних результатів розрахунку (форма проточної частини компресора, зміна параметрів потоку по ступенях і трикутників швидкостей ступенів на середньгеометричному радіусі).

Вихідні дані до програми GDROK можна представити у вигляді масиву:

$$\begin{array}{cccccccccccc}
 T_B^* & P_B^* & K & R & G_B & \pi_K^* & \pi_1^* & U_{K1} & U_{K2} & C_K & & \\
 \bar{d}_1 & \bar{D}_{CP} & \sigma_{BHA} & \sigma_{HA} & \sigma_{HB} & K_{G1} & m & C_{a1} \dots C_{aZ} & & & & \\
 H_{Z1} \dots H_{ZZ} & & \eta_{CT1}^* \dots \eta_{CTZK}^* & & & & & & & & & \\
 \rho_{K1} \dots \rho_{KZK} & & i_1 \dots i_K & & & & & & & & & \\
 \bar{D}_{K1} \dots \bar{D}_{KZ} & & & & & & & & & & &
 \end{array}$$

де $G_{п}$ – витрата повітря на вході в компресор, кг/с;

T_B^* – загальмована температура, К;

P_B^* – повний тиск, Па;

K, R – фізичні константи робочого тіла;

π_{K1}^* – загальна ступінь підвищення повного тиску в компресорі внутрішнього контура;

π_1^* – ступінь підвищення повного тиску в компресорі низького тиску;

U_{K1} – окружна швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першої ступені компресора низького тиску, м/с;

U_{K2} – окружна швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса першої ступені компресора високого тиску, м/с;

C_K – витратна складова швидкості потоку на виході з компресора, м/с;

Z_1, Z_K – число ступенів КНТ і сумарне число ступенів в компресорі відповідно;

\bar{d}_1 – відносний діаметр втулки на вході в робоче колесо першого ступеня КНТ;

K_{G1} – коефіцієнт в рівнянні витрати, враховуючий загромодження прохідного перерізу каналу пограничним шаром на стінках;

$\sigma_{на}, \sigma_{вна}$ – коефіцієнти відновлення повного тиску в направляючому апараті ступені і у входному направляючому апараті компресора.

σ_{HB} – коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між КНТ і КВТ.

C_a – витратна складова швидкості потоку на вході в ступінь, м/с .

H_z – витрачений напір ступеня, кДж/кг.

η_{CT}^* – ізоентропічний ККД ступеня за параметрами загальмованого потоку;

ρ_K – кінематична ступінь реактивності ступені;

i – кут атаки на робочі лопатки ступені на середньому радіусі, град;

\bar{D}_{CP} – відношення середнього діаметра першого ступеня компресора високого тиску до середнього діаметру останньої ступені КНТ;

m – ступінь двоконтурності.

Частина вихідних даних отримана в результаті виконання термогазодинамічного розрахунку і узгодження компресорів та турбін.

Результати розрахунку, отримані при введенні наданих вище параметрів в файл вихідних даних програми GDROK, представлені в таблиці 1.6.

Таблиця 1.5 – Вихідні дані

17 10 20

2 2 1 4 13 1

288.15 98290.0 1.399 287.00

79.06 21.000 3.150 460.00 425.00 135.00

.4300 0.8155 .9850 .9800 0.9850 1.0200 0.4900

215.00 205.00 200.00 195.00 190.00 183.75 177.50 171.25 165.00 158.75

152.50	146.25	140.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00
31.53	31.94	32.80	31.53	37.46	38.72	39.48	40.90	41.11	40.64
39.48	38.90	37.71	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00
.8650	.8750	.8800	.8900	.9000	.9020	.9050	.9050	.9000	.8950
.8920	.8900	.8880	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.7790	.7650	.6910	.6410	.5000	.5000	.5000	.5000	.5000	.5000
.5000	.5000	.5000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

числ. форма1 форма2 Z перв. Z всего способ
каскад 1-Дк 1-форма
2-Дср 2-массив Дк
3-Двт

температура давление к R
G Пк Пк1 Uk1 Uk2 Ск
втулка на вх.-отн.ср.диам.перех-сигмаВНА-НА-перех-загроможд.-двухконт
осевые скорости (20)
работа ступеней в кДж\кг (20)
ККД ступеней (20)
степень реактивности (20)
угол натекания (20)
отношение наружн диаметров к нар.диам. первой ст. (20)

Таблиця 1.6 – Результати розрахунку компресора

$N_k=2$ $K_{f1}=2$ $K_{f2}=1$ $z_1=4$ $z_k=13$ $K_r=1$
 $P_k=21.000$ $P_{k1}=3.150$ $G=79.06$ $n_1=11161.7$ $n_2=14168.2$ $k=1.40$ $R=287.00$
 $T_b=288.15$ $P_b=98290.0$ $P_{10}=96815.6$ $S_{va}=.985$ $S_{na}=.980$ $S_{nv}=.985$ $m=.49$

Nст	Дк	Дср	Двт	Дот	ККД	Mw1	Mc2
1	.7871	.6058	.3384	.4300	.8785	1.185	.7137
2	.7547	.6058	.4055	.5374	.8897	1.092	.6678
3	.7311	.6058	.4468	.6111	.8956	.9747	.6718
4	.7124	.6058	.4759	.6681	.9076	.8819	.6529
5	.5729	.4940	.4000	.6982	.8888	.7700	.7415
6	.5729	.5068	.4308	.7520	.8902	.7370	.7125
7	.5729	.5167	.4537	.7920	.8925	.7049	.6837
8	.5729	.5245	.4712	.8225	.8920	.6771	.6583
9	.5729	.5307	.4848	.8462	.8862	.6475	.6311
10	.5729	.5354	.4951	.8643	.8801	.6184	.6041
11	.5729	.5391	.5030	.8781	.8757	.5905	.5779
12	.5729	.5419	.5091	.8886	.8725	.5665	.5553
13	.5729	.5441	.5138	.8969	.8690	.5432	.5346
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	215.0	210.0	33.18	123.3	217.5	243.5	460.0
2	205.0	202.5	36.99	129.4	208.3	240.3	441.1
3	200.0	197.5	61.36	157.5	209.2	252.6	427.3
4	195.0	187.8	80.34	173.9	210.9	255.9	416.4
5	190.0	186.9	129.0	234.7	229.6	300.0	425.0
6	183.8	180.6	132.7	241.3	226.6	301.4	425.0
7	177.5	174.4	135.6	246.1	223.3	301.7	425.0
8	171.3	168.1	136.5	251.3	219.0	302.3	425.0
9	165.0	161.9	138.9	253.8	215.7	301.0	425.0
10	158.8	155.6	141.8	254.6	212.9	298.4	425.0
11	152.5	149.4	145.1	254.2	210.5	294.8	425.0
12	146.3	143.1	147.3	254.3	207.6	291.8	425.0
13	140.0	137.5	150.0	253.7	205.1	288.6	425.0
Nст	Hz	Rк	al1	al2	be1	be1л	be2
1	.3153E+05	.7790	81.23	59.58	33.82	33.82	42.30
2	.3194E+05	.7650	79.77	57.42	32.88	32.88	42.03
3	.3280E+05	.6910	72.94	51.44	34.34	34.34	45.13
4	.3153E+05	.6410	67.61	47.20	35.47	35.47	46.18
5	.3746E+05	.5000	55.83	38.53	38.64	38.64	53.84
6	.3872E+05	.5000	54.17	36.82	37.03	37.03	52.54
7	.3948E+05	.5000	52.63	35.31	35.60	35.60	51.22
8	.4090E+05	.5000	51.45	33.79	34.12	34.12	50.19
9	.4111E+05	.5000	49.92	32.53	32.92	32.92	48.80
10	.4064E+05	.5000	48.23	31.44	31.86	31.86	47.23
11	.3948E+05	.5000	46.42	30.44	30.90	30.90	45.49
12	.3890E+05	.5000	44.80	29.38	29.86	29.86	43.92
13	.3771E+05	.5000	43.03	28.45	28.89	28.89	42.52

Продовження таблиці 1.6

№г	№т	Нгк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.377	.1508	.4674	1.020	.9880	354.1	354.1
2	1.346	.1682	.4648	1.022	.9760	354.1	354.1
3	1.323	.1864	.4681	1.024	.9640	354.1	354.1
4	1.285	.1911	.4684	1.026	.9520	354.1	354.1
5	1.308	.2206	.4471	1.028	.9400	366.5	371.3
6	1.292	.2310	.4324	1.031	.9280	376.0	379.7
7	1.273	.2386	.4176	1.033	.9160	383.4	386.2
8	1.261	.2505	.4029	1.035	.9040	389.1	391.4
9	1.241	.2529	.3882	1.037	.9000	393.7	395.4
10	1.219	.2500	.3735	1.039	.9000	397.2	398.6
11	1.197	.2429	.3588	1.041	.9000	399.9	401.0
12	1.182	.2393	.3441	1.043	.9000	402.0	402.9
13	1.165	.2320	.3294	1.046	.9000	403.7	403.7
№г	Т2о	Т1	Т2	Р2о	Р3о	Р1	Р2
1	319.5	264.6	290.0	.1381E+06	.1353E+06	.7183E+05	.9837E+05
2	351.2	297.9	322.5	.1859E+06	.1821E+06	.1059E+06	.1378E+06
3	383.8	329.5	352.1	.2459E+06	.2410E+06	.1456E+06	.1818E+06
4	415.2	361.7	382.6	.3159E+06	.3096E+06	.1957E+06	.2373E+06
5	452.4	388.9	407.7	.4072E+06	.3990E+06	.2426E+06	.2827E+06
6	490.9	426.9	445.7	.5259E+06	.5154E+06	.3255E+06	.3750E+06
7	530.1	466.1	484.9	.6697E+06	.6563E+06	.4298E+06	.4899E+06
8	570.7	506.3	525.3	.8445E+06	.8276E+06	.5586E+06	.6314E+06
9	611.6	547.6	566.6	.1048E+07	.1027E+07	.7160E+06	.8014E+06
10	652.0	589.1	607.7	.1277E+07	.1252E+07	.9003E+06	.9983E+06
11	691.2	629.9	648.0	.1529E+07	.1499E+07	.1110E+07	.1220E+07
12	729.9	669.8	687.6	.1807E+07	.1771E+07	.1342E+07	.1466E+07
13	767.3	708.9	725.9	.2106E+07	.2064E+07	.1600E+07	.1734E+07
Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск	
.6992	.6058	.4951	.7080	399.0	.2693E+06	180.5	
.5729	.5472	.5203	.9082	758.3	.1980E+07	135.0	
Pk = 21.000 KKD = .8316 Lk = 482200.							
Pk1 = 3.150 KKD1 = .8784 Lk1 = 127800.							
Pk2 = 6.768 KKD2 = .8549 Lk2 = 354400.							

Нижче представлені графіки розподілу S_a та H_z (рисунок 1.3); $\eta^*_{ст}$ і ρ_k (рисунок 1.4); C , T , T^* , P , P^* (рисунок 1.5), побудовані по значенням з таблиці 1.6.

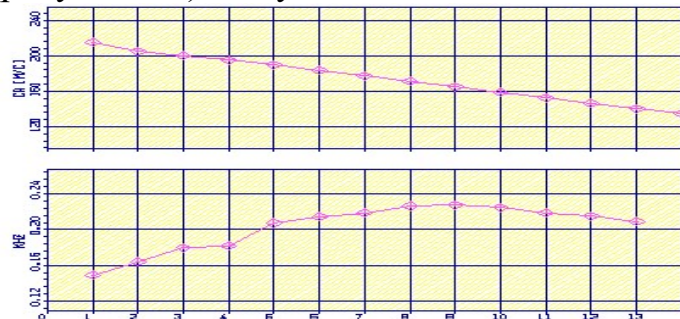


Рисунок 1.3 – Розподіл S_a і H_z по ступеням КНТ і КВТ

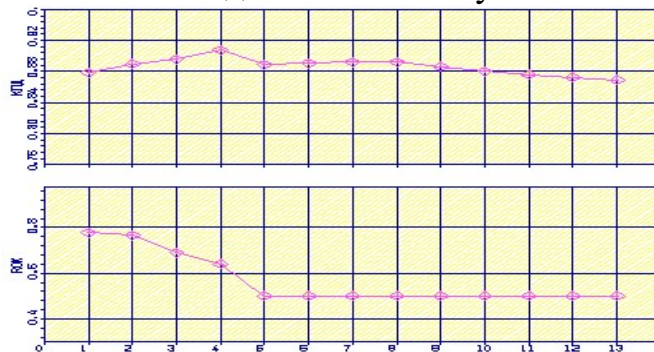


Рисунок 1.4 – Розподіл $\eta^*_{ст}$ і ρ_k по ступеням КНТ і КВТ

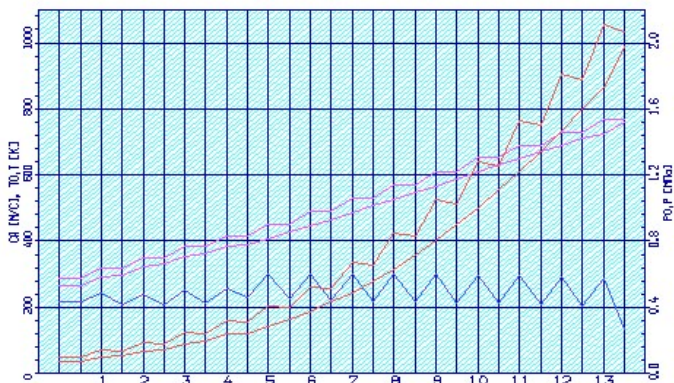


Рисунок 1.5 – Розподіл C, T, T*, P, P* по ступеням КНТ і КВТ

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору, по ступеням бачимо, що воно відповідає раціональній завантаженні ступенів. При розподілі робіт по ступеням компресора враховані особливості умов роботи перших і останніх ступенів компресора.

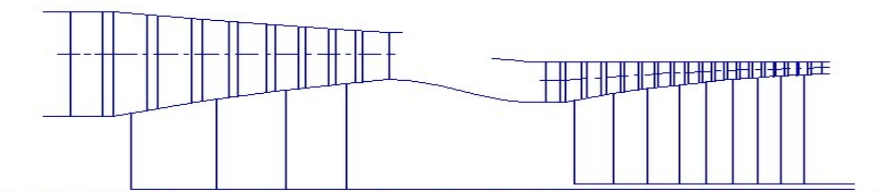


Рисунок 1.6 – Схема проточної частини КНТ і КВТ

На рисунках 1.7 – 1.8 Представлені трикутники швидкостей компресора для всіх 13-ти ступенів.

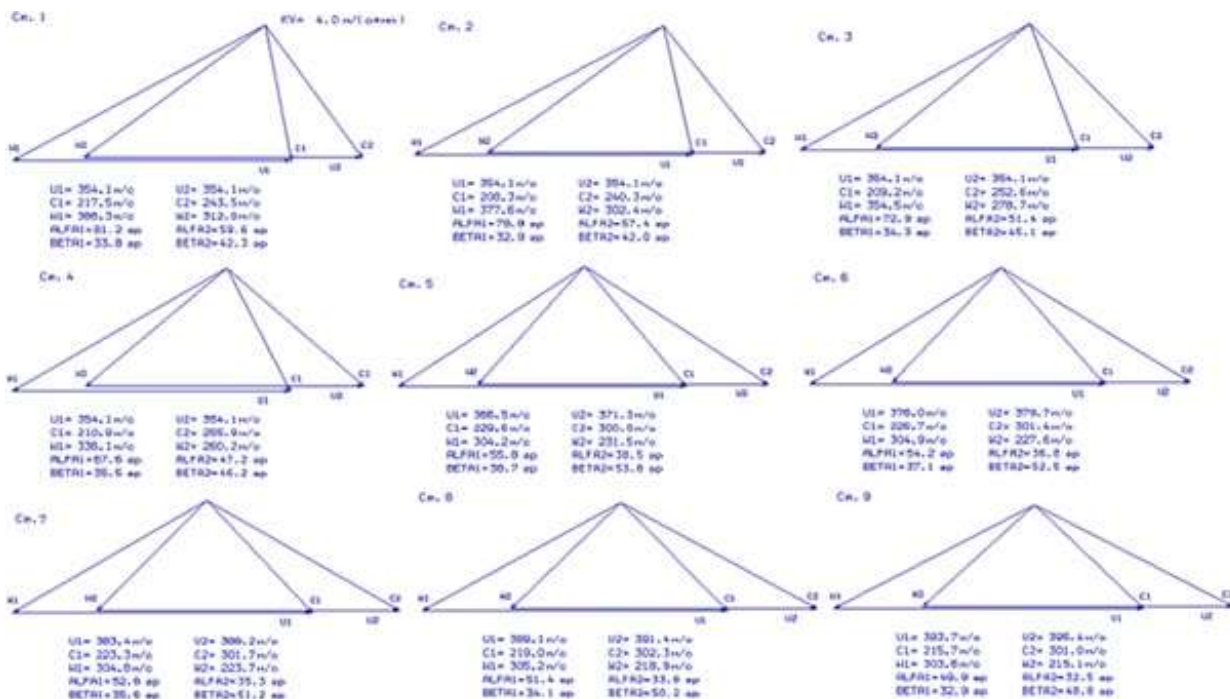


Рисунок 1.7 – Трикутники швидкостей компресора для ступенів №1, №2, №3, №4, №5, №6, №7, №8, №9 на середньому радіусі

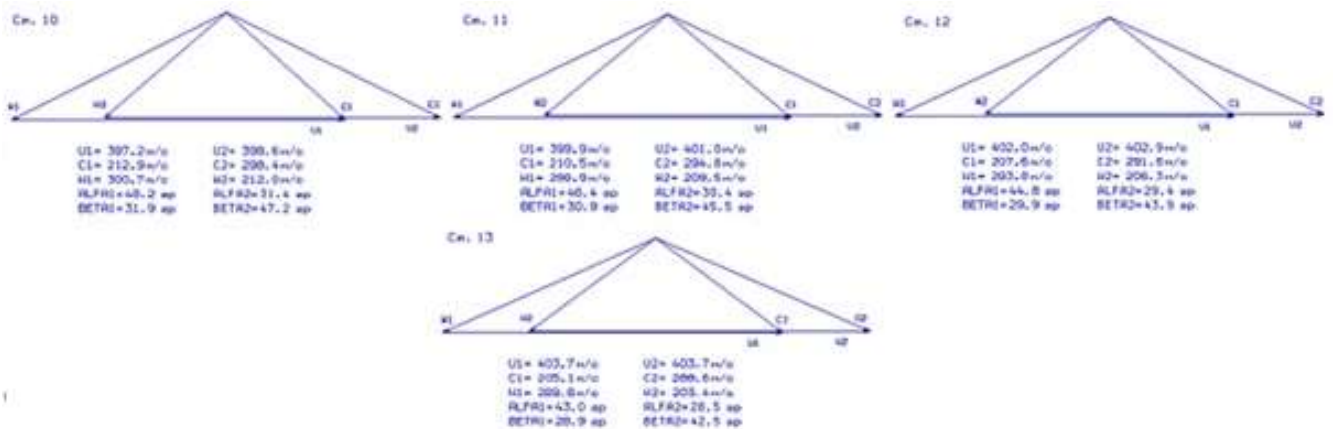


Рисунок 1.8 – Трикутники швидкостей компресора для ступенів №10, №11, №12, №13 на середньому радіусі

Висновок

В результаті газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ отримані геометричні параметри проточної частини компресора, C , T , T^* , P , P^* на середньому радіусі кожного ступеня, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня.

За результатом розрахунку бачимо, що отриманий осьовий компресор забезпечує задану π_k^* і має сучасний рівень ККД.

Компресор відповідає всім потребам, пред'явленим до сучасних авіаційних компресорів.

1.4 ПРОФІЛЮВАННЯ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА

Розрахунок проводимо для першого ступеня КВТ. У таблиці 1.7 представлені основні вихідні дані до розрахунків; табл. 1.8 – розрахунок при використанні закону крутки $\rho_k = const$.

Обраний закон крутки забезпечує значно менш інтенсивне зростання M_{1W} по радіусу, ніж закон сталої циркуляції.

Число лопаток в робочому вінці назначимо по прототипу: $z=47$.

Таблиця 1.7 – Вихідні дані

22	10	20	1	04	1.380	287.00	(дата, М, Ks, кг, Rг)		
			1.308	425.000	.221	.889	.980	1.0000	.6982 .7251
			1.000	190.000					

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТ. ОК

PI1=1.308	PI2=1.308	HZ1=37354.	HZ2=37354.	T01=451.04	T02=451.04
P01= 392900.	P02= 392900.				
(GB= 52.018 ROK= .5001 НТО= .2200 WC= 14168.1)					

N	U	CU	CA	T0	T	P0	P
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE
11	425.00	165.69	137.30	415.20	392.99	300382.	246011.
1.0000	2.1812	215.18	293.41	.5789	.7718	39.646	27.900
12	391.25	144.79	171.26	415.20	391.07	300382.	241689.
.9206	2.1534	224.26	300.12	.6033	.7894	49.787	34.794

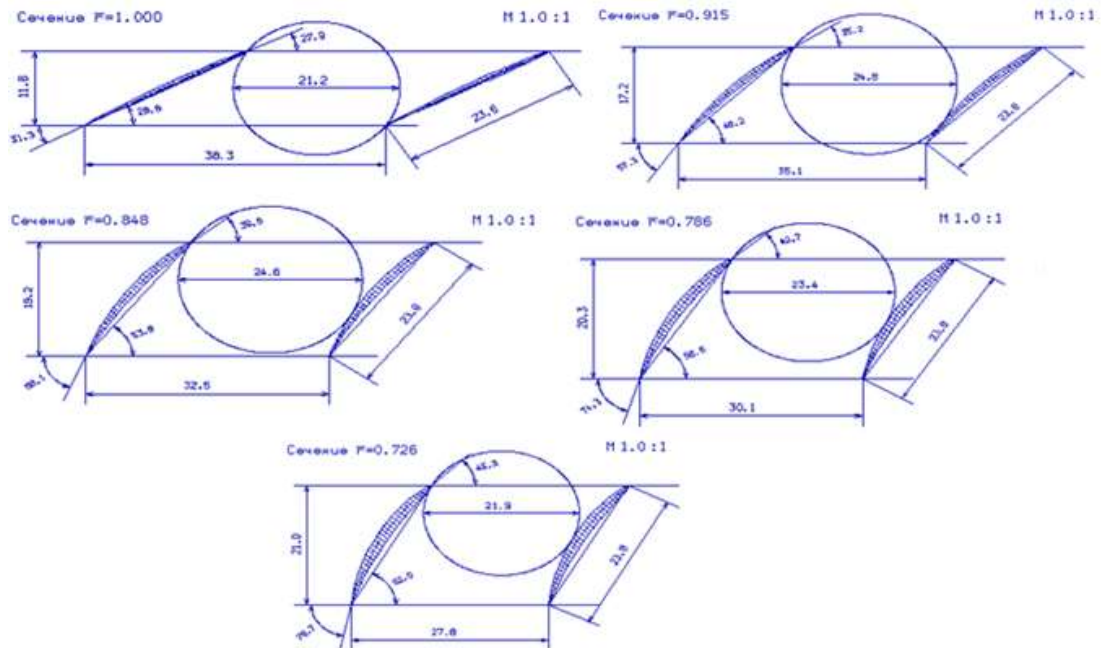
Продовження таблиці 1.7

13	359.87	124.67	194.39	415.20	389.62	300382.	238434.
.8467	2.1323	230.93	305.13	.6212	.8026	57.326	39.574
14	328.76	103.90	211.90	415.20	388.48	300382.	235922.
.7736	2.1160	236.00	308.97	.6349	.8127	63.879	43.299
15	296.73	81.37	225.48	415.20	387.64	300382.	234061.
.6982	2.1039	239.71	311.81	.6448	.8202	70.157	46.313
21	425.00	259.19	94.89	451.04	414.49	400918.	294972.
1.0000	2.4796	276.02	191.04	.7124	.5038	20.109	29.783
22	389.03	247.77	161.92	451.04	409.01	400918.	281055.
.9154	2.3943	295.99	214.88	.7639	.5672	33.166	48.899
23	360.54	234.65	203.47	451.04	404.76	400918.	270598.
.8483	2.3294	310.58	239.27	.8016	.6308	40.929	58.254
24	334.26	221.08	235.48	451.04	400.99	400918.	261551.
.7865	2.2727	323.00	261.27	.8336	.6876	46.807	64.329
25	308.57	207.03	262.29	451.04	397.48	400918.	253321.
.7261	2.2206	334.14	281.26	.8624	.7388	51.715	68.835
81	425.00	165.69	137.30	415.20	392.99	300382.	246011.
1.0000	2.1812	215.18	293.41	.5789	.7718	39.646	27.900
82	389.03	143.38	173.12	415.20	390.96	300382.	241433.
.9154	2.1517	224.79	300.52	.6047	.7905	50.367	35.175
83	360.54	125.11	193.96	415.20	389.64	300382.	238496.
.8483	2.1327	230.81	305.04	.6209	.8023	57.175	39.483
84	334.26	107.64	209.14	415.20	388.66	300382.	236315.
.7865	2.1186	235.21	308.37	.6327	.8111	62.766	42.703
85	308.57	89.85	220.94	415.20	387.91	300382.	234665.
.7261	2.1078	238.51	310.89	.6416	.8177	67.869	45.289

Профилірованіе лопатки РК по радіусу

	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9154	.8483	.7865	.7261
b	23.80	23.80	23.80	23.80	23.80
t	38.29	35.05	32.49	30.12	27.80
b/t	.6215	.6790	.7326	.7902	.8560
Cm	.0300	.0400	.0500	.0600	.0700
i	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
del	1.507	8.372	9.795	10.01	9.822
dbe	1.883	13.72	18.77	21.63	23.55
tet	3.390	22.10	28.57	31.64	33.37
be11	27.90	35.17	39.48	42.70	45.29
be21	31.29	57.27	68.05	74.34	78.66

Число рабочих лопаток - 47. шт.

Рисунок 1.9 – Решітка профілів на радіусі $\bar{r} = 1,00$, $\bar{r} = 0,915$, $\bar{r} = 0,848$, $\bar{r} = 0,786$, $\bar{r} = 0,726$

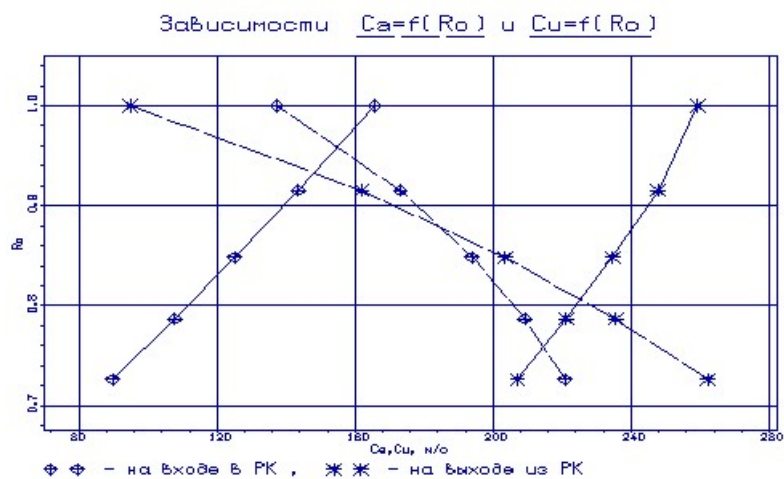


Рисунок 1.10 – Зміна витратної та окружної складових абсолютної швидкості по висоті лопатки

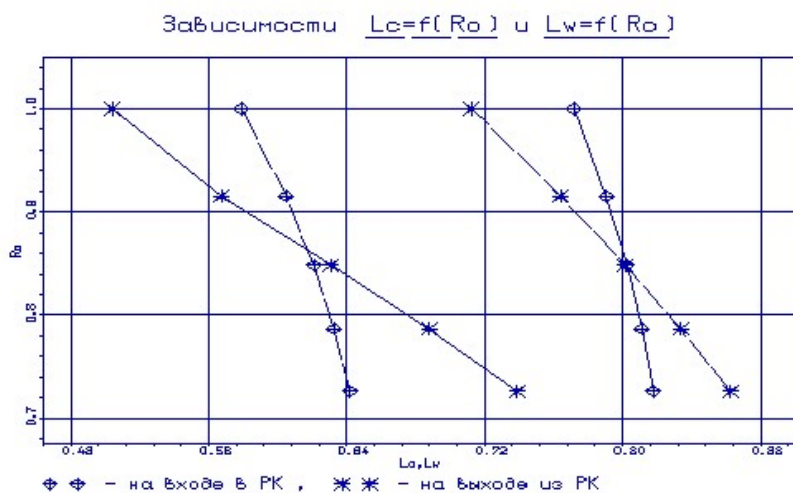


Рисунок 1.11 – Зміна приведених швидкостей по висоті лопатки в абсолютному і відносному русі

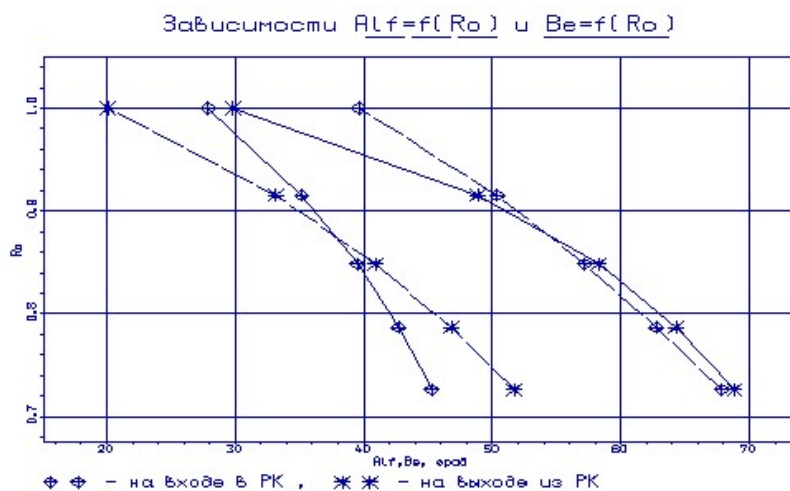


Рисунок 1.12 – Зміна кутів потоку в абсолютному і відносному русі по висоті лопатки

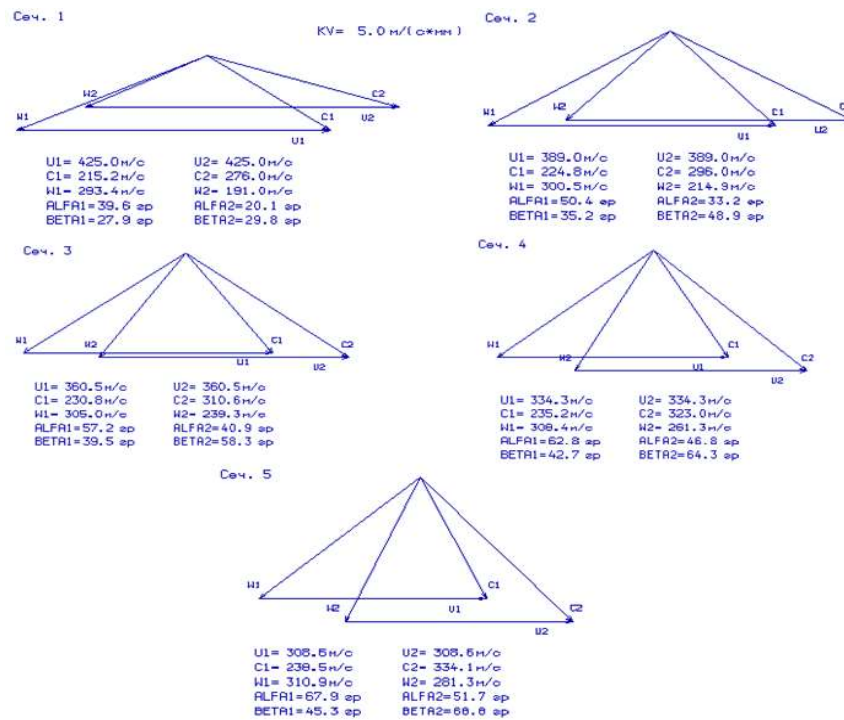


Рисунок 1.13 – Трикутники швидкостей компресора на радіусах $\bar{r} = 1$, $\bar{r} = 0,915$, $\bar{r} = 0,848$, $\bar{r} = 0,786$, $\bar{r} = 0,726$

Висновок

Отримані результати і побудована решітка профілів першого ступеня компресора високого тиску задовольняє вимогам і зможе забезпечити необхідні параметри.

1.5 ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІНИ

Розрахунок виконується за методикою [3] на ЕОМ за допомоги програм GDRGT і GFT.

В якості вихідних даних для розрахунку використовуються значення параметрів, отриманих в тепловому розрахунку і при формуванні вигляду двигуна. Решта параметрів підбираються.

Для розрахунку необхідні такі вихідні дані:

G_g – витрата газу, кг/с.

$$G_g = G_n \cdot (1 + q_m - \Delta G_{омб}) / (1 + G_{n_{01}} + G_{n_{11}} + G_{n_{12}}) \cdot (1 + G_{n_{02}}) =$$

$$= 51,34 \cdot (1 + 0,0212 - 0,10) / (1 + 0,03 + 0,04) \cdot (1 + 0,02 + 0,015) = 46,91 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

T^*_g – температура за камерою згоряння, К;

P^*_g – повний тиск за камерою згоряння, Па;

T_n – температура охолоджуючого повітря, К;

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2}, \text{ де } \Delta_r \approx 0 \text{ – відносний радіальний проміжок в гарячому стані;}$$

$\bar{\Delta}_r \approx 0$ для робочих вінців з бандажними полицями;

\bar{C}_B – відношення швидкості повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в тому ж перерізі. \bar{C}_B лежить в межах 0,4..0,6. Приймаємо $\bar{C}_B = 0,6$;

\bar{C}_r – отношение средней скорости газа в сечении выпуска охлаждающего воздуха к скорости газа за решеткой. \bar{C}_r лежит в пределах 0,75..0,85. $\bar{C}_r = 0,8$;

$\bar{h}_{щ}$ – відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря. $\bar{h}_{щ} = \frac{h_{щ}}{(h_{щ}+h_{п})}$,

де $h_{щ}$ – висота щілини; $h_{п}$ – висота перемички. $\bar{h}_{щ} = 0,5...0,85$. Приймаємо $\bar{h}_{щ} = 0,8$.

$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a}$ – відносна товщина кромки охолоджуваної лопатки, де

d_2 – діаметр вихідної кромки лопатки, a – “горло” міжлопаткового каналу.

$\bar{d}_2 = 0,04...0,10$. Приймаємо $\bar{d}_2 = 0,05$.

\bar{d}_{20} – відносна товщина вихідної кромки охолоджуваної лопатки.

$\bar{d}_{20} = 0,10...0,15$. Приймаємо $\bar{d}_{20} = 0,10$.

$N_1...N_{ZT}$ – потужність кожного ступеня турбіни, Вт.

$$N_{ТВД} = \frac{N_{КВТ}}{\eta_{МВД}} = \frac{L_{КВТ} \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МВД}} = \frac{354,4 \cdot 53,06}{0,985} = 19090,83 \text{ кВт};$$

$$N_{ТНД} = \frac{N_{КНТ}}{\eta_{МНТ}} = \frac{L_{КНТ} \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МНТ}} = \frac{127,8 \cdot 79,06}{0,995} = 10154,64 \text{ кВт};$$

$n_1...n_{ZT}$ – частота обертання робочого колеса ступеня, об/мин. Частоти обертання роторів КНТ і КВТ (з газодинамічного розрахунку компресора):

$$n_{КНД} = 111617 \text{ об/хв}; \quad n_{КВД} = 141682 \text{ об/хв}.$$

$\rho_T... \rho_{TZ}$ – термодинамічний ступінь реактивності кожного ступеня знаходиться в діапазоні $\rho_T = 0,20...0,45$.

$D_{1СРТ}... D_{1СРZТ}$ – середній діаметр лопаток соплового апарату на виході, м.

$D_{2СРТ}... D_{2СРZТ}$ – середній діаметр лопаток робочого колеса на виході, м.

$h_1...h_{1ZТ}$ – висота лопатки СА на виході, м.

$h_2... h_{2ZТ}$ – висота лопатки РК на виході, м.

Геометричні параметри (середні діаметри робочих колес і висоти їх лопаток) визначимо по даним узгодження компресорів і турбін (з розділу 1.2).

$\bar{C}_{СА1}... \bar{C}_{СА1ZТ}$ – відносна товщина профілю лопатки СА на середньому діаметрі.

$\bar{C}_{РК1}... \bar{C}_{РК1ZТ}$ – відносна товщина профілю лопатки РК на середньому діаметрі.

Для охолоджуваних лопаткових вінців ці величини вибирають великими в залежності від методу охолодження і кількості охолоджуючого повітря:

$$\bar{C}_{СА} = 0,15...0,20; \quad \bar{C}_{РК} = 0,20...0,25.$$

$\bar{G}_{ВО1}... \bar{G}_{ВОZТ}$ – відносна витрата охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА.

$\bar{G}_{В11}... \bar{G}_{В1ZТ}$ – відносна витрата повітря через щілини в області вхідної кромки лопатки СА.

$\bar{G}_{ВО1}... \bar{G}_{ВОZТ}$ – відносна витрата повітря через щілини в області вхідної кромки лопатки РК.

Результати розрахунку наведені в таблиці 1.8.

Таблица 1.8 – Результаты расчета

ГДР ГТ Дата 26.10.20
 Исходные данные:
 2 0 316000.
 46.91 1550. .1950E+07 783.0 .1000E-01 .6000 .8000
 .8000 .5000E-01 .1000
 Кг=1.300 Rг= 290.0 Срг=1255.2
 Схема печати:

D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
MCT	Lc*	Πi*	Πi	ККД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2
T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	spk	bpk	beu	tpk	psi	Zpk
Тлса	Тлрк	Scум					

НСТ= 1

.650	.650	.555E-01	.800E-01	.150	.200	.142E+05	
.191E+05	.397E+06	3.35	3.61	.839	.370	.272	.135E+04
482.	738.	180.	716.	14.1	37.6	1.04	.442
482.	229.	191.	-127.	56.2	17.4	.363	.961
.132E+04	.154E+04	.901E+06	.174E+07	.119E+04	.121E+04	.540E+06	.582E+06
48.0	48.9	.388E-01	.638E-01	37.4	.498E-01	.928	41
.406E+05	.133E+05	.271E-01	.303E-01	63.5	.215E-01	.947	95
.101E+04	.110E+04	256.					

НСТ= 2

.650	.650	.113	.132	.150	.200	.112E+05	
.102E+05	.204E+06	2.01	2.16	.904	.340	.100	.111E+04
380.	549.	191.	515.	20.4	54.8	.873	.388
380.	206.	204.	-30.6	81.4	26.4	.351	.760
.109E+04	.121E+04	.355E+06	.560E+06	.103E+04	.105E+04	.270E+06	.290E+06
49.8	49.8	.379E-01	.488E-01	51.0	.324E-01	.961	63
.272E+05	.866E+04	.271E-01	.325E-01	56.4	.272E-01	.971	75
941.	.106E+04	324.					

Тг*=1550.0 Pг*= .1950E+07 Cг= 95.4 Тг=1546.4 Pг= .1930E+07
 D1c= .650 h1= .0555

Далі представлені на рисунках 1.13 розподіл $D_{вт}$, $D_{ср}$, $D_{к}$, μ і ρ_T по ступенях турбіни, на рис. 1.14 розподіл C , C_a , T , T^* , P , P^* по ступенях турбіни.

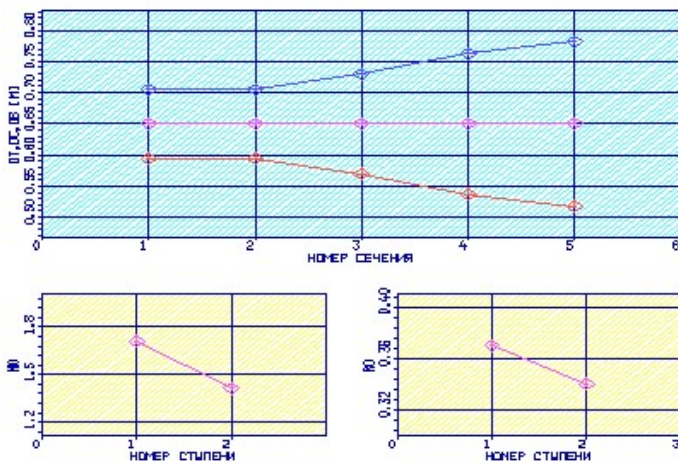


Рисунок 1.14 – Розподіл $D_{вт}$, $D_{ср}$, $D_{к}$, μ і ρ_T по ступенях турбіни

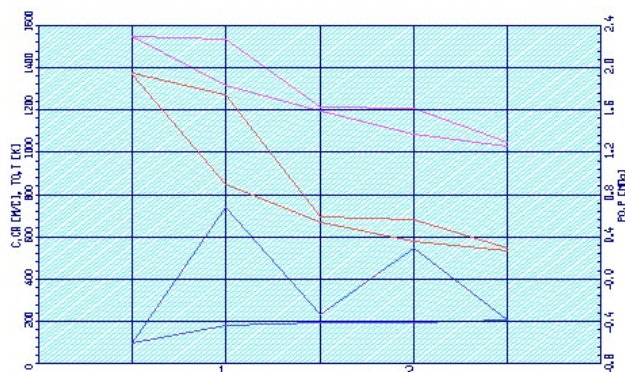


Рисунок 1.15 – Розподіл C , C_a , T , T^* , P , P^* по ступенях турбіни

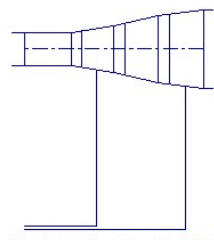


Рисунок 1.16 — Схема проточної частини турбіни

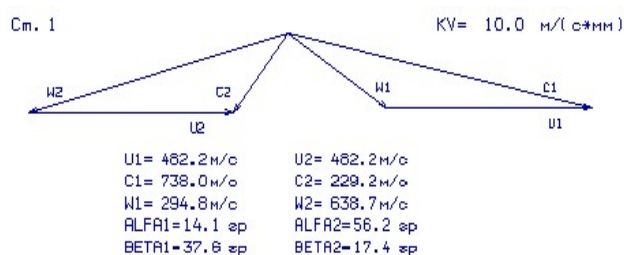


Рисунок 1.17 – План швидкостей турбіни для ступеня №1 на середньому радіусі

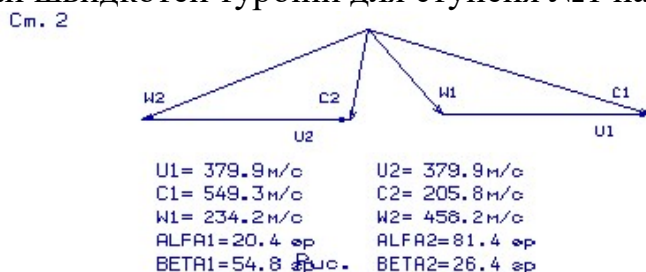


Рисунок 1.18 – План швидкостей турбіни для ступеня №2 на середньому радіусі

Висновок

В результаті газодинамічного розрахунку на ЕОМ отримані параметри, які відповідають вимогам, що пред'являються при проектуванні осевої турбіни. Спроектована турбіна на розрахунковому режимі роботи забезпечує допустимі кути натікання потоку на робоче колесо першого ступеня $\alpha_1 = 14,1 \geq 14$ град, прийнятний кут виходу з останнього ступеня турбіни $\alpha_2 = 81,4$ град. На останній ступені спрацьовується менша робота, що дозволяє отримати осевой вихід потоку на виході з ступені. Величина приведеної швидкості λ_1 менше 1.0...1.05, що знижує рівень хвильових втрат. Сума кутів на вході в РК і на виході з РК повинно бути більше 60 град, що виконується. Характерне змінення основних параметрів

На останньому ступені виконується менша робота, що дозволяє отримати осьовий вихід потоку на виході зі ступеня. Величина приведеної швидкості менше 1,0...1,05, що знижує рівень хвильових втрат. Сума кутів на вході в РК і на виході з РК має бути не менше 60 град (виконується). Характерна зміна основних параметрів (C , T , T^* , P , P^*) вздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін. Ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення.

1.6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТОК РК ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ НА ЕОМ

Розрахунок виконується за методикою [4]

Етапом проектирования турбины, следующим за расчетом на среднем (геометрическом) радиусе, является расчет и построение решеток профилей турбины по радиусу. При правильном выполнении этих двух этапов обеспечиваются требуемые параметры турбины.

Наступним після розрахунку на середньому (геометричному) радіусі, є розрахунок і побудова решіток профілів турбіни по радіусу. При правильному виконанні цих двох етапів забезпечуються необхідні параметри турбіни.

При навчальному проектуванні розрахунок решіток робочого колеса і їх лопаток проводять на трьох ключових радіусах.

Вихідними даними для профілювання робочої лопатки турбіни є газодинамічні і кінематичні параметри профільованої ступені на середньому радіусі, одержані в результаті газодинамічного розрахунку турбіни. Далі за обраним законом крутки потоку і за відповідними формулами розраховуються всі параметри на трьох перерізах.

Реальна течія повітря в турбіні є просторовим, періодично несталою течією в'язкого стискаемого газу, математичне дослідження якого в суворій постановці завдання в даний час практично неможливо. Для отримання інженерних результатів реальна течія зазвичай розглядається як усталене, вісесиметричне, при сталості гідравлічних втрат по радіусу.

Вибір і обґрунтування закону профілювання

Для розрахунку трикутників швидкостей в міжвінцевих проміжках біля кореня і у периферії лопаток необхідно вибрати закон зміни параметрів потоку по радіусу. Цей закон виражається умовою радіальної рівноваги, отриманим в припущенні, що потік в міжвінцевих зазорах вісесиметричний і лінії течії розташовуються по співвісним циліндричним поверхням.

Приймаємо закон крутки $\alpha_1 = const$ и $\beta_2 = const$. В нашому випадку, у цього закону є ряд переваг над іншими:

1. Кут повороту потоку у втулкових перерізах при рівності інших умов на середньому радіусі менше, ніж при законі крутки $C_{1u} r^{(\varphi^2)} = const$.

2. Застосування цього закону спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК.

3. При $\alpha_1 = const$, лопатки СА і РК першого ступеня турбіни є не крученими і мають майже постійний профіль по висоті, що сприяє організації внутрішнього охолодження.

Розрахунок параметрів потоку по радіусу

Вихідні дані газодинамічного розрахунку ступеня турбіни розміщуються в файлі вихідних даних *ost.dat* (таблиця 1.10). Результати розрахунку, отримані за програмою *ost.exe*, заносяться в файл *ost.rez* (таблиця 1.11). Також за цією програмою побудовані графіки C_a , C_u , L_c , L_w , α , β по висоті лопатки (рисунок 1.8-1.10) і плани швидкостей (рисунок 1.11-1.12).

Таблиця 1.9 – Вихідні дані

27.10.20	1	1	1.300	290.	Дата, nr, kz, кг, Rг
.650	.650	.056	.080		D1c, D2c, h1, h2
.928	.947	1.040	.370		fi, psi, Л1, Rтс
180.00	191.00	716.00	-127.00		C1ac, C2ac, C1uc, C2uc
14.10	37.60	17.40	48.00	48.90	alf1c, be1c, be2c, G1, G2
90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	alf0i
14200.0	1210.				n, T2*

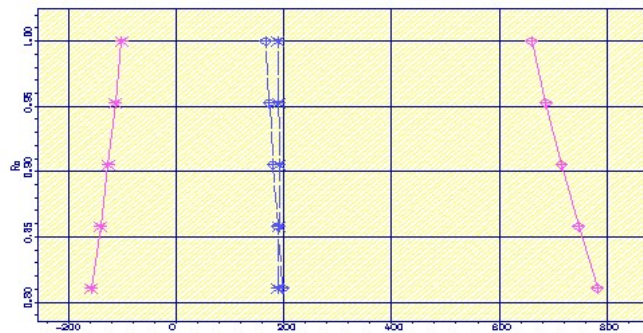
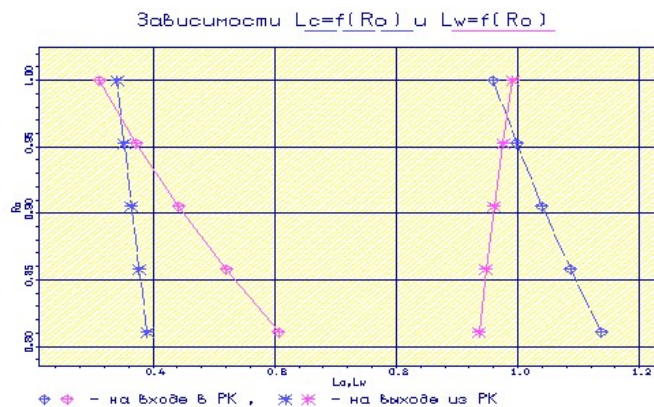
Лопатка СА - nr=0, лопатка РК - nr=1.

Таблиця 1.10 – Результати розрахунку

Дата	18.10.20	NR= 1	KZ= 1	Кг = 1.300	Rг = 290.0
D1cp=	.6500	D2cp=	.6500	h1 = .0560	h2 = .0800
C1acp=	180.00	C2acp=	191.00	C1ucp=716.00	C2ucp=-127.00
alf1c=	14.10	be1cp=	37.60	be2cp= 17.40	
alf0 =	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Л1 =	1.040	Фи =	.928	Пси = .947	Rтс = .370
n =	14200.0	T2* =	1210.0		
Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
r	.3590	.3420	.3250	.3080	.2910
ro	1.000	.9526	.9053	.8579	.8106
U	533.8	508.6	483.3	458.0	432.7
C1u	660.6	687.0	716.0	747.8	783.0
C1a	166.1	172.7	180.0	188.0	196.8
alf1	14.10	14.10	14.10	14.10	14.10
C1	681.1	708.4	738.3	771.1	807.4
be1	52.66	44.06	37.72	32.97	29.33
C2u	-102.8	-114.2	-127.0	-141.5	-158.1
W2u	636.7	622.8	610.3	599.5	590.9
C2a	188.3	190.2	191.0	190.4	188.3
be2	16.48	16.99	17.38	17.62	17.67
Л1	.9595	.9979	1.040	1.086	1.137
Rт	.4638	.4199	.3700	.3127	.2465
T2w	1367.	1359.	1352.	1345.	1339.
Л2w	.9918	.9755	.9606	.9473	.9360
Л1w	.3121	.3721	.4420	.5203	.6065
Л2	.3407	.3523	.3642	.3767	.3904

Продовження таблиці 1.10

dbe	110.9	119.0	124.9	129.4	133.0
alf2	61.36	59.02	56.38	53.38	49.97
Профилірованіе лопатки РК по радіусу					
Параметр	Сеченіе по висоті лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вТ)
ro	1.000	.9526	.9053	.8579	.8106
b	30.30	30.30	30.30	30.30	30.30
t	23.74	22.62	21.50	20.37	19.25
t/b	.7835	.7465	.7096	.6723	.6353
Сm	.1500	.1700	.2000	.2250	.2500
xcm	.2563	.2119	.2672	.2654	.2650
be11	59.00	9.000	56.00	48.00	42.00
be21	16.48	16.98	17.37	17.61	17.65
bey	46.84	96.68	49.15	54.90	59.84
r1	1.140	1.290	1.510	1.700	1.890
r2	.3200	.3200	.3200	.3200	.3200
Число робочих лопаток – 95. шт.					

Рисунок 1.19 – Графік зміни C_a і C_u по висоті лопатки на вході і виході з робочого колесаРисунок 1.20 – Графік зміни L_c і L_w по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса

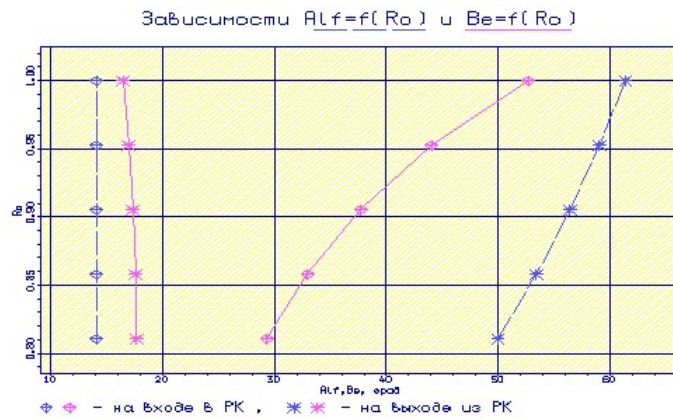


Рисунок 1.21 – Графік зміни α і β по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса

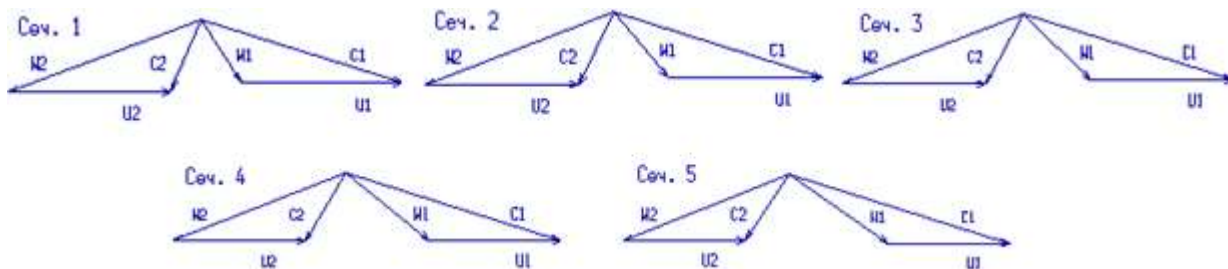


Рисунок 1.22 – Трикутники швидкостей в 1, 2, 3, 4 і 5-му перерізах лопатки робочого колеса

Розрахунок решіток профілів робочого колеса

Дані для побудови знаходяться у файлі gfrt.dat (таблиця 1.12), побудова профілів здійснюється за допомогою графічної програми gfrt.exe

Таблиця 1.12 – Вихідні дані для побудови решітки профілів

5	20	1	4	0	1	0	95	1
1.0000	.9526	.9053	.8579	.8106				
30.30	30.30	30.30	30.30	30.30				
23.74	22.62	21.50	20.37	19.25				
.1500	.1700	.2000	.2250	.2500				
.2563	.2119	.2672	.2654	.2650				
59.00	9.00	56.00	48.00	42.00				
16.48	16.98	17.37	17.61	17.65				
1.14	1.29	1.51	1.70	1.89				
.32	.32	.32	.32	.32				
1.00	1.00	1.00	1.00	1.00				

Отримані решітки профілів РК турбіни зображені на рисунку 1.22, побудовані профілі робочої лопатки турбіни зображені на рисунку 1.23.

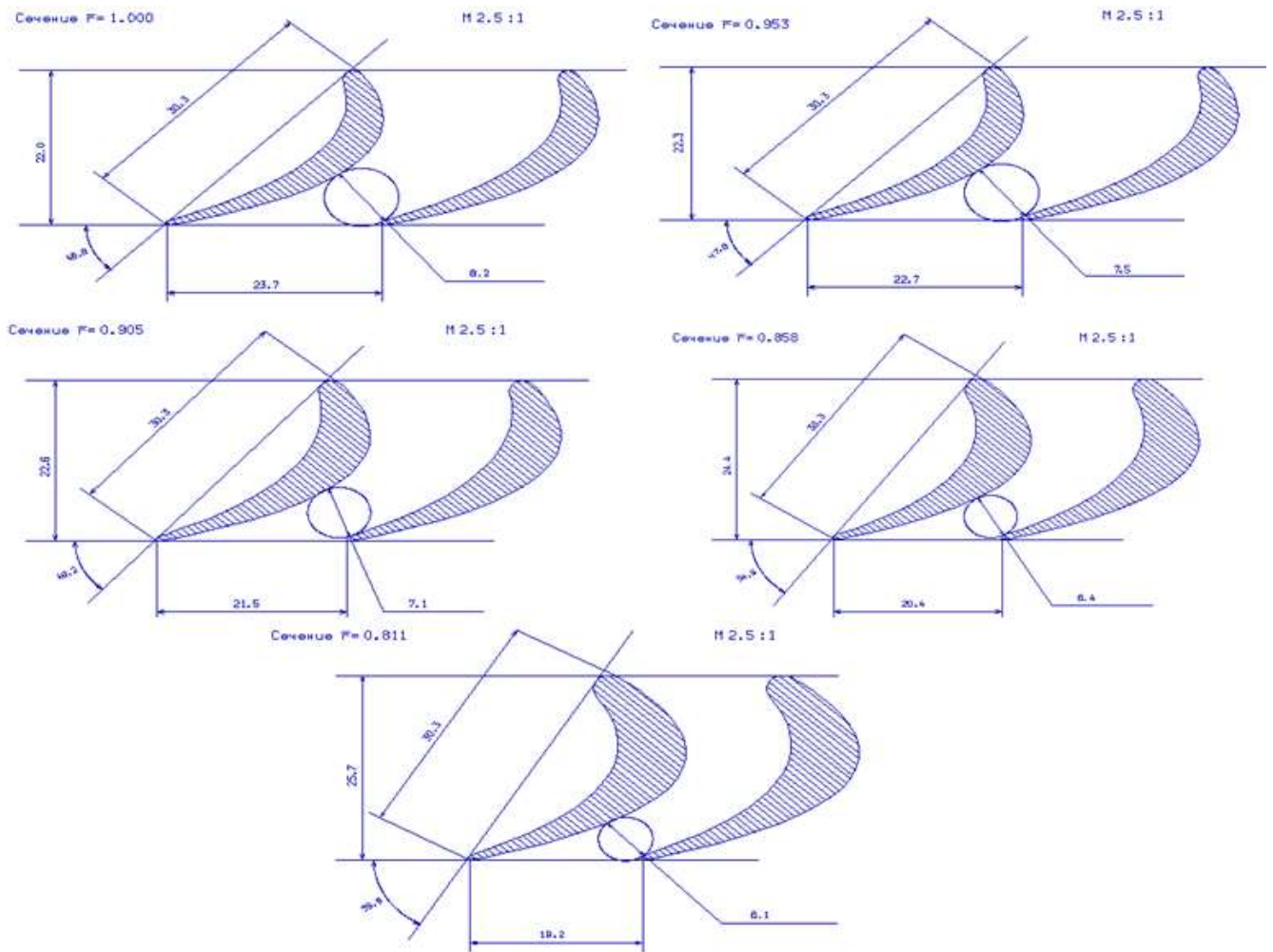


Рисунок 1.23 – Решітки профілів на радіусах $\bar{r}=1$, $\bar{r}=0.953$, $\bar{r}=0.905$, $\bar{r}=0.858$, $\bar{r}=0.811$

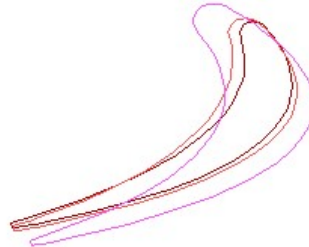


Рисунок 1.24 – Профілі робочої лопатки турбіни

Висновок

В цьому розділі були отримані решітки профілів лопаток першого ступеня робочого колеса турбіни в п'яти перерізах по висоті лопатки.

У втулковому перерізі швидкість $W_2 > W_1$, але $\alpha_2 = 49.97 < 55$ град і $\Delta\beta = 133 > 120$ град, тобто є локальна (переріз 5) дифузорність каналу, але так як відхилення не перевищують 10%, профіль не потребує корегування.

Отримані профілі лопаток мають досить велику відносну товщину ($C_{BT,MAX} = 0.25$). Це зумовлено тим, що лопатка охолоджувана, для роботи при високих температурах.

1.7 РОЗРАХУНОК КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Камери згоряння газотурбінних двигунів і енергетичних установок є найбільш складний вузол, в якому одночасно протікають різні процеси течії, фізико-хімічні процеси горіння, теплові процеси, пов'язані з тепловими потоками і термічними навантаженнями деталей. Більшість з цих процесів погано піддаються розрахункам, тому при створенні КЗ потрібен великий обсяг експериментальних і доводочних робіт. Проектувальний розрахунок є першим наближенням в створенні КЗ нових двигунів з одночасним використанням попереднього досвіду кожної двигунобудівної фірми. Особливу увагу при створенні нових двигунів останнім часом приділяється утворенню шкідливих речовин в КЗ, для задоволення екологічних норм. Аналіз аварійних ситуацій при експлуатації авіадвигунів свідчить про випадки, причинами яких є коливальні процеси, що виникають в КЗ і пов'язані з акустичними нормами.

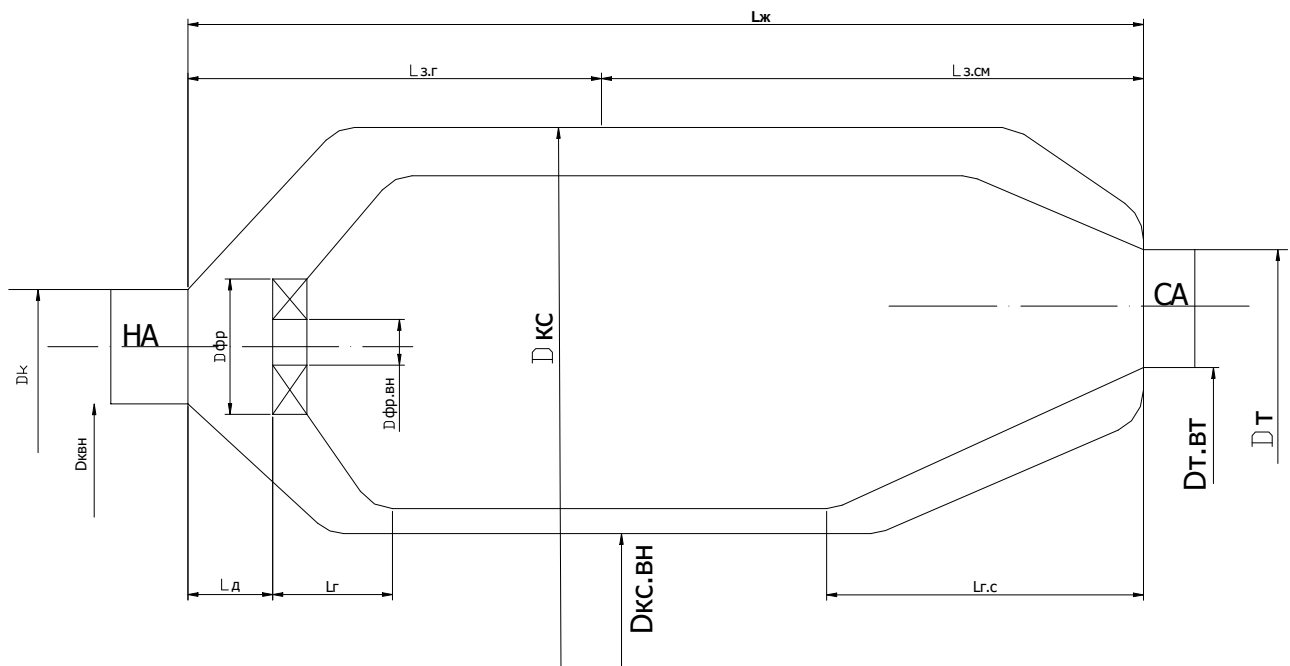


Рисунок 1.25 – Схема камери згоряння

1. Температура повітря за загальмованим параметрам на виході з компресора (переріз «к-к») $T_k^* = 763$ К.
2. Температура повітря за загальмованим параметрам на виході з КЗ $T_r^* = 1550$ К.
3. Повний тиск повітря на виході з компресора $P_k^* = 2064000$ Па.
4. Коефіцієнт відновлення повного тиску КЗ, зумовлений гідравлічними втратами $\sigma_{гдр} = 0,97$.
5. Коефіцієнт відновлення повного тиску КЗ, зумовлений тепловими втратами $\sigma_{тепл} = 0,974$.
6. Коефіцієнт повноти згоряння КЗ $\eta_r = 0,99$.

7. Коефіцієнт повноти згоряння в зоні горіння $\eta_{3Г}=0,99$.
8. Стехіометрична кількість повітря для використовуваного палива (гас)
 $L_0 = 14,8 \text{ кг.возд} / \text{кг.топл}$.
9. Теплотворна здатність палива $H_U = 43000 \text{ кДж} / \text{кг}$.
10. Коефіцієнт надлишку повітря КЗ: $\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot L_0} = \frac{1}{q_T \cdot L_0} = 2.87$.
11. Коефіцієнт надлишку повітря на виході з фронтального пристрою $\alpha_\phi = 0,5$;
12. Коефіцієнт надлишку повітря в кінці зони горіння $\alpha_{3Г} = 1,5$;
13. Діаметр компресора на виході з НА $D_K = 0,573 \text{ м}$.
14. Відносний внутрішній діаметр компресора на виході $\bar{d}_K = \frac{D_{КВН}}{D_K} = 0,897$.
15. Діаметр турбіни на вході в СА $D_T = 0,706 \text{ м}$.
16. Відносний внутрішній діаметр турбіни на вході в СА $\bar{d}_T = \frac{D_{ТВН}}{D_T} = 0,842$;
17. Відносний діаметр КЗ прототипу $D_{KC} = \frac{D_{KC}}{D_K} = 1,319$.
18. Відносний внутрішній діаметр КЗ прототипу $\bar{d}_{KC} = \frac{D_{КСВН}}{D_{KC}} = 0,505$.
19. Відносний діаметр жарової труби $D_J = \frac{D_J}{D_{KC}} = \frac{0,645}{0,691} = 0,933$.
20. Відносний внутрішній діаметр жарової труби $\bar{d}_J = \frac{D_{JBН}}{D_J} = 0,62$.
21. Відносний діаметр фронтального пристрою $\bar{D}_\phi = \frac{D_\phi}{h_J} = \frac{0,0397}{0,128} = 0,31$.
22. Відносний внутрішній діаметр фронтального пристрою $\bar{d}_\phi = \frac{D_{\phiВН}}{D_\phi} = 0,458$.
23. Відносна довжина дифузора КЗ $\bar{l}_d = \frac{l_d}{h_J} = 0.501$.
24. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}_J = \frac{l_J}{h_J} = 2.25$.
25. Відносна довжина головки жарової труби $\bar{l}_r = \frac{l_r}{h_J} = 0,478$.
26. Відносна довжина зони горіння $\bar{l}_{3Г} = \frac{l_{3Г}}{h_J} = 1.313$.
27. Відносна довжина газозбірника жарової труби $\bar{l}_{ГC} = \frac{l_{ГC}}{h_J} = 0.516$.

Розрахунок кільцевої камери згоряння на ЕОМ:

Таблиця 1.13 – Вихідні дані:

1	53.1	763.0	1550.0	2064000	0.970	0.974	0.99	0.99
	14.8	43e6	3.570	0.5	1.5			
	0.573	0.897	0.706	0.842	1.32	0.51		
	0.933	0.620	0.310	0.458	1.00			
	0.501	2.250	0.478	0.516	1.313			
	1.000	1.000	1.000					

Розрахунок виконується за допомоги програми GDR KS.EXE.

Таблиця 1.14– Результати розрахунку:

Исходные данные							
Gв	Tк*	Tг*	Pк*	б гидр	б тепл	ККДг	ККДзг
53.100	763.000	1550.000	2.064E+06	0.970	0.974	0.990	0.99
ALFA0	Hu	ALFA	ALFAф	ALFAзг			
14.8	4.300E+07	3.570	0.500	1.500			
Dк	$\bar{d}_к$	Dт	$\bar{d}_т$	$\bar{D}_{кс}$	$\bar{d}_{кс}$		
0.573	0.897	0.706	0.842	1.320	0.510		
$\bar{D}_ж$	$\bar{d}_ж$	$\bar{D}_ф$	dф	\bar{E}			
0.933	0.620	0.310	0.458	1.000			
$\bar{l}_д$	$\bar{l}_ж$	$\bar{l}_г$	$\bar{l}_{гс}$	$\bar{l}_{зг}$			
0.501	2.250	0.478	0.516	1.313			
Kн	Kвн	$\bar{l}_ц$					
1.000	1.000	1.000					
Результаты расчета:							
Gт	Gф	Gзг	Gв см	Gг			
1.005	7.44	22.31	30.79	54.10			
Tзг*	Ср зг	[RO]зг	[RO]к	Dкс ср			
2059.4	1259.8	3.48	9.43	0.600			
Dк	Dк вн	Dкс	h кс	Dкс вн			
0.573	0.514	0.756	0.185	0.386			
Dт	Dт вн	Dж	h ж	Dж вн			
0.706	0.594	0.706	0.134	0.438			
Fкс	Fж	Vж тр	h в	h н			
0.3324	0.2408	0.0726	0.0256	0.0256			
l кс	l д	l ж тр	l г	l зг			
0.369	0.067	0.302	0.064	0.176			
l з см	l гс	Z	Dф	Dф вн			
0.126	0.069	14	0.042	0.019			
Qv	Cж тр	Cсм	Fкс опт	Fж опт			
1027450	26.63	35.63	0.1549	0.0958			
EJco	EJcn	EJno					
27.2	3.7	25.6					

Було проведено розрахунок кільцевої камери згорання. Теплонапруженість камери дорівнює $Q_v=1027450 \text{ Дж/К}^2 \text{ Па}^4$. В якості палива – авіаційний керосин, найнижча теплотворна здатність якого $H_u=43000 \text{ кДж/кг}$. Помірні значення теплонапруженості дають змогу збільшення ресурсу.

1.8 РОЗРАХУНОК РЕАКТИВНОГО СОПЛА

Реактивне сопло є тим вузлом двигуна, в ому відбувається остаточне розширення продуктів згорання, тобто перетворення після турбіни залишкового перепаду тепла в кінетичну енергію. Основна вимога до випускної системи ГТД - процес витікання має відбуватися з мінімальними втратами.

Прототип проектуемого двигуна оснащено надзвуковим соплом Лавалля. Таке сопло, регульоване і є каналом, що звужується а потім розширюється.

Расчет параметров потока в реактивном сопле:

Исходными данными для расчета сопла Лавалля являются результаты термодинамического расчета параметров потока в проточной части, проектируемого ГТД (из курсового проекта по курсу ТРЛМ):

Вихідними даними для розрахунку сопла Лавалю є результати термогазодинамічного розрахунку параметрів потоку в проточній частині, проектуємого ГТД:

- показник ізоентропи $k_z = 1,3$;
- універсальна газова стала $R_z = 290 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$;
- коефіцієнт гідравличного опору $\xi_{mp} = 0,1$;
- швидкість на виході з турбіни $C_m = 206 \text{ (м/с)}$;
- температура на виході з турбіни за загальмованими параметрами $T_m^* = 1050 \text{ (К)}$;
- тиск на виході з турбіни за загальмованими параметрами $P_m^* = 290000 \text{ (Па)}$;
- витрата газу $G = 49,8 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$;
- коефіцієнт загромодження сопла пограничним шаром $M_C = 0,99$;
- коефіцієнт відновлення повного тиску $\sigma_C = 0,999$;
- атмосферний тиск $P_H = 101325 \text{ (Па)}$;
- коефіцієнт швидкості $\chi_C = 0,99$.

Розрахунок параметрів потоку в надзвуковому соплі Лавалю здійснюється за допомогою програми sorlo.exe. Результати розрахунку містяться в файлі data.rez (таблиця 1.15).

Таблиця 1.15 – Газодинамічний розрахунок надзвукового сопла Лавалю

Исходные Данные			
$K\Gamma = 1.3$	$R\Gamma = 290.0 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$	$T_0^\circ = 1050 \text{ К}$	$C_0 = 206 \text{ м/с}$
$P_0^\circ = 290000 \text{ Па}$	$G\Gamma = 0049.8 \text{ кг/с}$	$m\Gamma = 0.0396$	$P_H = 101325 \text{ Па}$
$b = 08^\circ$			
Результаты Расчета			
$Cp\Gamma = 1257 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$	$T_0 = 1033 \text{ К}$	$L_0 = 0.3511$	$\tau(L_0) = 0.984$
$\pi(L_0) = 0.932$	$q(L_0) = 0.530$	$P_0 = 270327 \text{ Па}$	$F_0 = 0.2651 \text{ мм}$
$r_{OH} = 0.2905 \text{ м}$	$C_{кр} = 586.7 \text{ м/с}$	$P_{кр} = 1.832$	$P_{кр} = 158261 \text{ Па}$
$T_{кр} = 913 \text{ К}$	$F_{кр} = 0.1420 \text{ мм}$	$r_{кр} = 0.2126 \text{ м}$	$P_C = 101325 \text{ Па}$
$\pi(L_C) = 0.349$	$L_C = 1.2853$	$\tau(L_C) = 0.785$	$q(L_C) = 0.912$
$C_C = 754.1 \text{ м/с}$	$T_C = 824 \text{ К}$	$F_C = 0.1557 \text{ мм}$	$r_C = 0.2226 \text{ м}$
$L_2 = 0.0713 \text{ м}$	$L_1 = 0.1098 \text{ м}$		

Профілювання реактивного сопла

Площі і радіуси поперечних перерізів на вході і виході з реактивного сопла отримані в ході розрахунку параметрів потоку на ЕОМ (таблиця 4.1). Необхідно визначити осьовий габарит сопла.

Приймаємо кут розкриття сопла $2\gamma = 8^\circ$, тоді довжина сопла складає:

$$l_C = \frac{r_{OH} - r_C}{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{0,2905 - 0,2226}{\text{tg}\left(\frac{8^\circ}{2}\right)} = 0,971 \text{ (м)}$$

Геометрія реактивного сопла внутрішнього контура показана на рисунку 1.26

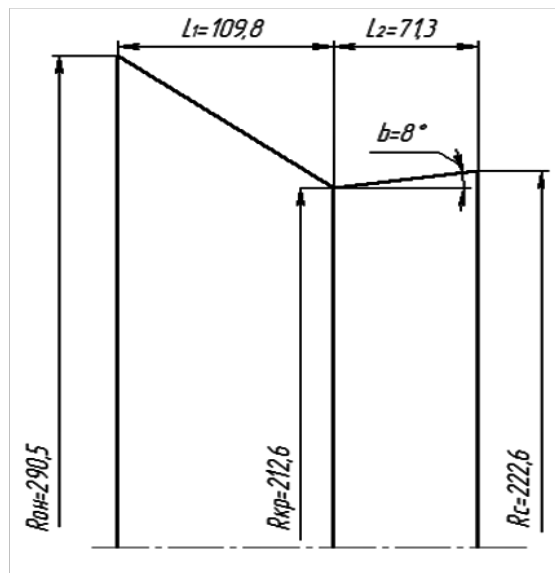


Рисунок 1.26 – Реактивне сопло

ВИСНОВКИ

Результатом виконання теоретичної частини даної роботи є термогазодинамічний розрахунок двигуна тягою $P=82620$ Н, узгодження параметрів компресора і турбіни, розрахунок осьового компресора, розрахунок турбіни, побудова решіток профілів лопаток робочого колеса першого ступеня турбіни, розрахунок камери згоряння і реактивного сопла.

В ході проведення розрахунків були визначені наступні параметри:

- температура газу – $T_r^* = 1550$ К;
- питома тяга двигуна – $P_{пит} = 1040 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{кг}$;
- питома витрата палива – $C_{пит} = 0,173 \text{ кг} / \text{Н} \cdot \text{ч}$;
- витрата повітря на вході в компресор – $G_{п} = 79,06 \text{ кг/с}$

При розрахунку компресора і турбіни остаточно були визначені розміри проточної частини.

2. Конструкторська частина

2.1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Двигун виконано по двороторній схемі з осьовим тринадцятиступінчастим двокаскадним компресором, розділовим корпусом з коробкою приводних агрегатів, кільцевою камерою згоряння, двоступенчатою турбиною, камерою змішання і реактивним соплом.

Конструкція компресора

Компресор двигуна – осьовий, двокаскадний, тринадцятиступінчастим, складається із чотьохступінчастого вентилятора і дев'ятиступінчастого КВТ.

Ротори вентилятора і КВТ розкручуються своїми турбінами і пов'язані між собою тільки газодинамічним зв'язком. Для налаштування режиму роботи каскаду високого тиску двигуна є вхідний направляючий апарат (ВНА КВТ) з поворотними лопатками.

Для забезпечення газодинамічної стійкості двигуна на запуску і малій частоті обертання роторів вентилятора і КВТ передбачені клапани перепуску повітря.

Крутний момент від валу турбіни, виготовленого зі сталі ЕП741НП, на вал передається за допомоги евольвентного шліцьового з'єднання.

Розділовий корпус розташований між вентилятором і КВТ, призначений для розділу повітряного потоку за вентилятором на потоки, що поступають у внутрішній та зовнішній контури, а також для розміщення і кріплення приводів агрегатів.

Во внутрішній порожнині розділового корпусу виконані фланці для кріплення центрального привода.

Деталі розділового корпусу виготовлені з титанових сплавів ВТ20, ВТ25, ОТ4-1, складається з двох оболонок та литого кільця, з'єднаних між собою десятьма радіальними ребрами-стійками.

КВТ складається зі статора КВТ з НА, ротору КВТ с РК, опори КВТ, механізму повороту лопаток ВНА і НА, кожухів зовнішнього контуру двигуна.

Ротор КВТ дев'ятиступінчастий, барабанно-дискової конструкції. Складається зі зварного вузла першого і другого ступеня, диску третього ступеня з передньої цапфою, вузла четвертого, п'ятого, шостого ступеня, дисків, диска лабіринта і валу.

Камера згоряння

Камера згоряння – кільцевого типу, складається з корпусу, дифузору, жарової труби, паливного колектора с форсуночними трубопроводами, форсунок та запальників. В камері згоряння встановлені 24 центробіжні, двоканальні, двосоплові форсунки.

Конструкція турбіни

Турбіна високого тиску (ТВТ) - охолоджувана, осьова, реактивна призначена для перетворення енергії газового потоку в механічну енергію обертання ротора ВТ та приводних агрегатів.

Ротор ТВТ складається з диска, робочих лопаток, демпферів, покривного диска, що фіксує кільця і лабіринтне кільце. Робоча лопатка ТВТ з ефективною високонпорною системою охолодження з петльовими каналами, перфорацією на вхідній кромці і випуском охолоджуючого повітря через щілину в районі вихідної кромки. Така система охолодження робочої лопатки ТВТ визначила застосування лабіринтового диска в системі підведення охолоджуючого повітря. Колесо ротора включає в себе диск і робочі лопатки, зафіксовані ущільнювальним диском.

На цапфі задній, що має гребінці лабіринтових ущільнень, встановлено радіально-торцеве контактне ущільнення і внутрішнє кільце міжвального роликопідшипника ТВТ. До цапфи задньої кріпиться екран передній для поділу повітряної та масляної порожнин. Ротор ТВТ з'єднується із заднім валом КВТ стяжними болтами.

Диск ТВТ та покривний диск виготовляються з порошкового сплаву ЕП741-НП. Робочі лопатки ТВТ виготовляються зі сплаву ЖС6-К.

Статор ТВТ складається з секторів соплових лопаток, корпусу зовнішнього, проставок над робочими лопатками і корпусу внутрішнього з елементами лабіринтних ущільнень. Соплові лопатки ТВТ охолоджуються, двопорожнинна, дефлекторні, з розвиненим конвективно-плівковим охолодженням, з випуском охолоджуючого повітря на вхідну кромку, корито і спинку. Зовнішній і внутрішній корпуси - зварні, лопатки секторів виготовляються литтям зі сплаву ЖС6К-ВІ.

Турбіна низького тиску (ТНТ) - осьова, реактивна, призначена для перетворення енергії газового потоку в механічну енергію обертання вентилятора. Лопатки соплового апарату ТНТ - охолоджувані, дефлекторні. Робочі лопатки ТНТ - литі, порожнисті, з бандажними полицями.

Ротор ТНТ складається з робочого колеса, лабіринтного кільця і валу ТНТ. Колесо ТНТ складається з диску і робочих лопаток. На валу ТНТ змонтовані елементи радіально-торцевих контактних ущільнень. Диск ТНТ - із хромоникельмарганцевої жароміцної сталі ЕІ-698ВД. Робочі лопатки ТНТ литі, виготовляються зі сплаву ЖС6К-ВІ.

Статор ТНТ складається з секторів соплових лопаток, корпусу зовнішнього, проставок над робочими лопатками і корпусу внутрішнього з елементами лабіринтних ущільнень. Зовнішній та внутрішній корпуси – зварні.

Вихідний пристрій

Вихідний пристрій двигуна складається з форсажної камери і реактивного сопла.

Форсажна камера - одноконтурна, загальна для першого і другого контурів з попереднім змішуванням потоків у змішувачі.

Форсажна камера складається зі змішувача, дифузора, стабілізаторів полум'я, паливорозпилюючих пристроїв і камери згоряння. Переднім фланцем зовнішнього корпусу змішувача форсажна камера закріплена до фланця корпусу другого контуру. До заднього фланця камери горіння кріпляться стулки реактивного сопла.

Реактивне сопло забезпечує перетворення теплової і потенціальної енергії газів в кінетичну з мінімальними втратами на всіх режимах роботи двигуна.

По конструктивному виконанню реактивне сопло - надзвукове, типу Лаваля, дворядне, с регульованою площею критичного і вихідного перерізів.

Регулювання площі критичного перерізу сопла дозволяє підтримувати незмінним режим роботи турбокомпресорної частини двигуна на форсажному режимі, отримувати найбільш економічні дросельні режими при роботі на форсажі і без форсажу, полегшувати запуск двигуна.

Конструктивно сопло складається з зовнішніх і внутрішніх стулок в дозвуковій та надзвуковій частинах сопла, системи синхронізації і силового приводу.

Система приводів агрегатів

Система приводів агрегатів призначається для передачі крутного моменту з ротора високого тиску агрегатів, які забезпечують роботу двигуна, і до коробки літакових агрегатів.

Система приводів складається з центрального приводу і коробки двигунових агрегатів.

Відбір потужності здійснюється за допомогою центрального приводу, розміщеного всередині розділового корпусу двигуна.

Система паливостачання

Система паливостачання призначається для подачі палива в двигун на всіх режимах його роботи. В склад системи входять наступні основні агрегати:

- підкачуючий насос ДЦН-78;
- паливний фільтр;
- паливний фільтр високого тиску ФГ11СН-1;
- насос-регулятор НР-59А;
- форсажний насос ФН-96;
- плунжерний насос НП-96М;
- розподільник основного паплива РТ-59И;
- розподільник форсажного паплива РТФ-59Б;
- папливомасляний радіатор 4700Т;
- регулятор сопла і форсажа РСФ-59А;
- папливний колектор з форсунками.

Пускова система

Пускова система призначена для переведення двигуна з неробочого стану в стан стійкої роботи на режимі малого газу.

В склад системи входять:

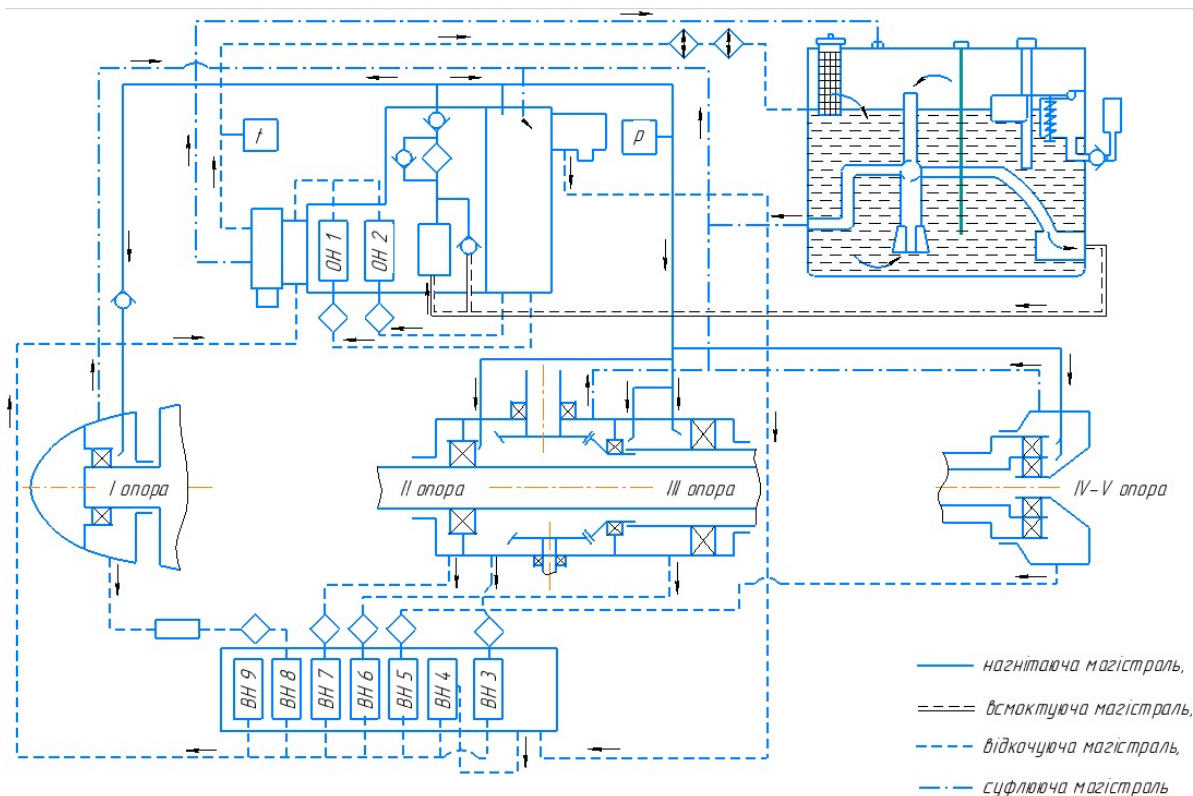
- система розкрутки ротору двигуна;
- система запалювання основної КЗ;
- система запалювання форсажної КЗ;
- система автоматизації запуску;
- система кисневого підживлення.

Система змащування

Система змащування - циркуляційна, нормально замкнута, відкрито-закрита. Система працює по відкритій схемі до висоти 8000 м, на більших висотах в масляних порожнинах підтримується надлишковий тиск по відношенню до атмосферного (на $0,3 \text{ кг/см}^2$).

Показники системи змащування:

- тип застосованого мастила	ШМ-10
- кількість мастила, заливане в маслобак:	
максимальна	12 л
мінімальна	7 л
- витрата мастила (не более):	0,8л/ч
- максимальна температура мастила на виході з двигуна:	$195 \pm 5^\circ \text{C}$
- температура мастила після ТМР (не більше)	80°C
- тиск мастила в нагнаючій магістралі:	
на режимі "малий газ" (не менше)	2 кг/см^2
до 85% РВТ	$2 \dots 4 \text{ кг/см}^2$
более 85% РВТ	$3 \dots 4 \text{ кг/см}^2$



Система змащування складається з магістралі нагнітання, всмоктування, відкачування і системи суфлювання.

Магістраль всмоктування забезпечує підведення мастила від маслобака до нагнітаючого насоса (НН) маслоагрегата. Магістраль підведення мастила виконана коротким трубопроводом великого діаметру, що дозволило звести її гідравлічний опір до мінімуму.

Магістраль нагнітання здійснює подачу масла до місць змащування. Вона включає в себе нагнітає насос (НН) з редукційним клапаном, фільтр тонкої очистки

із запобіжним і зворотним клапанами, датчик тиску мастила, магістралі підведення мастила і струменеві форсунки подачі мастила до місць змащення.

Необходимое давление в нагнетающей магистрали поддерживается редуционным клапаном, перепускающим масло при возрастании давления на вход в нагнетающий насос.

Необхідний тиск в нагнітаючої магістралі підтримується редуційним клапаном, який перепускає мастило при зростанні тиску на вхід в нагнітає насос.

Фільтр забезпечений запобіжним клапаном, який перепускає мастило (при перепаді тиску на клапані 0,8 кг/см), в обхід фільтруючого елементу, в нагнітаючу магістраль при засміченні фільтра.

Зворотний клапан запобігає перетіканню масла самопливом з маслобака в непрацюючий двигун. Зворотний клапан відкривається при перепаді тиску 0,30...0,45 кг/см².

Магістраль відкачування забезпечує відведення відпрацьованого масла від місць змащення і повернення його в маслобак. Вона включає в себе відкачучі маслососи з фільтрами, відцентровий відокремлювач повітря, сигналізатор стружки в олії, датчик температури мастила на виході з двигуна, паливомасляний радіатор, статичний відокремлювач повітря (в заливній горловині) і магістралі.

Сітчаті фільтри грубої очистки мастила перешкоджають потраплянню великих часток механічних домішок в качаючі вузли насосів, запобігаючи тим самим їх інтенсивний знос.

Число секцій відкачуючих насосів відповідає числу маслозбірників. Продуктивність насосів така, що маслозбірники залишаються сухими. Це знижує насичення масла газами і його нагрівання.

Система суфлювання призначена для забезпечення надійної роботи опор, зв'язку з атмосферою внутрішніх порожнин двигуна та підтримки в них необхідних тисків. Вона складається з трубопроводів і відцентрового суфлера з баростатичним клапаном.

Тиск в порожнинах опор підвищується внаслідок потрапляння в них газів через масляні ущільнення і випаровування мастила. При відсутності суфлювання тиск в цих порожнинах може зрости настільки, що станеться витіснення масла через масляні ущільнення в газоповітряний тракт.

При низькому тиску в порожнинах відбувається інтенсивне піноутворення в маслі, погіршується відкачування мастила, підвищується схильність до кавітації відкачуючих та нагнітаючих насосів. Тому при досягненні висоти 8000 м баростатичний клапан перекриває безпосередній вихід повітря з системи в атмосферу і підтримує надалі постійний надлишковий (порівняно з даною висотою польоту) тиск.

Основні агрегати системи змащування

Маслобак звареної конструкції виготовлений з нержавіючої сталі. Бак має заправну горловину для відкритої заправки і бортовий штуцер для закритої заправки, забезпечений поплавковим клапаном.

Поплавковий клапан при заповненні бака до рівня 10,5...11 л припиняє надходження мастила в бак. Для виміру рівня масла в баку є маломірна лінійка і датчик

дистанційного виміру рівня масла. Для забору масла при будь-якому положенні літального апарату в просторі в маслобаку встановлений забірник мастила 18 маятнікового типу.

Усередині заправної горловини розташований статичний відокремлювач повітря, що представляє собою два тангенціальних сопла, що створюють закрутку мастила. Під дією відцентрових сил масло притискається до стінок циліндра, утвореного сіткою фільтра, вставленого у горловину, а повітря (газ) виходить уздовж осі циліндра в порожнину над мастилом і далі в систему суфлювання.

Маслонасоси нагнітаючий та відкачуючі шестерневого типу, мають однако-ву конструкцію і компонуються таким чином:

Нагнітаючий насос і насоси відкачування мастила з коробки двигунових агрегатів – в маслоагрегаті. Маслоагрегат включає в себе також відцентровий відокремлювач повітря, сигналізатор стружки і редуційний клапан. Насоси відкачування з маслосбірників опор розміщені в блоці відкачуючих насосів.

Паливомасляний радіатор (ПМР) призначений для охолодження мастила, вікачуваного з двигуна. В системі встановлені два радіатора послідовно.

При роботі двигуна на безфорсажних режимах охолодження мастила здійснюється в першому ПМР, при включенні форсажу форсажного паливо подається в другій ПМР, який також починає охолоджувати мастило.

ПМР розташовані в магістралях високого тиску палива, що сприяє зменшенню їх габаритних розмірів і маси при прийнятних характеристиках тепловідводу. Крім того, підігрів палива в ТМР не впливає на роботу паливної автоматики.

ПМР - це набір трубок, по яких рухається паливо, мастило рухається між трубками. Для запобігання руйнування радіатора при підвищенні його гідравлічного опору внаслідок засмічення або загустіння масла його забезпечено запобіжними клапанами, що перепускають мастило і паливо, минаючи радіатор, при досягненні певного надлишкового тиску.

2.2 РОЗРАХУНОК НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ ПЕРА РОБОЧИХ ЛОПАТОК СТУПЕНІВ КОМПРЕСОРА І ТУРБІНИ

Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки першого ступеня компресора

Робочі лопатки осьового компресора є відповідальними деталями газотурбінних двигунів, від їх надійної роботи залежить надійність роботи двигуна взагалі.

При роботі авіаційного ГТД на робочі лопатки діють статичні, динамічні і температурні напруги. До розглянутих на даному етапі статичних навантажень відносяться відцентрові сили, що виникають при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки в зв'язку з наявністю різниці тисків робочого тіла перед лопаткою і за нею.

Відцентрові сили викликають деформацію розтягування, вигину і крутіння, а газові - деформації вигину і крутіння. Напруження кручення від цін-тробежних і газових сил слабозакручених лопаток компресорів малі, і ними зазвичай нехтують.

Напруги розтягнення від відцентрових сил є найбільш суттєвими. Напруження вигину, як правило, менші за напруження розтягу. При необхідності, з метою зменшення вигинальних напружень в лопатці від газових сил, її проектують і встановлюють таким чином, щоб виникаючі вигинальні моменти від відцентрових сил були протилежні за знаком моментам від газових сил і, отже, зменшували і компенсували останні.

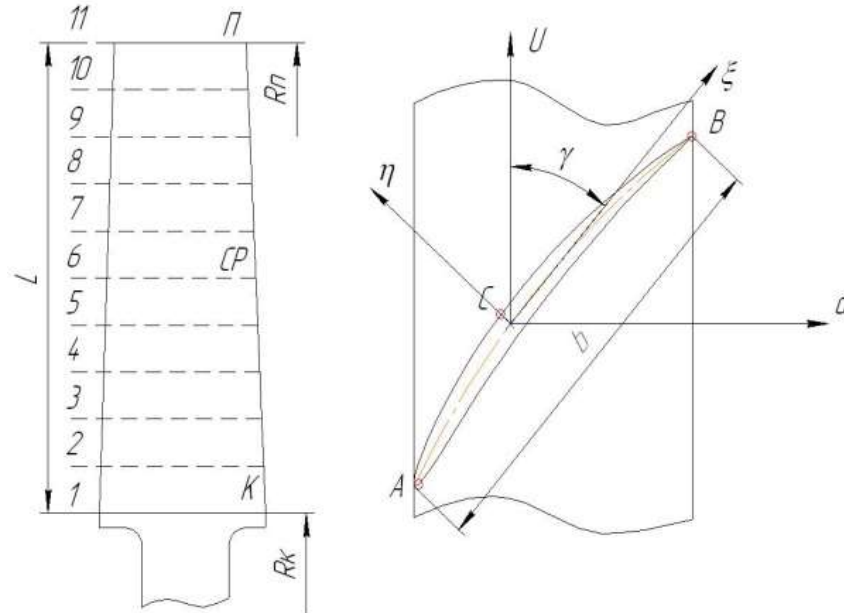


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема лопатки компресору

При розрахунку лопатки на міцність приймають такі допущення:

- лопатку розглядають як консольну балку, жорстко зафіксовану в ободі диска;
- напруги визначаємо окремо за кожним видом деформації;
- температура в розглядаємому перерізі – однакова (нема температурних напруг);
- лопатку вважають жорсткою, її деформацією під дією сил та моментів нехтуємо;
- деформації лопатки знаходяться в пружній зоні (напруги в ній не перевищують межі пропорційності).

В цій частині даної роботи проведено розрахунок на міцність лопаток першого ступеня компресора високого тиску.

Вихідні дані:

- Матеріал лопатки: ВТ-3;
- Довжина лопатки $L = 0,0865$ м;
- Радіус кореневого перерізу $R_k = 0,2$ м;
- Об'єм бандажної полиці $V = 0$ м³ ;
- Хорда профіля сечення пера b
 - в кореновому перерізі $b_k = 0,035$ м;
 - в середньому перерізі $b_{cp} = 0,035$ м;
 - в периферійному перерізі $b_n = 0,035$ м;
- Максимальна товщина профіля δ

- в кореновому перерізі $\delta_k=0,0033\text{м};$
- в середньому перерізі $\delta_{cp}=0,0024\text{м};$
- в периферійному перерізі $\delta_n=0,001\text{м};$
- Максимальная стрела прогиба профиля h
 - в кореновому перерізі $e_k=0,003\text{ м};$
 - в середньому перерізі $e_{cp}=0,002\text{ м};$
 - в периферійному перерізі $e_n=0,0007\text{ м};$
- Угол установки профиля γ
 - в кореновому перерізі $\gamma_k=1,066\text{рад};$
 - в середньому перерізі $\gamma_{cp}=0,918\text{ рад};$
 - в периферійному перерізі $\gamma_n=0,501\text{ рад};$

Расчет интенсивности газовых сил:

- в окружном направлении (для среднего сечения):

$$P_{Ucep} = \frac{2\pi r_{cep}}{z} (C_{2a}\rho_2 W_{2u} - C_{1a}\rho_1 W_{1u}) = 1280,63 \text{ (Н/м)}$$

- в осевом направлении (в корневом сечении):

$$P_{ak} = \frac{2\pi r_k}{z} (P_1 - P_2) = 1072.15 \text{ (H / м)}$$

- в осевом направлении (в периферийном сечении):

$$P_{an} = \frac{2\pi r_n}{z} (P_1 - P_2) = 1535.86 \text{ (H / м)}$$

З метою зменшення в лопатці вигинальних напружень від газових сил встановимо перо лопатки таким чином, щоб центр ваги периферійного перетину був зміщений в окружному і осьовому напрямку. Таким чином вигинаюча напруга буде частково зменшено і компенсувати напругою, що виникає від дії відцентрових сил.

Розрахунок лопатки на міцність виконано за допомогою кафедральної програми STATLOR.exe. Результати розрахунку заносяться в файл RZL.rez (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Результати розрахунок на міцність лопатки робочого колеса

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор		МАТЕРИАЛ: vt-3					
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:							
GT=	1.000000	CL=	8.650000E-02	RK=	2.000000E-01	RP=	2.865000E-01
VP=	0.000000E+00	UPP=	0.000000E+00	APP=	0.000000E+00		
EN=	14168.200000	AA=	2.500000E-03	AU=	5.000000E-03	PU=	1280.630000
PAK=	1072.150000	PAP=	1535.860000	RO=	4530.000000		
B=	3.500000E-02		3.500000E-02		3.500000E-02		
D=	3.300000E-03		2.400000E-03		1.000000E-03		
AP=	3.000000E-03		2.000000E-03		7.000000E-04		
AL=	1.066000		9.180000E-01		5.010000E-01		
SPT=	950.000000		950.000000		950.000000		950.000000
	950.000000		950.000000		950.000000		950.000000
	950.000000		950.000000		950.000000		950.000000
Результаты расчета на прочность пера лопатки							
N	X	F	Jmin	Spakt	СизгА	СизгВ	СизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	Мпа
1	.000000	.800E-04	.942E-10	143.230	107.504	121.215	-111.981
2	.00865	.776E-04	.713E-10	129.847	99.711	111.228	-105.672
3	.01730	.737E-04	.594E-10	117.752	91.203	100.557	-97.330
4	.02595	.691E-04	.497E-10	105.853	82.106	89.339	-87.979
5	.03460	.639E-04	.412E-10	93.795	72.210	77.439	-77.579

Продовження таблиці 2.1

6	.04325	.582E-04	.336E-10	81.341	61.299	64.730	-65.999
7	.05190	.521E-04	.266E-10	68.267	49.230	51.162	-53.142
8	.06055	.456E-04	.200E-10	54.292	36.015	36.835	-39.047
9	.06920	.388E-04	.137E-10	38.974	21.994	22.155	-24.056
10	.07785	.317E-04	.781E-11	21.494	8.343	8.296	-9.313
11	.08650	.243E-04	.214E-11	.000	.000	.000	.000
N	ScyMA	ScyMB	ScyMC	Ka	Kb	Kc	
	[МПа]	[МПа]	[МПа]				
1	250.734	264.445	31.249	3.789	3.592	30.401	
2	229.558	241.075	24.175	4.138	3.941	39.296	
3	208.954	218.309	20.422	4.546	4.352	46.519	
4	187.959	195.192	17.875	5.054	4.867	53.147	
5	166.005	171.234	16.216	5.723	5.548	58.582	
6	142.641	146.071	15.343	6.660	6.504	61.918	
7	117.498	119.429	15.126	8.085	7.955	62.807	
8	90.307	91.127	15.244	10.520	10.425	62.318	
9	60.968	61.129	14.918	15.582	15.541	63.680	
10	29.837	29.790	12.180	31.840	31.890	77.994	
11	.000	.000	.000	*****	*****	*****	*****

На підставі отриманих розрахункових даних побудуємо графічні за залежності, що відображують розподіл суммарного навантаження і запасів міцності по перерізам досліджуваного пера лопатки (рисунки 2.2-2.4)

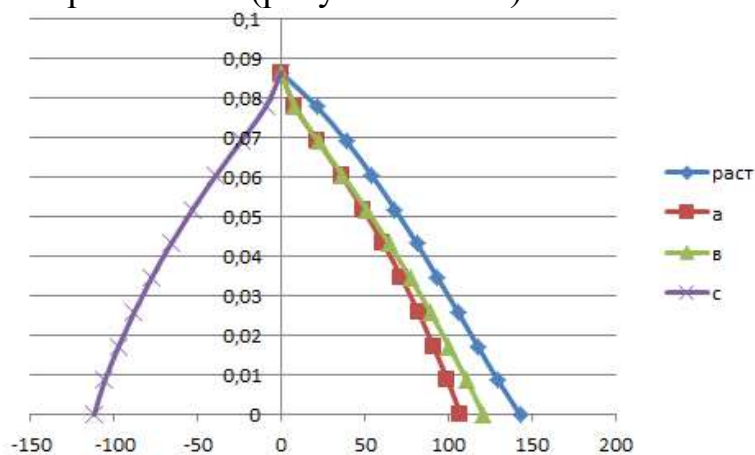


Рисунок 2.2 – Розподіл суммарного навантаження по перерізах пера лопатки

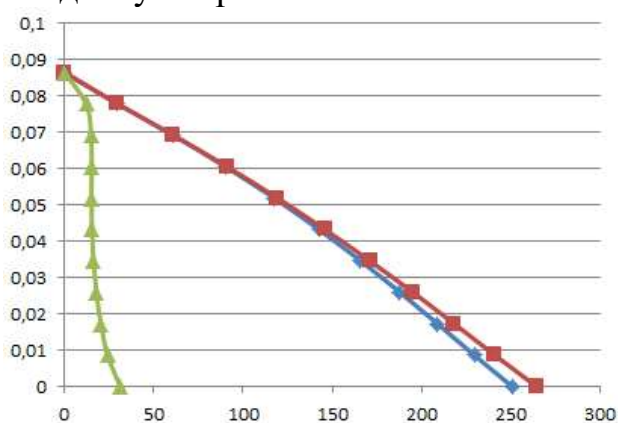


Рисунок 2.3 – Розподіл суммарних напруг по перерізах пера лопатки

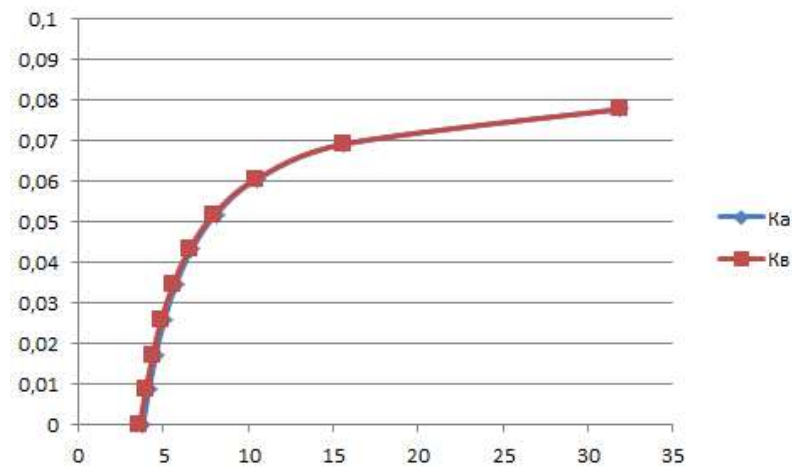


Рисунок 2.4 – Розподіл запасів міцності по перерізах в точках А та В пера лопатки

Отримані графічні залежності показують, що ні в одному досліджуваному перерізі сумарне навантаження не перевищило максимально допустимої напруги для даного матеріалу при даних умовах роботи. Розрахунковий розподіл навантаження по перерізах відповідає теоретичному розподілу: в результаті дії вигинальних навантажень на краях профілю лопатки виникає напруження розтягу (точки А і В), а з боку розрідження лопатки виникає напруга стиснення (точка С).

Отримані запаси міцності відповідають нормам міцності (для лопаток компресору має складати не менше, ніж 1,5). Великі (максимальні) значення запасу міцності – з боку розрідження лопатки (точка С).

Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня турбіни

Розрахунок «гріючої» температури

Лопатка турбіни є однією з найбільш відповідальних деталей авіаційного газотурбінного двигуна, в значній мірі визначає його економічність, надійність, ресурс та інші характеристики. В сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла (газу) перевищує робочу температуру матеріалу лопаток, тому для забезпечення працездатності лопаток створюють систему повітряного охолодження.

Робочі лопатки працюють в газовому потоці з деякою температурною неоднорідністю. Але вона несуттєва, тому що є осередненою через високі частоти обертання. Тому можна враховувати тільки радіальну неоднорідність потоку, вважаючи, що для середнього перетину коефіцієнт радіальної неоднорідного потоку складає $\eta=0,05$.

$$\text{Гріюча температура: } T_{gp}^* = T_{w1}^* + \eta(T_{w1}^* - T_{\kappa}^*)$$

$$T_{gp}^* = 1350 + 0,05 \cdot (1350 - 763) = 1379 \text{ K}$$

Для забезпечення ефективної роботи турбіни достатньо застосування конвективної схеми охолодження, представленій на рисунку 2.5.

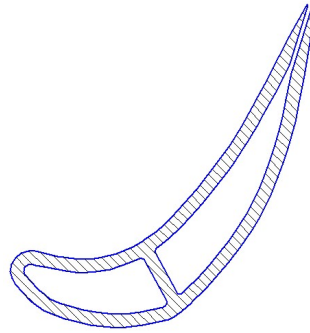


Рисунок 2.5 – Поперечний переріз охолоджуваної лопатки

$$T_{ox}^* = T_K^* + \Delta_{cz} + \Delta_{uc} + \Delta_K$$

Охолоджуючу температуру знаходимо за формулою:

$$T_{ox}^* = T_K^* + \Delta_{uc} + \Delta_K = 452 + 156,16 + 25 = 633 \text{ К},$$

де T_K^* - загальмована температура з-за останнього ступеня КВТ,

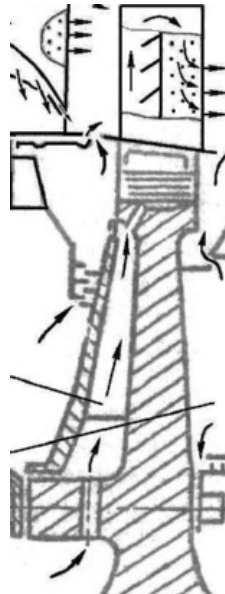


Рисунок 2.6 – Схема підводу охолоджуючого повітря

Δ_{uc} - підігрів повітря відцентровими силами.

$$\Delta_{uc} = \frac{U^2 (\kappa - 1)}{2Rk} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right] = \frac{350^2 \cdot (1,4 - 1)}{2 \cdot 287 \cdot 1,4} \left[\left(\frac{261,3}{138,47} \right)^2 - 1 \right] = 156,16^\circ \text{C}$$

$U = 350 \text{ м/с}$ - окружна швидкість,

$r_1 = 138,47 \text{ мм}$ - радіус підводу охолоджуючого повітря,

$r_2 = 261,3 \text{ мм}$ - середній радіус,

Δ_3 - конвективний підігрів у магістралях підводу,

$$\Delta_K = 25^\circ \text{C}$$

Приймаємо $T_L = 1200 \text{ К}$.

Визначаємо ефективність охолодження:

$$\theta = \frac{T_{ГР} - T_L}{T_{ГР} - T_{охл}} = \frac{1379 - 1200}{1379 - 633} = 0,2403$$

Тому що температура газу менша за 1450К, обираємо тип охолодження – конвективний.

За графіком 2 [5] визначимо витрату охолоджуючого повітря – 1,5%.

Створення скінченно-елементної розрахункової сітки

Створення сітки виконуємо на ЕОМ за допомогою підмодуля САПР "Рас-парна сітка". Цей підмодуль призначений для автоматизованої побудови сітки трикутних елементів всередині плоскої області для вирішення рівнянь теплопровідності і термонапруженого стану.

Створюємо файл "Опис контуру" `dun.st`, що містить опис зовнішнього контуру розрахункової області координатами опорних точок. При створенні описання дотримуємося таких правил:

- Переріз лопатки має розташовуватися в першому квадранті координатної системи так, щоб для координат будь-якої точки виконувалася умова $X > 0$, $Y > 0$.
- Кількість опорних точок - мінімальна (достатня для опису контура прямолінійними відрізками).
- Задаються координати опорних точок зовнішнього контуру при обході його від довільної точки проти часової стрілки.

Програма `Grid1.exe` – основна програма підмодуля. Після запуску програма зачитує ім'я файлу з описом контуру. Задаємо `dun.st`. В результаті роботи програми створюємо файл `dun.set`, що містить інформацію про створену сітку.

Зображення сітки наведено на рисунку 2.7.



Рисунок 2.7 – Скінченно-елементна сітка

Розрахунок граничних умов теплообміну

Типова епюра зміни коефіцієнта тепловіддачі на профілі приведена на рисунку 2.8.

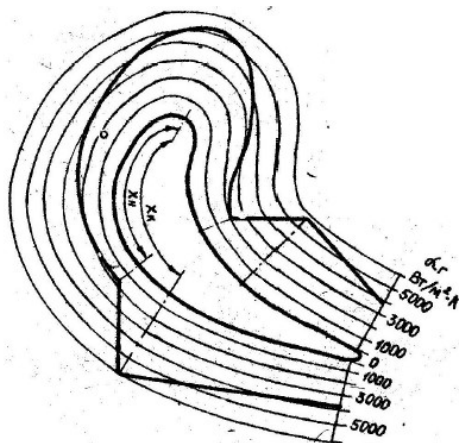


Рисунок 2.8 – Епюра коефіцієнтів тепловіддачі на профілі лопатки

Максимум тепловіддачі знаходиться в точці розділення потоку на вхідній кромці. Далі по обидві сторони профілю по мірі формування ламінарного пограничного шару коефіцієнт тепловіддачі зменшується, досягаючи минимуму на відстані X_n від вхідної кромки в точках початку переходу ламінарної течії в турбулентну. Початок переходу пов'язаний з досягненням критичного значення числа Рейнольдса. Другий максимум тепловіддачі на відстані X_k від вхідної кромки пов'язан з виникненням турбулентного пограничного шару. Координата X_k відповідає виразу:

$$1,6 \cdot \text{Re}_{\text{кр}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}} \cdot X_k$$

В попередніх розрахунках точки X_n і X_k поєднують, вважаючи, що перехід від ламінарного до турбулентної течії відбувається в одній точці $X_n = X_k$, що відповідає значенню $\text{Re}_{\text{кр}} = 10^5$.

Для визначення точки переходу потоку з ламінарного в турбулентний на профілі лопатки, використовуємо залежність по Рейнольдсу, для $\text{Re}_{\text{кр}} = 10^5$:

Визначаємо X_k :

$$X_k = 1,6 \cdot \text{Re}_{\text{кр}} \cdot \frac{\mu_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}} = 1,6 \cdot 10^5 \cdot \frac{49,6 \cdot 10^{-6}}{2,35 \cdot 294,8} = 0,011455 \text{ м,}$$

$\mu_{\Gamma} = 49,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ - в'язкість середовища;

$W_{\Gamma} = 294,8 \text{ м/с}$;

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{0,901 \cdot 10^6}{290 \cdot 1320} = 2,35 - \text{щільність газу.}$$

Для даної відстані визначаємо номер вузла скінченного елемента профіля. З боку розширення № вузла 15, з боку стиснення – 172.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішньому контурі лопатки

Результати розрахунку збережені в файлі GRUREZ.TXT (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку коефіцієнтів теплоотдачі на зовнішньому контурі лопатки

Геометрические характеристики профиля:					
диаметр входной кромки	мм				3.020000
хорда лопатки	мм				30.300000
угол потока на входе	Град				37.600000
угол потока на выходе	Град				17.380000
длина лопатки	мм				67.500000
средний диаметр	мм				650.000000
Параметры рабочего тела :					
температура	К	T1=1350.000000	T2=1352.000000		
давление	МПа	P1=9.010000E-01	P2=5.400000E-01		
скорость	м/с	W1=294.800000	W2=638.700000		
расчетный радиус	мм				325.000000
обороты турбины	об/мин				14200.000000
РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА					
коэффициентов теплоотдачи по участкам					
входная кромка		7693.721000			Вт/м**2*К
средняя часть профиля					
корыто		3357.672000			Вт/м**2*К
спинка		2686.137000			Вт/м**2*К
выходная кромка профиля					
корыто		3123.706000			Вт/м**2*К
спинка		2681.176000			Вт/м**2*К

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в каналах охолодження

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в каналах охолодження лопатки проводиться за допомоги програми GRYPDEF.EXE.

Розраховуємо необхідні вихідні дані і заносимо їх до таблиці 2.3. Площу каналу та його периметр визначаємо в пакеті КОМПАС-3D V12.

Гідравлічний діаметр визначаємо як відношення: $d_{\text{ГДРАВЛ}} = \frac{4 \cdot F}{P}$. Витрата повітря

в і-ому каналі:

$$G_{\text{П}} = \frac{G_{\text{ОХ}} \cdot \eta \cdot Fi}{z_{\text{ЛОП}} \cdot \sum_{i=1} Fi}$$

Далі заносимо отримані дані в програму. В результаті роботи програми розраховуються коефіцієнти тепловіддачі в каналах охолодження. Отримані результати зведені в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в каналах охолодження

№ канала	P, мм	F, мм ²	d _{гдр} , мм	G _п , кг/с	α, Вт/м ² К
1	25,162	28,268	4,5	0,00298	3387,38
2	39,757	43,622	4,4	0,004599	3385,405

Результати розрахунку - в файлі GRYPDEF.TXT (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в каналах охолодження

НОМЕР КАНАЛА = 1			
РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА			
характерный размер канала	мм		4.500000
площадь сечения канала	мм**2		28.268000
радиус кривизны канала	мм	9999.000000	
частота вращения	об/мин		14200
Параметры охладителя :			
расход воздуха	кг/с	2.980000E-03	
температура воздуха	К	633.000000	
температура стенки	К	1200.000000	
давление в канале	Па	1660000.000000	
коэффициент теплоотдачи		3387.380000	
НОМЕР КАНАЛА = 2			
РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА			
характерный размер канала	мм		4.400000
площадь сечения канала	мм**2		43.622000
радиус кривизны канала	мм	9999.000000	
частота вращения	об/мин		14200
Параметры охладителя :			
расход воздуха	кг/с	4.599000E-03	
температура воздуха	К	633.000000	
температура стенки	К	1200.000000	
давление в канале	Па	1660000.000000	
коэффициент теплоотдачи		3385.405000	

Розрахунок поля температури

Для визначення напруженого стану лопаток в умовах нерівномірного нагрівання на етапах робочого проектування виконують детальний розрахунок температурних полів в поперечних перерізах лопатки на найбільш критичні-ном режимі.

Створюємо файл вихідних даних dun.tm:

-9 1 – тип задачі (стаціонарна, плоска)

0

1 8 – кількість відрізків завдання тепловіддачі

3 15 58 137 172 185 190 227

7694- коефіцієнт тепловіддачі на входній кромке

2686- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку розширення

2681- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку розширення

3387-коефіцієнт тепловіддачі в 2-му каналі

3124- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку стиснення

3358- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку стиснення

7694- коефіцієнт тепловіддачі на вхідній кромці

3385- коефіцієнт тепловіддачі в 1-му каналі

1 4 – кількість відрізків завдання температури середовища

58 137 190 227– границі відрізків завдання температури середовища

1106– «гріюча» температура, °C

360– «охолоджуюча» температура, °C

1106– «гріюча» температура, °С
 360– «охолоджуюча» температура, °С
 Матеріал лопатки: сплав ЖС6-К.

Після вводу вихідних даних розраховуємо температурні поля за допомоги програми Grid2.exe. Результати розрахунку dun.tem.

Запускаємо програму “Изображение поля” izol.exe, яка буде на екрані до 16 ізоліній поля параметра, що розрахований у вузлах трикутничкової сітки. Заносимо в командну строку по черзі файли: izol.exe dun.set dun.tem. Результати розрахунку - на рисунку 5.

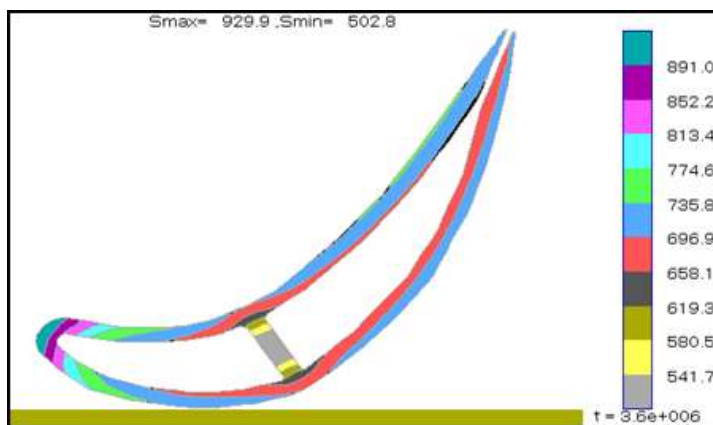


Рисунок 2.9 – Розподіл ізотермічних полів температур в охолоджуваній Лопатці

Розрахунок термонапруженого стану

Розрахунок термонапруженого стану виконується за допомоги програми GRID3.EXE. Вихідний файл SETAX.DAT (см. таблицю 6):

$$P_{ВЦ} = \left(F_{ПЕР} \cdot \frac{h}{2} \cdot 0,9 + V_{\delta} \right) \cdot \rho_{Л} \cdot \omega^2 \cdot \left(r_{СЕР} \cdot \frac{h}{4} \right)$$

$$P_{ЦБ} = \left(71,3 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,0675}{2} \cdot 0,9 \right) \cdot 8250 \cdot 1487^2 \cdot \left(0,325 \cdot \frac{0,0675}{4} \right) = 1367,3443 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

Вигинаючі моменти від дії газових сил:

$$M_X = P_a \left(\frac{l}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{2} = 7759,735 \cdot \frac{0,0675^2}{8} = 4,419 \text{ Н} \cdot \text{м} = 44,19 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

$$M_Y = P_U \cdot \left(\frac{l}{2} \right)^2 \cdot 0,5 = 1623,28 \cdot \frac{0,0675^2}{8} = 0,9245 \text{ Н} \cdot \text{м} = 9,245 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Ресурс газотурбінного двигуна складає 600 годин. При цьому на весь ресурс допускається 10% роботи на максимальному режимі. Таким чином, назначаємо ресурс проектуємої лопатки 60 годин.

Розрахунок проводимо на ЭОМ за допомоги підмодуля “Термонапряженное состояние”. Этот підмодуль розраховує поле напруг, запаси міцності і інші величини, що характеризують плосконапружений стан, при тривалому впливі відцентрових сил, вигинального моменту і нерівномірного нагрівання. В текстовому редакторі редагуємо файл вихідних даних для розрахунку термонапруженого стану (Setax.dat).

Таблиця 2.5 – Исходные данные для расчета термонапряженного состояния

```
dun.set  Сетка МКЭ
-1
ZhS6k.dat  Материал
1 1 1
2734,7 88,4 18,49 Нагрузки: 2*N кГ, 2*Mx кГ*см, 2*My кГ*см
60      Продолжительность работы, час
60      Продолжительность работы, час
```

Для розрахунку термонапруженого стану запускаємо програму Grid3.exe. Це головна програма підмодуля, яка здійснює розрахунок поля напружень.

Розрахунок напружень від дії відцентрової сили розраховуються за формулою $\sigma_{вц}(X,Y) = \frac{E(X,Y) \cdot N}{\int E(X,Y) dF(X,Y)}$, де N - відцентрова сила, прикладена до переріза, E(X,Y) – модуль пружності, dF(X,Y) – елементарна площадка.

Розрахунок напруг від дії вигинаючих моментів:

Розрахунок напруг від дії вигинаючих моментів:

$$\sigma_{н}(X,Y) = \frac{Y \cdot M_x}{\int Y^2 \cdot E(X,Y) \cdot dF(X,Y)} - \frac{X \cdot M_y}{\int X^2 \cdot E(X,Y) \cdot dF(X,Y)}$$

Температурні напруги розраховуються за формулою Біргера-Малініна. Вхідні в формули поверхневі інтеграли розраховуються чисельно по трикутниковій сітці.

Після запиту вказуємо ім'я файлу, що містить дані про температурне поле лопатки (dun.tem). Результат занесено до файлу dun.sig.

Точка №208 має мін. запас міцності 1,0823.

Результати розрахунку наведені на рисунку 2.10

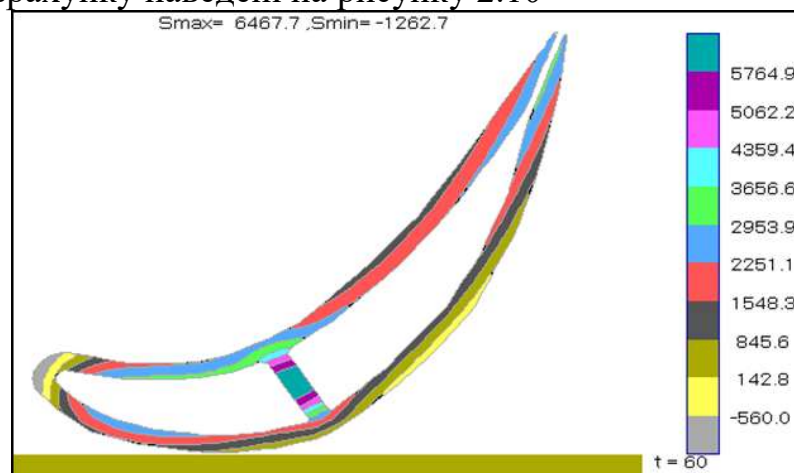


Рисунок 2.10 – Розподіл напруг в охолоджуваній лопатці

Оптимізація термонапруженого стану

Так як спроектована лопатка не задовольняє нормам міцності, застосовуємо матеріал з вищими характеристиками міцності.

Розрахунок температурного поля

Для визначення напруженого стану лопаток в умовах нерівномірного нагрівання на етапах робочого проектування виконують детальний розрахунок температурних полів в поперечних перетинах лопатки на найбільш критичному режимі.

Створюємо файл вихідних даних kor.tm:

```
-9 1 – тип задачі (стаціонарна, плоска)
0
1 8 – кількість відрізків задання тепловіддачі
3 15 58 137 172 185 190 227
7694- коефіцієнт тепловіддачі на вхідній кромці
2686- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку розширення
2681- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку розширення
3387-коефіцієнт тепловіддачі в 2-му каналі
3124- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку стиснення
3358- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку стиснення
7694- коефіцієнт тепловіддачі на вхідній кромці
3385- коефіцієнт теплоотдачі в 1-му каналі
1 4 – кількість відрізків завдання температури середовища
58 137 190 227– границі відрізків завдання температури середовища
1106– «гріюча» температура, °С
360– «охолоджуюча» температура, °С
1106– «гріюча» температура, °С
360– «охолоджуюча» температура, °С
Матеріал лопатки: сплав ЖС32
```

Після вводу вихідних даних розраховуємо температурні поля за допомоги програми Grid2.exe. Результати розрахунку dun1.tem.

Розрахунок термонапруженого стану

Розрахунок термонапруженого стану виконуємо за допомоги програми GRID3.EXE. Вихідний файл SETAX.DAT (см. таблицю 2.6):

Таблиця 2.6 – вихідні дані для розрахунку термонапруженого стану

```
dun.set Сетка МКЭ
-1
ZhS32.dat Материал
1 1 1
2734,7 88,4 18,49 Нагрузки: 2*N кГ, 2*Mx кГ*см, 2*My кГ*см
60 Продолжительность работы, час
60 Продолжительность работы, час
```

Після запиту вказуємо ім'я файлу, що містить дані про температурне поле лопатки (dun1.tem). Результат буде занесено до файлу dun1.sig.

Точка №207 має мінімальний запас міцності 1,6 і перевищує рекомендований діапазон (1,3...1,33) необхідно зменшити витрату охолоджуючого повітря. Визначимо коефіцієнти запаса (Таблиця 2.7):

Таблиця 2.7 – Злежність коефіцієнтів запаса від витрати охолоджуючого повітря.

Витрата охолоджуючого повітря, %	Коефіцієнт тепловіддачі	Запас міцності
100	3386	1,5998
90	3047	1,5694
80	2709	1,5638
70	2370	1,5671
60	2032	1,5784
50	1693	1,6016
40	1354	1,6266
30	1016	1,6655
20	677	1,37
10	339	0,91435

Розподіл запаса міцності лопатки по коефіцієнту тепловіддачі (рисунок 2.11):

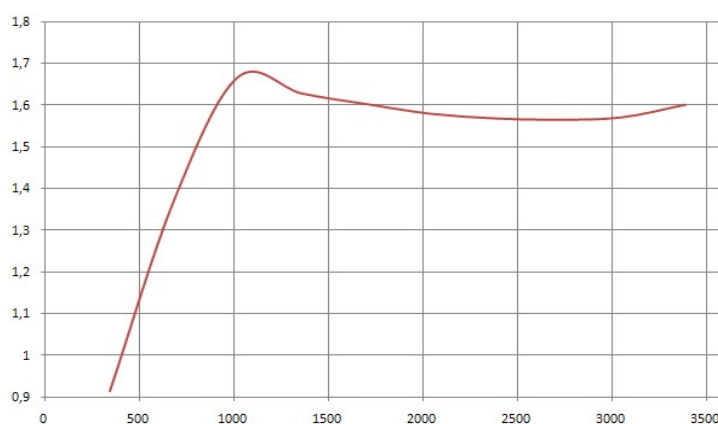


Рисунок 2.11 – Графік зміни запаса міцності лопатки по коефіцієнту тепловіддачі

Задаємо витрату охолоджуючого повітря меншу на 15% ($G_{ox}=0,00644$ кг/с), тоді коефіцієнт тепловіддачі в каналі буде 2878.

Створюємо файл вихідних даних dun15.tm:

-9 1 – тип задачі (стаціонарна, плоска)

0

1 8 – кількість відрізків задання тепловіддачі

3 15 58 137 172 185 190 227

7694- коефіцієнт тепловіддачі на вхідній кромці

2686- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку розширення

2681- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку розширення

2878- коефіцієнт тепловіддачі в 2-му каналі

3124- коефіцієнт тепловіддачі на ламінарній ділянці боку стиснення

3358- коефіцієнт тепловіддачі на турбулентній ділянці боку стиснення

7694- коефіцієнт тепловіддачі на вхідній кромці
 2878- коефіцієнт тепловіддачі в 1-му каналі
 1 4 – кількість відрізків завдання температури середовища
 58 137 190 227– границі відрізків завдання температури середовища
 1106– «гріюча» температура, °C
 360– «охолоджуюча» температура, °C
 1106– «гріюча» температура, °C
 360– «охолоджуюча» температура, °C
 Матеріал лопатки: сплав ЖС32

Після вводу вихідних даних розраховуємо температурні поля за допомоги програми Grid2.exe. Результати розрахунку dun15.tem.

Запускаємо програму “Изображение поля” izol.exe, що здійснює побудову на екрані до 16 ізоліній поля параметру, що розрахований в вузлах трикутничкової сітки. Заносимо в командний рядок наступні файли: izol.exe_dun.set_dun15.tem. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.12.

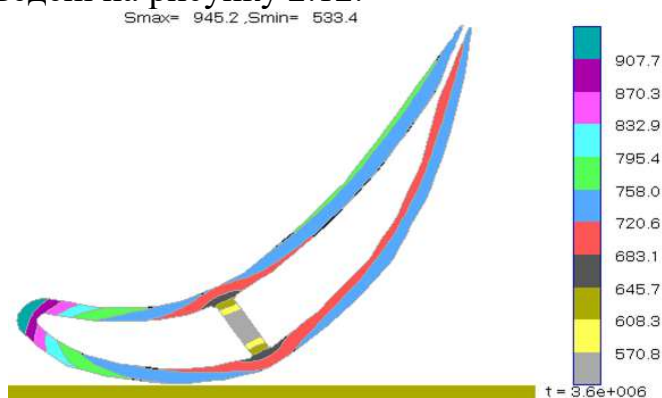


Рисунок 2.12 – Розподіл ізотермічних полів температур в охолоджуваній лопатці

Результати розрахунку термонапруженого стану наведені на рисунку 2.13

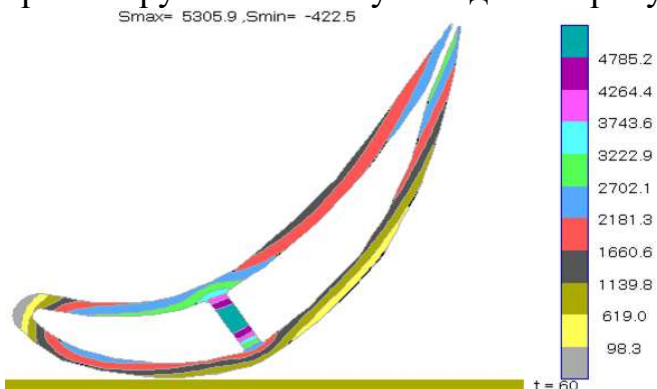


Рисунок 2.13 – Розподіл напруг в охолоджуваній лопатці
 Точка №208 має мінімальний запас міцності - 1,564.

Висновок

Було розроблено конструкцію охолоджуваної лопатки ступеня турбіни високого тиску для ТРДД. В ході розрахунку був обраний конвективний тип охолодження. Проведено розрахунок термонапруженого стану лопатки при обраному матеріалі ЖС-6К в результаті, якого було отримано мінімальний запас міцності 1,08 (критична

точка №208 знаходиться на стінці каналу охолодження №1). В ході проведення оптимізації був замінений матеріал на ЖС-32 і зменшена витрата охолоджуючого повітря на 15%.

В результаті оптимізації отримано мінімальний запас міцності 1,564, що перевищує рекомендований діапазон (1,3 ... 1,33). Так як допустимим зменшенням витрати охолоджуючого повітря не вдалося досягти необхідних значень запасу міцності можна збільшити ресурс роботи лопатки. Слід також враховувати, що дане дослідження дає наближені результати, так як розрахунок проведено за умов і в дійсності термонапруженого стану має більш складну схему розподілу.

2.3 РОЗРАХУНОК ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ РОБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА І ТУРБІНИ

Мета розрахунку – визначення частоти власних коливань робочої лопатки ТРДД і аналіз частотної діаграми для перевірки відсутності резонансних режимів у робочій області частот обертання ротора. Розрахунок динамічної частоти першої форми вигинних коливань лопатки проведемо за допомогою методики зазначеної в посібнику [6].

Для визначення частоти власних коливань використовують енергетичний метод Релея, що заснований на законі збереження енергії вільно коливаючоїся пружної системи. Суть методу полягає в тому, що обчислюють максимальні значення потенційної енергії лопатки в її крайньому положенні, а кінетичної енергії - в середньому. Прирівнюючи ці енергії, отримано формулу для визначення частоти.

$$P_c^2 = \frac{\frac{1}{\rho} \cdot \int_0^L EI \left(\frac{d^2y}{dx^2}\right)^2 dx}{\int_0^L Fy_0^2 dx + V_{\text{п}}y_{\text{оп}}^2}$$

де E , ρ – модуль пружності і щільність матеріалу;

F , I – площа і момент інерції перерізу лопатки при її вигині в площині найменшої жорсткості;

ω – кутова швидкість обертання;

$V_{\text{п}}$ – об'єм бандажної полиці;

$R_{\text{п}}$ – відстань від центру тяжіння полиці до вісі обертання робочого колеса;

$X_{\text{п}}$ – відстань від центру тяжіння полиці до кореневого перерізу;

L – довжина лопатки;

$R_{\text{к}}$ – відстань від центру тяжіння кореневого перерізу пера лопатки до вісі обертання робочого колеса;

X – поточне значення координати;

y_0 – функція прогину лопатки при коливаннях, $y_0 = c \cdot x^q$;

c – може бути назначено будь яким;

q – показник ступіня, обирається з умову отримання мінімального значення частоти першої форми коливання лопатки.

Частота власних коливань буде розраховуватися за формулою: $f_c^2 = \frac{P_c^2}{2\pi}$.

Динамічна частота власних коливань з врахуванням температури визначається за формулою:

$$f_{\text{дин}} = \sqrt{f_c^2 \cdot \frac{E_T}{E_0} + B \cdot n^2}, \text{ де } n - \text{частота обертання ротора, об/с;}$$

E_0, E_T – модулі пружності матеріалу лопатки при нормальній і робочій температурі;

B – коефіцієнт пропорційності, залежить від от геометрії лопатки.

Розрахунок динамічної частоти першої форми згинних коливань лопатки РК компресора

При работе авиационного газотурбинного двигателя на рабочие лопатки компрессора действуют периодически изменяющиеся газовые силы, что связано с неравномерностью газоздушного потока по окружности в проточной части двигателя. Эти силы вызывают вынужденные колебания лопаток. При совпадении частот собственных колебаний лопатки с частотами вынужденных колебаний наступают резонансные колебания, при которых амплитуда колебаний резко возрастает, что может привести к разрушению лопатки. Опасных резонансных колебаний можно избежать путем изменения частоты собственных колебаний лопаток или частоты і величины возбуждающей силы.

Колебания лопаток могут быть изгибными, крутильными, изгибно-крутильными і высокочастотными пластиночными. Особенно легко возбуждаются колебания по основной (первой) изгибной форме.

Вихідні дані

- щільність матеріалу $\rho = 4530 \text{ кг/м}^3$;
- радіус кореневого перерізу $r_K = 0,02 \text{ м}$;
- довжина лопатки $l = 0,0865 \text{ м}$;
- площі перерізу пера лопатки
 $F_{\text{Корн.}} = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_{\text{CP}} = 0,582 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_{\text{II}} = 0,243 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- мінімальне моменти інерції перерізу пера
 $Y_{\text{Корн.}} = 0,942 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$; $Y_{\text{CP}} = 0,336 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$; $Y_{\text{II}} = 0,214 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4$;
- частота вращения: $\omega = \frac{n}{60} = \frac{14168,2}{60} = 236,14 \text{ об/с}$.

Розрахунок виконується за допомоги кафедральної програми DINLOR.exe, результати розрахунку заносяться в файл RDL.rez (Таблиця 2.8).

Таблиця 2.8 – Результати розрахунку динамічні частоти першої форми вигинних коливань лопатки компресора

```

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор      МАТЕРИАЛ: VT-3
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
E= 115000.000000  115000.000000  115000.000000  115000.000000
   115000.000000  115000.000000  115000.000000  115000.000000

```

Продовження таблиці 2.8

```

115000.000000  115000.000000  115000.000000
PO=  4530.000000 VP=  0.000000E+00 RP=  2.865000E-01
XP=  8.650000E-02 RK=  2.000000E-01 L=  8.650000E-02
FK=  8.000000E-05 FC=  5.820000E-05 FP=  2.430000E-05 JK=  9.420000E-11
JC=  3.360000E-11 JP=  2.140000E-12 NSM=  236.136700EPS=  1.000000E-03
QO=  1.600000 Q1=  2.500000

```

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.91055100	.0	479.5205
2	1.91000200	23.6	482.5993
3	1.90824500	47.2	491.7172
4	1.90528100	70.8	506.5410
5	1.90088800	94.5	526.5776
6	1.89594700	118.1	551.2444
7	1.88996300	141.7	579.9340
8	1.88332000	165.3	612.0632
9	1.87574400	188.9	647.1014
10	1.86750900	212.5	684.5837
11	1.85937300	236.1	724.1132

За результатами розрахунку буде створена частотна діаграма. Для ТРДДФ за частоту обертання малого газу приймаємо $n_{MG} = 0,65 \cdot n_{max}$ ($n_{MG} = 153,46 \text{ об/с}$).

Для визначення резонансних режимів роботи необхідно врахувати частоти коливань гармонік збуджуючих сил. У цьому випадку найбільший вплив на можливість виникнення резонансного режиму надають опорні стійки (10 штук), а так само лопатки ВНА на вході в компресор (40 штук), і НА за 1-м ступенем (70 штук).

Їх вплив описується рівнянням $f_B = kn$, де k - порядок гармонік збуджуючих сил; n - частота обертання ротора (об/с).

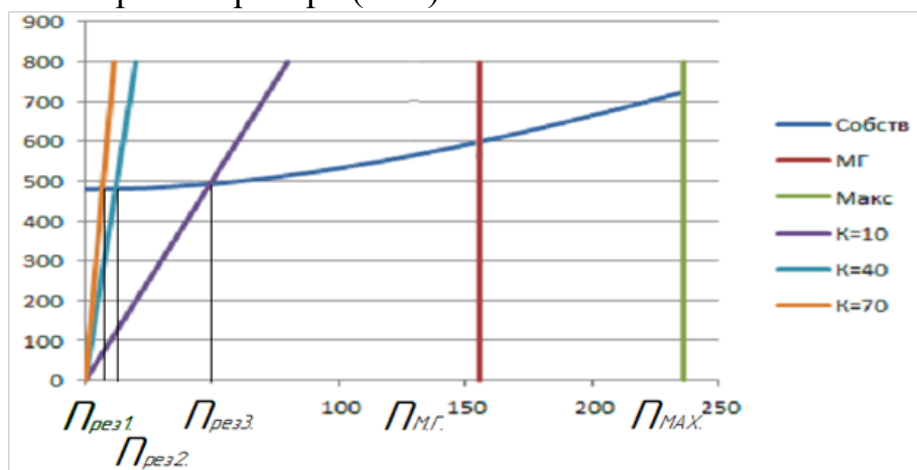


Рисунок 2.14 – Частотна діаграма коливань лопатки

Висновок

За частотною діаграмою видно, що резонансні режими роботи лопаток першого ступеня знаходяться за межами робочого діапазону частот обертання ротора. Таким чином, виникнення резонансних коливань лопаток при роботі компресора в його робочому діапазоні неможливо.

Розрахунок динамічної частоти першої форми вигинних коливань лопатки турбіни

Вихідні дані

- матеріал лопатки ЖС6-К;
- щільність матеріалу $\rho = 8250 \text{ (кг/м}^3\text{)}$;
- об'єм бандажної полиці $V_n = 0 \text{ кг/м}^3$;
- відстань від центру тяжіння полиці до вісі обертання $r_g = 0,35875 \text{ м}$;
- відстань від центру тяжіння полиці до кореневого перерізу $l_0 = 0,0675 \text{ м}$;
- радіус кореневого перерізу $r_k = 0,29125$;
- довжина лопатки $l = 0,0675 \text{ м}$;
- площі перерізу пера лопатки $F_K = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $F_{сер} = 1,27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$,
 $F_{пер} = 1,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- мінімальні моменти інерції перерізу пера $J_K = 9,19 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$,
 $J_{сер} = 7,48 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$, $J_{пер} = 5,82 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$;
- максимальне число обертів за секунду $\omega = \frac{n}{60} = 236,1 \text{ об/с}$.

Визначення температури лопатки і модуля пружності

Температуру охолоджуваної лопатки приймаємо $t_{л \max} = 934 \text{ }^\circ\text{C}$. Температуру на різних режимах визначаємо за формулою:

$$t_{л} = t_{л \max} \cdot \frac{t_{ст}^*}{t_{ст \max}^*} ;$$

$\frac{t_{ст}^*}{t_{ст \max}^*}$ - визначимо за графіком на рисунку 2.15.

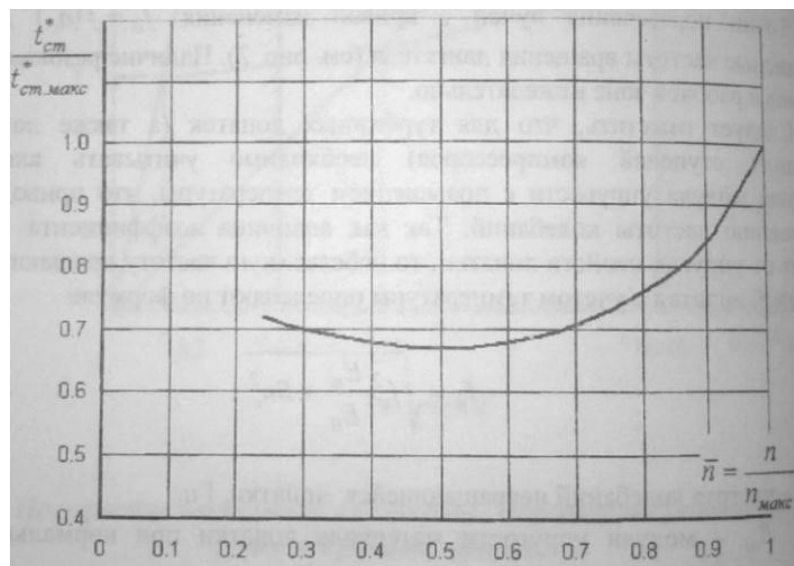


Рисунок 2.15 – Залежність температури від обертів двигуна

Таблиця 2.9 – Зміна температури і модулю пружності

$\frac{n}{n_{max}}$	$\frac{t_{cm}^*}{t_{cm}^* max}$	$t_{л}, ^\circ C$	$E \cdot 10^5, \text{ МПа}$
0	----	---	2
0,1	0,528	493,15	1,7
0,2	0,657	613,64	1,65
0,3	0,7	653,8	1,55
0,4	0,686	640,72	1,59
0,5	0,671	626,71	1,6
0,6	0,679	634,19	1,58
0,7	0,707	660,34	1,56
0,8	0,757	707,04	1,48
0,9	0,843	787,36	1,38
1	1	934	1,3

Розрахунок динамічної частоти

Розрахунок проводимо на ЕОМ за допомоги програми Dinlor.exe.
Результати розрахунку наведені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Розрахунок динамічної частоти 1 форми вигинних коливань

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: турбина МАТЕРИАЛ: ZHS6-K

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

E= 200000.000000 170000.000000 165000.000000 155000.000000
159000.000000 160000.000000 158000.000000 156000.000000
148000.000000 138000.000000 130000.000000

PO= 8250.000000 VP= 0.000000E+00 RP= 3.587500E-01
XP= 6.750000E-02 RK= 2.912500E-01 L= 6.750000E-02
FK= 1.400000E-04 FC= 1.270000E-04 FP= 1.140000E-04 JK= 9.190000E-10
JS= 7.480000E-10 JP= 5.820000E-10 NSM= 236.136700EPS= 1.000000E-03
QO= 1.600000 Q1= 2.500000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.75891400	.0	1763.0180
2	1.75891400	23.6	1626.8110
3	1.75858500	47.2	1606.9700
4	1.75858500	70.8	1565.0930
5	1.75832400	94.5	1594.7680
6	1.75803600	118.1	1612.2830
7	1.75770600	141.7	1618.0320
8	1.75715700	165.3	1626.5370
9	1.75644400	188.9	1609.0320
10	1.75556500	212.5	1584.3830
11	1.75452200	236.1	1572.1460

Побудова частотної діаграми

За даними таблиці 2.6 будемо залежність $f_d = f(n_c)$.

Для побудови частотної діаграми необхідно нанести на графік діапазон робочих частот обертання двигуна від оборотів малого газу до максимальних обертів. За частоту обертання ротора на режимі малого газу приймаємо для ТРДД $n_{МГ} = 0,65 \cdot n_{\max}$.

Для визначення резонансних режимів роботи двигуна з урахуванням прийнятого масштабу наносимо на цей же графік частоти збуджуючих сил, кратні частоті обертання ротора:

$$f_{\theta} = k \cdot n_c.$$

де k – порядок гармонік збуджуючих сил;

n_c – частота обертання ротора.

Для турбінних лопаток найбільш сильними збудниками вимушених коливань є КЗ ($k_1 = 24$ – кількість форсунок) та лопатки соплового апарату ($k_2 = 41$ – число лопаток).

С допомогою прямих $n_{МГ}=153,46$ і $n_{\max}=236,1$ зображуємо межі робочих режимів двигуна по секундній частоті обертання.

Шукаємо координати точок перетину прямих з кривою динамічної частоти коливань лопатки, і визначаємо резонансні частоти.

Для побудови діаграми складемо таблицю 2.11:

Таблиця 2.11 – Вихідні дані для побудови частотної діаграми

n_c	f_d	$f_{в1}(CA1)$		n_{\max}	
0	1763,018	k_1	41	0	236,1
23,6	1626,811	n_c	$f_{в1}$	1800	236,1
47,2	1606,97	0	0	$n_{МГ}$	
70,8	1565,093	43,9	1800	0	153,46
94,5	1594,768			1800	153,46
118,1	1612,283	$f_{в2}(\text{форсунки})$			
141,7	1618,032	k_2	24		
165,3	1626,537	n_c	$f_{в2}$		
188,9	1609,032	0	0		
212,5	1584,383	75	1800		
236,1	1572,146				

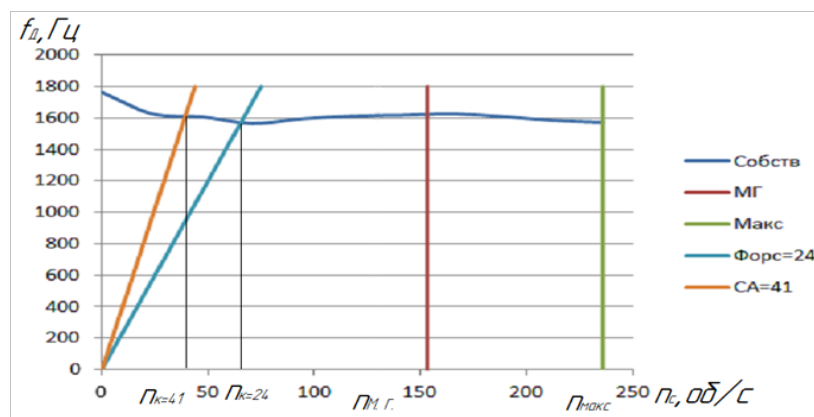


Рисунок 2.16 – Частотна діаграма

Висновок

За результатами розрахунків і побудованої частотної діаграми видно, що в зоні робочих режимів жодна з гармонік не перетинає криву зміни динамічної частоти лопатки. При запуску і зупинці двигуна спостерігається резонанс, але не небезпечний, так як швидко підемо з цих частот обертання. Таким чином, лопатки повністю задовольняють вимогам робочих режимів даного двигуна. Але даний розрахунок був проведений тільки для 1-ї форми через гинемо коливаний, тому не можна стверджувати про те, що коливання інших форм не призведе до резонансних явищ в робочому діапазоні двигуна.

2.4 РОЗРАХУНОК ЗАМКІВ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРА І ТУРБИНИ НА МІЦНІСТЬ

Розрахунок на міцність замку лопатки першого ступеня компресора

Одним з основних видів кріплення лопаток компресора є замки типу "ластівчин хвіст". Від осевого переміщення лопатки кріпляться в пазах. Лопатки можуть сідати з натягом і з зазором мм. Зазвичай посадку виконують з зазором.

Навантаження, діючі на замок

Замкове з'єднання передає на диск навантаження, які діють на робочу лопатку, і навантажує диск відцентровою силою їх маси. Різниця в температурі і коефіцієнтах лінійного розширення матеріалів з'єднаних лопаток і дисків, а також нерівномірність температури по радіусу диска зумовлюють появу в ряді випадків значних термічних сил, стискаючих з'єднання в тангенціальному напрямку. Найбільше навантаження для замкового з'єднання становить відцентрова сила робочої лопатки.

У більшості виконаних ГТД напруги розтягнення в кореневих перетинах лопаток від відцентрових сил власних мас складають 60-70% від сумарних напружень. Тому на них звертають увагу при конструюванні і розрахунку на міцність замків лопаток.

Допущення при розрахунку

Методика спрощених розрахунків замкових з'єднань передбачає такі допущення:

- на замок діє тільки відцентрова сила лопатки;
- відцентрові сили пера і хвостовика лопатки спрямовані по одному радіусу, що проходить через центр маси хвостовика;
- відцентрова сила лопатки розподіляється між опорними площами замкового з'єднання рівномірно і пропорційно величинам контактуючих поверхонь;
- диск має досить великий діаметр, тому можна вважати, що замки розташовані не по колу диска, а в одній площині.

Методика розрахунку

Даний тип замкового з'єднання характеризується високою міцністю, конструктивною простотою і гарною технологічністю.

На замкове з'єднання діють відцентрова сила від маси лопатки, вигинальні моменти від газових сил, температурні та вібраційні навантаження. Але основним навантаженням, що діє на замок лопатки, є відцентрова сила всієї лопатки, що включає в себе відцентрові сили від маси пера і від маси хвостовика:

$$P_{цл} = P_{цл.п} + P_{цл.хв}$$

При розрахунку трапецієподібного замку визначаються напруги зминання по контактних поверхнях замку лопатки і виступу (перемички) диска, напруги вигину кута перемички і напруги розтягнення в виступі диска.

Нехтуємо округлістю диска. Розрахункова схема наведена на малюнку 2.17.

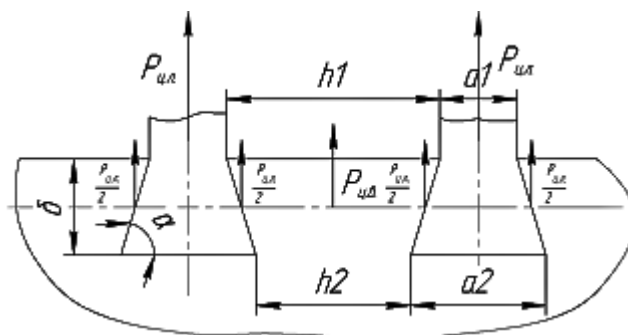


Рисунок 2.17 – Розрахункова схема замка

Таблиця 2.12 – Геометрія трапецієподібного замку

a ₁ , мм	a ₂ , мм	h ₁ , мм	h ₂ , мм	δ, мм	α, град.	B, мм	R _{ц.т.х.} , мм
8,6	15,23	17,2	10,2	4,07	70	34,6	191,3

1) Визначення напруг зминання по контактним поверхням

Для розрахунку необхідно визначити відцентрову силу маси лопатки (перо + замок):

$$P_{ВЦл} = P_{ВЦл.п} + P_{ВЦл.хв}$$

Відцентрова сила маси пера лопатки визначається за формулою:

$$P_{ВЦл.п} = \sigma_{PK} \cdot F_K,$$

де σ_{PK} – напруги розтягу в кореневоум перерізі пера лопатки від дії відцентрових сил;

F_K – площа кореневого перерізу пера лопатки.

$$P_{ВЦл.п} = 143,23 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-4} = 11458,4H;$$

Відцентрова сила маси хвостовика визначається за формулою:

$$P_{вц.хв} = V_{хв} \cdot \rho \cdot R_{вц.т.хв} \cdot \omega^2,$$

де $V_{хв}$ – об'єм хвостовика;

ρ - щільність матеріалу лопатки;

$R_{вц.т.хв}$ - відстань від осі обертання до ц. м. хвостовика;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ - кутова швидкість обертання ротора.

$$V_{x6} = F \cdot b = \frac{a_1 + a_2}{2} \cdot d \cdot b = \frac{8,6 \cdot 10^{-3} + 15,23 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4,07 \cdot 10^{-3} \cdot 34,6 \cdot 10^{-3} = 1,678 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\rho = 4530 \text{ кг/м}^3; R_{\text{вц.м.х6}} = 0,1913 \text{ м}; \omega = \frac{\pi \cdot 14168,2}{30} = 1483,69 \text{ рад/с};$$

$$P_{\text{вц.х6}} = 1,678 \cdot 10^{-6} \cdot 4530 \cdot 0,1913 \cdot 1483,69^2 = 3201,04 \text{ Н};$$

Відцентрова сила $P_{\text{вцл}}$ спричинює в контактних поверхнях нормальні сили тиску N та дотичні сили тертя $f \cdot N$, де f – коефіцієнт тертя матеріалів замка лопатки і диска (приймаємо $f=0,3$).

$$P_{\text{вцл}} = 11458,4 + 3201,04 = 14659,44 \text{ Н};$$

Напруга зминання контактної поверхні: $\sigma_{\text{зм}} = \frac{N}{F_{\text{зм}}}$,

де $F_{\text{зм}}$ – площа поверхні зминання.

Сила N знаходиться з умови рівноваги замку кріплення лопатки під дією прикладених до нього сил. Сума проєкцій всіх сил на напрям дії відцентрової сили дорівнює нулю:

$$2 \frac{P_{\text{цл}}}{2} - 2N \cos \alpha - 2fN \sin \alpha = 0, \text{ тоді } N = \frac{P_{\text{цл}}}{2(\cos \alpha + f \sin \alpha)}.$$

$$N = \frac{14659,44}{2(\cos 70^\circ + 0,3 \cdot \sin 70^\circ)} = 11747,703 \text{ Н};$$

Площ поверхні зминання:

$$F_{\text{зм}} = \frac{a_1 - a_2}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot B$$

$$F_{\text{зм}} = \frac{8,6 \cdot 10^{-3} - 15,23 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ} \cdot 39,53 \cdot 10^{-3} = 383,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{11747,703}{383,14 \cdot 10^{-6}} = 30,662 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Так як для титану допустимі напруги зминання 120...280 МПа, тоді отримане значення напруг зминання задовольняє нормам міцності.

$$K_{\text{зм}} = \frac{[\sigma_{\text{зм}}]}{\sigma_{\text{зм}}} = \frac{120}{30,662} = 3,914;$$

2) Визначення напруг розтягу у виступах ободу диска

Определим напруження растяжения в выступе обода диска.

Виступ ободу навантажено суммарної відцентровою силою від двох примикаючих лопаток (по $P_{\text{цл}}/2$ з кожної) і відцентровою силою маси виступу $P_{\text{вцв}}$.

Нехтуючи кутом розвалу лопаток і вважаючи, що відцентрові сили від лопаток і виступу паралельні між собою, отримаємо формулу:

$$\sigma_p = \frac{P_{\text{цл}} + P_{\text{вцв}}}{h_2 B},$$

де $P_{\text{вцв}} = \frac{h_1 + h_2}{2} \cdot \delta \cdot B \cdot \rho_d \cdot \omega^2 \cdot R_B$ – відцентрова сила від маси виступу диска;

ρ_d – щільність матеріалу диска;

R_B - відстань від осі обертання до ц. м. виступу.

$$P_{\text{виг}} = \frac{17,2 \cdot 10^{-3} + 10,2 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4,07 \cdot 10^{-3} \cdot 39,53 \cdot 10^{-3} \cdot 4530 \cdot 1483,69^2 \cdot 0,1913 = 4204,76 \text{ Н};$$

$$\sigma_p = \frac{14659,44 + 4204,76}{10,2 \cdot 10^{-3} \cdot 39,53 \cdot 10^{-3}} = 46,8 \text{ МПа}$$

Так як для титану допустимі напруги розтягу 80...160 МПа, то тоді отримане значення напруг розтягу задовольняє нормам міцності.

$$K_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = \frac{80}{46,8} = 1,71;$$

3) Визначення напруг вигину в виступах ободу диска

Напруги вигину в клині ABC визначаються за гіпотезою ломаних перерізів проф. А.В. Верховського.

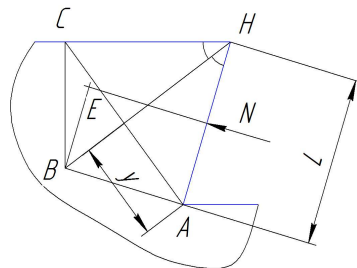


Рисунок 2.18 – Визначення згинних напруг

Через точку A основи клину (рисунок 2.18) проводиться нормаль AB до твірної лінії паза. Точка B - перетин нормалі з бісектрисою кута CHA . Через точку B проводять нормаль до контуру CH . Провівши з точки B нормаль до лінії нормальної сили N , прикладеної в середині твірної лінії паза HA , знаходимо в місці перетину точку E і плече BE . Передбачається, що по перерізах AB і BC напруги розподілені не по лінійному, а по гіперболічному закону. Тоді вигинаючий момент відносно точки B визначається з виразу $M = N \cdot BE$, а максимальні напруги вигину в точках A і C знаходяться за формулою:

$$\sigma_u = a_k \frac{1,5M \cos^2(90 - \alpha)}{B \cdot y^2},$$

де $a_k = 1,5 \dots 2,8$ – коефіцієнт концентрації.

$$M = N \cdot BE = N \cdot \frac{\delta}{2 \cdot \sin \alpha} = 11747,703 \cdot \frac{0,00407}{2 \cdot \sin 70} = 25,441 (H \cdot \text{м});$$

$$\sigma_3 = 2 \cdot \frac{1,5 \cdot 25,441 \cos^2(90^\circ - 70^\circ)}{39,53 \cdot 10^{-3} \cdot (3,55 \cdot 10^{-3})^2} = 67,64 \text{ МПа};$$

Так як для титану допустимі напруги вигину – 150...330 МПа, то тоді отримане значення напруг вигину задовольняє нормам міцності.

$$K_3 = \frac{[\sigma_3]}{\sigma_3} = \frac{150}{67,64} = 2,218;$$

Висновок

В результаті розрахунку замку лопатки були отримані напруги розтягу, зми-
нання і напруги вигину. Остаточна оцінка міцності визначається запасом міцності
для кожного виду напруг окремо.

Отримані коефіцієнти запасу міцності:

$$K_{3M} = \frac{[\sigma_{3M}]}{\sigma_{3M}} = 3,914; K_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = 1,7098; K_3 = \frac{[\sigma_3]}{\sigma_3} = 2,218;$$

Отримані в результаті розрахунку запаси міцності гарантують надійне за-
кріплення лопаток в диску за допомоги трапецієподібного замка.

Розрахунок на міцність замку лопатки першого ступеня турбіни «ялинкового» типу

При проектуванні з'єднання, обрані конструктивні розміри хвостовиків лопаток
і пазів повинні задовольняти вимогам міцності. З цією метою визначається напру-
жений стан елементів з'єднання, який залежить від конструкції і діючих на нього
сил. Складність розрахунку пов'язана зі складністю їх конфігурації, що викликає
нерівномірність розподілу напружень, і зі складним характером навантаження замку
статичними і динамічними силами і моментами сил. На елементи з'єднання діють
відцентрова сила від пера і хвостовика лопатки, відцентрова сила виступу диска,
окружна і осьова складові від газодинамічних сил потоку. Останні дві сили викли-
кають вигин елемента з'єднання лопатки, але вплив їх незначний. Дією на лопатку
газового потоку, інерційними силами пера, тертям хвостовика в пазі нехтують.

Розрахунок на міцність замку складається з розрахунку замкової частини ло-
патки і замкової частини ободу диска.

Методика спрощених розрахунків дає можливість провести порівняльний аналіз
міцності замків. За розрахунковий випадок зазвичай приймають режим максималь-
ного числа оборотів ротора двигуна при максимальній витраті повітря (у землі).

Допустимі напруги для кожного типу замка встановлюються на підставі стати-
стики за вказаними напругами в раніше виготовлених і успішно відпрацювавших
заданий ресурс ГТД.

При спрощених розрахунках замків зазвичай беруть до уваги лише навантажен-
ня елементів відцентровими силами мас пера і хвостовика лопатки.

Таким чином, методика спрощених розрахунків замкових з'єднань має такі до-
пущення:

- на замок діє тільки відцентрова сила лопатки;
- відцентрова сила лопатки і відцентрова сила хвостовика лопатки спрямовані
по одному радіусу, що проходить через центр ваги лопатки;
- відцентрова сила лопатки розподіляється між опорними площадками
замкового з'єднання пропорційно величинам їх контактуючих поверхонь; - для
спрощення розрахунку, розрахункова схема виконана без зазорів.

Вихідні дані

Дані для розрахунку:

- матеріал: ЖС6-К;
- щільність матеріала: 8250 (кг/м³);
- частота обертів турбіни: 14168,2 (об/мин);
- кут нахилу контактної площадки: $\alpha = 30$;
- кут клину замка: $2\varphi = 250$;
- напруга розтягу в лопатці у кореня: 360,71 (МПа);
- площа кореневого перерізу лопатки: $0,14 \cdot 10^{-3}$ (м²).

У правильно спроектованого замку напруги зминання, вигину і зрізу на всіх зубах повинні бути однаковими.

З огляду на, що метою перевірконого розрахунку є перевірка правильності створення замку лопатки, розрахунок слід виконувати для всіх зубів.

Напруги розтягнення в різних перетинах хвостовика лопатки і гребеня диска відрізняються за своїми значеннями.

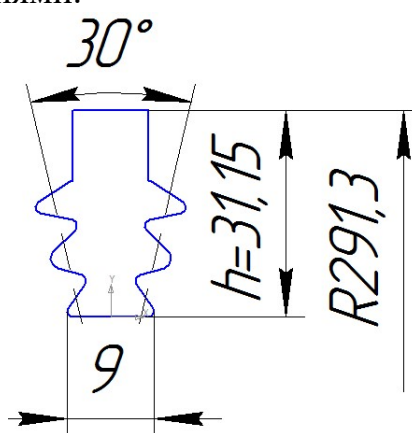


Рисунок 2.20 – Хвостовик лопатки

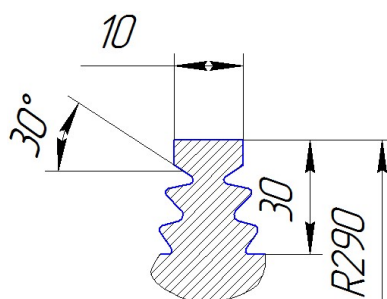


Рисунок 2.21 – Гребінь диска

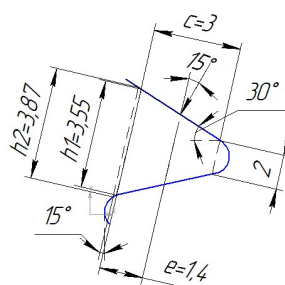


Рисунок 2.22 – Зуб хвостовика лопатки

Таблиця 2.13 – Геометрія замка лопатки

№	Розміри хвостовика лопатки, мм	Розміри гребеня диска, мм
---	--------------------------------	---------------------------

пер.	l	b	h_2	$R_{ц.м.х.}$	c	h_1	e	a	d	$R_{ц.м.}$
I	7,72	28,6	3,87	281,9	3	3,55	1,4	4,58	28,6	285,7
II	6,93	28,6	3,87	276,7	3	3,55	1,4	7,64	28,6	278,7
III	5,09	28,6	3,3	272	3	3,55	1,4	11,08	28,6	273,4

Порядок розрахунку

1. Визначаємо відцентрову силу пера лопатки:

$$P_{вц.п.} = \sigma_{рк} \cdot F_K = 360,71 \cdot 10^6 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3} = 50499,4 \text{ Н} = 50,5 \text{ кН};$$

2. Визначаємо відцентрову силу хвостовика лопатки:

$$P_{вц.х.} = m_x \cdot R_{ц.т.х.} \cdot \omega^2 = 0,03655 \cdot 0,2705 \cdot 1483,69^2 = 21764,1 \text{ Н} = 21,76 \text{ кН};$$

$m_x = V_x \cdot \rho = 4,43 \cdot 10^{-6} \cdot 8250 = 0,03655 \text{ кг}$ - маса хвостовика лопатки;

об'єм хвостовика знайдемо як половину об'єму трикутної призми:

$$V = b_x \cdot 0,5 \cdot l_0 \cdot h_0 = 0,0286 \cdot 0,5 \cdot 0,0212 \cdot 0,0146 = 4,43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$R_{ц.т.х.} = 270,5$ (мм) - радіус центру тяжіння хвостовика.

$$\omega - \text{кутова швидкість обертання диска } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 14168,2}{30} = 1483,69.$$

3. Визначаємо повну відцентрову силу лопатки:

$$P_{вц.л.} = P_{вц.п.} + P_{вц.х.} = 50,5 + 21,76 = 72,26 \text{ кН};$$

4. Визначаємо навантаження на один зуб. Так як ширина смуг контакту у всіх зубів однакова, то навантаження P_i для "i" зуба визначаємо з виразу:

$$P_i = \frac{P_{уб.л.}}{\cos \alpha} \cdot \frac{c_i \cdot b_i}{\sum_{i=1}^n c_i \cdot b_i}; \quad P_1 = P_2 = P_3 = \frac{72260}{\cos 30^\circ} \cdot \frac{3 \cdot 28,6}{3 \cdot 28,6 + 3 \cdot 28,6 + 3 \cdot 28,6} = 27812,89 \text{ (Н)}$$

5. Визначаємо напругу зминання на контактних площадках кожного зуба:

$$\sigma_{cm_i} = \frac{P_i}{c_i \cdot b_{xi}}; \quad \sigma_{3M1} = \sigma_{3M2} = \sigma_{3M3} = \frac{27812,89}{3 \cdot 28,6} = 324,16 \text{ (МПа)}$$

6. Визначаємо напругу вигину зубів:

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_i \cdot e_i \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b_{xi} \cdot h_2^2}$$

де $(\alpha - \varphi) = 15^\circ$,

$$\sigma_{Бу21} = \sigma_{Бу22} = \sigma_{Бу23} = \frac{6 \cdot 27812,89 \cdot 1,4 \cdot 0,9659}{28,6 \cdot 3,55^2} = 626,09 \text{ (МПа)}.$$

7. Визначаємо напругу зрізу зубів:

$$\tau_{CP} = \frac{P_i \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b_{xi} \cdot h_i}$$

де h_i - висота зуба у кінця контактної поверхні

$$\tau_{3P1} = \tau_{3P2} = \tau_{3P3} = \frac{27812,89 \cdot 0,9659}{28,6 \cdot 3,55} = 264,596 \text{ (МПа)}.$$

8. Визначаємо відцентрові сили елементів хвостовика:

$$\begin{aligned}
P_{BЦ.X.I} &= 0,5 \cdot \rho \cdot (2V - b_{XI} \cdot l_I \cdot h_I) \cdot R_{y.m.x.I} \cdot \omega^2 = \\
&= 0,5 \cdot 8250 \cdot (2 \cdot 4,43 \cdot 10^{-6} - 0,0286 \cdot 0,00772 \cdot 0,01375) \cdot 0,2819 \cdot 1483,69^2 = 14908,5(H); \\
P_{BЦ.X.II} &= 0,5 \cdot \rho \cdot (b_{XI} \cdot l_I \cdot h_I - b_{XII} \cdot l_{II} \cdot h_{II}) \cdot R_{y.m.x.II} \cdot \omega^2 = \\
&= 0,5 \cdot 8250 \cdot (0,0286 \cdot 0,00772 \cdot 0,01375 - 0,0286 \cdot 0,00693 \cdot 0,01375) \cdot 0,2767 \cdot 1483,69^2 = 780,58(H) \\
P_{BЦ.X.III} &= 0,5 \cdot \rho \cdot (b_{XII} \cdot l_{II} \cdot h_{II} - b_{XIII} \cdot l_{III} \cdot h_{III}) \cdot R_{y.m.x.III} \cdot \omega^2 = \\
&= 0,5 \cdot 8250 \cdot (0,0286 \cdot 0,00693 \cdot 0,01375 - 0,0286 \cdot 0,00509 \cdot 0,01375) \cdot 0,272 \cdot 1483,69^2 = 1787,17(H)
\end{aligned}$$

Визначаємо напруги розтягу в перемичці хвостовика лопатки:

$$\begin{aligned}
\sigma_{p.n.I} &= \frac{(P_{y.n.} + P_{y.x.I})}{b_I \cdot l_I} = \frac{50499,4 + 14908,5}{28,6 \cdot 7,72} = 296,24(\text{МПа}), \\
\sigma_{p.n.II} &= \frac{P_{y.n.} + \sum_{i=1}^n P_{y.x.I} - \cos(\alpha) \cdot \sum_{i=1}^{n-1} P_i}{b_{II} \cdot l_{II}} = \\
&= \frac{(50499,4 + 14908,5 + 780,58) - 0,866 \cdot 27812,89}{28,6 \cdot 6,93} = 212,43(\text{МПа}), \\
\sigma_{p.n.III} &= \frac{P_{y.n.} + \sum_{i=1}^n P_{y.x.I} - \cos(\alpha) \cdot \sum_{i=1}^{n-1} P_i}{b_{III} \cdot l_{III}} = \\
&= \frac{(50499,4 + 14908,5 + 780,58 + 1787,17) - 0,866 \cdot (27812,89 + 27812,89)}{28,6 \cdot 5,09} = 136,04(\text{МПа})
\end{aligned}$$

10. Визначаємо відцентрові сили елементів гребеня:

$$\begin{aligned}
P_{y.c.p.I} &= \rho_\delta \cdot V_I \cdot R_{y.m.o.I} \cdot \omega^2 = 8250 \cdot 2,28 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2857 \cdot 1483,69^2 = 11830(H) \\
P_{y.c.p.II} &= \rho_\delta \cdot V_{II} \cdot R_{y.m.o.II} \cdot \omega^2 = 8250 \cdot 1,97 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2787 \cdot 1483,69^2 = 9979,98(H) \\
P_{y.o.III} &= \rho_\delta \cdot V_{III} \cdot R_{y.m.o.III} \cdot \omega^2 = 8250 \cdot 2,64 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2734 \cdot 1483,69^2 = 13121,98(H)
\end{aligned}$$

11. Определение напряжения растяжения в сечениях гребня диска турбины:

$$\begin{aligned}
\sigma_{p.I} &= \frac{P_I \cdot \cos(\beta) + P_{y.o.I}}{a_I \cdot d_I} = \frac{27812,89 \cdot 0,866 + 11830}{4,58 \cdot 28,6} = 274,2(\text{МПа}) \\
\sigma_{pen.II} &= \frac{\cos(\beta) \cdot \sum_{i=1}^n P_i + \sum_{i=1}^n P_{y.o.II}}{a_{II} \cdot d_{II}} = \frac{0,866 \cdot 27812,89 + (11830 + 9979,98)}{7,64 \cdot 28,6} = 210,05(\text{МПа}) \\
\sigma_{pen.III} &= \frac{\cos(\beta) \cdot \sum_{i=1}^n P_i + \sum_{i=1}^n P_{y.o.III}}{a_{III} \cdot d_{III}} = \\
&= \frac{0,866 \cdot (27812,89 + 27812,89) + (11830 + 9979,98 + 13121,98)}{11,08 \cdot 28,6} = 262,25(\text{МПа})
\end{aligned}$$

В качестве предельно допустимых напряжений для материала лопатки принимаем:

$$\begin{aligned}
[\sigma_p] &= 1050 \text{ МПа} \\
[\sigma_{\text{Виг}}] &\approx 0,8 \cdot [\sigma_p] = 0,8 \cdot 1050 = 840 \text{ МПа} \\
[\sigma_{\text{Виг}}] &\approx 0,7 \cdot [\sigma_p] = 0,7 \cdot 1050 = 735 \text{ МПа} \\
[\tau_{\text{ЗР}}] &\approx 0,6 \cdot [\sigma_p] = 0,6 \cdot 1050 = 630 \text{ МПа}
\end{aligned}$$

Визначимо запаси міцності в елементах хвостовика лопатки:

- коефіцієнти запасу міцності по напругам розтягу:

$$K_p^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{pI}} = \frac{1050}{296,24} = 3,54; \quad K_p^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{pII}} = \frac{1050}{212,43} = 4,94; \quad K_p^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{pIII}} = \frac{1050}{136,04} = 7,72;$$

- коефіцієнти запасу міцності по напругам вигину:

$$K_U^I = K_U^{II} = K_U^{III} = \frac{[\sigma_U]}{\sigma_{Ui}} = \frac{840}{626,09} = 1,3;$$

- коефіцієнти запасу міцності по напругам зрізу:

$$K_{zp}^I = K_{zp}^{II} = K_{zp}^{III} = \frac{[\tau_{zp}]}{\tau_{zpi}} = \frac{735}{264,596} = 2,78;$$

Як гранично допустиму напругу для матеріалу диска приймаємо

$$[\sigma_p] = 850 \text{ (МПа)}.$$

Визначимо запаси міцності по напругам розтягу в елементах ободу диска:

$$K_{p.z}^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.z.I}} = \frac{850}{274,2} = 3,1; \quad K_{p.z}^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.z.II}} = \frac{850}{210,05} = 4,05; \quad K_{p.z}^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.z.III}} = \frac{850}{262,25} = 3,24;$$

Висновок

В результаті розрахунку були отримані напруги зминання, вигину, зрізу і розтягування в замку лопатки і напруги розтягнення в перетинах гребеня диска турбіни.

Напруги зминання, вигину і зрізу у всіх перерізах однакові. Це пов'язано з постійністю ширини замку і однаковою геометрією зубів.

Остаточна оцінка міцності визначається запасом міцності для кожного види напруг окремо. Найбільш небезпечними є напруги вигину, що сприймаються зубом замку лопатки ($K_U = 1,3$).

Взагалі отримані коефіцієнти запасу задовольняють нормам міцності.

2.5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДИСКІВ КОМПРЕСОРА І ТУРБИНИ

Розрахунок на міцність диска робочого колеса компресора

Диски компресорів є відповідальними елементами конструкції газотурбінних двигунів. При обертанні ротора диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, що виникають під впливом маси робочих лопаток і власної маси диска, що викликає в них напруження розтягу.

Окрім напруг, що розтягують, в дисках можуть виникати напруги крутіння і вигину. Кручення викликано передачею диском крутного моменту. Причиною появи

згинального напруги може бути різниця тисків на бічних поверхнях диска, дія осьових газових сил, вібрація лопаток і самих дисків, а так само дія гіроскопічного моменту при скоєнні ЛА різних еволюцій.

Найбільш значущими є напруги від відцентрових сил. Напруження кручення, як правило, незначні, і тому практично не враховуються. Напруження згину залежать, в першу чергу, від товщини диска і способу з'єднання дисків між собою і з валом (проявляються, в тонких дисках).

При розрахунку на міцність приймаються наступні допущення:

- диск вважається симетричним відносно серединної площини, перпендикулярної до осі обертання;
- диск знаходиться в плосконапруженому стані;
- напруга на будь-якому радіусе не змінюється по товщині;
- наявність отворів і бобишек на полотні диска, выступів проточок не береться до уваги.

Вихідні дані

- Частота обертання диска $n=14168,2$ об/мин;
- Матеріал диска – ВТ-3;
- Щільність матеріалу $\rho = 4530$ кг/м³;
- Напруга в кореновому перерізі пера лопатки від розтягу відцентровими силами на розрахунковому режимі $\sigma_{к.р.} = 143,23$ МПа;
- Площа коренового перерізу лопатки $F_k = 0,8 \cdot 10^{-4}$ м² ;
- Число лопаток на робочому колесі $z = 47$;
- Площа радіального перерізу розрізної частини ободу $f = 0,000474$ м² ;
- Радіус ц. т. площі радіального перерізу $R_f = 0,1905$ м;
- Межа тривалої міцності 950 Мпа;

Розрахунок контурного навантаження

$$\sigma_{Rn} = \frac{Z \cdot \sigma_{к.р.} \cdot F_k + \rho \cdot f \cdot 2\pi \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2\pi \cdot R_k \cdot b_k} =$$

$$= \frac{47 \cdot 143,23 \cdot 10^6 \cdot 0,8 \cdot 10^{-4} + 4530 \cdot 0,000474 \cdot 2\pi \cdot 0,1905^2 \cdot 1483,69^2}{2 \cdot \pi \cdot 0,19196 \cdot 0,01874} = 71,51 \text{ МПа}$$

Таблиця 2.14 – Вихідні дані по перерізах диска

№ сеч.	R	b
1	0,1071	0,0267
2	0,1116	0,0267
3	0,116	0,0267

4	0,1198	0,0216
5	0,1228	0,0175
6	0,1252	0,0142
7	0,1272	0,0115
8	0,1288	0,0093
9	0,1301	0,0075
10	0,1311	0,0063
11	0,138	0,0063
12	0,145	0,0063
13	0,152	0,0063
14	0,159	0,0063
15	0,1659	0,0063
16	0,1729	0,0063
17	0,1799	0,0063
18	0,1868	0,0063
19	0,1868	0,0187
20	0,1891	0,0187

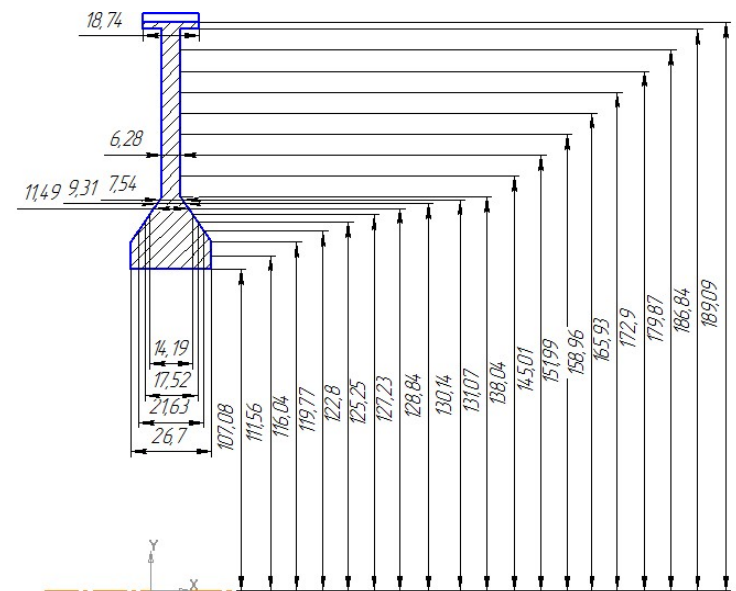


Рисунок 2.23 – Диск РК першого ступеня компресора

В даному розрахунку не будуть враховуватися температурні напруги диска, оскільки диски компресори працюють в значно меншому діапазоні температур, ніж диски турбін, а градієнт температури по радіусу диска - незначний.

Геометричні розміри диска в розрахункових перерізах і радіуси цих перерізів приймаємо згідно схеми (рисунок 2.23).

Розрахунок диска на міцність виконано за допомоги кафедральної програми DISK_112.exe. Результати розрахунку заносяться до файлу RESULT.dsk (таблиця 2.15).

Таблиця 2.15 – Результати розрахунку диска на міцність

```

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
DP=          0 DT=          0
Частота вращения          = 14168.2 об/мин

```

Количество расчетных сечений = 20
 Количество скачков на контуре = 1
 Контурная нагрузка = 71.510 МПа
 AZ= 0 BZ= 0 NZ= 1 QZ= 0
 Коэффициент Пуассона = .30

R(1)= .1071 R(2)= .1116 R(3)= .1160 R(4)= .1198
 R(5)= .1228 R(6)= .1252 R(7)= .1272 R(8)= .1288
 R(9)= .1301 R(10)= .1311 R(11)= .1380 R(12)= .1450
 R(13)= .1520 R(14)= .1590 R(15)= .1659 R(16)= .1729
 R(17)= .1799 R(18)= .1868 R(19)= .1868 R(20)= .1891
 B(1)= .0267 B(2)= .0267 B(3)= .0267 B(4)= .0216
 B(5)= .0175 B(6)= .0142 B(7)= .0115 B(8)= .0093
 B(9)= .0075 B(10)= .0063 B(11)= .0063 B(12)= .0063
 B(13)= .0063 B(14)= .0063 B(15)= .0063 B(16)= .0063
 B(17)= .0063 B(18)= .0063 B(19)= .0187 B(20)= .0187

NRS (Z)= 18

Плотность материала = 4530.00

Предел длит. прочности материала= 950.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	.1071	.0267	.00	610.66	610.66	1.6
2	.1116	.0267	20.75	583.53	573.44	1.7
3	.1160	.0267	37.95	559.85	541.87	1.8
4	.1198	.0216	57.82	543.58	517.10	1.8
5	.1228	.0175	77.33	533.62	499.47	1.9
6	.1252	.0142	97.87	528.19	486.69	2.0
7	.1272	.0115	120.83	526.14	477.34	2.0
8	.1288	.0093	147.01	527.37	471.38	2.0
9	.1301	.0075	177.62	531.56	468.71	2.0
10	.1311	.0063	207.46	536.98	469.02	2.0
11	.1380	.0063	215.54	516.86	449.66	2.1
12	.1450	.0063	220.95	498.61	432.74	2.2
13	.1520	.0063	223.99	482.09	417.85	2.3
14	.1590	.0063	225.02	466.95	404.48	2.3
15	.1659	.0063	224.34	453.10	392.40	2.4
16	.1729	.0063	222.17	439.90	380.97	2.5
17	.1799	.0063	218.67	427.39	370.16	2.6
18	.1868	.0063	214.06	415.60	359.97	2.6
19	.1868	.0187	72.12	373.02	342.70	2.8
20	.1891	.0187	71.51	368.02	337.99	2.8

На підставі отриманих розрахункових даних побудуємо графічні залежності, що відображають розподіл радіальної і окружного навантаження, а також коефіцієнта запасу міцності по перерізах досліджуваного диска (рисунки 2.24 - 2.25)

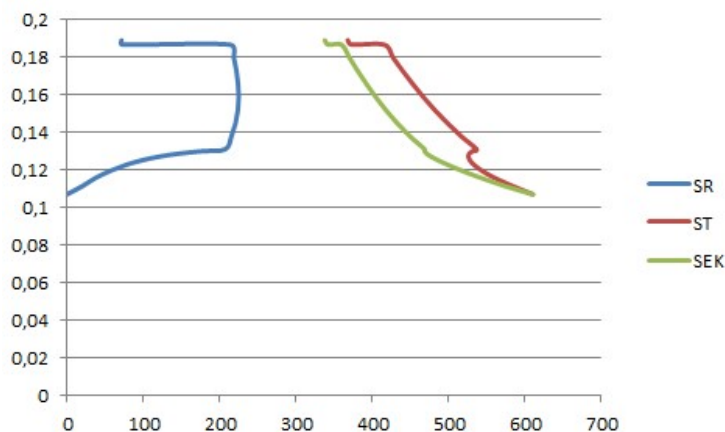


Рисунок 2.24 – Розподіл радіальної напруги по перерізах

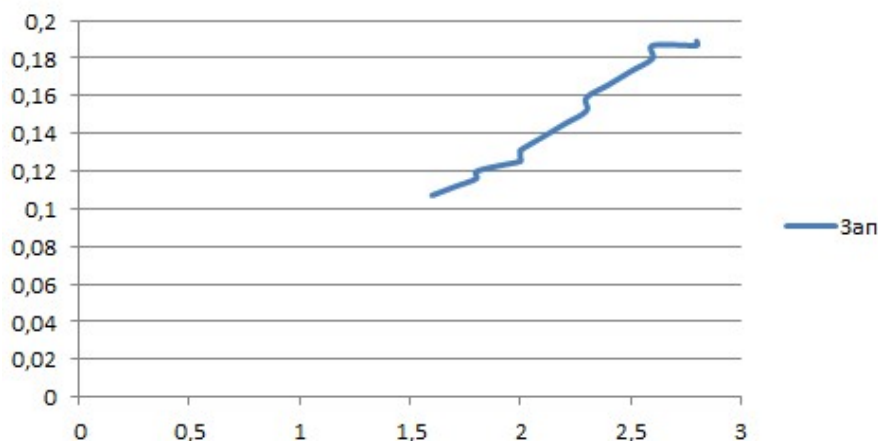


Рисунок 2.25 – Розподіл коефіцієнту запасу міцності по перерізах

Отримані графічні залежності відповідають теоретичному розподілу радіальної і окружної напруги. Наявність центрального отвору на ободі дисків змінює роль між напругами, і окружне напруження стає вище радіального. Наявність стрибка (різкого збільшення товщини) на ободі диска відзначено характерними стрибками на епюрах напружень.

В усіх перерізах диска є достатній запас міцності (дотримується умова, згідно з яким коефіцієнт запасу міцності для диска повинен бути не менше, ніж 1,5).

Розрахунок напружено-деформованого стану диска турбіни

Вихідні дані

Вихідні моделі диска ТВТ, валів КВТ та ТВТ будуємо в КОМПАС-3D V-17. Масштабуємо з коефіцієнтом масштабу 0,001 і збережемо в форматі IGES.

Відкриваємо ANSYS. За допомогою команд file/import/iges імпортуємо модель диска турбіни. Створюємо площу диска. Послідовно до неї імпортуємо моделі дисків КВТ і ТВТ. Створюємо їх площі.

Типи елементів: PLANE182 - для структурного аналізу, PLANE55 - для теплового аналізу. Складаємо моделі двох матеріалів: 1 – для диску (ЕП-742) і 2 – для валів (ЕІ-696). Для вирішення завдань в ANSYS необхідно поставити такі властивості матеріалу: щільність, модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, теплоємність, коефіцієнти лінійного розширення і теплопровідності. Зберігаємо готову модель для подальших розрахунків.

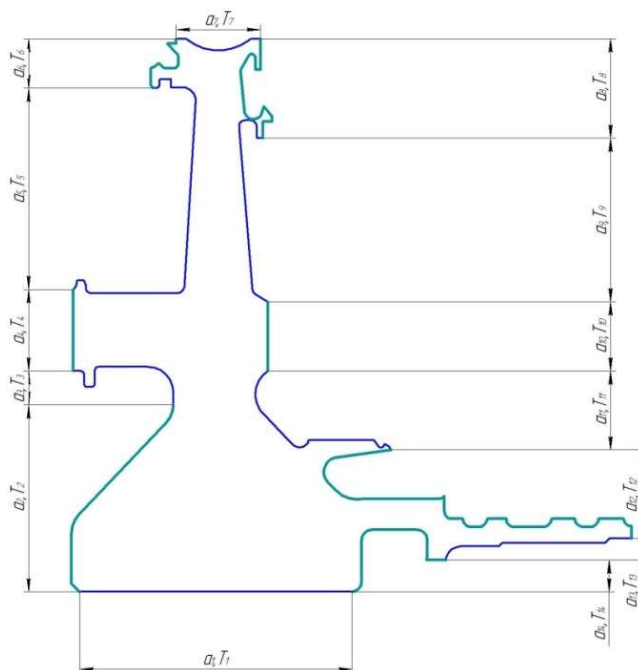


Рисунок 2.26 – Схема теплового навантаження

Механічні фактори навантаження

Стосовно виконання задачі з механіки деформованого твердого тіла необхідно задати умови закріплення і навантажень. При розрахунку диска на злітному режимі задаємо контурну навантаження, яка замінює ре-акцію від відцентрових сил і кутову швидкість, відповідну оборотам ротора ВТ на цьому режимі.

Контурне навантаження:

$$\sigma_{пл} = \frac{z\sigma_{PK}F_K + 2\pi\rho fR_f^2\omega^2}{2\pi R_K b_K} = \frac{95 \cdot 360,71 \cdot 10^6 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \pi \cdot 8200 \cdot 1,64 \cdot 10^{-4} \cdot (0,2705)^2 \cdot (1483)^2}{2 \cdot \pi \cdot 0,2601 \cdot 0,0286} = 131,72 \text{ МПа}$$

де z – число лопаток робочого колеса;

σ_{PK} – напруга в кореновому перерізі пера лопатки, МПа;

F_K – площа коренового перерізу лопатки, м^2 ;

ρ – щільність матеріалу ЕП-742, $\rho = 8200 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

f – площа радіального перерізу розрізної частини обода, м^2 ;

R_f – радіус до ц. т. розрізної частини обода, м;

R_K – радіус до розрізної частини обода, м;

b_K – ширина розрізної частини обода, м;

ω – окружна швидкість диска, рад/с: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 14168,2}{30} = 1483 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

де n – частота обертання диска, об/с;

Статичний розрахунок на міцність

Відкриваємо збережену модель диска. Задаємо вид розрахунку - статичний (STATIC), тип елементів - чотирьохвузловий PLANE182. В опціях елемента задаємо осесиметрична.

Створюємо сітку. Сітка наведена на рисунку 2.27.

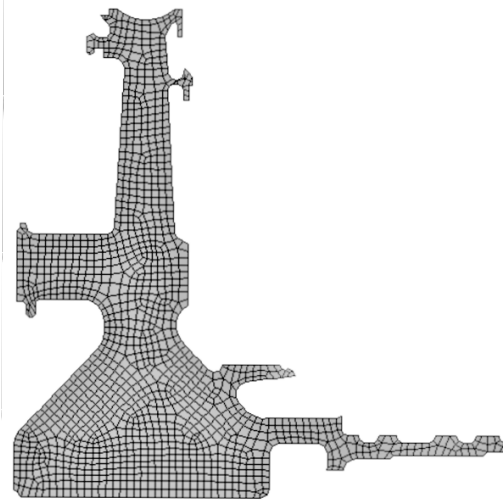


Рисунок 2.27 – Сітка скінченних елементів

Накладаємо контурне навантаження 131,72 МПа, задаємо окружну швидкість 1482 рад/с. Закріплюємо модель от переміщень по осі обертання. Проводимо розрахунок. Результати розрахунку приведені на рисунку 2.28.

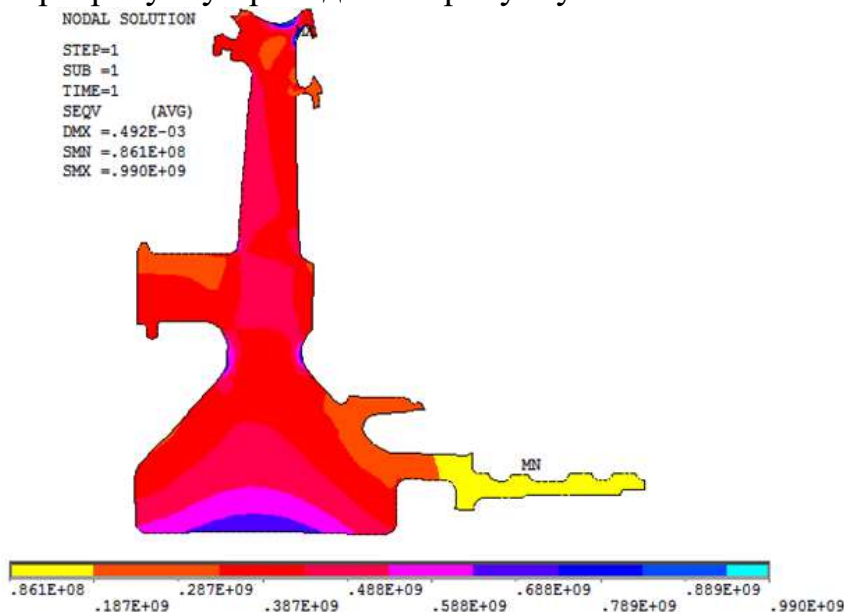


Рисунок 2.28 – Поле еквівалентних напруг

Тепловий стаціонарний розрахунок на максимальному режимі

Відкриваємо збережену модель диска з валами. Задаємо вид розрахунку – термічний (THERMAL), тип елементів - чотирьохвузловий PLANE55. В опціях елемента задаємо осесиметричність.

Розрахунок граничних умов:

Задання температури середовища:

$$T_{cp} = T_{KBД} + \frac{(\omega R)^2}{2C_p}$$

$$C_p = -1,7287 \cdot 10^{-7} \cdot T_{KBД}^3 + 4,1509 \cdot 10^{-4} \cdot T_{KBД}^2 - 1,0764 \cdot 10^{-1} \cdot T_{KBД} + 1004,6$$

Розрахунок коефіцієнту тепловіддачі:

$$\mu = 1,8494 \cdot 10^{-5} \cdot e^{0,0008 T_{cp}}, \quad \lambda = 2,583 \cdot 10^{-2} \cdot e^{0,0009 T_{cp}},$$

$$\rho = \frac{P_{квод}}{R \cdot T_{cp}}, \quad Re_{\omega} = \frac{U \cdot R_{сеч}}{\mu} \cdot \rho,$$

$$Nu = 0,0207 \cdot Re_{\omega}^{0,8}, \quad \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{R}.$$

Розраховані значення ГУ занесені до таблиці 2.16

Таблиця 2.16 – Значення ГУ на ділянках диска

N	R, м	U, м/с	T _{cp} , С	μ, Па*с	λ, Вт/м*К	Re	Nu	α, Вт/м ³ *К*час	E, Мпа
1	0,056	83,0	492	2,74E	0,0402	2,45E+0	2676,29	1923	1,831E+1
2	0,0916	135,	498	2,75E	0,0404	6,46E+0	5809,28	2564	1,825E+1
3	0,1324	196,	508	2,78E	0,0408	1,31E+0	10245,1	3156	1,815E+1
4	0,1525	226,	514	2,79E	0,0410	1,71E+0	12672,9	3408	1,808E+1
5	0,2048	303,	534	2,83E	0,0418	2,93E+0	19454,1	3967	1,787E+1
6	0,251	372,	556	2,89E	0,0426	4,14E+0	25692,1	4362	1,762E+1
7	0,26	385,	561	2,90E	0,0428	4,39E+0	26907,0	4429	1,756E+1
8	0,242	358,	551	2,87E	0,0424	3,90E+0	24474,3	4291	1,767E+1
9	0,1932	286,	529	2,82E	0,0416	2,64E+0	17909,5	3854	1,792E+1
1	0,1503	222,	513	2,79E	0,0410	1,67E+0	12401,0	3382	1,809E+1
1	0,1229	182,	505	2,77E	0,0407	1,14E+0	9146,91	3029	1,818E+1
1	0,0920	136,	498	2,75E	0,0404	6,51E+0	5847,90	2570	1,825E+1
1	0,0716	106,	494	2,75E	0,0403	3,99E+0	3953,41	2223	1,829E+1
1	0,0618	91,7	493	2,74E	0,0403	2,98E+0	3132,22	2039	1,830E+1

$$C_p = 1031 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; P_{KBД} = 2,064 \text{ МПа}.$$

Отримані коефіцієнти тепловіддачі і температури середовища прикладаємо до ліній відповідних до поверхонь деталей. Результати розрахунку представлені на рисунку 2.29.

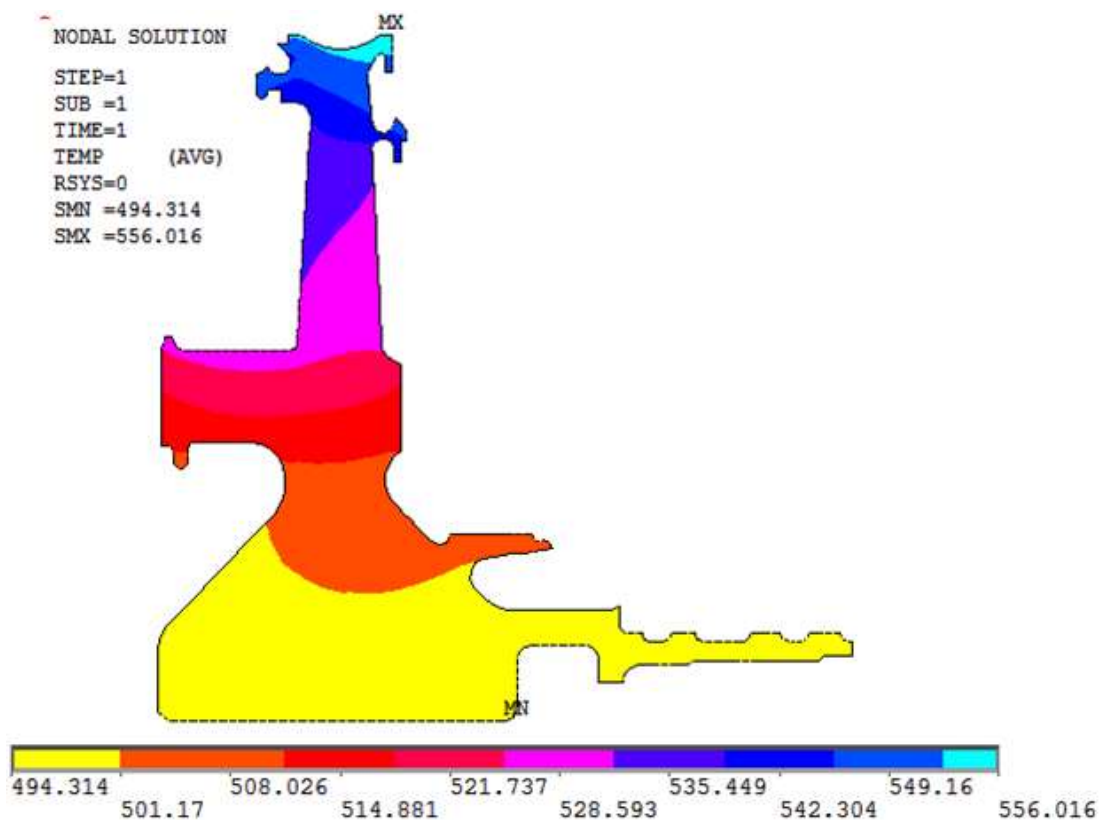


Рисунок 2.29 – Поле температур на максимальному режимі

Розрахунок напруженого стану, с врахуванням стаціонарного тепла

Проводимо розрахунок аналогічний тому, що описано в попередньому пункті.

Далі меняємо вид розрахунку з термічного на стаціонарний, тип елемента з PLANE55 на PLANE182. У вкладці Preprocessor-Element Type-Switch Elem Type обираємо Thermal to Structural. Задаємо температуру, розраховану в термічній частині розрахунку: Define Loads-Appl-Thermal-From Therm Analy обираємо файл з ім'ям робочого файлу і розширенням rth. Задаємо контурне навантаження, обороти і закріплення і проводимо розрахунок. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.30.

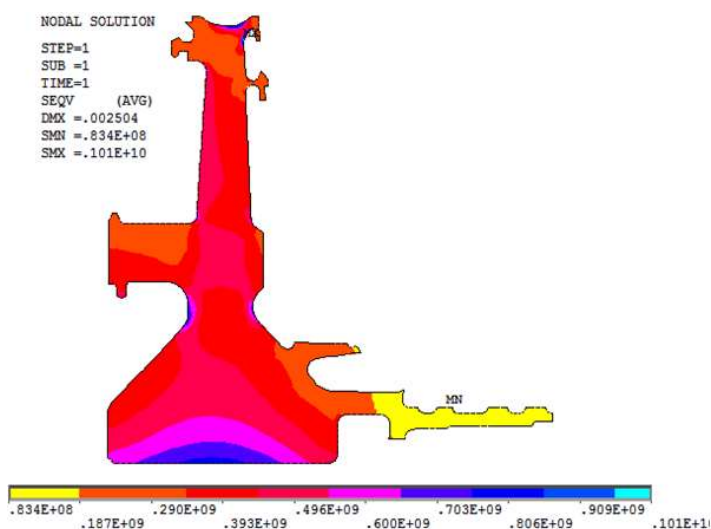


Рисунок 2.30 – Термонапружений стан диска

Диск з валами з'єднані болтами, тому при розрахунку максимальних напруг в отворі треба врахувати коефіцієнт концентрації.

Таблиця 2.17 – Напруги в характерних точках

Номер вузла	Максимальна напруга в моделі, Па	Коефіцієнт концентрації	Діючі напруги, Па
198	$349,4 \cdot 10^6$	2,764	$966 \cdot 10^6$
1294	$343,3 \cdot 10^6$	1,86	$638 \cdot 10^6$
356	$341,4 \cdot 10^6$	1,898	$648 \cdot 10^6$

Розрахунок напруженого стану, з врахуванням стаціонарного тепла в Solid Works

В програмі Solid Works була збудована збірка диска з валами КВТ і ТНТ. Далі створено сегмент з $\alpha=20^\circ$. На побудовану модель наклали граничні умови і провели термічний розрахунок.

Використовуючи дані проведеного термічного розрахунку, провели структурний, при заданих частоті обертання, контурних навантажень на ободі диска і закріпивши модель від переміщень.

Результати розрахунку представлені на рисунку 2.31.

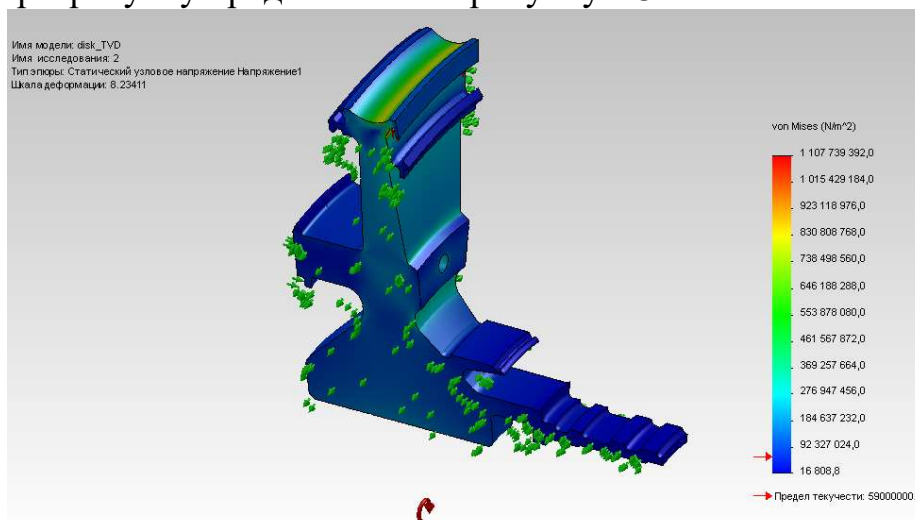


Рисунок 2.31 – Розрахунок напруженого стану в Solid Works

Таблиця 2.18 – Напруги в характерних точках

Номер вузла	Діючі напруги, Па
198	$33,55 \cdot 10^6$
1294	$154,77 \cdot 10^6$
356	$7,83 \cdot 10^6$

Напруги в характерних точках, розраховані в програмах ANSYS і SOLID WORKS різні, так як в програмі SOLID WORKS для розрахунку була використана тривимірна модель, а в програмі ANSYS двовірна.

Нестационарний розрахунок теплового стану

Відкриваємо збережену модель диска з валами. Задаємо вид розрахунку - термічний (THERMAL), тип елементів - чотирьохвузловий PLANE55. В опціях елемента задаємо осесиметричність.

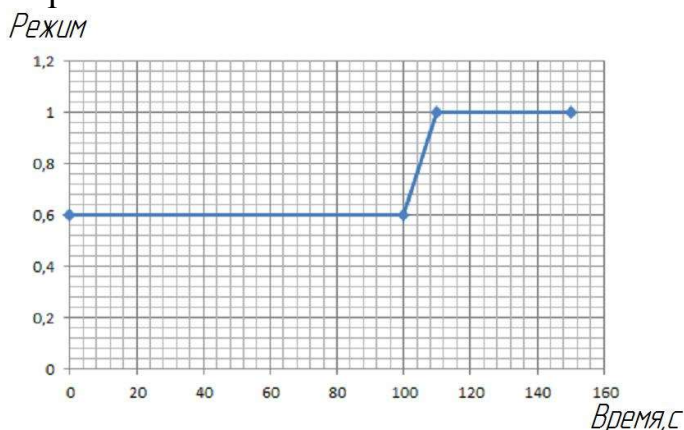


Рисунок 2.32 – Розрахункова схема нестационарного режиму

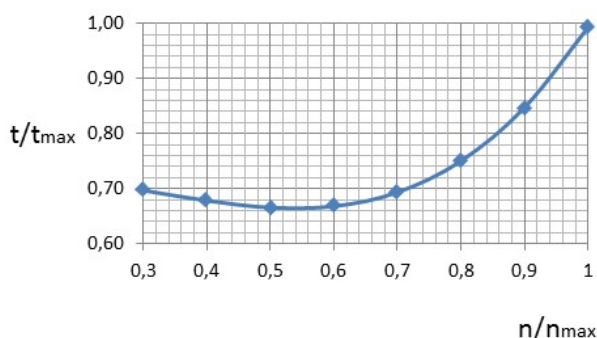


Рисунок 2.33 – Зміна температури газу залежно від частоти обертання

Вихідні дані для розрахунку:

Таблиця 2.19 – 1 ділянка – ЗМГ(100с)

N	T, С	Коеф.тепловідлчачі
1	492	1923
2	498	2564
3	508	3156
4	514	3408
5	534	3967
6	556	4362
7	561	4429
8	551	4291
9	529	3854
10	513	3382

Продовження таблиці 2.19

11	505	3029
12	498	2570
13	494	2223
14	493	2039

Таблиця 2.20 – 2 ділянка – Перехідний режим – 10с

N	T	Коэф.теплоотдачи
1	334	1673
2	336	2239
3	339	2771
4	342	3002
5	349	3529
6	357	3922
7	359	3991
8	356	3850
9	347	3421
10	341	2978
11	338	2655
12	336	2244
13	335	1937
14	334	1775

3 ділянка – Злітний режим – 240с

ГУ аналогічні перехідному режиму.

У вкладці Solution-Analysis Type обираємо Transient. Далі там же Sol'n Control.

Задаємо параметри розрахунку першої ділянки:

- час закінчення розрахунку 100 с;
- часовий крок 10 с;
- характер прикладення навантаження – ступінчастий (Stepped);
- запис кожного розрахункового кроку;

Далі прикладаємо температурні навантаження.

Записуємо параметри першої ділянки Load Step Opts-Write LS File-1.

Далі Sol'n Control. Задаємо параметри розрахунку другої ділянки:

- час закінчення розрахунку 110 с;
- часовий крок 1с;
- характер прикладення навантаження – лінійний (Ramped);
- запис кожного розрахункового кроку;

Далі прикладаємо температурні навантаження.

Записуємо параметри другої ділянки Load Step Opts-Write LS File-1.

Далі Sol'n Control. Задаємо параметри розрахунку третьої ділянки:

- час закінчення розрахунку 150 с;
- часовий крок 10 с;
- характер прикладення навантаження – ступінчасто (Stepped);

– запис кожного розрахункового кроку;

Далі прикладаємо температурні навантаження.

Записуємо параметри третьої ділянки Load Step Opts-Write LS File-3.

Проводимо розрахунок Solve-From LS Files. Задаємо перший LS файл – 1, останній LS файл – 3 і крок розрахунку 1 – розрахувати кожен LS файл.

Результати розрахунку наведені на рисунку 2.34.

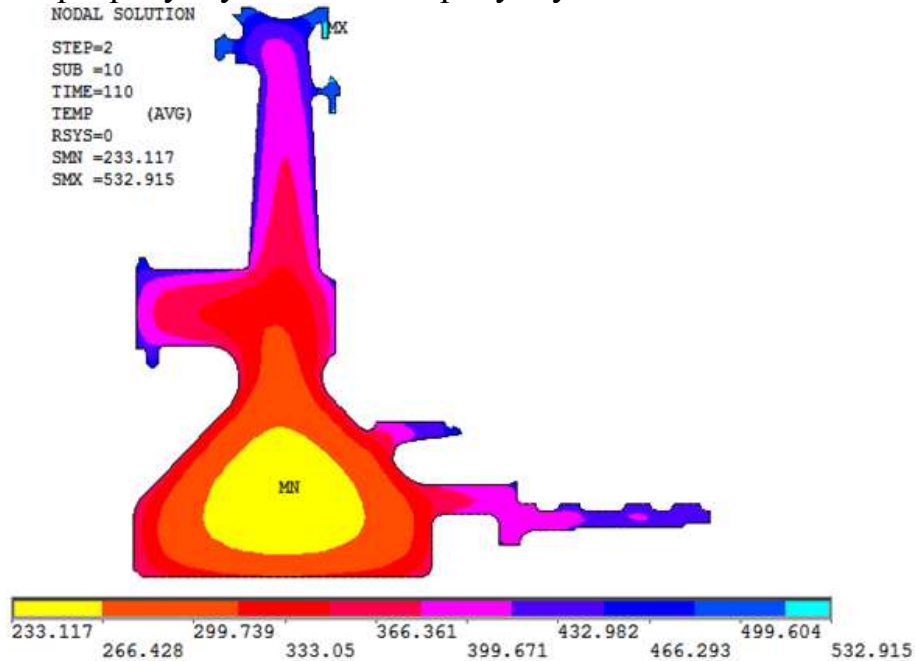


Рисунок 2.34 – Поле температур

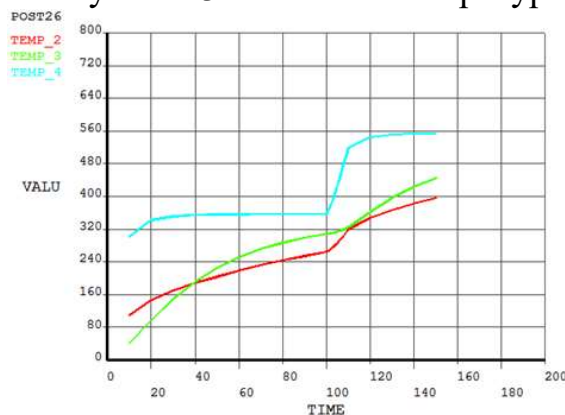


Рисунок 2.35 – Графік зміни температури з часом на ступиці (вузол 198), в районі болта (вузол 1294) і на ободі диска (вузол 356)

Розрахунок термонапруженого стану

Зменяємо вид розрахунку з термічного на стаціонарний, тип елемента с PLANE55 на PLANE182. У вкладці Preprocessor-Element Type-Switch Elem Type обираємо Thermal to Structural. У вкладці Solution-Loads Step Opts обираємо Read From File. Зчитуємо першу ділянку – записуємо 1.

Задаємо температуру, розраховану в термічній частині розрахунку: Define Loads-Applied-Thermal-From Therm Analy-выбираем файл с именем рабочего файла і расширением rth - вказуємо 1 LS файл. Задаємо контурне навантаження, оберты і закріплення. Запиуємо параметри першої дільниці Load Step Opts-Write LS File-1.

Аналогічно дві інших ділянки і проводимо розрахунок Solve-From LS Files. Задаємо перший LS файл – 1, останній LS файл – 3 і крок розрахунку 1 – розрахувати кожен LS файл.

Результати розрахунку наведені на рисунку 2.36.

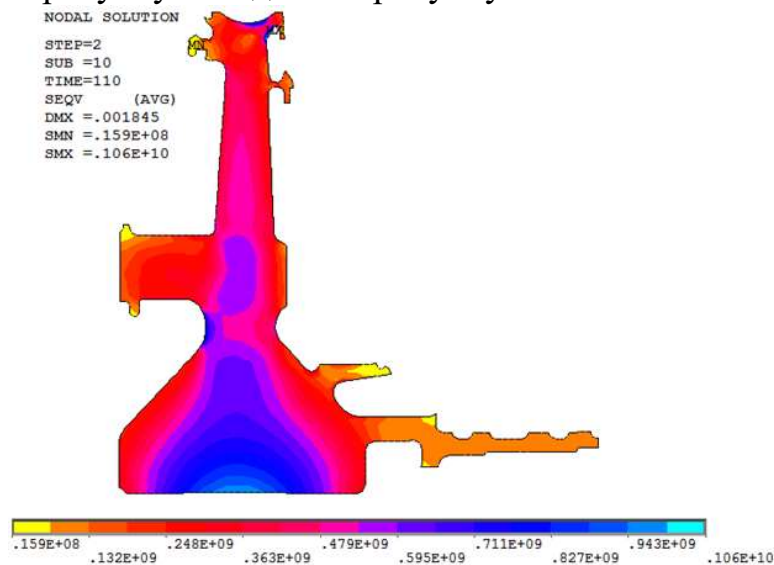


Рисунок 2.36 – Поле напруг

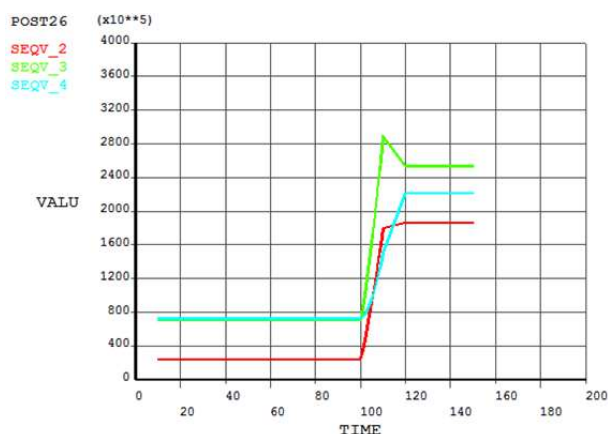


Рисунок 2.37 – Графік зміни напруг з часом на ступиці (вузол 198), в районі болта (вузол 1294) і на ободі диска (вузол 356)

Висновок

У цій частині роботи були проведені розрахунки напружено-деформованого і термонапруженого стану диска (статичний і динамічний). Отримано з статичного розрахунку на міцність поле еквівалентних напруг з максимальним значенням 990МПа, в районі ступиці диска. У результаті стаціонарного аналізу термонапруженого стану отримано поле температур з максимальним значенням 561°C в замковій частині диска, а також еквівалентні напруги з максимальним значенням 1010МПа. Було проведено нестационарний аналіз термонапруженого стану і отримані графіки зміни температури і напружень за часом в трьох точках: в замковій частині, середньої і в отворі диска.

2.6 АНАЛІЗ РОЗПОДІЛУ ОСЬОВИХ ЗУСИЛЬ ПО РОТОРУ ДВИГУНА

Вихідні дані

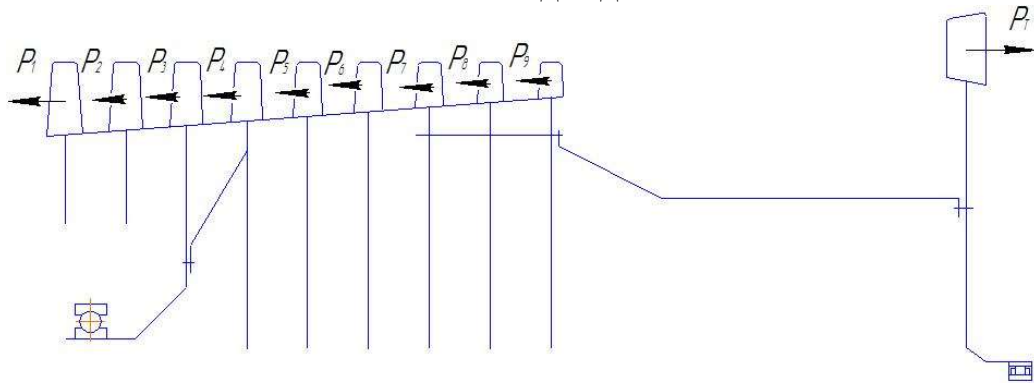


Рисунок 2.38 – Схема ротора високого тиску двигуна РД-33

Осьову силу, діючу на робоче колесо ротора двигуна, можна визначити з наступного виразу:

$$P_{oc} = 2\pi R_{1cep} l_1 P_1 - 2\pi R_{2cep} l_2 P_2 - P,$$

де R_{1cep}, l_1 – середній радіус і висота лопатки на вході в робоче колесо;

R_{2cep}, l_2 – середній радіус і висота лопатки на виході з робочого колеса;

P_1, P_2 – тиск робочого тіла перед ступенем і після нього відповідно;

$P = G_g (C_{2a} - C_{1a})$ – сила тяги, створена ступенем;

G_g – витрата газу через ступень;

C_{1a}, C_{2a} – осьові складові швидкості на вході та на виході зі ступеня відповідно.

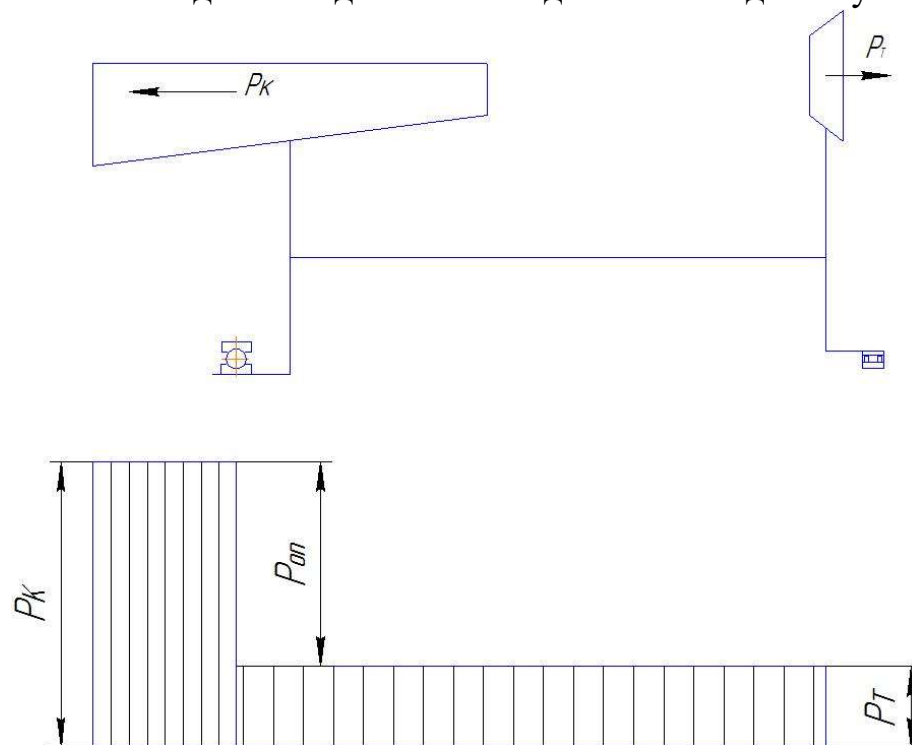


Рисунок 2.39 – Епюра осьових сил

Таблиця 2.21 – Вихідні дані і результати розрахунку

№ ступеня	D, м	D, м	C1a, м/с	C2a, м/с	P1, Па	P2, Па	Gв, кг/с	Рос, Н
КВТ								
5	0,573	0,4	190	186,9	242600	282700	0,13221	4936,9
6	0,573	0,414	183,8	180,6	325500	375000	0,12325	4935,2
7	0,573	0,444	177,5	174,4	429800	489900	0,10304	4956,3
8	0,573	0,456	171,3	168,1	558600	631400	0,09456	6058,7
9	0,573	0,468	165	161,9	716000	801400	0,08585	6432,5
10	0,573	0,482	158,8	155,6	900300	998300	0,07540	6965,3
11	0,573	0,494	152,5	149,4	1110000	1220000	0,06620	6954,3
12	0,573	0,506	146,3	143,1	1342000	1466000	0,05678	6436,3
13	0,573	0,514	140	137,5	1600000	1734000	0,05037	5812,4
							$\sum P_k$	47675,5
ТВТ								
1	0,3588	0,2913	180	191	901000	540000	0,03446	-13558,3

По визначеній силі, діючої на опору можемо обрати підшипник кочення за довідником Г.С. Скубачевського:

Розміри підшипника, мм	140×250×42
Навантаження (осьове), Н	3500
Навантаження (радіальне), Н	650
Довговічність, ч	200
Робоча температура, °С	250
Прокачка мастила, л/мин	11-14
Параметр d_p	$1,155 \cdot 10^6$

Висновок

В результаті розрахунку було визначено осьові сили, діючі на робоче колесо ротора двигуна по ступенях компресора та турбіни. Виходячи з цього було підібрано підшипник кочення.

2.7 РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ ДИСКА ТУРБІНИ ТРДДФ

Мета цієї частини роботи - розрахунок ресурсу диска турбіни ТРДДФ. Основні фактори, впливаючі на ресурс диска (за властивостями матеріалу та умов роботи і на підставі досвіду і існуючих теорій в практиці ресурсного проектування) - тривала міцність (ТМ) і малоциклову втому (МЦВ).

Розрахунок напруг σ_{\max} , σ_i та температур T_{\max} і T_i в критичній точці диска з врахуванням можливих пластичних деформацій на всіх режимах УПЦ

Пружний двомірний розрахунок диска

Диски знаходяться під дією інерційних відцентрових сил, виникаючих при обертанні від маси робочих лопаток і від власної маси диска. Ці сили викликають в диску напруги розтягнення. Від нерівномірного нагрівання дисків турбін виникають температурні напруги, які можуть викликати напруження розтягування і стиснення. Також в диску можуть виникати напруги крутіння і вигину.

Напруги кручення з'являються, якщо диски передають крутний момент, а згинні - виникають під дією різниці тисків і температур на бічних поверхнях диска, від осьових газодинамічних сил, що діють на робочі лопатки, від вібрації лопаток і самих дисків, під дією гіроскопічних моментів, що виникають при еволюціях літака.

Найбільш істотними є напруги від відцентрових сил, а також температурні. Так як розраховується диск першого ступеня турбіни, необхідно враховувати температурні напруги.

Пружний двомірний розрахунок диска виконано з допомогою програми Disk 112.exe кафедри 203 з метою (уточнення) напруг в j -их розрахункових перерізах диска, вибора критичної точки та величини σ_{\max} і T в ній.

В пружному розрахунку диска прийняті наступні допущення:

- Найбільш значущими є напруження від відцентрових сил та температурні;
- диск знаходиться в плосконапруженому стані;
- диск вважається симетричним відносно серединної площини, перпендикулярної осі обертання;
- температура диска змінюється тільки по його радіусу і рівномірна по товщині;
- напруги на будь-якому радіусі не змінюються по товщині;
- наявність отворів і бобишек на диску не приймається до уваги.

Розрахунок диска методом кінцевих різниць заснований на наближеному розрахунку системи диференціальних рівнянь шляхом заміни диференціалів, що входять в них кінцевими різницями.

Для розрахунку диска з центральним отвором розбиваємо на перерізи з умовами:

- для перших двох-трьох перерізів $R_{i+1}/R_i \leq 1,1 \dots 1,2$;
- для інших: $R_{i+1}/R_i \leq 1,4$;
- відношення товщин для всіх перерізів $0,8 \leq b_{i+1}/b_i \leq 1,2$.

Схема розбивання диска і значення радіусів та товщин перерізів наведені на рисунку 2.41 і в таблиці 2.22.

Вихідні дані

- матеріал диска – ЕП 742-ІД ($\rho = 8200 \text{ кг/м}^3$);
- число лопаток робочого колеса $z = 95 \text{ шт}$;

- частота обертання ротора $n = 14168,2 \text{ об/мин}$;
- напруга в кореневому перерізі пера лопатки $\sigma_{PK} = 360,71 \text{ МПа}$;
- площа кореневого перерізу лопатки $F_K = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- площа радіального перерізу розрізної частини обода $f = 1,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- радіус ц. т. $R_f = 0,2705 \text{ м}$

Визначення параметрів по радіусу диска ТРДДФ

Диску турбіни передається тепло від робочих лопаток. Тому він має найбільшу температуру на периферії і найменшу - в центрі. Температура диска на зовнішньому діаметрі t_k визначається через температуру лопатки в кореневому перерізі $t_{л.к}$ і тепловий опір в замку Δt .

$$t_k = t_0 + (t_{л.к} - t_0) \left(\frac{R}{R_k} \right)^2 ,$$

де t_0 – температура диска в центрі;

R_k, R – зовнішній і поточний радіуси диска.

Величина Δt залежить від конструкції замка і для "ялинкових" замків може бути прийнята $\Delta t = 70$.

$$t_k = 770 - 70 = 700^\circ \text{C} .$$

Для диска с центральним отвором температура диска в розрахунковому прерізі:

$$\text{зі: } t_R = t_0 + (t_k - t_0) \left(\frac{R - R_0}{R_k - R_0} \right)^2 ,$$

де t_R – температура в розрахунковому радіусі;

t_0 – температура диска на радіусі R_0 ;

t_k – температура диска на зовнішньому діаметрі;

R – розрахунковий радіус;

R_0 – радіус центрального отвору;

R_k – зовнішній радіус диску;

При перепаді температури на диску $t_k - t_0 = 70^\circ \text{C}$, отримуємо формулу для розрахунку температур в перерізах диску:

$$t_R = 700 + 70 \cdot \left(\frac{R - 0,0564}{0,2601 - 0,0564} \right)^2 .$$

Результати розрахунку записуємо в таблицю 2.22.

При зміні температури змінюється:

– $E_n = f(t)$ – модуль пружності;

– $\alpha_n = f(t)$ – коефіцієнт лінійного розширення;

– $\sigma_{дл} = f(t)$ – межа тривалої міцності.

Знаючи ці параметри для 20, 400, 500, 600, 700 і 800 градусів, в програмному додатку Microsoft–Excel знаходимо параметри E, α і $\sigma_{дл}$ в кожному перерізі. Результати записані в таблиці 2.22

Диск і лопатка виготовлені з матеріалу з різною щільністю (8200 кг/м^3 і 8250 кг/м^3 відповідно), то напруга від відцентрових сил лопаток і замкової части-

ни ободу (вважаючи, що об'єм розрізної частини диска дорівнює сумарному об'єму всіх замків лопаток) визначені за залежністю:

$$\sigma_{рл} = \frac{z\sigma_{PK}F_K + 2\pi\rho fR_f^2\omega^2}{2\pi R_K b_K} = \frac{95 \cdot 360,71 \cdot 10^6 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot \pi \cdot 8200 \cdot 1,64 \cdot 10^{-4} \cdot (0,2705)^2 \cdot (1483)^2}{2 \cdot \pi \cdot 0,2601 \cdot 0,0286} = 131,87 \text{ МПа}$$

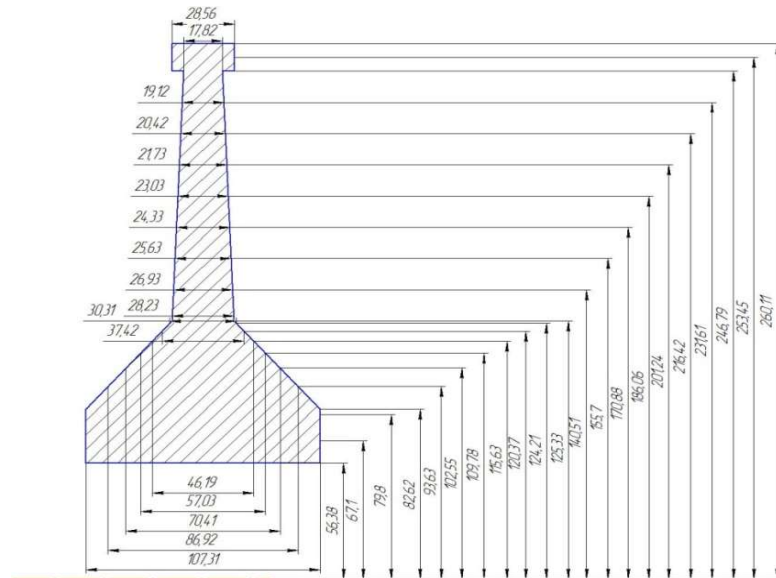


Рисунок 2.40 – Геометричні розміри диска в його розрахункових перерізах

Таблиця 2.22 – Зміна основних параметрів по радіусу диска

Перерізи	R _i , м	b _i , м	T _i , С	Sigma, Мпа	E, Мпа	α, 1/С
1	0,0564	0,1073	700	1172	155000	1,4789E-05
2	0,0671	0,1073	703,3	1166,1	154415	1,4803E-05
3	0,0798	0,1073	706,7	1160,1	153840	1,4818E-05
4	0,0826	0,1073	710,0	1153,9	153275	1,4833E-05
5	0,0936	0,0869	713,3	1147,5	152721	1,4849E-05
6	0,1026	0,0704	716,7	1140,9	152180	1,4864E-05
7	0,1098	0,057	720,0	1134,2	151651	1,488E-05
8	0,1156	0,0462	723,3	1127,2	151137	1,4896E-05
9	0,1204	0,0374	726,7	1120,1	150638	1,4913E-05
10	0,1242	0,0303	730,0	1112,7	150156	1,4929E-05
11	0,1253	0,0282	733,3	1105,2	149691	1,4946E-05
12	0,1405	0,0269	736,7	1097,4	149245	1,4964E-05
13	0,1557	0,0256	740,0	1089,4	148819	1,4981E-05
14	0,1709	0,0243	743,3	1081,2	148414	1,5E-05
15	0,1861	0,023	746,7	1072,8	148031	1,5018E-05
16	0,2012	0,0217	750,0	1064,2	147672	1,5037E-05
17	0,2164	0,0204	753,3	1055,4	147337	1,5056E-05

Продовження таблиці 2.22

18	0,2316	0,0191	756,7	1046,3	147029	1,5076E-05
19	0,2468	0,0178	760,0	1037	146747	1,5096E-05
20	0,2468	0,0286	763,3	1027,5	146494	1,5117E-05
21	0,2535	0,0286	766,7	1017,7	146272	1,5138E-05
22	0,2601	0,0286	770,0	1007,7	146080	1,516E-05

Розрахунок напруженого стану диска ТРДЦФ

На підставі вихідних даних за допомоги програми DISK_112.EXE розраховуються радіальні σ_r , окружні σ_t , еквівалентні напруги $\sigma_{екв}$ в перерізах диска і коефіцієнти запасу міцності.

Результати розрахунку наведені в таблиці 2.23. За результатами розрахунку побудовані графіки зміни напруг (рисунок 2.42) і коефіцієнта запасу міцності по висоті диска (рисунок 2.43).

Таблиця 2.23 – Результати розрахунку диска ТВТ на статичну міцність

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:	
DP=	0 DT= 1
Частота вращения	= 14168.2 об/мин
Количество расчетных сечений	= 22
Количество скачков на контуре	= 1
Контурная нагрузка	= 131.870 МПа
AZ=	0 BZ= 0 NZ= 1 QZ= 0
Коефіцієнт Пуассона	= .30
R(1)=	.0564 R(2)= .0671 R(3)= .0798 R(4)= .0826
R(5)=	.0936 R(6)= .1026 R(7)= .1098 R(8)= .1156
R(9)=	.1204 R(10)= .1242 R(11)= .1253 R(12)= .1405
R(13)=	.1557 R(14)= .1709 R(15)= .1861 R(16)= .2012
R(17)=	.2164 R(18)= .2316 R(19)= .2468 R(20)= .2468
R(21)=	.2535 R(22)= .2601
B(1)=	.1073 B(2)= .1073 B(3)= .1073 B(4)= .1073
B(5)=	.0869 B(6)= .0704 B(7)= .0570 B(8)= .0462
B(9)=	.0374 B(10)= .0303 B(11)= .0282 B(12)= .0269
B(13)=	.0256 B(14)= .0243 B(15)= .0230 B(16)= .0217
B(17)=	.0204 B(18)= .0191 B(19)= .0178 B(20)= .0286
B(21)=	.0286 B(22)= .0286
NRS(Z)=	19
Плотность материала	= 8250.00
T(1)=	700.0 T(2)= 703.3 T(3)= 706.7 T(4)= 710.0
T(5)=	713.3 T(6)= 716.7 T(7)= 720.0 T(8)= 723.3
T(9)=	726.7 T(10)= 730.0 T(11)= 733.3 T(12)= 736.7
T(13)=	740.0 T(14)= 743.3 T(15)= 746.7 T(16)= 750.0
T(17)=	753.3 T(18)= 756.7 T(19)= 760.0 T(20)= 763.3
T(21)=	766.7 T(22)= 770.0
E(1)=	155000.0 E(2)= 154415.0 E(3)= 153840.0 E(4)= 153275.0
E(5)=	152721.0 E(6)= 152180.0 E(7)= 151651.0 E(8)= 151137.0
E(9)=	150638.0 E(10)= 150156.0 E(11)= 149691.0 E(12)= 149245.0
E(13)=	148819.0 E(14)= 148414.0 E(15)= 148031.0 E(16)= 147672.0
E(17)=	147337.0 E(18)= 147029.0 E(19)= 146747.0 E(20)= 146494.0
E(21)=	146272.0 E(22)= 146080.0

Продовження таблиці 2.23

AL(K) = 1.478900E-05 1.480300E-05 1.481800E-05 1.483300E-05
 1.484900E-05 1.486400E-05 1.488000E-05 1.489600E-05
 1.491300E-05 1.492900E-05 1.494600E-05 1.496400E-05
 1.498100E-05 1.500000E-05 1.501800E-05 1.503700E-05
 1.505600E-05 1.507600E-05 1.509600E-05 1.511700E-05
 1.513800E-05 1.516000E-05

SDL(1) = 1172 SDL(2) = 1166,1 SDL(3) = 1160,1
 SDL(4) = 1153,9 SDL(5) = 1147,5 SDL(6) = 1140,9
 SDL(7) = 1134,2 SDL(8) = 1127,2 SDL(9) = 1120,1
 SDL(10) = 1112,7 SDL(11) = 1105,2 SDL(12) = 1097,4
 SDL(13) = 1089,4 SDL(14) = 1081,2 SDL(15) = 1072,8
 SDL(16) = 1064,2 SDL(17) = 1055,4 SDL(18) = 1046,3
 SDL(19) = 1037 SDL(20) = 1027,5 SDL(21) = 1017,7
 SDL(22) = 1007,7

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	.0564	.1073	0.00	707.70	707.70	1.7
2	.0671	.1073	122.26	558.10	508.12	2.3
3	.0798	.1073	187.81	459.19	399.86	2.9
4	.0826	.1073	193.20	437.81	380.02	3.0
5	.0936	.0869	244.91	400.36	349.60	3.3
6	.1026	.0704	290.33	384.06	346.83	3.3
7	.1098	.0570	338.28	379.66	360.76	3.1
8	.1156	.0462	392.69	383.02	387.94	2.9
9	.1204	.0374	456.80	392.39	428.24	2.6
10	.1242	.0303	533.04	407.93	482.80	2.3
11	.1253	.0282	566.39	409.35	506.47	2.2
12	.1405	.0269	536.76	414.94	487.40	2.3
13	.1557	.0256	508.64	413.67	468.43	2.3
14	.1709	.0243	480.12	407.01	448.06	2.4
15	.1861	.0230	450.03	396.21	425.68	2.5
16	.2012	.0217	417.99	382.21	401.30	2.7
17	.2164	.0204	382.69	365.12	374.21	2.8
18	.2316	.0191	344.01	344.83	344.42	3.0
19	.2468	.0178	301.44	321.99	312.22	3.3
20	.2468	.0286	187.61	287.84	253.08	4.1
21	.2535	.0286	159.89	265.76	231.73	4.4
22	.2601	.0286	131.87	243.70	211.29	4.8

За результатами розрахунку побудовані графіки зміни напруг (рисунок 2.42) і коефіцієнта запасу міцності по висоті диска (рисунок 2.43).

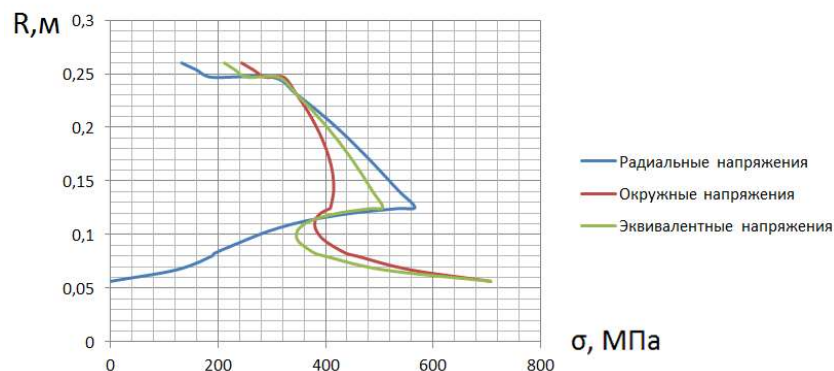


Рисунок 2.41 – Розподіл напруг по радіусу диска турбіни високого тиску

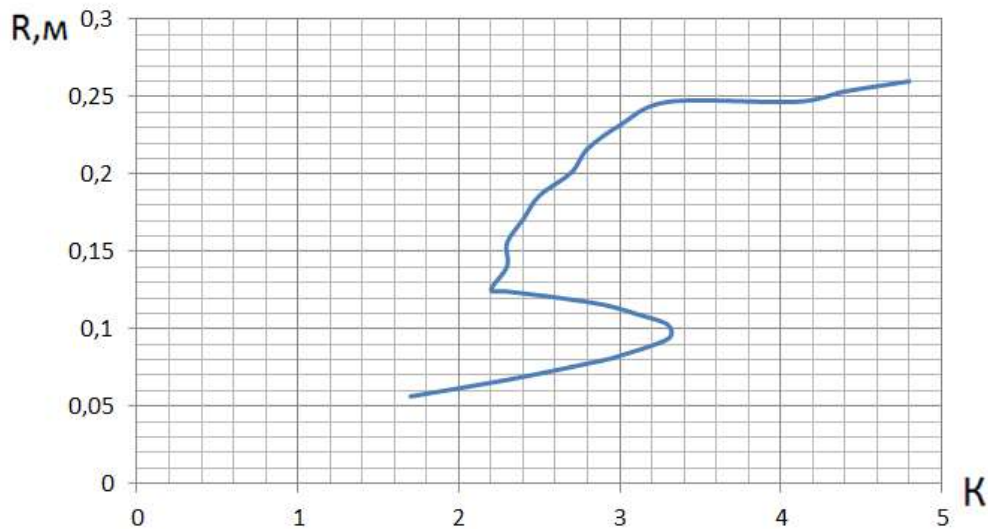


Рисунок 2.42 – Розподіл коефіцієнту запасу міцності по радіусу диска турбіни високого тиску

Вибір критичної точки диска

Можливі критичні точки диску з відповідними коефіцієнтами концентрації знаходяться в зоні:

– центрального отвору $\sigma_{\text{екв}1} = 707,7$ МПа; $T_1 = 700^\circ\text{C} = 973$ К;

$K_{\sigma 1} = 1,7$; $\sigma_{\text{max}1} = \sigma_{\text{екв}1} \cdot K_{\sigma 1} = 707,7 \cdot 1,7 = 1203,09$ МПа;

– отвору під болти $\sigma_{\text{екв}2} = 506,47$ МПа; $T_2 = 733,3^\circ\text{C} = 1006,3$ К;

$K_{\sigma 2} = 2,2$; $\sigma_{\text{max}2} = \sigma_{\text{екв}2} \cdot K_{\sigma 2} = 506,47 \cdot 2,2 = 1114,234$ МПа;

– пазів кріплення лопаток $\sigma_{\text{екв}3} = 211,29$ МПа; $T_3 = 770^\circ\text{C} = 1043$ К;

$K_{\sigma 3} = 4,8$; $\sigma_{\text{max}3} = \sigma_{\text{екв}3} \cdot K_{\sigma 3} = 211,29 \cdot 4,8 = 1014,192$ МПа.

Критерій вибору критичної точки – мінімальний час до зруйнування t_p . Його можна визначити через температуру точки Т, напруги $\sigma_{\text{екв}}$ і $R_{\text{Л-М}}$.

Для матеріалу ЕП 742-ІД відома статистична залежність параметру Ларсона-Міллера від напруг (таблиця 2.24). За відомими статистичними даними в програмі Microsoft Excel 2007 року отримана апроксимаційна графічна залежність (рисунок 2.44) у вигляді полінома третього ступеня, рівняння якого описує модель Ларсона-Міллера для даного матеріалу. За моделлю Ларсона-Міллера визначено величини часу до руйнування для кожної з трьох можливих критичних точок за такою формулою:

$$t_{pi} = 10^{\frac{P_{\text{Л-М}}}{T} - 20},$$

де Т – температура в К.

Результати занесені в таблицю 2.25.

Таблиця 2.24 – Залежність параметра Ларсона-Міллера від напруг для матеріала ЕП-742ІД

$P_{Л-М}$	24000	21229	19206	17375	17006	15479
$S_{Трив}, МПа$	416	745	985	1202	1228	1290
$LgS_{Трив}$	2,62	2,87	2,99	3,08	3,09	3,11

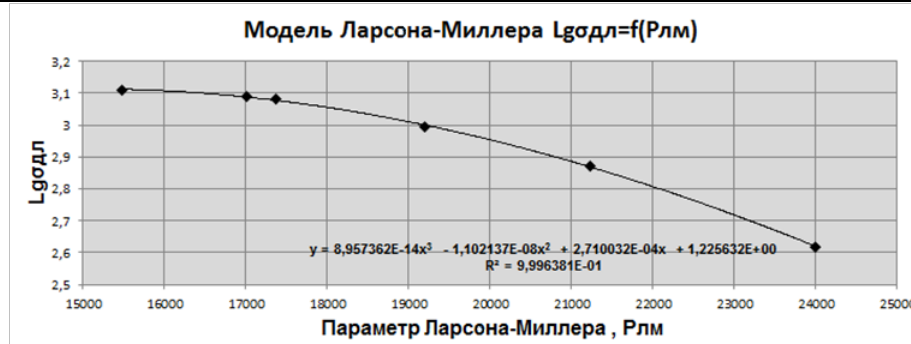


Рисунок 2.43 – Модель Ларсона-Міллера у вигляді полінома 3-й ступеня

$$\lg(\sigma_{дл}) = 8,9574 \cdot 10^{-14} \cdot P_{Л-М}^3 - 1,1021 \cdot 10^{-8} \cdot P_{Л-М}^2 + 2,71 \cdot 10^{-4} \cdot P_{Л-М} + 1,2256$$

Параметр Ларсона-Міллера обчислюється із відомої моделі ТМ для ЕП-742-ІД [рисунок 2.44].

$$P_{Л-М}(T, t_p) = T (\lg t_p + 20).$$

Таблиця 2.25 – Визначення часу до руйнування в характерних точках

T, C	T, K	секв	Lg(секв)	tp(Підбір)	P лм	Lg(σ)
700	973,15	707,7	2,8498	1,159E+02	2,147E+04	2,85
740	1013,15	468,43	2,6706	1,542E+03	2,349E+04	2,671
770	1043,15	211,29	2,3249	3,037E+05	2,658E+04	2,324

Мінімальний час до руйнування $1,16 \cdot 10^2$ годин для точки №1.

Отже, критичній точці диска відповідає переріз №1 (мінімальний час до руйнування, максимальні еквівалентні напруги та мінімальний запас міцності).

Визначення зміни температур критичної точки диска на різних режимах роботи двигуна

Температура в критичній точці диска на базовому режимі сягає $T_p=700^\circ\text{C}$.

Температура на різних режимах роботи двигателя определена по формулі $T_i = T_p \cdot S_i$, за узагальненим польотним циклом (ОПЦ), представленого на рисунку 2.45.

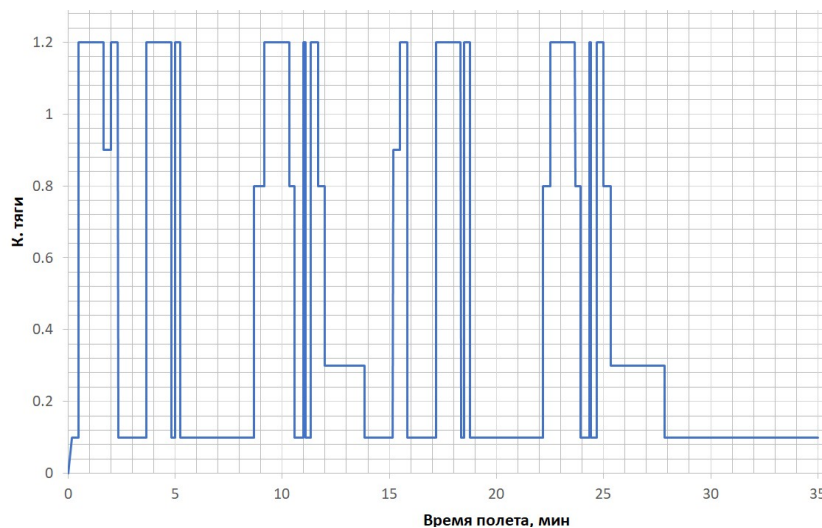


Рисунок 2.44 – Узагальнений польотний цикл

Таблиця 2.26 – Залежність діючих температур від режиму роботи

№ Режима	1	2	3	4	5
Режим	ЗМГ	Форс.	Номін.	Крейсер.	ПМГ
$S=n/n_{max}$	0,16	1,2	0,95	0,85	0,28
Тривалість, хв	16	6	2	3	5
Температура, °C	112	840	665	595	196

Визначення зміни напруг в критичній точці диска на різних режимах роботи двигуна

Напруги на різних режимах визначені перерахуванням за формулою:

$$\sigma_i = \sigma_{баз} \cdot S_i^2$$

За довідковими даними для матеріалу ЕП742-ІД для кожного режиму (кожної температури) визначено значення $\sigma_{0,2}$. Таким чином, встановлено, на яких режимах критична точка знаходиться в зоні пружно-пластичних деформацій. Результати записані у таблиці 2.27.

$$\sigma_{0.2}=f(T)$$

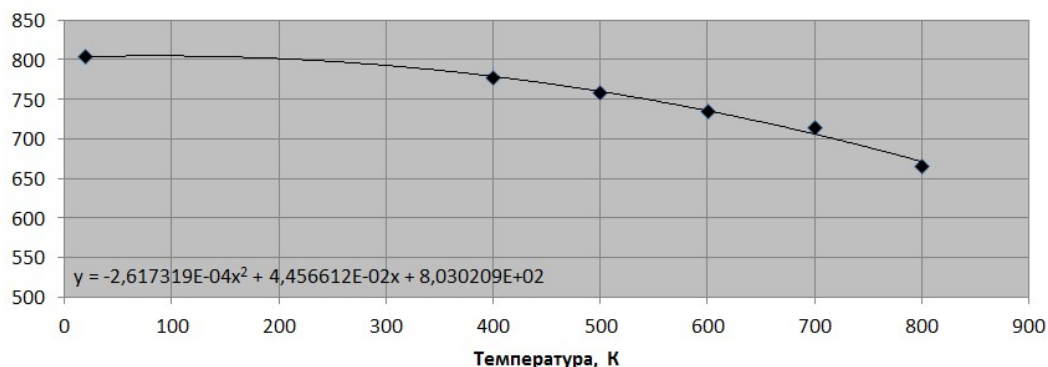


Рисунок 2.45 – Залежність межі текучості матеріалу ЕП-742ІД від температури

Таблиця 2.27 – Залежність виникаючих напруг від виду УПЦ

Режим	ЗМГ	Форс.	Номин.	Крейс.	ПМГ
S	0,16	1,2	0,95	0,85	0,28
Трив.	16	6	2	3	5
T	112	840	665	595	196
σ	18,12	1019,09	638,7	511,31	55,49
$K\sigma^*\sigma_i$	31,7	1783,4	1117,72	894,8	97,1
$\sigma_{0,2}$	804,73	655,78	716,91	736,88	801,7
E	197573,28	178419,6	183023,85	184865,55	195363,24

З аналізу результатів, наведених в таблиці 2.27, визначено, що на максимальному злітному режимі розрахункова точка знаходиться в зоні пружно-пластичних деформацій $\sigma_i > \sigma_T$.

Знаючи вихідну криву деформування « $\sigma_0 - \varepsilon_0$ » та застосувавши метод гіперболи Нейбера, отримані для режиму, значення пружно-пластичних напруг σ_i та деформації ε_i .

Вихідними даними є результати умовного пружного розрахунку диска на кожному режимі (таблиця 2.23) $\sigma_3(1)$ і $\varepsilon_3(1)$, в якості 1-го наближення ($K=1$). Тоді гіпербола Нейбера виходитиме з точки А з координатами $\sigma_3(K)$, $\varepsilon_3(K)$ по закону:

$$\sigma_E = \frac{\sigma_E(1) \cdot \varepsilon_E(1)}{\varepsilon_E}$$

до перетину з відповідними кривими деформування $\sigma_E - \varepsilon_E$.

Для побудови останніх, на кожному режимі, необхідно використовувати програму Sig_eps.exe.

Таблиця 2.28 – Максимальний злітний режим

ε_0	0	0,002	0,0025	0,003	0,005	0,007	0,009	0,01	0,012	0,0145
σ_0	0	340	425	510	805	1015	1120	1150	1180	1200

Таблиця 2.29 – Дані для побудови гіперболи Нейбера

0,009436	0,0104	0,0114	0,0124	0,0134	0,0144	0,0141
1783,4	1612,51	1471,51	1353,18	1252,47	1165,71	1196,51

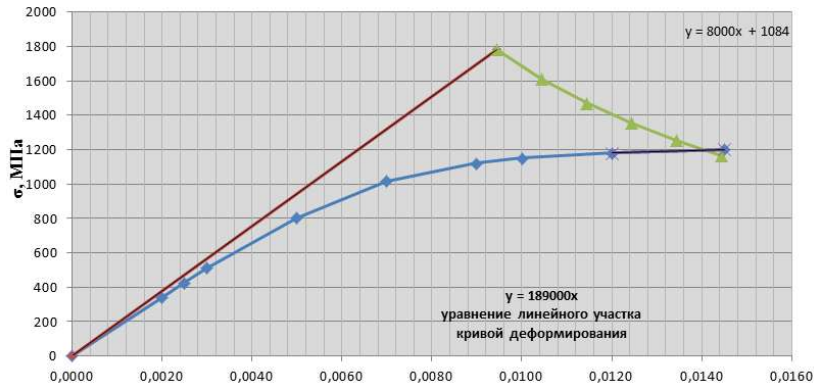


Рисунок 2.46 – Визначення параметрів пружно-пластичного стану методом гіперболи Нейбера для форсажного режиму

Таблиця 2.30 – Номінальний режим

ε_0	0	0	0,002	0,0025	0,003	0,004	0,005	0,007	0,008	0,010
σ_0	0	0	365	456	547	653	708	777	797	818

Таблиця 2.31 – Дані для побудови гіперболи Нейбера

0,005914	0,006914	0,007914	0,008914	0,009914	0,010914	0,008265
1117,72	956,056	835,249	741,546	666,747	605,656	799,806

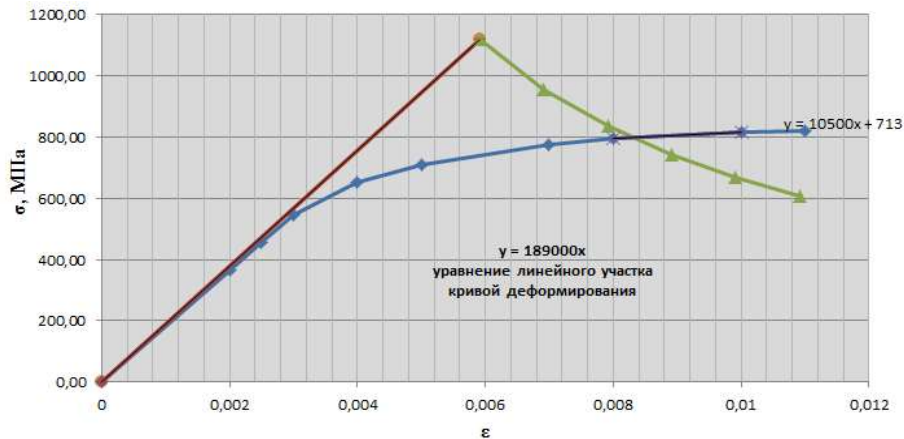


Рисунок 2.47 – Визначення параметрів пружно-пластичного стану методом гіперболи Нейбера для номінального режиму

Таблиця 2.32 – Крейсерський режим

ε_0	0	0,002	0,0028	0,0032	0,004	0,005	0,007	0,008	0,01	0,011
σ_0	0	375	490	562	659,0000	713	780	800	820	825

Таблиця 2.33 – Дані для побудови гіперболи Нейбера

0,004734	0,005734	0,006734	0,007734	0,008734	0,009734	0,005742
894,8	738,759	629,060	547,727	485,018	435,192	737,841

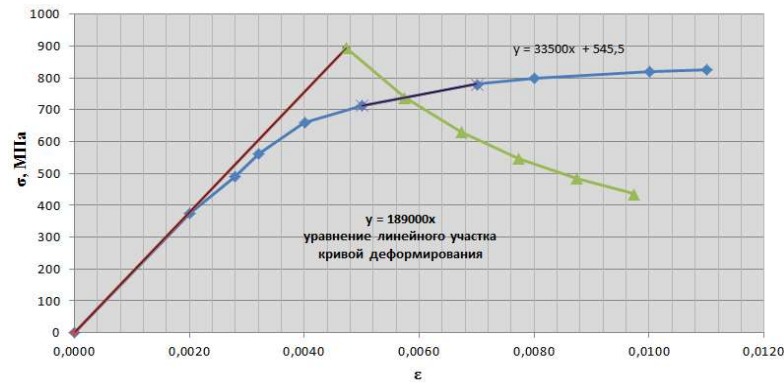


Рисунок 2.48 – Визначення параметрів пружно-пластичного стану методом гіперболи Нейбера для крейсерського режиму

Таблиця 2.34 – Результати розрахунку пружно-пластичного стану диска

№	1	2	3	4	5
Режим	ЗМГ	Форс.	Номін.	Крейср.	ПМГ
S	0,16	1,2	0,95	0,85	0,28
σ_i	31,70496	1783,404	1117,7237	894,7981875	97,09644
ε_i	0,000160472	0,0099956	0,006107	0,004840265	0,000497

Розрахунок пошкоджуваності диска $\Pi_{TM,ушц}$ і $\Pi_{мцв, опц}$ за один УЩ

Розрахунок значень часу до руйнування t_{pmax} і t_{pi} режимів УЩ за моделлю Ларсона-Міллера

За моделлю Ларсона-Міллера для значень σ_i з таблиці 2.27 визначені величини часу до руйнування на кожному i-му режимі:

$$t_{pi} = 10^{\frac{P_{л-м}}{T} - 20},$$

де T – температура в К.

Результати записані в таблицю 2.35

Таблиця 2.35 – Часу до руйнування за моделлю ТМ

№	1	2	3	4	5
Режим	ЗМГ	МВР	Номин.	Крейср.	ПМГ
S	0,16	1,2	0,95	0,85	0,28
σ_i	31,705	1783,404	1117,724	894,798	97,096
$\log \sigma_i$	1,501	3,251	3,048	2,952	1,987
T, К	385	1113	938	868	469
$P_{л-м}$	12391,392	25650,749	21547,926	19910,6351	10632,78
t_p	1,53E+12	1,11E+03	9,38E+02	8,68E+02	4,69E+02
Π_i	1,74E-13	8,98E-05	3,55E-05	5,76E-05	1,78E-04

$$\begin{aligned} \Pi_{TM,ушц} &= \Pi_{TM,ЗМГ} + \Pi_{TM,Форс.} + \Pi_{TM,Номин.} + \Pi_{TM,Крейср.} + \Pi_{TM,ПМГ} = \\ &= 1,74 \cdot 10^{-13} + 8,98 \cdot 10^{-5} + 3,55 \cdot 10^{-5} + 5,76 \cdot 10^{-5} + 1,78 \cdot 10^{-4} = 3,607 \cdot 10^{-4} \end{aligned}$$

Визначення розмахів деформацій $\Delta\varepsilon_1$, $\Delta\varepsilon_2$ циклів і їх ккількості N_{p1} , N_{p2} до руйнування

В УПЦ чітко виділяється один основний цикл 1 – "режим 0 – режим максимальний злітний – режим 0" й один підцикл 2 – "режим ПМГ- режим форсажний - режим ПМГ". Величини $\Delta\varepsilon_j$ розмаху деформацій в критичній точці деталі визначені за методикою (рисунки 2.46 і 2.47).

Розмахи деформацій для основного циклу $\Delta\varepsilon_1$ та підциклу $\Delta\varepsilon_2$:

$$\Delta\varepsilon_1 = 0,01406; \Delta\varepsilon_2 = 0,01357.$$

Число циклів j -го виду до руйнування приблизно визначено з універсального рівняння Менсона:

$$\Delta\varepsilon_j = \left[\ln \frac{1}{1 - \psi(T_j)} \right]^{0.6} \cdot N_{pj}^{-0.6} + 3.5 \frac{\sigma_a(T_j) - \sigma_{m_j}}{E(T_j)} N_{pj}^{-0.12},$$

де $\psi(T)$ – ступінь зменшення площі поперечного перерізу зразка матеріалу при розриві;

$\sigma_B(T)$ – межа тривалої міцності матеріала;

σ_m – середня напругає циклу;

$E(T)$ – модуль пружності матеріалу.

Таблиця 2.36 – Дані для вирішення рівняння Менсона

	Основний цикл	Підцикл	Розмірність
T	840	665	C
σ_b	373,0584	864,1278	МПа
ψ	12,6	12,6	%
E	178419,6	178419,6	Мпа
σ_m	891,702	891,702	Мпа
A	0,3003	0,3003	-
B	-0,0102	-0,0005	-

Таблиця 2.37 – Вирішення рівняння Менсона для основного циклу

1	2	3	4	5	6	7	8	9
№	$\Delta\varepsilon_i$	N_{pi}	$N_{pi}^{-0,6}$	$N_{pi}^{-0,12}$	$A \cdot N_{pi}^{-0,6}$	$B \cdot N_{pi}^{-0,12}$	6+7	δ
1	1,406429E-02	1,00E+01	2,51E-01	7,59E-01	7,54E-02	-7,72E-03	6,77E-02	5,37E-02
2	1,406429E-02	1,00E+02	6,31E-02	5,75E-01	1,89E-02	-5,85E-03	1,31E-02	-9,70E-04
3	1,406429E-02	1,00E+03	1,58E-02	4,37E-01	4,76E-03	-4,44E-03	3,18E-04	-1,37E-02
4	1,406429E-02	1,00E+04	3,98E-03	3,31E-01	1,20E-03	-3,37E-03	-2,17E-03	-1,62E-02
5	1,406429E-02	1,00E+05	1,00E-03	2,51E-01	3,00E-04	-2,56E-03	-2,26E-03	-1,63E-02

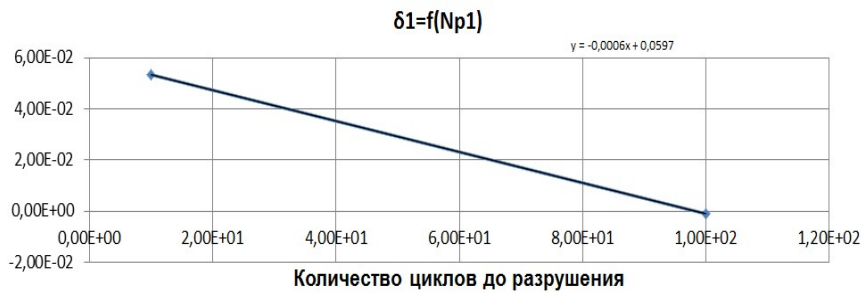


Рисунок 2.49 – Вирішення рівняння Менсона для основного циклу

Таблиця 2.38 – Вирішення рівняння Менсона для підциклу

1	2	3	4	5	6	7	8	9
№	$\Delta \varepsilon_i$	N_{pi}	$N_{pi}^{-0,6}$	$N_{pi}^{-0,12}$	$A \cdot N_{pi}^{0,6}$	$B \cdot N_{pi}^{-0,12}$	п.6+п.7	Різниця
1	0,013567	1,00E+01	2,51E-01	7,59E-01	7,54E-02	-4,10E-04	7,50E-02	6,15E-02
2	0,013567	1,00E+02	6,31E-02	5,75E-01	1,89E-02	-3,11E-04	1,86E-02	5,07E-03
3	0,013567	1,00E+03	1,58E-02	4,37E-01	4,76E-03	-2,36E-04	4,52E-03	-9,04E-03
4	0,013567	1,00E+04	3,98E-03	3,31E-01	1,20E-03	-1,79E-04	1,02E-03	-1,26E-02
5	0,013567	1,00E+05	1,00E-03	2,51E-01	3,00E-04	-1,36E-04	1,64E-04	-1,34E-02
6	0,013567	1,00E+06	2,51E-04	1,91E-01	7,54E-05	-1,03E-04	-2,76E-05	-1,36E-02

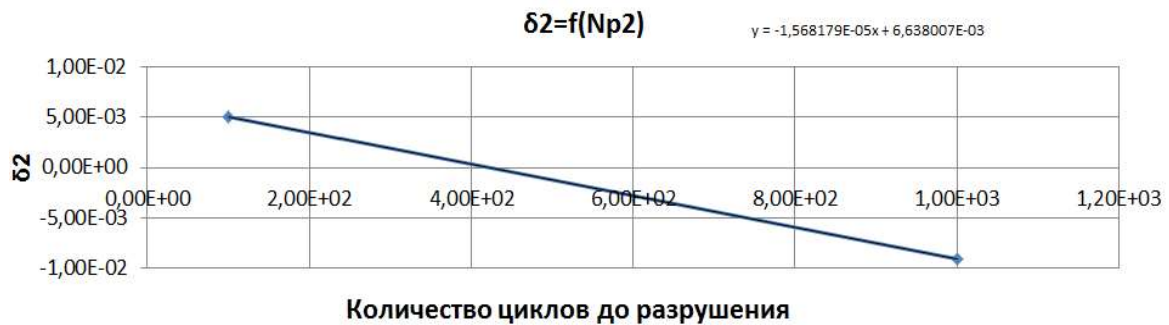


Рисунок 2.50 – Вирішення рівняння Менсона для під циклу

Визначення $\Pi_{TM,УПЦ}$ і $\Pi_{TM,МЦВ}$

Передбачається, що виробітку ресурсу деталей за один УПЦ зворотно-пропорційна пошкоджуваності Π_{TM} і $\Pi_{МЦВ}$ деталі по ДП і МЦВ відповідно. Це пошкоджуваності в рамках лінійної теорії підсумовування пошкоджень, можна визначити за формулою:

$$\Pi_{TM} = \frac{t_1}{t_{1p}} + \frac{t_2}{t_{2p}} + \dots + \frac{t_n}{t_{np}} = \sum \frac{t_i}{t_{ip}};$$

$$\Pi_{МЦВ} = \frac{1}{N_{1p}} + \frac{1}{N_{2p}} + \dots + \frac{1}{N_{np}} = \sum \frac{1}{N_{ip}},$$

де t_{pi} - час до руйнування матеріалу деталі в критичній точці за T_i і σ_i ;

t_i - тривалість режиму;

N_{ip} - число циклів до руйнування матеріалу деталі в критичній точці з параметрами T_i і ε_i .

Результати розрахунку пошкоджуваності по МЦВ наведені в таблиці 2.39

Таблиця 2.39 – Результати розрахунку пошкоджуваності по ДП за ОПЦ

№	1	2	3	4	5
ре-	ЗМГ	Форс.	Номін.	Крейсер.	ПМГ
S	0,16	1,2	0,95	0,85	0,28
t, хв	16	6	2	3	5
t, год	0,2667	0,1000	0,0333	0,05	0,0833
tr	1,53E+12	1,11E+03	9,38E+02	8,68E+02	4,69E+02
Πi	1,74E-13	8,98E-05	3,55E-05	5,76E-05	1,78E-04
ΣΠ	3,6067E-04				

Таблиця 2.40 – Результати розрахунку пошкоджуваності по МЦВ за УПЦ

	Осн. цикл	Підцикл
σ_{\max}	1783,40	1783,40
N_p	9,95E+01	4,23E+02
$\Pi_{\text{МЦВ}}$	1,01E-02	2,36E-03

$$\Pi_{\text{МЦВ,УПЦ}} = \Pi_{\text{МЦВ,УПЦ(основ.)}} + \Pi_{\text{МЦВ,УПЦ(підцикл)}} = 1,01 \cdot 10^{-2} + 2,36 \cdot 10^{-3} = 1,2413 \cdot 10^{-2}$$

Побудова детермінованих кривих $K_{\text{ТМ}}(n)$ і $K_{\text{БЦВ}}(n)$

Найважливішими пошкоджуючими факторами, що призводять до вробленню ресурсу деталей авіаційного ГТД:

- тривале статичне навантаження при підвищених температурах чи тривала міцність (ТМ);
- повторно-статичні та цикличні навантаження з великим розмахом деформацій – малоциклова втома (МЦВ).

За інформацією про напруги σ_i і температурах T_i в критичній точці диска, а також про влвствості матеріалу диска, отримані пошкоджуваності $\Pi_{\text{ТМ,УПЦ}}$ і $\Pi_{\text{МЦВ,УПЦ}}$ диска за один УПЦ за критеріями ТМ і МЦВ.

На базі цих даних моделі руйнування диска виглядають так:

$$\text{– за критерієм ТМ: } \Pi_{\text{ТМ}}(N) = N \cdot \Pi_{\text{ТМ,УПЦ}} = 1,$$

$$\text{– за критерієм БЦВ: } \Pi_{\text{МЦВ}}(N) = N \cdot \Pi_{\text{МЦВ,УПЦ}} = 1,$$

де $\Pi_{\text{ТМ}}(N)$ і $\Pi_{\text{МЦВ}}(N)$ накопичені в процесі наробітки N руйнуючі пошкоджуваності, а N – число реалізованих УПЦ на момент руйнування.

Величину $\Pi_{\text{ДП}}(N)$ відносять до деякого еквівалентного усталеного режиму, на якому час роботи дорівнює $t_{\text{екв}}(N)$, а час до руйнування – $t_{p \text{ экв}}$. В якості такого режиму обирають максимальний режим УПЦ двигуна.

$$\text{Тоді: } \Pi_{\text{ТМ}}(N) = \frac{t_{\text{екв}}}{t_{p \text{ экв}}} = \frac{1}{t_{p \text{ экв}} / t_{\text{екв}}(N)} = \frac{1}{K_{\text{ТМ}}(N)},$$

де $K_{\text{ТМ}}(N) = \frac{t_{p \text{ экв}}}{t_{\text{екв}}(N)}$ – поточний запас довговічності деталі за критерієм ТМ.

З моделі руйнування і виразу для $\Pi_{\text{ТМ}}(N)$ випливає:

$$K_{TM}(N) = \frac{1}{N \cdot \Pi_{TM_{y_{\text{шц}}}}}$$

З цієї формули стає відомо, що при малій наробітці (N) запас довговічності $K_{TM}(N)$ великий. А далі, з ростом N він зменшується, і при $K_{TM}(N)=1$, згідно з моделлю руйнування, настає руйнування диска – поява макротріщини. Функція $K_{TM}(N)$ фактично є детерміновани показником безвідмовності роботи диска – одним з двох основних показників його міцнісної надійності.

Для оцінки другого основного показника міцносної надійності диска - його довговічності (ресурсу) - необхідно задатися запасом довговічності. Зазвичай приймається нормоване значення $[K_{TM}]$ запасу довговічності $K_{ДП}(N)$.

Значення $[K_{TM}]$ можна оцінити за допустимим значенням запасу тривалої міцності диска $[K_{TM}^{\sigma}]$ по формулі $[K_{TM}] = [K_{TM}^{\sigma}]^{m_1}$,

де m_1 – показник ступеня в моделі ТМ матеріалу деталі типа:

$$(\sigma_{\text{прує}})^{m_1(T)} \cdot t_p = C_1(T).$$

Величина m_1 з моделі ТМ матеріалу ЕП 742-ІД:

Таблиця 2.41 – Модель ТМ ЕП 742-ІД

№	Т,К	lg(ti)	Рлмі	lgci	lgti+1-lgti	lgGi-lgGi+1	6/7=m
1	1113	1	23373	2,6826	0,30103	0,0332	9,0774
2	1113	1,30103	23708,04639	2,6494	0,39794	0,0454	8,7580
3	1113	1,69897	24150,95361	2,6040	0,30103	0,0356	8,4664
4	1113	2	24486	2,5684	0,30103	0,0366	8,2355
5	1113	2,30103	24821,04639	2,5319	0,39794	0,0498	7,9882
6	1113	2,69897	25263,95361	2,4821	0,30103	0,0388	7,7605
7	1113	3	25599	2,4433	1	0,1354	7,3843
8	1113	4	26712	2,3078	1	0,1449	6,8992
9	1113	5	27825	2,1629	1	0,1537	6,5051

Величина $\Pi_{МЦВ}(N)$ також зростає з наробіткою (N) еквівалентних циклів $N_{\text{екв}}(N)$, число яких до руйнування по критерію МЦВ - $N_p \text{ экв.}$ (відносно до параметрів основного цикла УПЦ двигуна).

Після перетворень, аналогічних вищенаведеним, отримані наступні залежності для визначення запасів довговічності по критерію МЦВ:

$$K_{\text{МЦВ}}(N) = \frac{1}{N \cdot \Pi_{\text{МЦВ}_{y_{\text{шц}}}}},$$

$$[K_{\text{МЦВ}}] = 10 - \text{згідно рекомендацій.}$$

Наведенні вище залежності запасів міцності і довговічності $K_{TM}(N)$ і $K_{\text{МЦВ}}(N)$ по критеріям ТМ і МЦВ є детермінованими показниками безвідмовності деталі по наробітці N.

Наробітка по МЦВ визначається поточним числом УПЦ – N, а по ТМ - або в N, або в годинах УПЦ $t_{\Sigma} = N \cdot t_{\text{шц}}$, де $t_{\text{шц}}$ – тривалість УПЦ.

Для оцінювання ресурсів диска по критеріям ТМ і МЦВ при різних норма-

них запасах міцності і довговічності, на графіках кривих безвідмовності роботи диска нанесені рівні нормованих значень цих запасів. Точки перетину вказаних рівнів з кривими безвідмовності відповідають величинам відповідних ресурсів R_{TM} і $R_{MЦВ}$.

Використовуючи нормовані допустимі значення коефіцієнтів запасів і графіки показників безвідмовності диска (рисунки 2.52, 2.53) знаходимо значення ресурсів. Вихідні дані наведені в таблиці 2.42. Залежності коефіцієнтів запасу і довговічності від наробітки N наведені в таблиці 2.43.

Таблиця 2.42 – Залежності поточних запасів довговічності по ТМ і МЦВ від наробітки N

№	Наименование	Число УПЦ N				
		1,00E+01	1,00E+02	1,00E+03	1,00E+04	1,00E+05
1	$K_{TM}(N)$	1942247,3	194224,7	19422,5	1942,3	194,2
2	$K_{MЦВ}(N)$	3525,6	352,6	35,3	3,5	0,35

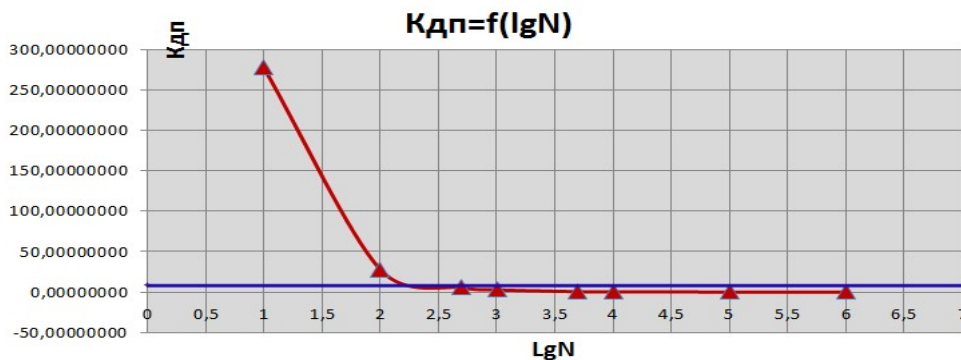


Рисунок 2.51 – Ресурс по ТМ в кількості УПЦ

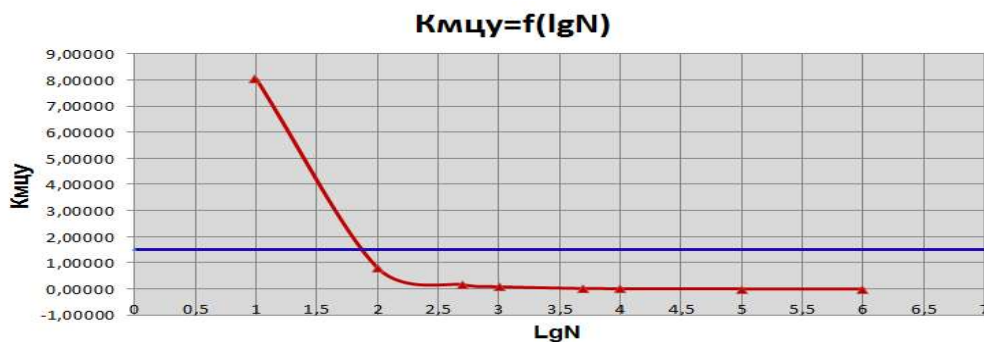


Рисунок 2.52 – Ресурс по МЦВ в кількості УПЦ

Таблиця 2.43 – Отримані значення ресурсів

№	Вид ресурсу	Нормовані запаси		Величина ресурсу кількість УПЦ
		Міцності	Довговічності	
1	ТМ	1,4	10,19	398,1
2	МЦВ		10	50,1

Висновок

За результатами проведеної роботи встановлено, що визначальним фактором ресурсу диска турбіни авіаційного ГТД є малоциклова втома (а не ТМ, як для лопатки). Це пов'язано з тим, що диски працюють при відносно невисоких температурах, але значних відцентрових силах (як наслідок значного розмаху деформацій), в той час як умови роботи лопатки - навпаки, при підвищених температурах і більш низькій відцентровій силі.

З проведених розрахунків випливає, що ресурс по ТМ розглянутого диска становить 398,1 циклів, що менше призначається для сучасних ГТД ресурсів. Ресурс же по МЦВ становить 50,1, що є неприпустимим в умовах діючих «Норм льотної придатності».

Исходя из проведенного анализа, можно назначить следующие рекомендации: так как на МЦВ в значительной степени влияет размах деформаций, следовательно, необходимо уменьшить $\Delta \varepsilon_1$, этого можно добиться путем устранения концентратора в расчетной критической точке введением галтелей по краям центрального отверстия для снижения значения коэффициента K_σ .

Можна призначити наступні рекомендації: так як на МЦВ в значній мірі впливає розмах деформацій, отже, необхідно зменшити $\Delta \varepsilon_1$, цього можна домогтися шляхом усунення концентратора в розрахунковій критичній точці введенням галтелів по краях центрального отвору для зниження значення коефіцієнта концентрації.

ВИСНОВКИ

Результат виконання конструкторської частини цієї роботи - вибір і обґрунтування конструкції двигуна, систем і агрегатів. Також були проведені розрахунки на міцність лопаток, розрахунки частот власних коливань лопаток і розрахунки замків лопаток компресора і турбіни. Були проведені розрахунки на міцність дисків компресора і турбіни.

При розрахунку лопатки робочого колеса КВТ були отримані розподіл напружень і коефіцієнтів запасу міцності по радіусу лопатки. Найменше значення коефіцієнта запасу в хвостовику кореневого перетину лопатки одно 3,592. При розрахунку лопатки робочого колеса ТВТ мінімальний запас міцності склав 1,5637. Критична точка знаходиться на стінці каналу охолодження.

За результатами розрахунків лопаток рбочиох колес КВТ і ТВТ визначено частоти власних коливань. В результаті побудови частотних діаграм коливань лопаток визначили відсутність резонансів в зоні робочих режимів двигуна.

В результаті розрахунку на міцність замків лопаток компресора та турбіни були отримані запаси міцності для лопатки РК КВТ:

$$K_{3M} = \frac{[\sigma_{3M}]}{\sigma_{3M}} = 3,914; \quad K_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = 1,7098; \quad K_{3T} = \frac{[\sigma_{3T}]}{\sigma_{3T}} = 2,218;$$

Також і для лопатки РК ТВТ:

$$K_{p.2}^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.2.I}} = \frac{850}{274,2} = 3,1; \quad K_{p.2}^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.2.II}} = \frac{850}{210,05} = 4,05; \quad K_{p.2}^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.2.III}} = \frac{850}{262,25} = 3,24;$$

Результатом проведеного розрахунку на міцність диска компресора став розподіл напруг і коефіцієнтів запасу міцності по радіусу. Найменше значення коефіцієнта запаса дорівнює 1,6.

Результатом розрахунку диска турбіни стало поле еквівалентних напружень з максимальним значенням 1010 МПа, а також поле температур з максимальним значенням 561°C.

В результаті аналізу розподілу осьових зусиль по ротору ВТ було підбрано підшипник кочення.

За результатами розрахунку ресурсу диска турбіни встановлено, що визначальним фактором ресурсу диска турбіни авіаційного ГТД є малоциклова втома. З проведених розрахунків випливає, що ресурс по ТМ розглянутого диска становить 398,1 циклів, що менше призначається для сучасних ГТД ресурсів. Ресурс же по МЦВ становить 50,1, що є неприпустимим в умовах діючих «Норм льотної придатності».

3. Спеціальна частина

3.1 КОНСТРУКЦІЯ МОДУЛЯ КНТ ТРДДФ

Проблематика

Реалізація принципу модульності конструкції ГТД базується на тому що виріб складається з модулів (складових частин) двигуна, що створені за принципом функціональної та технологічної взаємозамінності.

Сучасні авіаційні двигуни військового призначення генерації «4+» не повністю відповідають цим вимогам: заміна модулів в експлуатації ускладнена, що призводить до збільшення термінів і вартості робіт з обслуговування ГТД, а тому і знижує боєздатність авіапарку.

На рисунку 3.1 показана наявна конструкція КНТ ТРДДФ літака-винищувача, на рисунку 3.2 – запропонована конструкція, що відповідає вимогам модульності.

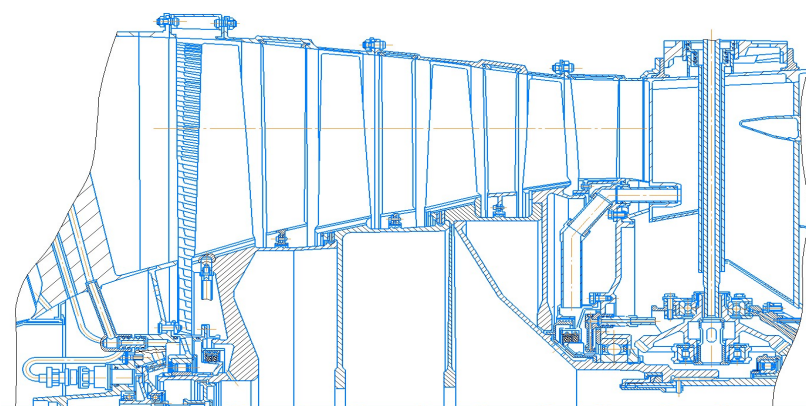


Рисунок 3.1 – Наявна конструкція КНТ

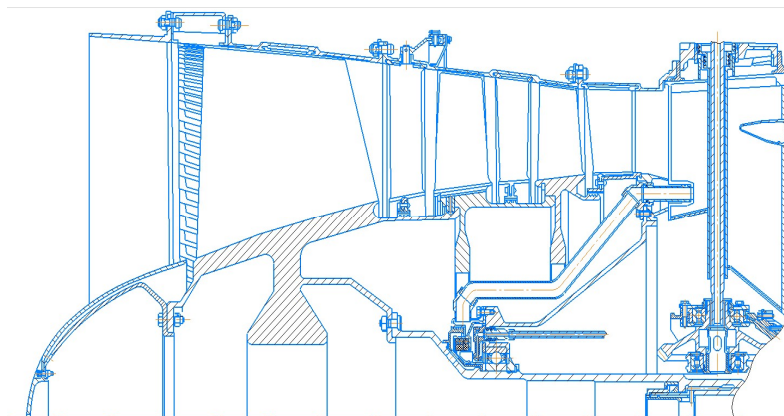


Рисунок 3.2 – Запропонована конструкція модуля КНТ

Аналіз конструкції модуля КНТ:

Зняти КНТ необхідна наявність поздовжнього роз'єму корпусу. Також наявність силових стійок перед входом в компресор збільшує масу модуля і вимагає обігріву стійок гарячим повітрям, що знижує економічність двигуна.

В запропонованому варіанті навантаження від опори передаються черезконічну діафрагму на проміжний корпус.

Складаємість модуля

Розробка схеми загальної збірки модуля КНТ (рисунок 3.3) на основі, якою здійснена послідовність складання твердотільних моделей деталей модуля (рисунок 3.4 – 3.5).

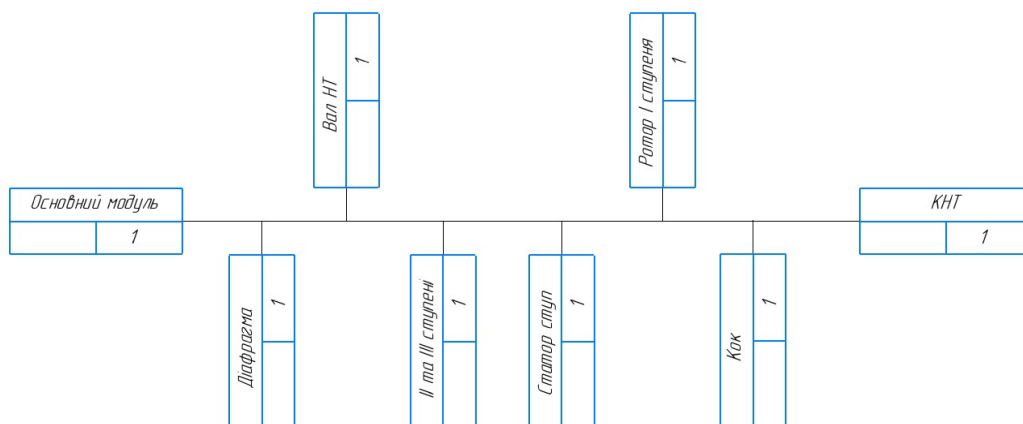


Рисунок 3.3 – Схема загального складання модуля КНТ

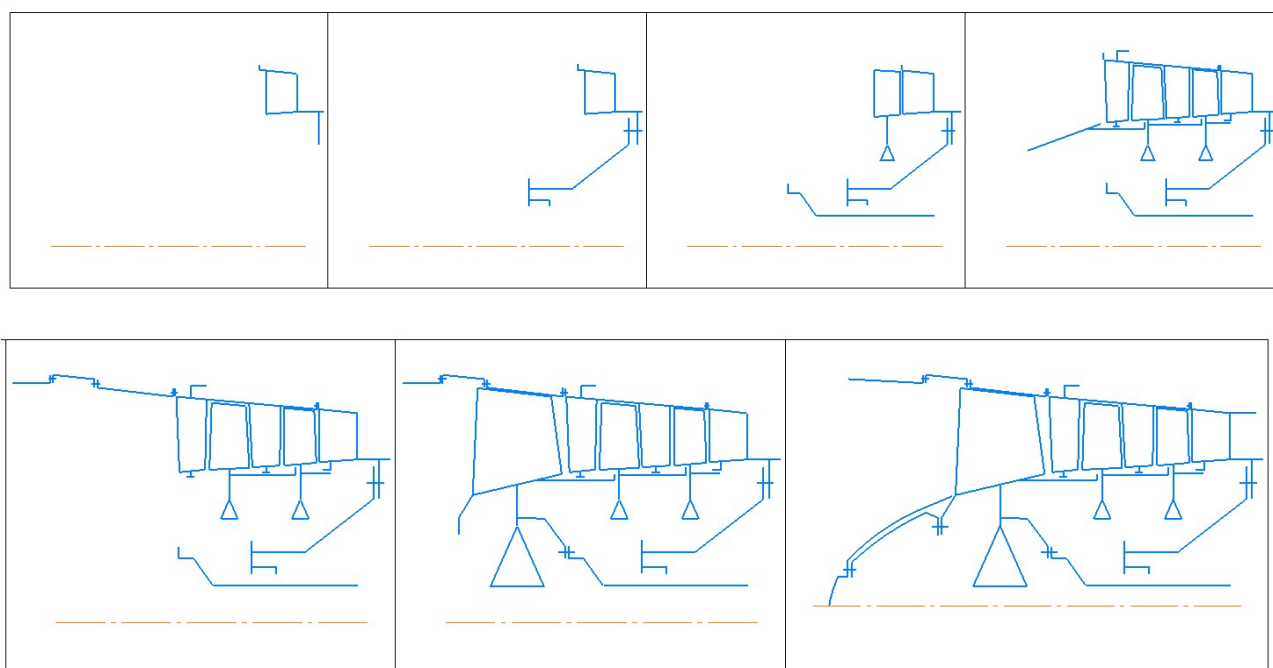


Рисунок 3.4 – Порядок складання модуля КНТ

3.2 РОЗРАХУНОК МОДУЛЯ КНТ

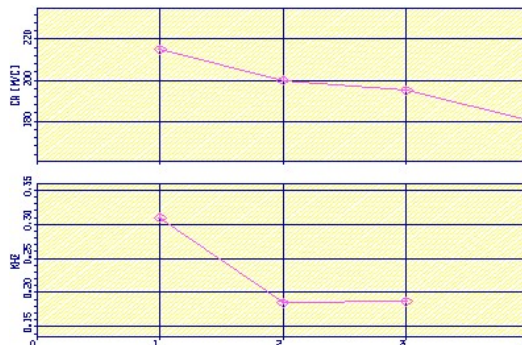
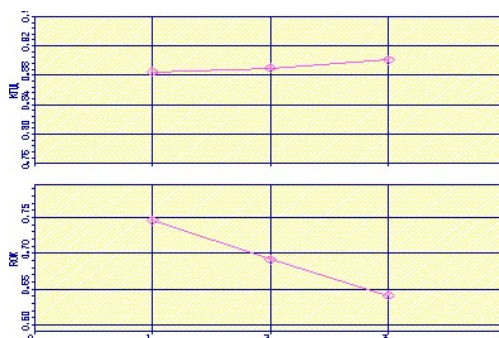
Газодинамічний розрахунок багатоступінчастого осевого компресора

Для визначення основних геометричних розмірів и параметрів проведемо газодинамічний розрахунок компресора за методикою [3]. Результати розрахунку КНТ представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку компресора низького тиску

$N_k=1$ $K_{\phi 1}=2$ $K_{\phi 2}=2$ $z_1=3$ $z_k=3$ $K_r=1$ $P_k=3.150$ $P_{k1}=3.150$ $G=79.06$ $n_1=11108.1$ $n_2=11108.1$ $k=1.40$ $R=287.00$ $T_B=288.15$ $P_B=98290.0$ $P_{10}=98290.0$ $S_{B\alpha}=1.000$ $S_{B\alpha}=.980$ $S_{B\beta}=1.000$ $m=.00$							
Ncт	Dк	Dcp	Dвт	Dot	ККД	Mw1	Mc2
1	.7781	.5983	.3326	.4274	.8845	1.264	.7754
2	.7241	.5983	.4378	.6047	.8895	.9656	.6688
3	.7055	.5983	.4672	.6622	.9007	.8739	.6492
Ncт	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	215.0	207.5	-3.899	180.7	215.0	275.1	452.6
2	200.0	197.5	59.25	155.8	208.6	251.6	421.2
3	195.0	187.8	77.95	171.9	210.0	254.6	410.4
Ncт	Hз	Rк	all	al2	be1	be1л	be2
1	.6347E+05	.7460	-88.96	48.95	31.42	31.42	51.12
2	.3280E+05	.6910	73.50	51.73	34.71	34.71	45.78
3	.3153E+05	.6410	68.21	47.52	35.83	35.83	46.84
Ncт	Пcт	Нтк	Сак	Kg	Кн	U1	U2
1	1.860	.3136	.4751	1.020	.9880	348.0	348.0
2	1.321	.1895	.4749	1.022	.9760	348.0	348.0
3	1.282	.1942	.4752	1.024	.9640	348.0	348.0
Ncт	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	351.2	265.2	313.6	.1865E+06	.1828E+06	.7345E+05	.1254E+06
2	383.8	329.6	352.4	.2463E+06	.2414E+06	.1463E+06	.1826E+06
3	415.2	361.9	382.9	.3159E+06	.3096E+06	.1965E+06	.2380E+06
	Dкк	Dск	Dвк	Doc	Tк	Pк	Ск
	.6924	.5983	.4864	.7025	399.0	.2693E+06	180.5
	Pк = 3.150		ККД = .8784	Lк =127800.			

Далі представлені графіки розподілів C_a і H_z (рисунок 3.6); $\eta_{cт}^*$ і ρ_k (рисунок 3.7); C , T , T^* , P , P^* (рисунок 3.8); схема проточної частини КНТ (рисунок 3.9), побудовані по значенням з таблиці 3.1.

Рисунок 3.5 – Розподіл C_a і H_z по ступеням КНТРисунок 3.6 – Розподіл $\eta_{cт}^*$ і ρ_k по ступеням КНТ

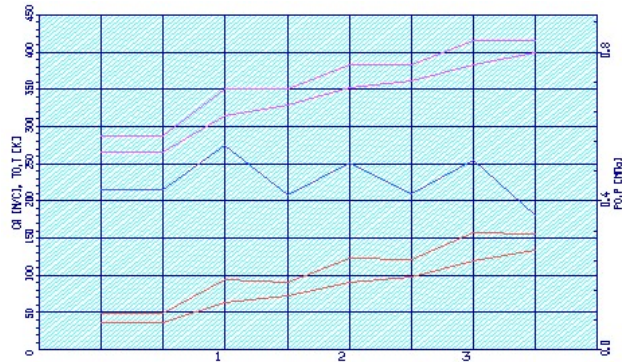


Рисунок 3.7 - Розподіл C , T , T^* , P , P^* по ступеням КНТ

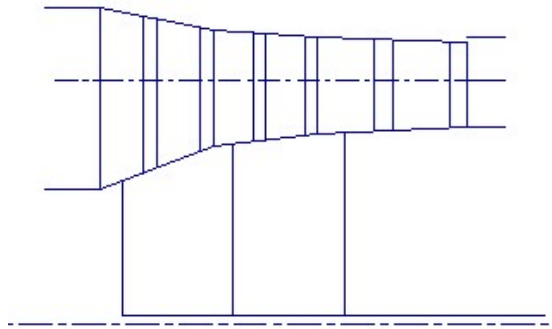


Рисунок 3.8 - Схема проточної частини КНТ

На рисунку 3.9 наведені трикутники швидкостей всіх 3-х ступенів КНТ.

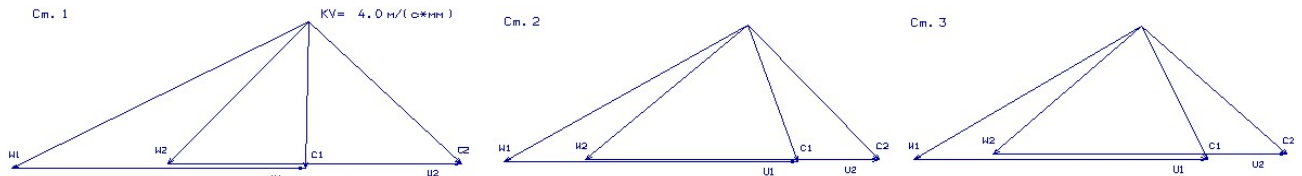


Рисунок 3.9 - Трикутники швидкостей компресора ступенів №1, №2, №3 на середньому радіусі

Профілювання I ступеня КНТ

Перший ступінь компресора типу «моноколесо» з широкохордними надзвуковими лопатками. В таблиці 3.2 представлені вихідні дані до профілювання та результати розрахунку.

Таблиця 3.2 – Профілювання I ступеня КНТ

$H_{ст}$	$KK_{дст}$	G_B	T_1^*	P_1^*	C_{1a}
63470.	.880	79.1кГ/с	288.1К	96816.Па	215.0м/с
$D_{к1}$	$D_{ср1}$	$D_{вт1}$			
.788м	.605м	.337м			
$PI_{ст}$	P_2^*	P_3^*	T_2^*	T_3^*	
1.855	182286.Па	179552.Па	351.3К		
$LAMBDA_{2a}$	$ср$	$q(LAMBDA_{2a} ср)$	F_2		
.627		.936	.2150кв.м		
ПОСТОЯННЫЙ СРЕДНИЙ ДИАМЕТР					
$D_{к2}$	$D_{ср2}$	$D_{вт2}$			
.709м	.605м	.479м			
$U_{1к}$	$U_{1ср}$	$U_{1вт}$			
460.4м/с	353.5м/с	196.9м/с			
$U_{2к}$	$U_{2ср}$	$U_{2вт}$			
414.3м/с	353.5м/с	279.7м/с			
СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ					
U_k	$U_{ср}$	$U_{вт}$			
437.4м/с	353.5м/с	238.3м/с			

Продовження таблиці 3.2

ЗАКРУТКА ПОТОКА
 $dW_u \kappa = 145.1 \text{ м/с}$ $dW_u \text{ ср} = 179.6 \text{ м/с}$ $dW_u \text{ вт} = 266.4 \text{ м/с}$
 $Ro1\kappa = .834$ $Ro1\text{ср} = .746$ $Ro1\text{вт} = .441$
 УГЛЫ ALFA1 $\kappa, \text{ср, вт} = 90$ град
 $W1u \kappa = 460.4 \text{ м/с}$ $W1u \text{ ср} = 353.5 \text{ м/с}$ $W1u \text{ вт} = 196.9 \text{ м/с}$
 $BETA1\kappa = 25.0 \text{ град}$ $BETA1\text{ср} = 31.3 \text{ град}$ $BETA1\text{вт} = 47.5 \text{ град}$
 $W1\kappa = 508.1 \text{ м/с}$ $W1\text{ср} = 413.7 \text{ м/с}$ $W1\text{вт} = 291.5 \text{ м/с}$
 $T1\kappa = T1\text{ср} = T1\text{вт} = 265.1 \text{ К}$
 $Mw1\kappa = 1.56$ $Mw1\text{ср} = 1.27$ $Mw1\text{вт} = .89$
 $C2a(r) = C1a(r) = C1A \kappa = 215.0 \text{ м/с}$
 $C2u \kappa = 145.1 \text{ м/с}$ $C2u \text{ ср} = 179.6 \text{ м/с}$ $C2u \text{ вт} = 266.4 \text{ м/с}$
 $W2u \kappa = 269.2 \text{ м/с}$ $W2u \text{ ср} = 173.9 \text{ м/с}$ $W2u \text{ вт} = 13.3 \text{ м/с}$
 $BETA2\kappa = 38.6 \text{ град}$ $BETA2\text{ср} = 51.0 \text{ град}$ $BETA2\text{вт} = 86.5 \text{ град}$
 $ALFA2\kappa = 167.1 \text{ град}$ $ALFA2\text{ср} = 149.6 \text{ град}$ $ALFA2\text{вт} = 116.1 \text{ град}$
 $W2 \kappa = 344.5 \text{ м/с}$ $W2 \text{ ср} = 276.5 \text{ м/с}$ $W2 \text{ вт} = 215.4 \text{ м/с}$
 $dBETA \kappa = 13.6 \text{ град}$ $dBETA \text{ ср} = 19.7 \text{ град}$ $dBETA \text{ вт} = 38.9 \text{ град}$
 $C2 \kappa = 259.4 \text{ м/с}$ $C2 \text{ ср} = 280.1 \text{ м/с}$ $C2 \text{ вт} = 342.3 \text{ м/с}$
 $T2\kappa = 317.8 \text{ К}$ $T2\text{ср} = 312.2 \text{ К}$ $T2\text{вт} = 293.0 \text{ К}$
 $Mc2\kappa = .73$ $Mc2\text{ср} = .79$ $Mc2\text{вт} = 1.00$
 СРЕДНЯЯ ВЫСОТА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ = .1704 м
 $t_{вт \text{ min}} = .0262 \text{ м}$
 РАСЧЕТНОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК = 40.3
 ПРИНЯТОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК = 23.0
 РАСЧЁТНОЕ ОТНОШЕНИЕ $(b/t)_{вт} = 1.7491$
 $(b/t)_{вт} = 5.120$ $(b/t)_{\kappa} = 2.190$ $t_{вт} = .046 \text{ м}$ $t_{\kappa} = .108 \text{ м}$
 хорды: $b_{\kappa} = .236 \text{ м}$ $b_{\text{ср}} = .236 \text{ м}$ $b_{вт} = .236 \text{ м}$
 УГЛЫ АТАКИ $i_{вт} = 1 \text{ град}$, $i_{\text{ср}} = 2 \text{ град}$, $i_{\kappa} = 3 \text{ град}$
 КРИВИЗНА ПРОФИЛЯ $V_{\kappa} = 14.01$ $V_{\text{ср}} = 22.99$ $V_{вт} = 44.18$
 УГЛЫ УСТАНОВКИ ПРОФИЛЯ
 $\text{ГАММА}_{\kappa} = 35.04$ $\text{ГАММА}_{\text{ср}} = 44.80$ $\text{ГАММА}_{вт} = 75.03$
 КОНЦЕВОЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 $R_{\text{ср}} = .966$ ХОРДА = .236
 СРЕДНЕЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 $R_{\text{ср}} = .591$ ХОРДА = .236
 ВТУЛОЧНОЕ СЕЧЕНИЕ
 ДОЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 СРЕДНЯЯ ЛИНИЯ ПРОФИЛЯ СТРОИТСЯ ПО
 ЗАКОНУ $y = (bx - x^2) / (2Ax + B)$
 $Fi1 = 26.51$ $Fi2 = 17.67$ ХОРДА = .236 $A = -.567$ $B = .473$

Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки I ступеня КНТ

Розраховано лопатки на міцність за допомоги програми Statlor.exe. Вихідні дані і результати розрахунку наведені в таблицях 3.3 і 3.4.

Таблиця 3.3 – Вихідні дані

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: VT3-1
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
 $GT = 1.000000$ $CL = 2.255000E-01$ $RK = 1.685000E-01$ $RP = 3.940000E-01$
 $VP = 0.000000E+00$ $UPP = 0.000000E+00$ $APP = 0.000000E+00$
 $EN = 11161.700000$ $AA = 0.000000E+00$ $AU = 0.000000E+00$ $PU = 2443.630000$
 $PAK = 2918.930000$ $PAP = 6825.270000$ $RO = 4500.000000$
 $B = 2.360000E-01$ $2.360000E-01$ $2.360000E-01$
 $D = 9.000000E-03$ $6.500000E-03$ $4.500000E-03$

Продовження таблиці 3.3

AP=	1.150000E-02	1.112000E-02	6.870000E-03	
AL=	1.309520	7.819100E-01	6.115634E-01	
SPT=	2016.000000	2016.000000	2016.000000	2016.000000
	2016.000000	2016.000000	2016.000000	2016.000000
	2016.000000	2016.000000	2016.000000	

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку

N	X	F	Jmin	Spakt	СизгА	СизгВ	СизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	МПа
1	.00000	.147E-02	.186E-07	271.825	43.008	49.336	-35.901
2	.02255	.137E-02	.168E-07	266.807	53.199	57.431	-40.104
3	.04510	.128E-02	.151E-07	255.240	50.363	53.576	-36.271
4	.06765	.121E-02	.135E-07	239.410	45.131	47.544	-31.475
5	.09020	.113E-02	.120E-07	219.495	38.549	40.307	-26.259
6	.11275	.106E-02	.104E-07	195.405	31.135	32.354	-20.859
7	.13530	.995E-03	.891E-08	166.911	23.294	24.076	-15.451
8	.15785	.928E-03	.740E-08	133.672	15.461	15.905	-10.228
9	.18040	.863E-03	.590E-08	95.224	8.224	8.424	-5.477
10	.20295	.799E-03	.441E-08	50.944	2.512	2.563	-1.707
11	.22550	.736E-03	.294E-08	.000	.000	.000	.000
N	СумА	СумВ	СумС	Ка	Кб	Кс	
	[МПа]	[МПа]	[МПа]				
1	314.833	321.161	235.924	6.403	6.277	8.545	
2	320.007	324.238	226.703	6.300	6.218	8.893	
3	305.603	308.816	218.969	6.597	6.528	9.207	
4	284.541	286.954	207.934	7.085	7.026	9.695	
5	258.045	259.802	193.236	7.813	7.760	10.433	
6	226.540	227.758	174.546	8.899	8.851	11.550	
7	190.205	190.987	151.460	10.599	10.556	13.310	
8	149.133	149.577	123.444	13.518	13.478	16.331	
9	103.449	103.648	89.747	19.488	19.450	22.463	
10	53.456	53.507	49.238	37.713	37.677	40.944	
11	.000	.000	.000	*****	*****	*****	*****

Для графічного зображення розподілу напруг використовувався пакет Solid Works. В результаті розрахунку отримано картина розподілу напружень по перу лопатки.

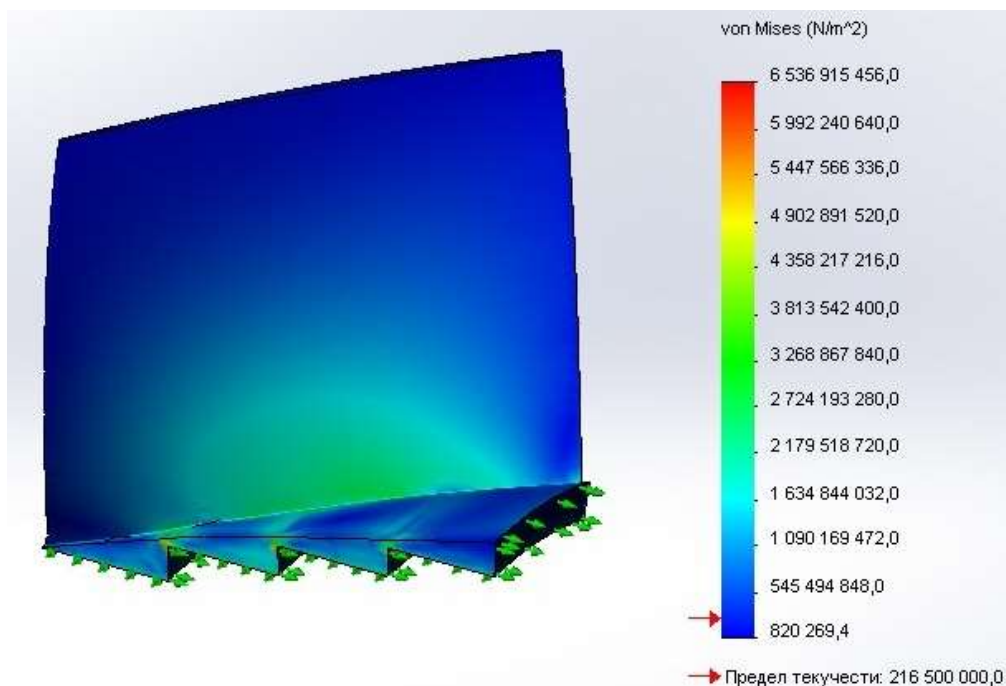


Рисунок 3.10 – Розподіл напруг по перу лопатки

Максимальна напруга виникає в області кореневого перерізу лопатки і не перевищує допустиме для матеріалу лопатки.

Розрахунок динамічної частоти п'яти форм згинних коливань лопатки робочого колеса компресора

Розрахунок динамічної частоти проводився в програмі KOLLOPATKI.exe. Вихідні дані і результати розрахунку наведені в таблиці 3.5. В результаті була побудована частотна діаграма (рисунок 3.12). Також розрахунок проводився в пакеті Solid Works (рисунок 3.13)

Таблиця 3.5 – Розрахунок динамічної частоти коливань лопатки

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ 4 ФОРМ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ) МЕТОДОМ РЕЛЕЯ-МЕЙЕРОВИЧ

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: ВТЗ-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Лопатка сплошная

Хорды лопатки - корневая, средняя, периферийная

B [м]= 0.2360000 0.2360000 0.2360000

Максимальные толщины профиля пера лопатки

D [м]= 8.9999996E-03 6.5000001E-03 4.4999998E-03

Максимальные стрелы прогиба профиля пера лопатки

AP [м]= 1.1500000E-02 1.1120000E-02 6.8700002E-03

Углы установки профиля - корневой, средний, периферийный

Гамма [град]= 75.03000 44.80000 35.04000

Температура пера лопатки

tлоп [град]= 17.00000 17.00000 17.00000 17.00000

17.00000 17.00000 17.00000 17.00000

17.00000 17.00000

Модуль упругости материала лопатки

E [МПа]= 115004.6 115004.6 115004.6 115004.6

115004.6 115004.6 115004.6 115004.6

Продовження таблиці 3.5

115004.6 115004.6
 Плотность материала пера лопатки
 PO [кг/м3]= 4500.000
 Объем і положение бандажной полки
 VP[м3]= 0.0000000E+00 RP[м]= 0.3940000 XP[м]= 0.2255000
 Радиус корневого сечения і длина лопатки
 RK [м]= 0.1685000 L [м]= 0.2255000
 Площади сечений пера лопатки
 FK [м2]= 1.4719319E-03 FC [м2]= 1.0630621E-03 FP [м2]= 7.3596596E-04
 Минимальные моменты инерции сечений
 JK [м4]= 1.8570661E-08 , JC [м4]= 1.0434392E-08 JP [м4]= 2.9367728E-09
 Максимальная частота вращения ротора
 NSM [об/с]= 186.0283
 EPS= 9.9999997E-05 Q0= 1.000000 Q1= 3.500000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [Гц]	F2 [Гц]	F3 [Гц]	F4 [Гц]
1	1.829419	0.0	241.35	1188.92	3403.10	5354.58
2	1.829037	18.6	243.13	1189.29	3403.22	5354.66
3	1.827283	37.2	248.39	1190.38	3403.63	5354.95
4	1.824689	55.8	256.92	1192.23	3404.37	5355.52
5	1.821027	74.4	268.38	1194.85	3405.55	5356.54
6	1.816144	93.0	282.43	1198.30	3407.33	5358.29
7	1.810549	111.6	298.68	1202.61	3409.85	5360.96
8	1.804500	130.2	316.79	1207.80	3413.18	5364.68
9	1.797681	148.8	336.43	1213.94	3417.61	5369.90
10	1.790357	167.4	357.36	1221.07	3423.24	5376.81
11	1.783262	186.0	379.34	1229.06	3429.83	5384.99

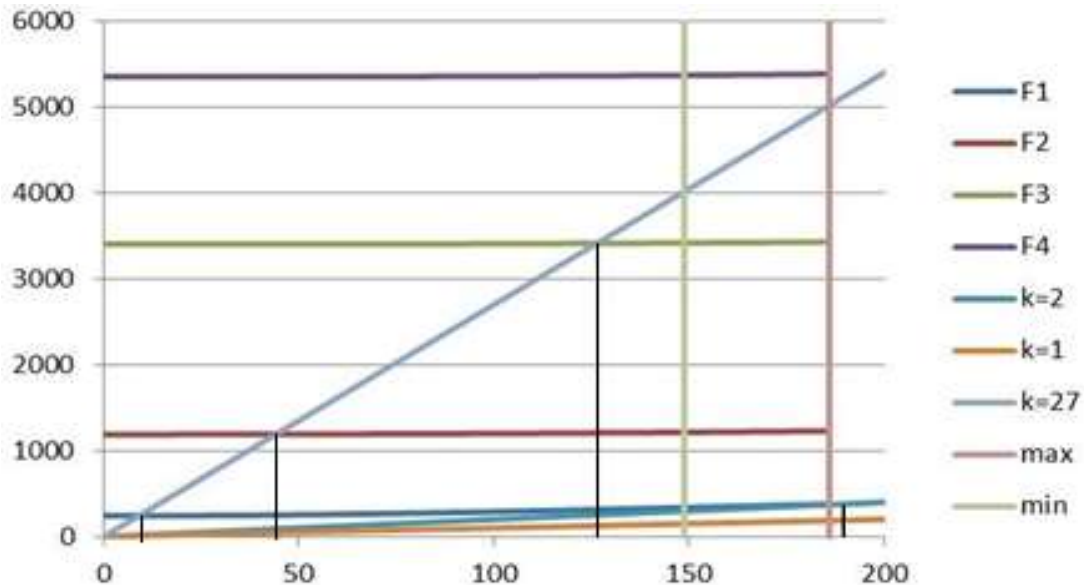


Рисунок 3.11 – Частотная діаграма коливань лопатки

В зоні робочих режимів жодна з гармонік не перетинає криві зміни динамічної частоти лопатки.

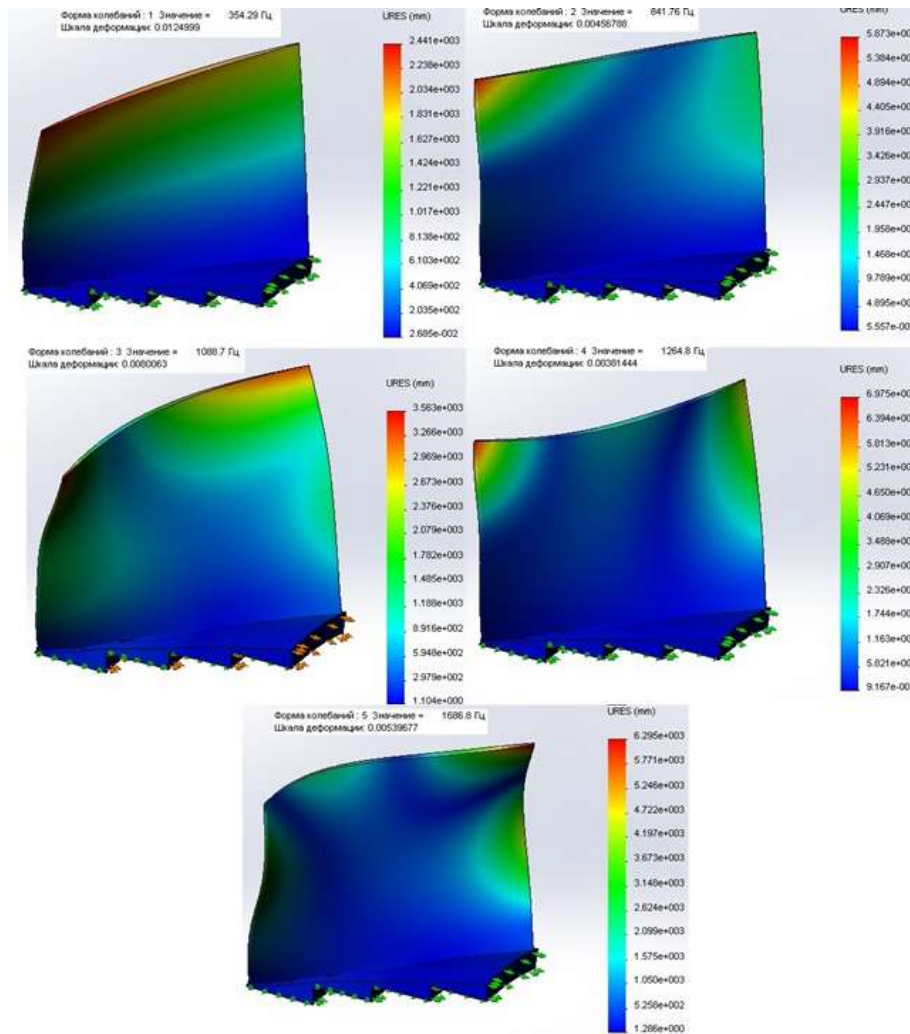


Рисунок 3.12 – Розрахунок динамічної частоти п'яти форм згинних коливань лопатки

Расчет на прочность диска рабочего колеса первой ступени КНТ

Для упрощения расчета к диску, корневым сечениям лопаток были приложены силы эквивалентные центробежной силе от массы лопаток. На рисунке 3.14 отображена эпюра напряжений возникающих в диске.

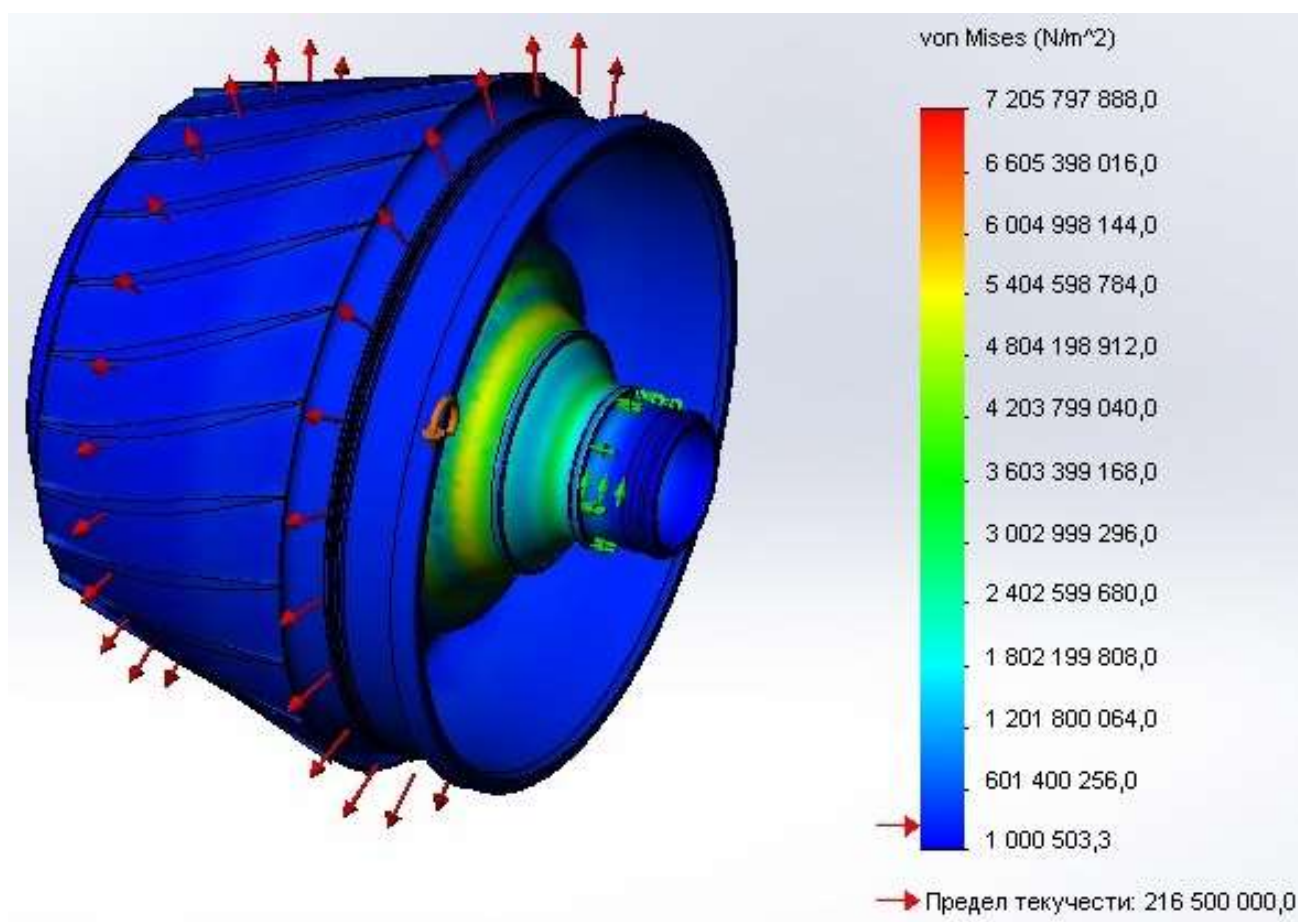


Рисунок 3.13 – Эпюра напруг в диску первого ступеня КНТ

Розрахунок показав максимальные напряжения возникают в области цапфы диска і вони не превіщують допустимі.

Розрахунок динамічної частоти п'яти форм коливань диска робочого колеса КНТ

Розрахунок проведено в пакеті Solid Works. В результаті розрахунку отримано епюри п'яти форм коливань (рисунок 3.15).

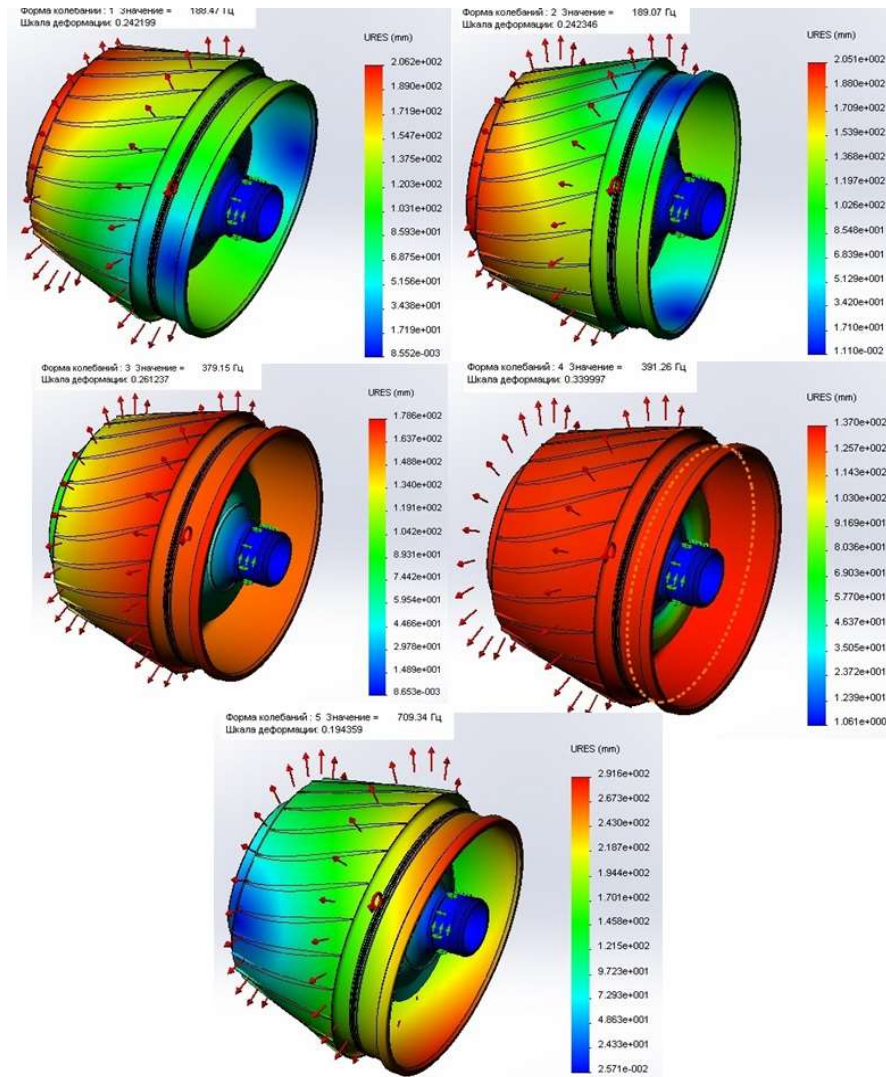


Рисунок 3.14 – Розрахунок динамічної частоти п'яти форм згинних коливань диска

Профілювання II ступеня КНТ

В таблиці 3.6 наведені вихідні дані для профілювання і результати розрахунку

Таблиця 3.6 – Розрахунок динамічної частоти коливань лопатки

$n_{ст} = 32800$, $\eta_{ст} = 0.896$, $G_v = 79.1 \text{ кг/с}$, $T1^* = 351.2 \text{ К}$, $P1^* = 185900 \text{ Па}$, $C1a = 200.0 \text{ м/с}$
 $D_{к1} = 0.734 \text{ м}$, $D_{ср1} = 0.610 \text{ м}$, $D_{вт1} = 0.488 \text{ м}$
 $\pi_{ст} = 1.323$, $P2^* = 249701 \text{ Па}$, $P3^* = 245956 \text{ Па}$, $T2^* = T3^* = 383.9 \text{ К}$
 $\lambda_{2a \text{ ср}} = 0.558$, $\eta(\lambda_{2a \text{ ср}}) = 0.876$, $F2 = 0.1752 \text{ кв.м}$
 ПОСТОЯННЫЙ СРЕДНИЙ ДИАМЕТР
 $D_{к2} = 0.695 \text{ м}$, $D_{ср2} = 0.610 \text{ м}$, $D_{вт2} = 0.510 \text{ м}$
 $U_{1к} = 428.7 \text{ м/с}$, $U_{1ср} = 356.3 \text{ м/с}$, $U_{1вт} = 285.3 \text{ м/с}$
 $U_{2к} = 406.2 \text{ м/с}$, $U_{2ср} = 356.3 \text{ м/с}$, $U_{2вт} = 298.0 \text{ м/с}$
 СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ
 $U_{к} = 417.5 \text{ м/с}$, $U_{ср} = 356.3 \text{ м/с}$, $U_{вт} = 291.7 \text{ м/с}$
 ЗАКРУТКА ПОТОКА
 $dW_u \text{ к} = 78.6 \text{ м/с}$, $dW_u \text{ ср} = 92.1 \text{ м/с}$, $dW_u \text{ вт} = 112.5 \text{ м/с}$
 $Ro_{1к} = 0.906$, $Ro_{1ср} = 0.871$, $Ro_{1вт} = 0.807$
 УГЛЫ $\alpha_{1к, ср, вт} = 90$ град
 $W_{1у \text{ к}} = 428.7 \text{ м/с}$, $W_{1у \text{ ср}} = 356.3 \text{ м/с}$, $W_{1у \text{ вт}} = 285.3 \text{ м/с}$

Продовження таблиці 3.6

ВЕТА1к= 25.0град ВЕТА1ср= 29.3град ВЕТА1вт= 35.0град
 W1к= 473.1м/с W1ср= 408.6м/с W1вт= 348.4м/с
 T1к=T1ср=T1вт=331.3К
 Mw1к=1.30 Mw1ср=1.12 Mw1вт= .96
 C2a(r)=C1a(r)=C1A к= 200.0м/с
 C2u к= 78.6м/с C2u ср= 92.1м/с C2u вт= 112.5м/с
 W2u к= 327.7м/с W2u ср= 264.2м/с W2u вт= 185.6м/с
 ВЕТА2к= 31.4град ВЕТА2ср= 37.1град ВЕТА2вт= 47.1град
 ALFA2к= 204.6град ALFA2ср= 194.8град ALFA2вт= 181.0град
 W2 к= 383.9м/с W2 ср= 331.4м/с W2 вт= 272.8м/с
 dВЕТА к= 6.4град dВЕТА ср= 7.8град dВЕТА вт= 12.1град
 C2 к= 214.9м/с C2 ср= 220.2м/с C2 вт= 229.4м/с
 T2к=360.9К T2ср=359.7К T2вт=357.6К
 Mc2к= .56 Mc2ср= .58 Mc2вт= .61
 СРЕДНЯЯ ВЫСОТА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ= .1076м
 tвт min= .0241м
 РАСЧЕТНОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК= 63.6
 ПРИНЯТОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК= 38.0
 РАСЧЕТНОЕ ОТНОШЕНИЕ (b/t)вт= .6497
 (b/t)вт= 2.200 (b/t)к= 1.464 tвт= .040м tk= .061м
 хорды:bk= .089м bср= .089м bвт= .089м
 УГЛЫ АТАКИ iвт=1град, icр=2град, ik=3град
 КРИВИЗНА ПРОФИЛЯ vk= 4.46 vср= 7.98 vвт= 15.13
 УГЛЫ УСТАНОВКИ ПРОФИЛЯ
 ГАММАк= 30.24 ГАММАср= 35.30 ГАММАвт= 45.11
 КОНЦЕВОЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= 1.141 ХОРДА= .089
 СРЕДНЕЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= .638 ХОРДА= .089
 ВТУЛОЧНОЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= .337 ХОРДА= .089

Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки II ступеня КНТ

Розрахунок лопатки проведено за допомоги програми Statlor.exe. Вихідні дані та результати розрахунку наведені в таблиці 3.7

Таблиця 3.7 – Розрахунок на статичну міцність

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: VT3-1
 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
 GT= 1.000000 CL= 1.230000E-01 RK= 2.440000E-01 RP= 3.670000E-01
 VP= 0.000000E+00 UPP= 0.000000E+00 APP= 0.000000E+00
 EN= 11161.700000 AA= 0.000000E+00 AU= 0.000000E+00 PU= 840.700000
 PAK= 2420.400000 PAP= 3640.800000 RO= 4500.000000
 V= 8.900000E-02 8.900000E-02 8.900000E-02
 D= 2.000000E-03 1.700000E-03 1.500000E-03
 AP= 2.950000E-03 1.840000E-03 8.700000E-04
 AL= 7.873000E-01 6.161000E-01 5.277800E-01
 SPT= 2016.000000 2016.000000 2016.000000 2016.000000
 2016.000000 2016.000000 2016.000000 2016.000000
 2016.000000 2016.000000 2016.000000

Продовження таблиці 3.7

Результаты расчета на прочность пера лопатки							
N	X	F	Jmin	Spakt	СизгА	СизгВ	СизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	МПа
1	.00000	.123E-03	.927E-10	195.966	521.622	543.117	-381.400
2	.01230	.118E-03	.688E-10	186.076	559.564	576.047	-387.330
3	.02460	.114E-03	.588E-10	172.067	482.376	495.161	-351.664
4	.03690	.111E-03	.511E-10	156.090	394.576	404.241	-305.080
5	.04920	.108E-03	.446E-10	138.435	306.535	313.566	-252.683
6	.06150	.105E-03	.389E-10	119.205	223.655	228.497	-197.595
7	.07380	.102E-03	.338E-10	98.440	149.721	152.796	-142.598
8	.08610	.996E-04	.290E-10	76.149	87.798	89.515	-90.756
9	.09840	.972E-04	.246E-10	52.327	40.573	41.332	-45.882
10	.11070	.948E-04	.204E-10	26.952	10.525	10.713	-13.146
11	.12300	.925E-04	.165E-10	.000	.000	.000	.000
N	ScyMA	ScyMB	ScyMC	Ka	Kb	Kc	
	[МПа]	[МПа]	[МПа]				
1	717.587	739.083	-185.434	2.809	2.728	-10.872	
2	745.640	762.123	-201.255	2.704	2.645	-10.017	
3	654.442	667.228	-179.597	3.080	3.021	-11.225	
4	550.666	560.331	-148.990	3.661	3.598	-13.531	
5	444.970	452.002	-114.248	4.531	4.460	-17.646	
6	342.861	347.702	-78.389	5.880	5.798	-25.718	
7	248.161	251.236	-44.159	8.124	8.024	-45.654	
8	163.947	165.665	-14.606	12.297	12.169	-138.025	
9	92.900	93.658	6.444	21.701	21.525	312.831	
10	37.477	37.665	13.807	53.793	53.524	146.014	
11	.000	.000	.000	*****	*****	*****	*****

Профілювання III ступеня КНТ

В таблиці 3.8 представлені вихідні дані до профілювання і результати розрахунку.

Таблиця 3.8 – Расчет динамической частоты колебаний лопатки

Нст= 31530. ККДст= .908 Gв= 79.1кГ/с T1*=383.8К P1*=241000.Па C1a=195.0м/с
 Dк1= .707м Dср1= .606м Dвт1= .505м
 ПИст=1.285 P2*=314353.Па P3*=309638.Па T2*=T3*=415.2К
 LAMBDA2a ср= .523 q(LAMBDA2a ср)= .841 F2= .1509кв.м
 ПОСТОЯННЫЙ СРЕДНИЙ ДИАМЕТР
 Dк2= .681м Dср2= .606м Dвт2= .521м
 U1к=413.1м/с U1ср=354.1м/с U1вт=295.2м/с
 U2к=397.7м/с U2ср=354.1м/с U2вт=304.3м/с
 СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ
 Uк= 405.4м/с Uср= 354.1м/с Uвт= 299.8м/с
 ЗАКРУТКА ПОТОКА
 dWu к= 77.8м/с dWu ср= 89.0м/с dWu вт= 105.2м/с
 Ro1к= .904 Ro1ср= .874 Ro1вт= .825
 УГЛЫ ALFA1 к, ср, вт=90 град
 W1у к= 413.1м/с W1у ср= 354.1м/с W1у вт= 295.2м/с
 BETA1к= 25.*3град BETA1ср= 28.8град BETA1вт= 33.4град
 W1к= 456.8м/с W1ср= 404.2м/с W1вт= 353.8м/с
 T1к=T1ср=T1вт=364.9К
 Mw1к=1.19 Mw1ср=1.06 Mw1вт= .92
 C2a(r)=C1a(r)=C1A к= 195.0м/с
 C2у к= 77.8м/с C2у ср= 89.0м/с C2у вт= 105.2м/с
 W2у к= 320.0м/с W2у ср= 265.1м/с W2у вт= 199.1м/с

Продовження таблиці 3.8

ВЕТА2к= 31.4град ВЕТА2ср= 36.3град ВЕТА2вт= 44.4град
 АЛФА2к= 203.7град АЛФА2ср= 195.4град АЛФА2вт= 184.0град
 W2 к= 374.7м/с W2 ср= 329.1м/с W2 вт= 278.7м/с
 dВЕТА к= 6.1град dВЕТА ср= 7.5град dВЕТА вт= 11.0град
 С2 к= 209.9м/с С2 ср= 214.4м/с С2 вт= 221.6м/с
 Т2к=393.3К Т2ср=392.3К Т2вт=390.8К
 Мс2к= .53 Мс2ср= .54 Мс2вт= .56
 СРЕДНЯЯ ВЫСОТА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ= .0904м
 tвт min= .0236м
 РАСЧЕТНОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК= 67.3
 ПРИНЯТОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК= 37.0
 РАСЧЕТНОЕ ОТНОШЕНИЕ (b/t)вт= .6448
 (b/t)вт= 2.240 (b/t)к= 1.601 tвт= .043м тк= .060м
 хорды:bk= .096м bср= .096м bвт= .096м
 УГЛЫ АТАКИ iвт=1град, iср=2град, iк=3град
 КРИВИЗНА ПРОФИЛЯ Vк= 3.92 Vср= 7.43 Vвт= 13.50
 УГЛЫ УСТАНОВКИ ПРОФИЛЯ
 ГАММАк= 30.23 ГАММАср= 34.56 ГАММАвт= 42.55
 КОНЦЕВОЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= 1.403 ХОРДА= .096
 СРЕДНЕЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= .741 ХОРДА= .096
 ВТУЛОЧНОЕ СЕЧЕНИЕ
 СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ
 Rср= .409 ХОРДА= .096

Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки II ступеня КНТ

Було проведено розрахунок лопатки за допомоги програми Statlor.exe. Вихідні дані і результати розрахунку наведені в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 – Розрахунок на статичну міцність

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор МАТЕРИАЛ: VT3-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

GT= 1.000000 CL= 1.010000E-01 RK= 2.525000E-01 RP= 3.535000E-01
 VP= 0.000000E+00 UPP= 0.000000E+00 APP= 0.000000E+00
 EN= 11161.700000 AA= 0.000000E+00 AU= 0.000000E+00 PU= 876.480000
 PAK= 3211.710000 PAP= 4496.247000 RO= 4500.000000
 B= 9.600000E-02 9.600000E-02 9.600000E-02
 D= 2.000000E-03 1.500000E-03 1.100000E-03
 AP= 2.830000E-03 1.560000E-03 8.200000E-04
 AL= 7.426400E-01 6.032000E-01 5.276000E-01
 SPT= 2016.000000 2016.000000 2016.000000 2016.000000
 2016.000000 2016.000000 2016.000000 2016.000000
 2016.000000 2016.000000 2016.000000

Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X	F	Jmin	Spakt	SизгА	SизгВ	SизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	Мпа
1	.000000	.133E-03	.945E-10	140.057	413.418	428.865	-309.496
2	.01010	.125E-03	.576E-10	133.122	427.664	440.024	-345.548
3	.02020	.118E-03	.468E-10	123.718	389.996	399.916	-325.091
4	.03030	.111E-03	.391E-10	112.958	339.223	346.982	-290.667
5	.04040	.106E-03	.329E-10	100.965	281.452	287.298	-247.873
6	.05050	.998E-04	.277E-10	87.741	220.354	224.530	-199.786
7	.06060	.942E-04	.230E-10	73.232	159.148	161.905	-149.006

Продовження таблиці 3.9

8	.07070	.888E-04	.188E-10	57.351	101.333	102.937	-98.438
9	.08080	.835E-04	.150E-10	39.970	51.236	51.976	-51.998
10	.09090	.783E-04	.114E-10	20.924	14.677	14.869	-15.718
11	.10100	.732E-04	.815E-11	.000	.000	.000	.000
N	ScумА [МПа]	ScумВ [МПа]	ScумС [МПа]	Ka	Kb	Kc	
1	553.475	568.922	-169.439	3.642	3.544	-11.898	
2	560.785	573.145	-212.427	3.595	3.517	-9.490	
3	513.714	523.633	-201.374	3.924	3.850	-10.011	
4	452.181	459.939	-177.710	4.458	4.383	-11.344	
5	382.417	388.263	-146.908	5.272	5.192	-13.723	
6	308.095	312.271	-112.046	6.543	6.456	-17.993	
7	232.380	235.137	-75.774	8.675	8.574	-26.605	
8	158.683	160.288	-41.088	12.705	12.577	-49.066	
9	91.206	91.945	-12.028	22.104	21.926	-167.604	
10	35.601	35.793	5.206	56.628	56.323	387.230	
11	.000	.000	.000	*****	*****	*****	*****

Розрахунок на міцність ротора КНТ

При розрахунку ротора КНТ на міцність також враховані еквівалентні навантаження від лопаток. Результатом розрахунку - епюра напруг (рисунок 3.16).

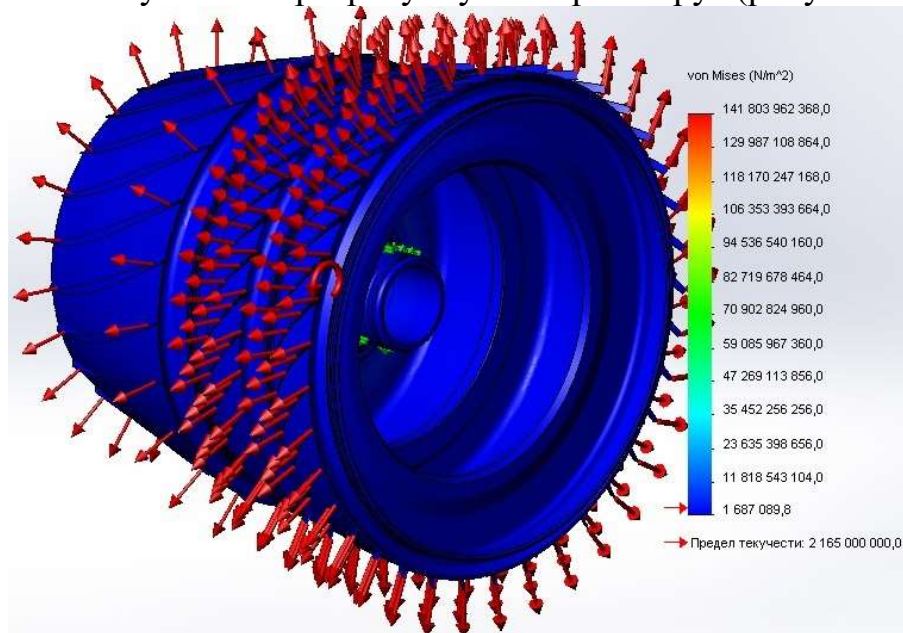


Рисунок 3.15 – Епюра напруги, що виникає в роторі КНТ

Максимальна напруга в роторі не перевищує запасів міцності дисків КНТ.

Розрахунок динамічної частоти десяти форм коливань ротора КНТ

Результатом розрахунку динамічних коливань ротора КНТ є епюри десяти форм коливань (рисунок 3.17).

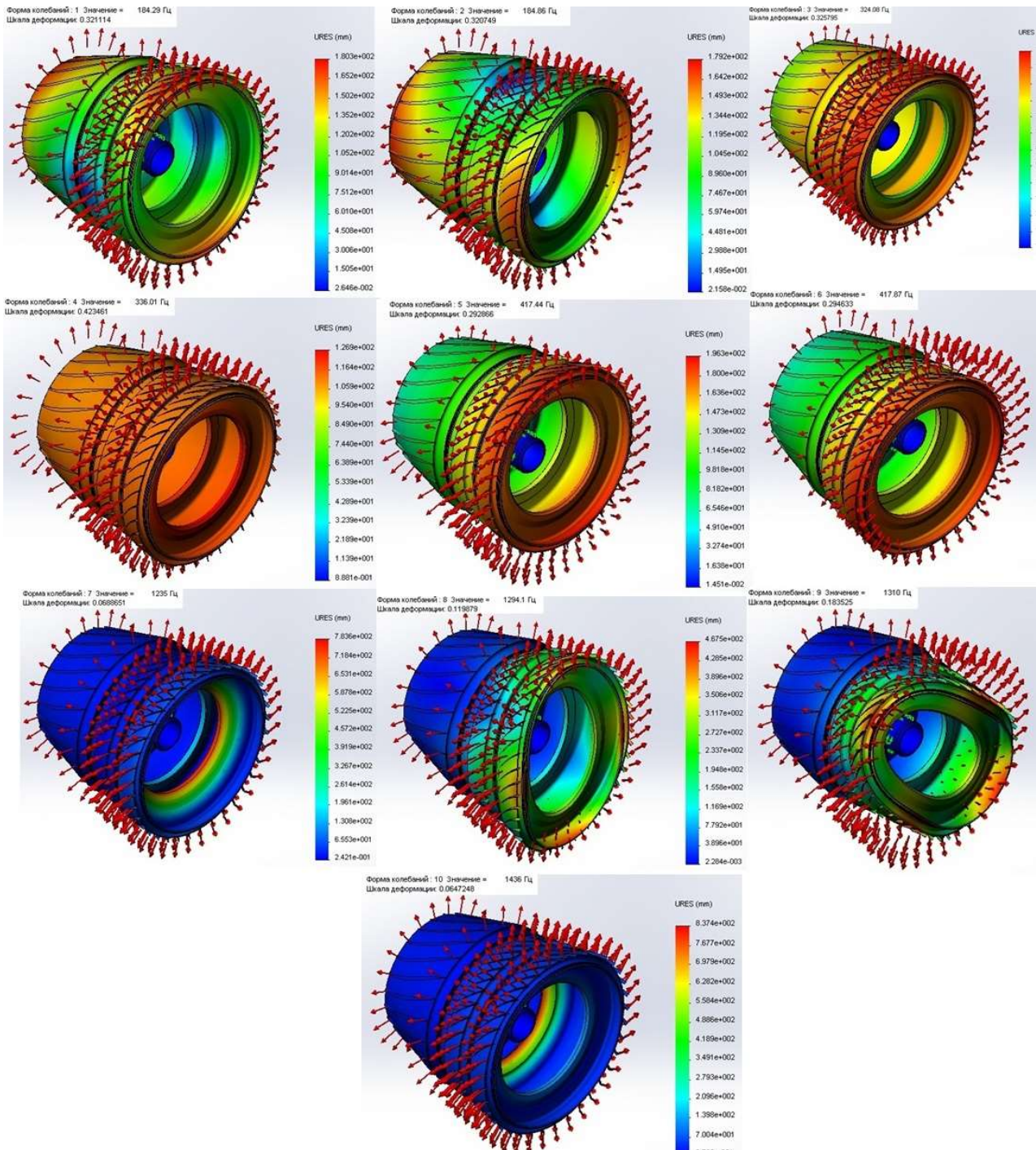


Рисунок 3.16 – Розрахун динамічної частоти десяти форм коливань ротора КНТ

Розрахунок динамічної частоти коливань вала КНТ

Розрахунок проводився в пакеті Solid Works. Було отримано двадцять форм коливань ротора. Найбільше небезпечна для вала є одинадцята, так як це друга згинальна форма коливань (рисунок 3.18).

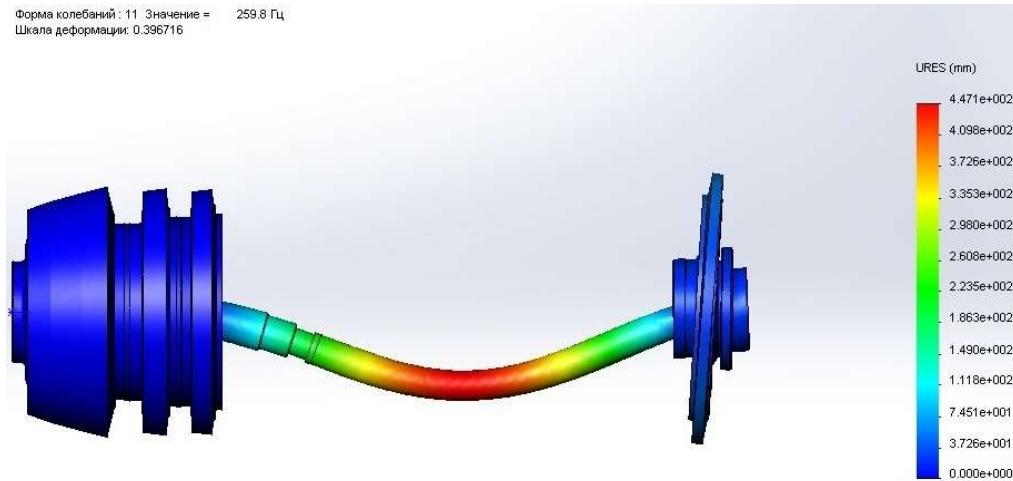


Рисунок 3.17 – Одинадцята форма коливань вала ротора НТ
Так як частота коливань дорівнює 259,8 Гц - резонансу не виникає.

Расчет на прочность диафрагмы

При проведенні розрахунку враховувалися радіальні навантаження, що передаються через діафрагму з вала ротора низького тиску на корпус двигуна. Розподіл напружень, що виникають в діафрагмі, представлено на рисунку 3.19

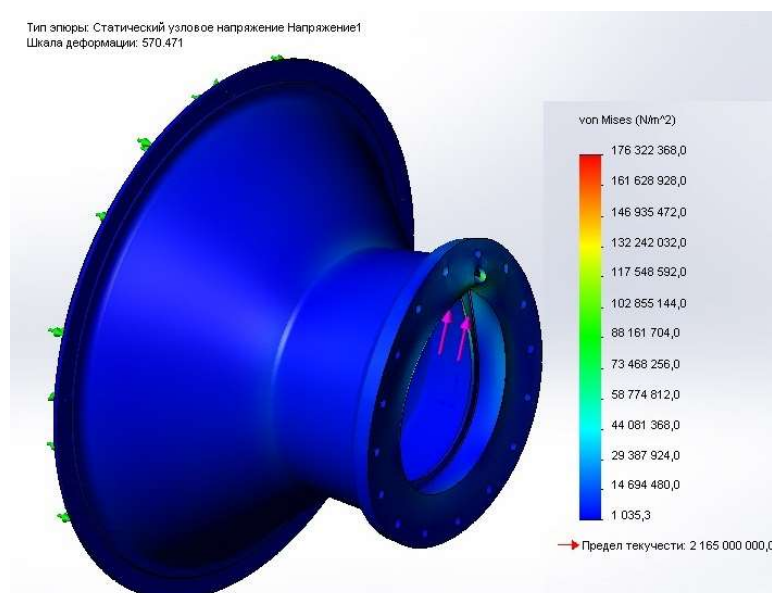


Рисунок 3.18 – Епюра напруг діафрагми.

Максимальна напруга – в зоні отвору для підвода мастила до підшипника (менша за допустиму для матеріала)

ВИСНОВКИ

Результатом виконання спеціальної частини роботи стала конструкція модуля КНТ (вентилятора). Модульність двигуна прототипу не відповідала вимогам, що пред'являються до двигунів п'ятого покоління «5». Розроблена конструкція компресора низького тиску має більш високу ступінь модульності, що є важливим показником для двигунів військового призначення. А саме дозволяє зменшити час розбирання та складання двигуна, тим самим знизити витрати на обслуговування, та покращити боєздатність льотного парку в цілому.

В результаті профілювання I ступеня КНТ були отримані профілі трьох перерізів надзвукової, широкохордної лопатки, а також лопаток робочих колес II і III ступеней.

Працездатність конструкції підтверджено розрахунками на міцність робочих лопаток всіх ступенів, диска першого ступеня, діафрагми и ротора в цілому.

Мінімальний запас міцності в лопатці I ступеня сягає 6,22, II ступеня - 2,645, третього ступеня – 3,52.

Були проведені розрахунки динамічних форм коливань лопатки і диска робочого колеса I ступеня, вала ротора НТ і ротора КНТ. Отримані частоти коливань не лежать в зоні робочих режимів двигуна.

В цілому можна зазначити, що запропонована конструкція модуля КНТ відповідає вимогам до двигунів покоління «5».

4. Технологічна частина

4.1 РОЗРОБКА ПЛАНУ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ

Опис конструкції деталі, її призначення і умови роботи

Шестерня приводу паливних агрегатів встановлена в паливній системі на двигуні. Деталь виконує функцію передачі крутного моменту з конічної шестірні, яка відбирає потужність з вала двигуна, на агрегати паливної автоматики і знижує кількість обертів до заданого числа, необхідного для надійного функціонування системи і забезпечення безперебійної подачі палива в камеру згоряння. З валу момент передається на шестерню за допомоги евольвентних шліців, виконаних на внутрішній поверхні деталі. Передається момент шестернею за допомогою прямокутного циліндричного зубчастого вінця. Для установки шестерні на валу на підшипниках на деталі передбачені точні поверхні і упори.

Деталь сильно навантажена, тому що при роботі обертається з великою частотою обертів, працює при високотемпературному режимі і передає великий крутний момент. Вихід шестерні з ладу тягне за собою відмову паливної автоматики. Шестерня рясно змащується для охолодження і недопущення її руйнування.

Деталь представляє собою традиційний вал-шестерню невеликих габаритів. Она пропорціональна, ажурних елементів нет. Характерними поверхностями для деталей данной группы являются наружный зубчатый венец шестерни и внутренние шлицы.

Деталь являє собою традиційний вал-шестерню невеликих габаритів, є пропорційною, ажурних елементів немає. Характерними поверхнями для деталей даної групи є зовнішній зубчастий венець шестерні і внутрішні шліци.

Точність поверхонь, що приєднуються відповідає 5-7 квалітетам; точність невідповідальних поверхонь відповідає 12-13 квалітетам.

Переважає шорсткість функціональних поверхонь становить Ra1,6. Поверхня, призначена для посадки внутрішнього кільця підшипника і втулок, виконується з шорсткістю Ra0,4.

Преобладающая погрешность биения одних поверхностей по отношению к другим составляет 0,020 мм. Пути обеспечения заданных требований содержатся в применении современных методов обработки, подборе нужных видов термообработки и их режимов, применение современного оборудования.

Переважає похибка биття одних поверхонь по відношенню до інших становить 0,020 мм. Шляхи забезпечення заданих вимог містяться в застосуванні сучасних методів обробки, підборі потрібних видів термообробки і їх режимів, застосуванні сучасного обладнання.

Обґрунтування вибору матеріала: хімічний склад, фізико-механічні характеристики, техніческие властивості

Як матеріал шестерні приводу паливних агрегатів обираємо сталь 30ХГСН2А ГОСТ 4543-71. Вона застосовується для виготовлення відповідальних і важконавантажених деталей: шестерень, фланців, пальців, кулачків, валиків, осей, і інших.

$$\sigma_B=1620 \text{ МПА}, \sigma_0=1375 \text{ МПА}.$$

Коефіцієнт оброблюваності по відношенню до сталі 45 - 0,22.
Хімічний склад сплава вказано в таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Хімічний склад, % (ГОСТ 4543-71)

C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S	Cu
					не більше		
0,27- 0,34	1,00- 1,30	0,90- 1,20	0,90- 1,20	1,40- 1,80	0,025	0,025	0,3

Вибір методу отримання заготовки: оцінка технологічності деталі

Технологічність деталі - сукупність властивостей деталі, що забезпечують її високі експлуатаційні характеристики при найменшій трудомісткості і вартості виготовлення.

Якісна оцінка технологічності.

Обробка сталі 30ХГСН2А порівнюючи зі сталлю 45 на 78 % складніша - а значить, технологічність матеріалу деталі обмежено.

Якісна оцінка технологічності

1. За точністю.

Визначимо середню точність обробки:

$$T_{\text{ср.}} = \frac{\sum T_i \cdot n_i}{\sum n_i};$$

$$T_{\text{ср.}} = \frac{5 \cdot 1 + 7 \cdot 3 + 10 \cdot 1 + 12 \cdot 24 + 13 \cdot 2}{31} \approx 11,3;$$

$$K_T = 1 - \frac{1}{T_{\text{ср.}}} = 0,911.$$

де T_i - квалітет і-тої поверхні,

n – общее число поверхонь,

K_T – коефіцієнт точності обробки.

Так як $K_T > 0,8$, деталь можна вважати технологічною за точністю розмірів.

2. За шорсткістю.

Середня шорсткість поверхонь:

$$\bar{Ш}_{\text{ср.}} = \frac{\sum Ш_i \cdot n_i}{\sum n_i};$$

$$\bar{Ш}_{\text{ср.}} = \frac{0,4 \cdot 1 + 1,25 \cdot 3 + 2,5 \cdot 3 + 5 \cdot 12 + 0,8 \cdot 1}{21} \approx 3,45 (R_a);$$

$$K_{\text{ш}} = \frac{1}{\bar{Ш}_{\text{ср.}}} \approx 0,289.$$

Так як $K_{\text{ш}} < 0,32$, деталь технологічна за шорсткістю.

На підставі розрахунків можна зробити висновок, що деталь технологічна.

Доцільно обрати в якості способу отримання заготовки гаряче штампування в відкритих штампах на кривошипному горячештамповочному пресі (КГШП).

Площина роз'єму штампа проходить через найбільший перетин заготовки, що полегшує заповнення порожнин штампу і дозволяє легко контролювати зміщення половин штампа.

Крім того, вертикальне розташування поздовжньої осі заготовки в штампі забезпечує більш вигідне розташування волокон металу паралельно зовнішньому контуру заготовки.

Ескіз заготовки представлений на рисунку 3.1.

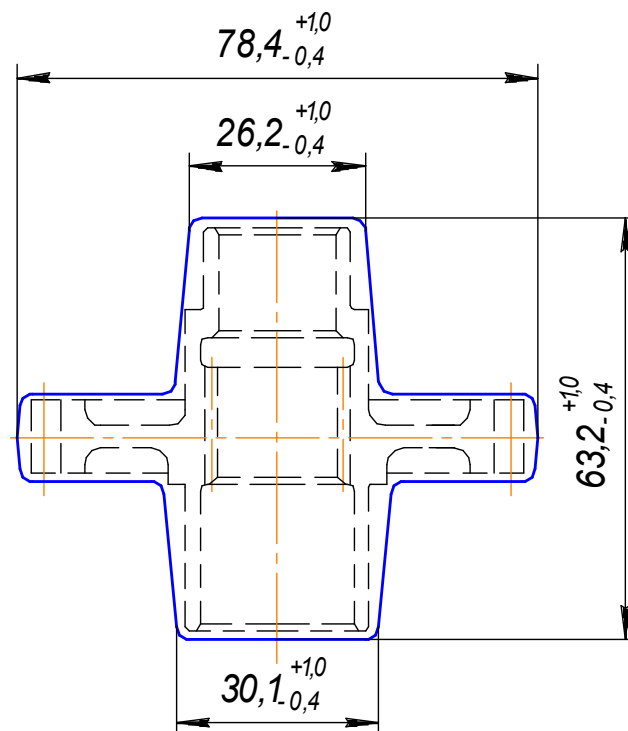


Рисунок 3.1- Ескіз заготовки вала-шестерні

Визначення точності розмірів заготовки:

Заготовка шестерні - поковка І групи контролю за ОСТ 190074-73. Точність розмірів со-відповідає 15 квалітету. Допуск на викривлення складає 0,8 мм.

Для однієї і тієї ж заготовки допускаються різні класи точності для різних розмірів. Вихідними даними для визначення допусків є маса і ступінь складності заготовки.

Ступінь складності заготовки визначають як відношення маси (обсягу) поковки до маси (обсягу) геометричної фігури, в яку вписується форма заготовки.

$$\text{Об'єм заготовки: } V_3 = 98600 \text{ мм}^3$$

$$\text{Маса заготовки: } m_3 = V_3 \cdot \rho = 0,7691 \text{ кг}$$

Об'єм простої фігури (циліндра):

$$V_{\Phi} = \frac{\pi D_{\max}^2}{4} \cdot h_{\max} = (3,14/4) \cdot 78,4^2 \cdot 63 = 304132 \text{ мм}^3$$

$$\text{Ступінь складності заготовки } C = \frac{V_3}{V_{\Phi}} = \frac{98600}{304132} = 0,3242, \text{ що відповідає ступеню}$$

складності С2.

Легована сталь 30ХГСН2А відноситься до групи М2, так як містить легуючих елементів більш ніж 2%.

4.2 РОЗРАХУНОК І ОБГРУНТУВАННЯ КІЛЬКОСТІ СТУПЕНІВ ОБРОБКИ ОСНОВНИХ ПОВЕРХОНЬ. РОЗРОБКА ПОПЕРЕДНЬОГО ПЛАНУ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ

Число переходів, необхідне для обробки кожної з поверхонь деталі і їх склад по застосовуваних методів обробки визначаються співвідношенням характеристик точності розмірів, форми і шорсткості однойменних поверхонь вихідної заготовки і готової деталі. Розрахунок кількості переходів виробляємо з умов забезпечення заданої точності і шорсткості.

Кількість переходів за точністю:

$$n_T = \frac{\lg \left(\frac{T_{\text{ЗАГ}}}{T_{\text{ДЕТ}}} \right)}{\lg A}$$

де $T_{\text{заг}}$ – допуск на розмір заготовки, мкм;

$T_{\text{дет}}$ – допуск на розмір деталі, мкм;

$$\lg A = 0,46.$$

Кількість переходів за шорсткістю:

$$n_{ш} = \frac{\lg\left(\frac{Rz_{заг}}{Rz_{дет}}\right)}{\lg B},$$

де $Rz_{заг}$ – шорсткість заготовки;

$Rz_{дет}$ – шорсткість деталі;

$\lg B = 0,40$.

Число потрібної кількості ступенів обробки.

Наводиться схема нумерації поверхонь (рис. 3.2). Результати розрахунку числа переходів заносимо в таблицю для відповідної поверхні (див. табл.3.2). Далі наводимо приклад розрахунку числа переходів для однієї поверхні.

Як приклад проведено розрахунок поверхні № 3 $\varnothing 22 js5 \begin{smallmatrix} +0,006 \\ -0,003 \end{smallmatrix}$.

$$n_{г} = \frac{\lg\left(\frac{840}{9}\right)}{0,46} = 4,6;$$

$$n_{ш} = \frac{\lg\left(\frac{200}{2}\right)}{0,4} = 5.$$

Прийняте число переходів $n_{пр} = 5$.

Точність и шорсткість за переходами (квалітет/ шорсткість):

Токарно-гвинторізна	h12(-0,210)/ Rz 50
Токарно-гвинторізна	h9(-0,084)/ Rz 20
Токарно-гвинторізна	h7(-0,033)/Ra2,5
Круглошліфувальна	h6(-0,013)/Ra1,25
Круглошліфувальна	js5 $\begin{smallmatrix} +0,006 \\ -0,003 \end{smallmatrix}$ /Ra0,4.

Табл. 3.2- Розрахунок потрібної кількості технологічних переходів формоутворення поверхонь-представників вала-шестерні

№ п. п.	Характеристики поверхонь: розміри, квалітеты, поля, допуски, шорсткість		Потрібна кількість переходів				Характеристики поверхонь за переходами					Технологічний маршрут обробки за операціями	
	Заготовка	Деталь	nT	nш	nбаз	nпр	1	2	3	4	5	№	Найменування операції
3	Ø26,2 IT15 Rz160	Ø22 h5 Ra0,4	4,3	5	5	5	h12 Rz50					15	Точіння чорнове
								h9 Rz20				25	Точіння попереднє
									h7 Ra2,5			50	Точіння чистове
										h6 Ra1,25		115	Шліфування
											h5 Ra0,4	120	Шліфування
5	Ø31,3 IT15 Rz160	Ø27,5 h9 Rz20	1,3	1,74	2	2	h12 Rz50					15	Точіння чорнове
								h9 Rz20				25	Точіння чистове

Продовження таблиці 3.2

10	Ø78,4 IT15 Rz160	Ø74 h12 Rz20	2,17	2	2	2	h13 Rz50					20	Точіння чорнове
								h12 Rz20				30	Точіння чистове
16	Ø33,7 IT15 Rz160	Ø30 h9 Rz20	0,9	1.74	2	2	h12 Rz50					20	Точіння чорнове
								h9 Rz20				30	Точіння чистове
18	Ø30,1 IT15 Rz160	Ø27,5 h7 Ra0,8	3,48	4,24	4	4	h12 Rz50					20	Точіння чорнове
			2,6	2,5	3	3		h9 Rz20				30	Точіння напівчистове
									h8 Ra1,25			55	Точіння чистове
										h7 Ra0,8		115	Шліфування
22	Ø14 H15 Ra12,5	Ø23,1 H7 Ra0,8	3,2	2,9	3	4	Ø14 H12 Ra12,5					40	Свердління
								H10 Ra5				45	Розточування попереднє

Продовження таблиці 3.2

									H8 Ra2,5			55	Розточування чистове
										H7 Ra0,8		125	Шліфування
20	Ø14 H15 Ra12,5	Ø17,6 H7 Ra0,8	3,2	2,9	3	4	Ø14 H12 Ra12,5					40	Свердління
								H10 Ra5				45	Точіння чорнове
									H8 Ra2,5			60	Точение чистовое
										H7 Ra0,8		125	Шліфування
3	IT9 Rz20	IT7 Ra1,6	2,1	2	2	2	IT8 Ra2,5					50	Точіння чорнове
								IT7 Ra1.6				115	Точіння чистове
1,16	IT15 Rz160	IT8 Ra2,5	2,8	3,1	3	3	IT12 Rz50					15	Точіння чорнове
								IT10 Rz20				25	Точіння напівчистове
									IT8 Ra2,5			60	Точіння чистове

4.3 РОЗРАХУНОК ПРИПУСКІВ ТА ОПЕРАЦІЙНИХ РОЗМІРІВ ДІАМЕТРАЛЬНИХ І ТОРЦЕВИХ ПОВЕРХОНЬ

План технологічного процесу у вигляді операційних ескізів складають по робочому чер-Тежу деталі. Такий план є результатом рішення всіх основних технологічних задач. Їм встановлюється кордону між операціями і послідовність операцій в техпроцесі, установчі та вихідні бази, схеми закріплення заготовки.

Намічаються види операцій, які повинна пройти кожна поверхня, а, отже, і основні етапи техпроцесу. Так само визначаються поверхні, які краще або необхідно обробляти спільно з іншими поверхнями.

Розрахунок припусків та операційних розмірів діаметральних поверхонь розрахунковим і нормативним методом

Даний розділ передує 2-й частині розробки технологічних процесів – проектуванню механічних операцій.

Розрахунок припусків і операційних розмірів складається з підготовчої та основної взаємо-пов'язаних частин. Залежно від прийнятого методу розрахунку (розрахунковий, нормативний або нормативно-розрахунковий) підготовча частина значно відрізняється - в нормативно-розрахунковому методі вона значно простіше, а в нормативному - відсутня. Алгоритм основної частини розрахунків для всіх методів однаковий.

Розрахунковим методом виконують розрахунки для двох основних поверхонь - представників - вала і отвору, для інших поверхонь - нормативним або нормативно-розрахунковим методом.

Розділ виконаний за методикою [14]. Отримані результати розрахунку по розрахунково-аналітичного методу заносимо в таблицю 3.3, по нормативному в таблицю 3.4.

Таблиця 3.3 - Розрахунок припусків і операційних розмірів поверхонь обертання розрахунково-аналітичним методом

№ операції	Технологічний маршрут обробки поверхні (Вид обробки)	Елементи припуску, мкм				Розрахунковий припуск 2Z _{min} , мкм	Допуск на обробку T, мкм	Номінальний припуск 2Z _{ном.р} , мкм	Розрахунковий діаметр D _p , мм	Прийняті (округлені) розміри по ступенях, мм		Отримані граничні припуски, мм		Технологічний розмір, мм
		Rz	h	Δ	ε					d _{max}	D _{min}	2Z _{max}	2Z _{min}	
Поверхня №3 Ø 22 h5 (-0,009)														
	Штамповка	160	200	500	-		+1000 -400		26,23	27,2	25,8	-	-	27,2 ^{+1,0} _{-0,4}
15	Чорн.точіння	50	50	30	150	1964,03	210	2164,03	23,09	23,5	23,29	3,91	2,3	23,5 _{-0,21}
25	Напівчист.точ.	20	25	25	100	556,8	52	618,8	22,471	22,7	22,648	0,852	0,59	22,7 _{-0,052}
50	Чист. точіння	10	15	20	50	231,8	21	253,8	22,217	22,4	22,379	0,321	0,248	22,4 _{-0,021}
110	Шліфування	6,3	15	15	20	114,56	13	127,56	22,09	22,1	22,087	0,313	0,279	22,1 _{-0,013}
115	Шліфування	2	5	10	10	80,85	9	89,85	22	22	21,991	0,109	0,087	22 _{-0,009}
Поверхня №18 Ø 27,5 h7 (-0,021)														
	Штамповка	160	200	500	-		+1000 -400		30,659	32,1	30,8	-	-	32,1 ^{+1,0} _{-0,4}
20	Чорн.точіння	50	50	30	150	1964,03	210	2164,03	28,995	28,8	28,59	3,51	2	28,9 _{-0,21}
30	Напівчист, точ.	20	25	25	100	556,8	52	618,8	27,876	28	27,948	0,852	0,59	27,8 _{-0,052}
50	Чист. точіння	6,3	10	20	50	220,8	33	253,8	27,622	27,7	27,667	0,333	0,248	27,6 _{-0,033}
110	Шліфування	5	5	15	20	101,1	21	122,1	27,5	27,5	27,479	0,221	0,167	27,5 _{-0,021}

Таблиця 3.4 - Розрахунок припусків і операційних розмірів поверхонь обертання нормативним методом

№ операції	Технологічний маршрут обробки поверхні	Нормативний припуск 2Zmin, мм	Допуск на обробку T, мкм	Номінальний припуск 2Zном.р, мкм	Розрахунковий діаметр Dр, мм	Прийняті (округлені) розміри по ступенях, мм		Отримані граничні припуски, мм		Технологічний розмір, мм
						dmax	dmin	2Zmax	2Zmin	
Поверхня №5 Ø 27,5 h9 (-0,052)										
	Штамповка		+1000		31,31	31,3	30,9	-	-	31,3 ^{+1,0} _{-0,4}
			-400							
15	Чорн.точіння	1,7	0,210	1,91	28,21	28,3	28,09	3,21	2,6	28,2 _{-0,210}
25	Чист.точіння	0,5	0,052	0,552	27,5	27,5	26,98	1,32	0,59	27,5 _{-0,052}
Поверхня №10 Ø 74 h10 (-0,12)										
	Штамповка		+1000		78,46	78,4	77	-	-	78,4 ^{+1,0} _{-0,4}
			-400							
20	Чорн.точіння	1,7	0,46	2,16	75,6	75,1	74,64	3,86	1,9	75,0 _{-0,46}
30	Чист.точіння	0,5	0,12	0,62	74,0	74	73,88	1,22	0,64	74,0 _{-0,12}
Поверхня №16 Ø 30 h9 (-0,052)										
	Штамповка		+1000		33,71	34,7	33,3	-	-	33,7 ^{+1,0} _{-0,4}
			-400							
20	Чорн.точіння	1,7	0,21	1,91	30,71	30,8	30,59	3,11	2,5	30,7 _{-0,21}
30	Чист.точіння	0,5	0,052	0,552	30	30	29,948	0,852	0,59	30,0 _{-0,052}

Розрахунок припусків і операційних розмірів плоских торцевих поверхонь

Для торцевих поверхонь припуск дається не на розмір, як для поверхонь обертання, а на сторону, тобто мінімальний припуск на обробку для торцевих поверхонь визначається за формулою:

$$Z_{\min i} = Rz_{i-1} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i,$$

где Rz_{i-1} - шорсткість поверхні, отримана на попередньому технологічному переході;

h_{i-1} - глибина дефектного поверхневого слоя, отримана на попередньому технологічному переході;

Δ_{i-1} - величина просторових відхилень, отримана на попередньому технологічному переході;

ε_i - похибка установки на виконуємому технологічному переході.

Дані розрахунків зведемо в таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 - Розрахунок припусків торцевих поверхонь розрахунково-аналітичним методом

Поверхня, маршрут обробки	Елементи припуску				Zmin.p, мкм
	Rz	h	Δ	ε	
Поверхня № 17					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	15	100	860
Получистовое точение	20	25	12,5	80	195
Чист.точіння	10	15	10	50	107,5
Шліфування	6,3	10	31	10	50
Поверхня № 20					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	15	100	860
Напівчист.точіння	20	25	12,5	80	195
Чист.точіння	10	15	10	50	107,5
Поверхня № 1					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	15	100	860
Получистовое точение	20	25	12,5	80	195
Чист.точіння	10	15	10	50	107,5
Поверхня № 12					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	24	50	810
Чист.точіння	20	30	16	50	174
Поверхня № 9					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	24	50	810
Чист.точіння	20	30	16	50	174
Поверхня № 26					
Штамповка	160	200	400		-
Чорн.точіння	50	50	24	60	800

Побудова розмірної схеми процесу обробки торцевих поверхонь деталі

Головне завдання розмірного аналізу - правильне і обґрунтоване визначення проміжних і остаточних розмірів і допусків на них для оброблюваної деталі. Особливо цього потребують лінійні розміри, що зв'язують неодноразово оброблювані протилежні поверхні. Визначення припусків на такі поверхні розрахунково-аналітичним або нормативним методами ускладнює визначення проміжних технологічних розмірів та їх відхилень. В цьому випадку звертаються до прикладної теорії розмірних ланцюгів. Послідовний розмірний аналіз технологічного процесу складається з ряду етапів: розробка розмірної схеми технологічного процесу; виявлення технологічних розмірних ланцюгів; розрахунок технологічних розмірних ланцюгів.

Розмірну схему будують, маючи в своєму розпорядженні плани ескізів установки і обробки деталі. З урахуванням кількості обробок торцевих поверхонь на ескізі умовно показуємо операційні припуски, а також розміри готової деталі і заготовки. Для цього вичерчуємо контур готової деталі і вказуємо в напрямку торців шари міжопераційних припусків на обробку. Всі вихідні, проміжні та кінцеві торцеві поверхні нумеруємо по порядку зліва на право. Через нумеровані поверхні проводимо вертикальні лінії, потім в зонах номерів відповідної операції, між вертикальними лініями починаючи з останньої операції з урахуванням ескізів установки і обробки плану технологічного процесу, вказуємо технологічні розміри, одержувані при виконанні кожної операції відповідними буквами. Операційні розміри представляємо у вигляді стрілок з точкою. Точка поєднується з встановлюючою базою, а стрілка з поверхнею, обробленою в даній операції.

Праворуч від розмірної схеми для кожної операції виявляємо і будують схеми технологічних розмірних ланцюгів. На підставі складених схем розмірних ланцюгів визначаємо типи складових ланок і складаємо вихідні рівняння, а потім їх розраховуємо. У цих ланцюгах в квадратних дужках вказуються конструкторські розміри і розміри припусків, які є замикаючими ланками в розглянутих ланцюгах. Виявлення розмірних ланцюгів за розмірною схемою починаємо з останньої операції. Побудову виконуємо таким чином, щоб в кожному новому ланцюзі було невідома тільки одна ланка. У такій же послідовності ведуть розрахунок розмірних ланцюгів. Виявлення розмірних ланцюгів за розмірною схемою починаємо з останньої операції, тобто зверху вниз. У такій же послідовності ведуть розрахунок розмірних ланцюгів. Виконуємо розмірні ланцюги на інших операціях і складаємо схеми для визначення інших формоутворюючих розмірів (рисунки 3.1).

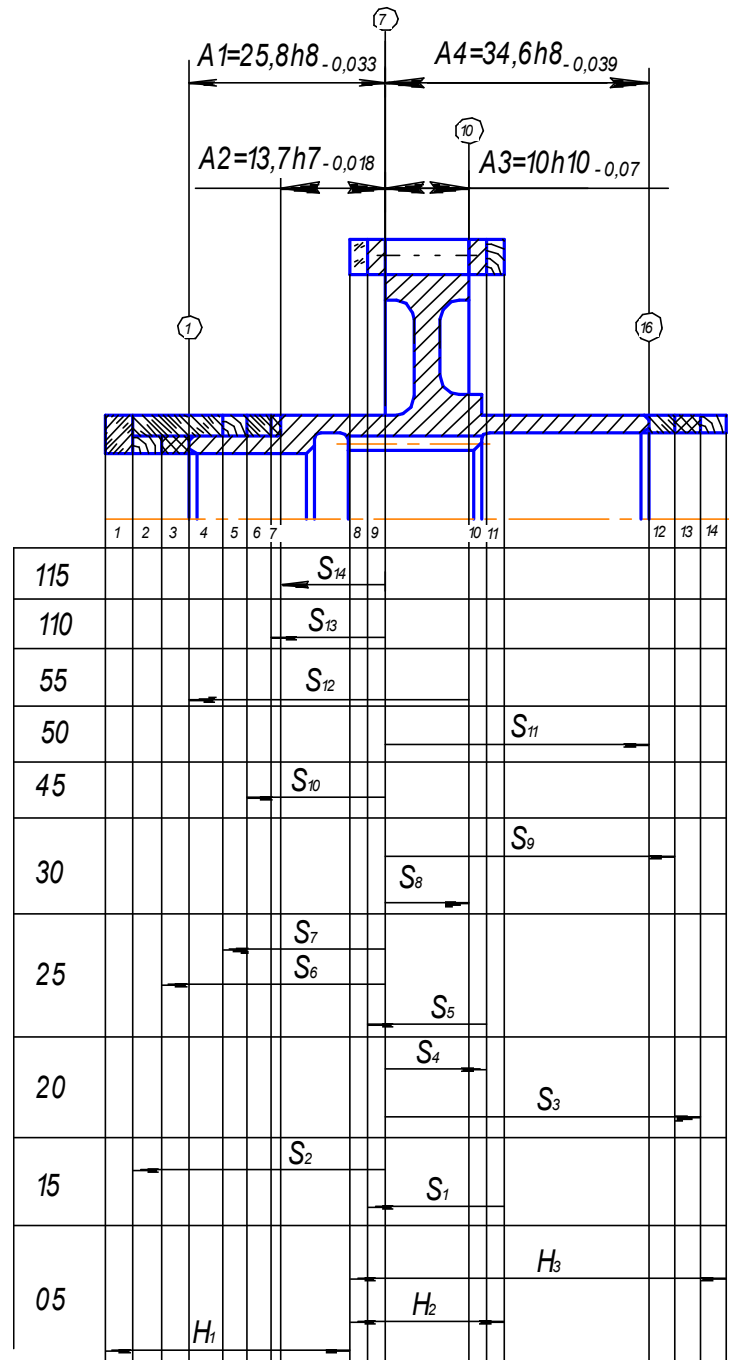


Рисунок 3.3 – Розмірна схема торцевих поверхонь

Таблиця 3.5 – Розрахунок лінійних операційних розмірів

Замикаючий розмір, мм	Вихідне рівняння	Розрахунковий розмір, мм	Допуск, мм	Принятий розмір, мм	Принятий припуск, мм
$A_2 = 13,7_{-0,018}$	$A_2 = S_{14}$	13,7	h7 -0,018	$13,7_{-0,018}$	-
$z_{7\min} = 0,05$	$z_7 = S_{13} - S_{14}$	$z_{7\min} = S_{13\min} - S_{14\max}$ $S_{13\min} = z_{7\min} + S_{14\max} = 0,05 + 13,7 = 13,75$	h7 -0,018	$13,8_{-0,018}$	$z_7 = 13,8_{-0,018} - 13,7_{-0,018} = 0,1 \pm 0,018$
$A_3 = 10_{-0,07}$ $A_1 = 25,8_{-0,033}$	$S_{12} = A_3 + A_1$	$S_{12} = 10_{-0,07} + 25,8_{-0,033} = 35,8_{-0,103}$	-	$35,8_{-0,103}$	-
$A_4 = 34,6_{-0,039}$	$A_4 = S_{11}$	34,6	h8 -0,039	$34,6_{-0,039}$	-
$z_{6\min} = 0,1075$	$z_6 = S_{10} - S_{13}$	$z_{6\min} = S_{10\min} - S_{13\max}$ $S_{10\min} = z_{6\min} + S_{13\max} = 0,1075 + 13,8 = 13,9075$	h8 -0,027	$13,93_{-0,027}$	$z_6 = 13,93_{-0,027} - 13,8_{-0,018} = 0,13_{-0,027}^{+0,018}$
$z_{12\min} = 0,1075$	$z_{12} = S_9 - S_{11}$	$z_{12\min} = S_{9\min} - S_{11\max}$ $S_{9\min} = z_{12\min} + S_{11\max} = 0,1075 + 34,6 = 34,7075$	h8 -0,039	$34,8_{-0,039}$	$z_{12} = 34,8_{-0,039} - 34,6_{-0,039} = 0,2 \pm 0,039$

Продовження таблиці 3.5

$A_3 = 10_{-0,07}$	$A_3 = S_8$	10	$h10$ $-0,07$	$10_{-0,07}$	-
$z_{5\min} = 0,195$	$z_5 = S_7 - S_{10}$	$z_{5\min} = S_{7\min} - S_{10\max}$ $S_{7\min} = z_{5\min} + S_{10\max} =$ $= 0,195 + 13,93 = 14,125$	$h8$ $-0,027$	$14,2_{-0,027}$	$z_5 = 14,2_{-0,027} - 13,93_{-0,027} =$ $= 0,27 \pm 0,027$
$z_{3\min} = 0,1075$	$z_3 = S_6 - S_{12} + S_8$	$z_{3\min} = S_{6\min} - S_{12\max} + S_{8\min}$ $S_{6\min} = z_{3\min} + S_{12\max} - S_{8\min} =$ $0,1075 + 35,8 - 10 = 26$	$h8$ $-0,033$	$26_{-0,033}$	$z_4 = 26_{-0,033} - 35,8_{-0,103} +$ $10_{-0,07} = 0,2_{-0,04}^{+0,103}$
$z_{10\min} = 0,174$	$z_{10} = S_5 - S_8$	$z_{10\min} = S_{5\min} - S_{8\max}$ $S_{5\min} = z_{10\min} + S_{8\max} = 0,174 +$ $+10 = 10,174$	$h10$ $-0,07$	$10,3_{-0,07}$	$z_{10} = 10,3_{-0,07} - 10_{-0,07} =$ $= 0,3 \pm 0,07$
$z_{9\min} = 0,174$	$z_9 = S_4 - S_5$	$z_{9\min} = S_{4\min} - S_{5\max}$ $S_{4\min} = z_{9\min} + S_{5\max} = 0,174 +$ $+10,3 = 10,474$	$h10$ $-0,07$	$10,6_{-0,07}$	$z_9 = 10,6_{-0,07} - 10,3_{-0,07} =$ $= 0,3 \pm 0,07$
$z_{13\min} = 0,195$	$z_{13} = S_3 - S_9 - z_9$	$z_{13\min} = S_{3\min} - S_{9\max} - z_{9\max}$ $S_{3\min} = z_{13\min} + S_{9\max} + z_{9\max} =$ $0,195 + 34,8 + 0,37 = 35,365$	$h10$ $-0,1$	$35,5_{-0,1}$	$z_{13} = 35,5_{-0,1} - 34,8_{-0,039} -$ $0,37 = 0,33_{-0,1}^{+0,039}$

Закінчення таблиці 3.5

$z_{2\min} = 0,195$	$z_2 = S_2 - S_6 + z_9$	$z_{2\min} = S_{2\min} - S_{6\max} + z_{9\min}$ $S_{2\min} = z_{2\min} + S_{6\max} - z_{9\min} =$ $0,195 + 26 + 0,23 = 26,425$	h10 -0,084	26,5 _{-0,084}	$z_2 = 26,5_{-0,084} - 26_{-0,033} +$ $0,23 = 0,73_{-0,084}^{+0,033}$
$z_{11\min} = 0,810$	$z_{11} = S_1 - S_4$	$z_{11\min} = S_{1\min} - S_{4\max}$ $S_{1\min} = z_{11\min} + S_{4\max} = 0,810 +$ $+10,6 = 11,41$	h12 -0,18	11,6 _{-0,18}	$z_{11} = 11,6_{-0,18} - 10,6_{-0,07} =$ $= 1_{-0,18}^{+0,07}$
$z_{8\min} = 0,810$ $z_{14\min} = 0,860$	$z_8 = H_3 - S_3 - z_{14}$	$z_{8\min} = H_{3\min} - S_{3\min} - z_{14\min}$ $H_{3\min} = z_{8\min} + S_{3\min} + z_{14\min} =$ $0,810 + 35,5 + 0,860 = 37,17$	h15 -1,0	37,2 _{-1,0}	$z_8 = 37,2_{-1,0} - 35,5_{-0,1} - 0,86 =$ $0,84_{-1,0}^{+0,1}$
$z_{1\min} = 0,860$	$z_1 = H_1 - S_2 + z_8$	$z_{1\min} = H_{1\min} - S_{2\min} + z_{8\min}$ $H_{1\min} = z_{1\min} + S_{2\min} - z_{8\min} =$ $0,860 + 26,5 - 0,860 = 26,5$	h15 -0,84	27,3 _{-0,84}	$z_1 = 27,3_{-0,84} - 26,5_{-0,084} + 0,81 =$ $1,61_{-0,84}^{+0,084}$
$z_{8\min} = 0,810$	$z_8 = H_2 - S_1$	$z_{8\min} = H_{2\min} - S_{1\min}$ $H_{2\min} = z_{8\min} + S_{1\min} =$ $= 0,81 + 11,6 = 12,41$	h15 -0,7	13,1 _{-0,7}	$z_8 = 13,1_{-0,7} - 11,6_{-0,81} =$ $1,5_{-0,7}^{+0,81}$

4.4 ПРОЕКТУВАННЯ ТИПОВИХ ОПЕРАЦІЙ

Операція №15 (токарна)

1) Точити торець 9.

Вибір ріжучого інструмента

Обираємо підрізний відігнутий різець з пластинами з твердого сплава (Т15К6) ГОСТ 18880-73: Н=25 мм; В=16 мм; L=140 мм; m=10 мм; a=15 мм; r=1 мм

Визначення глибини різання

$$D_z=78,4;$$

Поверхня буде оброблена за 1 прохід $t=1,7$ мм

Визначення величини подачі інструмента

Величину подачі визначаємо по формулі:

$$S_{\text{расч}} = \sqrt{8 \cdot r \cdot R_z}, \frac{\text{мм}}{\text{об}}, \text{ где}$$

R_z – шорсткість поверхні;

r – радіус при вершині різця.

$$S_{\text{расч}} = \sqrt{8 \cdot 1 \cdot 0,050} = 0,632 \frac{\text{мм}}{\text{об}}$$

Визначаємо величину подачі s з урахуванням коефіцієнта шорсткості:

$$S_{\text{расч}}' = \frac{\sqrt{8 \cdot r \cdot R_z}}{k}, \frac{\text{мм}}{\text{об}}, \text{ где}$$

k – коефіцієнт шорсткості, $k=1,5$.

$$S_{\text{расч}}' = \frac{\sqrt{8 \cdot 1 \cdot 0,050}}{1,5} = 0,442 \frac{\text{мм}}{\text{об}}$$

Порівнюємо з допустимими подачами за умовами міцності пластини з твердого сплаву [19, стор.168, т.13]. Приймаємо $S = 0,35$. Отримане значення задовольняє умовам міцності.

Вибір станка.

Відповідно до методу обробки для виконання данної операції варта використувувати верстат – 16Б16А.

Найбільший діаметр оброблюваної заготовки:	
- над станиною.....	320 мм
- над супортом.....	180 мм
Число швидкостей обертання шпінделя.....	21
Частота обертання шпінделя.....	20-2000
об/мин.	
Найбільша довжина оброблюваної заготовки.....	750
мм	
Межі величин подач супорта	
- повздовжня.....	0,01-0,7
мм/об.	
- поперечна.....	0,005-0,35 мм/об.
Потужність головного електродвигуна.....	4,6 кВт

Согласование подачи и частоты вращения шпинделя со станком

Частота вращения шпинделя изменяется по геометрической прогрессии:

$$\phi = \sqrt[m-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}};$$

$$\phi = \sqrt[20]{\frac{2000}{20}} = 1,259.$$

Найближче табличне значення $\phi=1,26$

Тоді ряд частот обертання шпінделя:

43; 104; 174; 250; 331; 417; 506; 599; 695; 793; 894; 998; 1104; 1212; 1322; 1434; 1548; 1663; 1780; 1899; 2000.

Розрахунок швидкості різання тангенціальної складової швидкості різання і потужності приводу верстата.

Розрахункове значення швидкості різання при поперечному і повздовжньому точінні:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y} \cdot k_v, \frac{M}{\text{мин}}$$

Середнє значення періоду стійкості різця T приймаємо $T=45$ мин.

Поправочний коефіцієнт k_v знайдемо по формулі:

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{pv} \cdot k_{uv} \cdot k_{\phi v} \cdot k_{\phi 1v}, \text{ где}$$

k_{MV} – коефіцієнт враховуючий вплив матеріалу заготовки

$$k_{mv} = K_z \cdot \left(\frac{750}{\sigma_\epsilon} \right)^{nv} = 0,9 \cdot \left(\frac{750}{1620} \right)^1 = 0,416,$$

де: $K_z=0,9$; $nv=1$; $\sigma_\epsilon=1620$ МПа. [19, стр.262,т.2];

K_{IV} – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив стану поверхні заготовки на швидкість різання $k_{NV}=0,8$ [19, стр.263,т.5];;

K_{UV} – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив інструментального матеріала $k_{UV}=1$ [19, стр.271,т.18];

$k_{\phi V}$, $k_{\phi IV}$ – коефіцієнти, враховуючі вплив кутів в плані $k_{\phi V}=1,4$, $k_{\phi W}=1$ [2, стр.271, т.16].

$$k_v = 0,416 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 0,466$$

$c_v=47$, $m=0,2$, $x=0,3$, $y=0,8$ [19, стр.269, т.17],

$$V_p = \frac{47}{45^{0,2} \cdot 0,35^{0,8}} \cdot 0,466 = 23,69 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

Тангенціальну складову сили різання знаходимо по формулі:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V_\phi^n \cdot k_p;$$

Знаходимо значення сталої C_p і показники ступенів за рекомендаціями [19, стр.273, т.22].

$C_p=408$, $x=0,72$, $y=0,8$, $n=0$.

Поправочний коефіцієнт k_p - це є добуток ряду коефіцієнтів враховуючих фактичні умови різання. Чисельні значення цих коефіцієнтів призначаємо за рекомендаціями:

$$k_p = k_{mp} \cdot k_{\phi p} \cdot k_{\gamma p} \cdot k_{\lambda p} \cdot k_{rp},$$

$$k_{mp} = \left(\frac{\sigma_\epsilon}{750} \right)^n = \left(\frac{1620}{750} \right)^{0,75} = 1,781, \text{ де}$$

$n=0,75$ [19, стр.264,т.9], $k_{\lambda p}=1$, $k_{\gamma p}=1$, $k_{\phi p}=1,08$, $k_{rp}=0,93$, [19 стр.275,т.23].

Тоді отримаємо:

$$k_p = 1,528 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93 = 1,731$$

Визначимо розрахункову частоту обертання:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_z}, \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_p = \frac{1000 \cdot 23,69}{\pi \cdot 78,4} = 96,18 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Прийняте значення частоти обертання шпінделя з ряду станка: $n_p=104$ об/мин.

Визначення дійсної швидкості різання:

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_z \cdot n_{np}}{1000}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 78,4 \cdot 104}{1000} = 25,615 \frac{\text{м}}{\text{мин}}.$$

Тоді отримаємо:

$$P_z = 10 \cdot 408 \cdot 1,7^{0,72} \cdot 0,35^{0,8} \cdot 25,615^0 \cdot 1,731 = 4617,9$$

Потужність приводу:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta_{\text{СТ}}} = \frac{P_z \cdot V_{\text{ф}}}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{СТ}}}, \text{кВт, где}$$

$N_{\text{эф}}$ – ефективна потужність;
 $\eta_{\text{СТ}}$ – ККД верстата, $\eta_{\text{СТ}}=0,85$.

$$N_{\text{пр}} = \frac{4617,9 \cdot 25,615}{60 \cdot 1000 \cdot 0,85} = 2,319 \text{кВт}$$

Розрахунок норми основного часу обробки деталі
 Основний час обробки на переході:

$$T_0 = \frac{L_{\text{рх}}}{S_{\text{пр}} \cdot n_{\text{пр}}}, \text{хв}$$

де $L_{\text{рх}}$ – загальна довжина робочого ходу.

$$L_{\text{рх}} = L_{\text{обр}} + L_{\text{подв}} + L_{\text{врез}} + L_{\text{пероб}}, \text{ где}$$

$L_{\text{обраб}}$ – довжина оброблюваної поверхні $L_{\text{обраб}}=25,1\text{мм}$;

$L_{\text{подв}}$ – довжина підводу інструмента $L_{\text{подв}}=1$ мм;
 $L_{\text{врез}}$ – довжина врезання інструмента $L_{\text{врез}}=1$ мм;
 $L_{\text{переб}}$ – довжина перебігу $L_{\text{переб}}=1$ мм.

$$L_{\text{рх}} = 25,1 + 1 + 1 + 1 = 28,1 \text{ мм}$$

$$T_0 = \frac{28,1}{0,35 \cdot 104} = 0,772 \text{ мин}$$

Точити поверхню 5.

а) Вибір ріжучого інструмента

Обираємо прохідний прямий різець з пластинами з твердого сплава ГОСТ 18878-73: $h=25$; $b=16$; $L=140$; $\varphi=45^\circ$; $n=8$; $l=12$; $R=1$.

Визначення глибини різання

$$t = 0,5 \cdot (D_z - D_d), \text{ мм, где}$$

D_z – найбільший діаметр заготовки;

D_d – найменший діаметр деталі після даної операції.

$$t = 0,5 \cdot (31,3 - 28,3) = 1,5 \text{ мм}$$

Визначення величини подачі інструмента

Величину подачі визначемо по формулі:

$$S_{\text{расч}} = \sqrt{8 \cdot r \cdot R_z}, \frac{\text{мм}}{\text{об}}, \text{ где}$$

R_z – шорсткість поверхні;

r – радіус при вершині різця.

$$S_{\text{расч}} = \sqrt{8 \cdot 1 \cdot 0,050} = 0,632 \frac{\text{мм}}{\text{об}}$$

Порівнюємо з допустимими подачами за умовами міцності пластини з твердого сплаву [19, стор.268, т.13]. Приймаємо $S = 0,7$. Отримане значення задовольняє умовам міцності.

Відповідно до методу обробки для виконання даної операції слід використовувати сверстат – 16Б16А

Розрахунок швидкості різання тангенціальної складової швидкості різання і потужності приводу верстата.

Розрахункове значення швидкості різання при поперечному і поздовжньому точінні:

$$V_p = \frac{c_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v, \frac{м}{мин}$$

Середнє значення періоду стійкості різця T прийемо $T=45$ хв.
Поправочний коефіцієнт k_v знайдемо по формулі:

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{Пv} \cdot k_{uv} \cdot k_{\phi v} \cdot k_{\phi 1v}, \text{ где}$$

k_{MV} – коефіцієнт враховуючий вплив матеріала заготовки.

$$k_{mv} = K_{\sigma} \cdot \left(\frac{750}{\sigma_{\sigma}} \right)^{nv} = 0,9 \cdot \left(\frac{750}{1620} \right)^1 = 0,416, \text{ где}$$

$K_{\sigma}=0,9$; $nv=1$; $\sigma_{\sigma}=1620$ МПа. [19, стр.262, т.2];

$K_{Пv}$ – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив стану поверхні заготовки на швидкість різання $k_{NV}=0,8$ [19, стр.263, т.5];;

K_{UV} – поправочний коефіцієнт, враховуючий вплив інструментального матеріала $k_{UV}=1$ [19, стор.263, т.6];

$k_{\phi v}$, $k_{\phi 1v}$ – коефіцієнти, враховуючі вплив кутів в плані $k_{\phi v}=0,1$, $k_{\phi 1v}= 0,94$ [19, стор.271, т.16].

$$k_v = 0,416 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,94 = 0,313$$

$c_v=340$, $m=0,2$, $x=0,15$, $y=0,45$ [19, стор.269, т.17],

$$V_p = \frac{340}{45^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,7^{0,45}} \cdot 0,313 = 54,913 \frac{м}{мин}$$

Тангенціальну складову сили різання знаходимо по формулі:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V_{\phi}^n \cdot k_p;$$

Знаходимо значення сталої C_p і показники ступенів за рекомендаціями [19, стр.273, т.22].

$C_p=300$, $x=1$, $y=0,75$, $n=-0,15$.

Поправочний коефіцієнт k_p - це є добуток ряду коефіцієнтів враховуючих фактичні умови різання. Чисельні значення цих коефіцієнтів призначаємо зарекомендаціями:

$$k_p = k_{mp} \cdot k_{\varphi p} \cdot k_{\gamma p} \cdot k_{\lambda p} \cdot k_{rp},$$

$$k_{mp} = \left(\frac{\sigma_s}{750} \right)^n = \left(\frac{1620}{750} \right)^{0,75} = 1,781, \text{ где}$$

$n=0,75$ [19, стр.264,т.9], $k_{\lambda p}=1$, $k_{\gamma p}=1$, $k_{\varphi p}=1$, $k_{rp}=0,93$ [2, стр.275,т.23].
Тоді отримаємо:

$$k_p = 1,781 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93 = 1,656$$

Визначимо розрахункову частоту обертання:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_z}, \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_p = \frac{1000 \cdot 54,912}{\pi \cdot 31,3} = 558,44 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Тоді ряд частот обертання шпінделя:

43; 104; 174; 250; 331; 417; 506; 599; 695; 793; 894; 998; 1104; 1212; 1322;
1434; 1548; 1663; 1780; 1899; 2000.

Прийняте значення частоти обертання шпінделя з ряду верстата: $n_p=599$ об/хв.

Визначення дійсної швидкості різання:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_z \cdot n_{\text{ПРИН}}}{1000}, \frac{\text{м}}{\text{мин}};$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot 31,3 \cdot 599}{1000} = 58,9 \frac{\text{м}}{\text{мин}}.$$

Тоді отримаємо:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,55^1 \cdot 0,7^{0,75} \cdot 58,9^{-0,15} \cdot 1,656 = 3197,5$$

Потужність приводу:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta_{\text{СТ}}} = \frac{P_z \cdot V_\phi}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{СТ}}}, \text{ кВт, где}$$

$N_{ЭФ}$ – ефективна потужність;
 $\eta_{СТ}$ – ККД верстата, $\eta_{СТ}=0,85$.

$$N_{IP} = \frac{3197,5 \cdot 58,9}{60 \cdot 1000 \cdot 0,85} = 3,693 \text{ кВт}$$

Розрахунок норми основного часу обробки деталі
Основний час обробки на переході:

$$T_0 = \frac{L_{РХ}}{S_{np} \cdot n_{np}}, \text{ хв}$$

Де $L_{РХ}$ – загальна довжина робочого ходу.

$$L_{РХ} = L_{обр} + L_{подв} + L_{врез} + L_{пероб}, \text{ где}$$

$L_{обраб}$ – довжина оброблюваної поверхні $L_{обраб}=27,3$ мм;
 $L_{подв}$ – довжина підводу інструмента $L_{подв}=1$ мм;
 $L_{врез}$ – довжина врізання інструмента $L_{врез}=1$ мм;
 $L_{пероб}$ – довжина перебігу $L_{пероб}=1$ мм.

$$L_{РХ} = 27,3 + 1 + 1 + 1 = 30,3 \text{ мм}$$

$$T_0 = \frac{30,3}{599 \cdot 0,7} = 0,072 \text{ хв}$$

Операція №115 (шліфування)

Обираємо шліфувальний круг прямого профіля ПП по ГОСТ 2424-83.

Геометричні параметри круга: $D_k=400$ мм; $d=127$ мм; $B=40$ мм.

Склад матеріалу абразива: 25А 16 П СМ1 5 К1 А,

де:

25А - електрокорунд нормальний для остаточної обробки легованих сталей [19, с. 242];

16 - зернистість для остаточного шліфування [19, т. 166, с. 247];

П - індекс зернистості (склад основної фракції-55%) [19, с. 245];

СМ1 - ступінь твердості, виходячи з виду шліфування і матеріалу оброблюваних заготовок [19, с. 248];

5 - номер структури абразиву для круглого зовнішнього шліфування [19, с. 249];

К1 - керамічна зв'язка для всіх видів шліфування [19, с. 247];

А - клас точності [19, с. 250];

Повне обґрунтування інструмента: ПВ 400x127x40 25А 16П СМ1 5К1 А (по ГОСТ 2424-83).

Вибір цикла шліфування:

Оскільки проводиться шліфування на 5 квалітет після термообробки, то обробка проводиться повним циклом шліфування: 0-1 - чорнове шліфування; 1-2 - чистове шліфування; 2-3 - виходжування.

Расчет режимов резания.

Шліфувати поверхню 3.

Остаточне продольне шліфування методом врізання, значення радіальних хвилинних подач на всіх фазах прийнятих циклів приймають в 2 рази меншими, а V_3 - в 2 рази більшими, ніж чорнове шліфування методом врізання.

1. Окружна швидкість заготовки для загартованих сталей:

$$V_3 = 2 \cdot 6,5 \cdot \ln D_0 = 2 \cdot 6,5 \cdot \ln 22 = 40,18 \text{ м / хв}$$

Приймаємо $V_3 = 41 \text{ м / мин}$

2. Частота обертання заготовки і дійсна швидкість обертання:

$$n_3 = \frac{1000 \cdot V_3}{\pi \cdot D_0} = \frac{1000 \cdot 41}{\pi \cdot 22} = 593,2 \text{ об / хв}$$

Обираємо круглошліфувальний верстат моделі 3М150 [19, с.29]:

Основні дані верстату:

- максимальний діаметр шліфування	150
- частота обертання шпінделя – заготовки, об/хв	100-1000
- найбільші розміри шліфувального круга:	
- зовнішній діаметр	400
- висота	40
- частота обертання шпінделя шліфувального круга, об/мин	1670; 2350
- швидкість автоматичного переміщення стола, м/мин	0,05-5
- потужність електродвигуна привода головного руху, кВт	4

Приймаємо $n_{пр} = 600 \text{ об / хв.}$

Дійсна швидкість обертання заготовки:

$$V_3 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{пр}}{1000} = \frac{\pi \cdot 22 \cdot 600}{1000} = 41,47 \text{ м / хв}$$

3. Окружна швидкість абразивного круга:

Приймаємо $V_{кр} = 35 \text{ м / с}$

$$V_{кр} = \frac{\pi \cdot D_{кр} \cdot n_{кр}}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 1670}{1000 \cdot 60} = 34,97 \text{ м / хв}$$

4. Розрахувати хвилинну радіальну подачу, мм/хв на один оберт заготовки для повного циклу:

- величина робочого ходу стола: $l_{акт} = 12,1 мм$

$$\text{- ділянка 0-1: } S_{рад}^{0-1} = \frac{13,5}{2 \cdot d_3^{0,7}} = \frac{13,5}{2 \cdot 22^{0,7}} = 0,755 мм / хв$$

$$\text{- ділянка 1-2: } S_{рад}^{1-2} = \frac{37,6}{2 \cdot d_3^{0,7} \cdot l_{акт}^{0,6}} = \frac{37,6}{2 \cdot 22^{0,5} \cdot 12,1^{0,6}} = 0,898 мм / хв$$

приймаємо $S_{рад}^{0-1} = 0,755 мм / мин$, $S_{рад}^{1-2} = 0,898 мм / хв$

5. Визначити основний час, хв:

- для повного цикла:

$$t_0 = (t_0^{0-1} + t_0^{1-2} + t_0^{2-3}) = \left(\frac{Z_1}{S_{рад}^{0-1}} + \frac{Z_2}{S_{рад}^{1-2}} \right) K_{вых} = \left(\frac{0,044}{0,755} + \frac{0,0105}{0,898} \right) \cdot 1,1 = 0,077 хв$$

Коефіцієнт виходу приймаємо $K_{вих} = 1,1$.

6. Розрахунок ефективної потужності:

$$N_E = 0,0065 \cdot S_{рад}^{0,7} \cdot d_3^{0,7} \cdot l_{акт} = 0,0065 \cdot 0,898^{0,7} \cdot 22^{0,7} \cdot 12,1 = 0,629 кВт$$

$$0,8 \cdot N_{cm} = 0,8 \cdot 4 = 3,2 (кВт) \text{ - корисна потужність верстату;}$$

$N_{эф} < 0,8 N_{ст}$ - умова виконана, шліфування можливе.

Таким чином, операція на обраному обладнанні здійснена.

7. Перевірити енергетичні режими шліфування на умову безприжоговості.

$$N_{y\delta} = \frac{N_e}{l_{акт}} = \frac{0,629}{12,1} = 0,052 кВт / мм$$

Допустима питома потужність:

$$N_\delta = C_m \cdot V_3^{0,4} = 0,037 \cdot 41,47^{0,4} = 0,164 кВт / мм$$

де $C_h = 0,037$ - коефіцієнт твердості матеріалу круга СМ1.

$N_{y\delta} < N_\delta$ - умова безприжоговості виконана.

Шліфувати торець 4.

Частота обертання деталі:

$$n_\delta = \frac{10^3 \cdot V_\delta}{\pi \cdot D_\delta} = \frac{1000 \cdot 41}{3,14 \cdot 22} = 593 об / хв$$

Расчет скорости вращения круга при $n_{кр} = 1670 об/хв$:

$$V_{кр} = \frac{\pi \cdot D_{кр} \cdot n_{кр}}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 1670}{1000 \cdot 60} = 34,97 \text{ м/хв}$$

Вибір повздовжньої подачі $S_{пр.таб}=0,0039$ мм/об по [25, с. 164];
 Поправочні коефіцієнти [25, с. 165] в таблиці 3.6:

Таблиця 3.6 – Поправочні коефіцієнти

Условия обработки	$K_{Dк}$	$K_{Vк}$	T	K_M	$K_{кв}$	$K_{прип}$	$K_{сум}$
Торц.врезн. шлифов.	1	1	1	0,64	0,6	0,76	0,292

$K_{Dк}$ – коефіцієнт враховуючий $D_{кр}$; $K_{Vк}$ – к. враховуючий $V_{кр}$;
 T – к. враховуючий стійкість круга; K_M – к. групи матеріалу; $K_{кв}$ – к. квалітету;
 $K_{прип}$ – к. припуску на обробку;

Знайдемо значення зкорегованої подачі

$$S_{пр} = S_{пр.таб} \cdot K_{сум} = 0,0039 \cdot 0,292 = 0,00114 \text{ мм/об.}$$

Основний час на перехід:

$$t_0 = \frac{h}{S_{пр} \cdot n_о} \cdot K_{вых} = \frac{0,1}{0,00114 \cdot 593} \cdot 1,5 = 0,22 \text{ хв.}$$

Операція №35 (свердління)

Для свердління отвору обираємо інструмент: свердло спіральне з циліндричним хвостовиком $d=14$ мм, $L=160$ мм, $l=108$ мм, ГОСТ 10902-77, Матеріал свердла Р9К5 – швидкоріжуча сталь, так як виготовити таке свердло з твердого сплава дорожче.

Розрахунок глибини різання.

Глибина різання дорівнює половині діаметра свердла.

$$t = 0,5 \cdot d_{св} = 0,5 \cdot 14 = 7 \text{ мм}$$

Призначення подачі.

Відповідно до матеріалу заготовки і розміру оброблюваної поверхні приймаємо: $s = 0,22$ мм/об.

Розрахунок швидкості різання.

$$V_p = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot s^y} \cdot k_v,$$

де: $D = 14$ мм - діаметр свердла;

$T = 45$ хв. - період стійкості інструмента, звлежно від матеріалу і діаметру заготовки;

$$C_v = 9,8; q = 0,4; y = 0,5; m = 0,2;$$

$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{lv}$ - поправочний коефіцієнт в формулі швидкості резання;

де $K_{mv} = \left(\frac{750}{1620}\right)^{0,9} \cdot 0,75 = 0,375$ - коефіцієнт на оброблюваний матеріал;

$K_{uv} = 1$ - коефіцієнт на матеріал інструмента;

$K_{lv} = 1$ - коефіцієнт, враховуючий глибину оброблюваного отвору.

Визначаємо розрахункову швидкість різання.

$$V_p = \frac{9,8 \cdot 14^{0,4}}{45^{0,2} \cdot 0,22^{0,5}} \cdot 0,375 = 10,52 \text{ м/хв}$$

Визначаємо розрахункову частоту обертання інструмента.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 10,52}{\pi \cdot 14} = 239,1 \text{ об/хв}$$

Основні дані верстата 16Б16А:

Найбільший діаметр оброблюваної заготовки:

- над станиною.....320 мм

- над супортом.....180 мм

Число швидкостей обертання шпінделя.....21

Частота обертання шпінделя20-2000 об/хв

Найбільша довжина оброблюваної заготовки750 мм

Межі величин подач супорта

- повздовжня.....0,01-0,7 мм/об.

- поперечна.....0,005-0,35 мм/об.

Потужність головного електродвигуна.....4,6 кВт

З паспортними даними верстата приймаємо оберти шпінделя і визначаємо фактичну швидкість різання:

$$n_{np} = 250 \text{ об/хв}$$

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 14 \cdot 250}{1000} = 10,99 \text{ м/хв}$$

Крутний момент і осьову силу при свердлінні визначимо за формулами:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_m \cdot D^q \cdot S^y \cdot k_p;$$

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot S^y \cdot k_p,$$

де: $C_m = 0,041$; $q = 2,0$; $y = 0,7$;

$C_p = 143$; $q = 1,0$; $y = 0,7$;

$K_p = K_{mp} = 1$ - коефіцієнт, враховуючий фактичні умови обробки

Поправочний коефіцієнт на віднону глибину отвору: $K_{lv} = 1,09$

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,041 \cdot 14^2 \cdot 0,25^{0,7} \cdot 1 \cdot 1,09 = 33,19 \text{ Н·м};$$

$$P_o = 10 \cdot 143 \cdot 14^1 \cdot 0,25^{0,7} \cdot 1 = 7586,16 \text{ Н}$$

Розраховуємо момент обертання, створений на верстаті і порівнюємо його з

$M_{кр}$:

$$M_{вр} = 9550 \cdot \frac{N_{эл.дв} \cdot \eta_{см}}{n_{пр}} = 9550 \cdot \frac{11 \cdot 0,8}{250} = 336,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$M_{кр} < M_{вр}$ ($33,19 < 336,16$) - крутного моменту буде достатньо для обробки деталі.

Потужність різання при свердлінні визначаємо по формулі:

$$N_{эф} = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750},$$

$$N_{эф} = \frac{33,19 \cdot 250}{9750} = 0,851 \text{ кВт}$$

$$N_{пр.см.} = \frac{N_{эф}}{\eta_{см}} = \frac{0,851}{0,8} = 1,064 \text{ кВт}$$

Так як розрахована потужність менше потужності верстата - значить потужності верстата буде досить для обробки нашої деталі.

Розрахунок норми основного часу на обробку.

Загальна довжина робочого ходу.

$$L_{рх} = l_{обр} + l_{вр} + l_{перѐб}$$

Для свердла $D=14$ мм:

$$l_{вр} + l_{перѐб} = 4,2 + 3 = 7,2 \text{ мм}$$

$$L_{обр} = S_6 + S_9 = 34,8 + 26 = 60,8$$

$$L_{рх} = 60,8 + 7,2 = 68$$

Основний час:

$$T_0 = \frac{L_{рх}}{n_{пр} \cdot S_{пр}} = \frac{68}{250 \cdot 0,25} = 1,088 \text{ мин}$$

ВИСНОВКИ

У технологічній частині був визначений матеріал заготовки, визначена її технологічність, розраховано необхідну кількість переходів для обробки деталі, були визначені припуски і розміри поверхонь обертання розрахунковим методом, розрахунково-аналітичним методом, припуски і розміри торцевих поверхонь розрахунковим методом, складена розмірна схема технологічного процесу обробки, спроектовані токарна, свердлильна і шліфувальна операції.

Також в ході виконання даного розділу був розроблений технологічний процес обробки деталі.

5. Економічна частина

5.1 ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ СПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

Предмет і об'єкти економічного аналізу

Економічний аналіз - це спосіб пізнання господарських процесів економічного суб'єкта, заснований на розкладанні цілого на складові елементи і дослід останніх в їх взаємозв'язку і взаємозалежності шляхом синтезу, тобто об'єднання виділених раніше частин об'єкта.

Економічний аналіз являє собою застосування аналітичних інструментів і методів до показників різних економічних і фінансових документів з метою виявлення істотних зв'язків і характеристик; перетворення економічних даних в інформацію.

Економічний аналіз сприяє підвищенню обґрунтованості бізнес-планів і нормативів, визначенню економічної ефективності використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів, посиленню контролю за виконанням та оптимізацією господарських рішень.

Предмет дослідження при проведенні економічного аналізу містить:

- основні результати господарської діяльності;
- виробництво і реалізація продукції;
- використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів;
- собівартість продукції;
- фінансові результати виробництва;
- фінансовий стан підприємства.

В якості базового варіанту для порівняння з спроектованим двигуном був вибран двигун РД-33, який був прототипом при розробці нового двигуна. У цих двигунів однакова схема укладання роторів, однакову кількість ступенів компресора і турбін і невеликі конструктивні відмінності.

Прототип призначений для бойових літаків МіГ.

Як паливе на обох двигунах використовуються авіаційні гас (ТС-1).

У цих двох двигунів крім усього іншого близькі витрати повітря, ступінь підвищення тиску і діаметральні розміри

Для того аби базовий і проєктований двигун можна було оцінити між собою, необхідно привести параметри двигуна в порівнянні умови :

- двигуни призначені для встановлення їх на один тип літака, число двигунів, що встановлюються на один літак однаково;
- час польоту літака, а також програма літака однакова;
- умови технічного обслуговування також не відрізняються.

Вибір показників порівняння та приведення двигуна до умов порівняння

У даному розділі потрібно описати такий аспект, як економічність експлуатації у порівнянні з прототипом даного двигуна. Так як за рахунок збільшення параметрів двигуна (зокрема ступеня підвищення тиску в компресорі і темпера-

тури газів перед турбіною) питома витрата палива скоротилася. Звичайно, це веде до більш дешевої експлуатації силової установки. Не слід нехтувати цим параметром, тим більше що в наш час вже ні для кого не є секретом, що енергетичні ресурси Землі поступово виснажуються. Зараз ми говоримо про нафтових ресурсах нашої планети. Тому в подальшому все більше уваги буде приділятися способам і заходам зниження витрати палива на двигунах, а також методам підвищення ресурсу двигуна.

Для оцінки спроектованого двигуна існує система показників технічного рівня і якості виробів, що проектуються:

- показники призначення (потужність, витрата палива, питома маса, і т.д.);
- ергономічні показники, що характеризують зручність і безпеку праці;
- показники стандартизації і уніфікації;
- економічні показники, що відображають витрати на розробку, виготовлення і експлуатацію виробу, а також економічну ефективність експлуатації.

Всі розрахунки виконуємо за методикою [26].

Основні параметри базового і проектного двигунів представлені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Спроектований двигун	Прототип
T_g^* , К	1550	1620
π_k^*	21	21
$C_{пит}$, кг / кН·год	173	214
m	0,49	0,475
P , кН	82	83

Визначимо процентну зміну питомої витрати палива спроектованого двигуна у порівнянні з прототипом:

$$\Delta C_{пит} = \frac{C_{пит.прот} - C_{пит.спроект}}{C_{пит.прот}} \cdot 100\%, \quad (5.1)$$

$$\Delta C_{пит} = \frac{214-173}{214} \cdot 100\% = 19,15\%.$$

Визначення собівартості

Ціна двигуна залежить від його призначення, потужності, ваги і загальної вартості виробництва деталей даного типу на одному підприємстві, ресурсу та

покоління двигуна. Стандартним методом ціну двигуна визначають на основі їх питомої вартості.

Ціна базового двигуна: $C_{б.дв} = 28911300$ грн

Ціну нового визначаємо за формулою :

$$C_{н.дв} = C_{б.дв} \cdot \left(\frac{P_n}{P_б}\right)^\eta, \quad (5.2)$$

де: P_n – значення тяги нового двигуна;

$P_б$ – значення тяги базового двигуна;

η – коефіцієнт гальмування ціни, $\eta = 0,8$.

$$C_{н.дв} = 28911300 \cdot \left(\frac{82}{83}\right)^{0,8} = 28632299,5 \text{ грн};$$

Визначимо амортизацію одного двигуна за:

$$C_{дв.ам.ч} = \frac{C_{дв} \cdot (1 + \gamma_{к.р.дв} \cdot n_{к.р.дв})}{T_{ам.дв}}, \quad (5.3)$$

де: $T_{ам.дв} = 1000$ часів – амортизаційний ресурс двигуна;

$\gamma_{к.р.дв} = 0,3$ відношення одного капітального ремонту до ціни двигуна;

$n_{к.р.дв} = 1$ – кількість капітальних ремонтів двигуна.

$$C_{б.дв.ам.ч} = \frac{28911300 \cdot (1 + 0,3 \cdot 1)}{1000} = 37584,69 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$C_{н.дв.ам.ч} = \frac{28632299,5 \cdot (1 + 0,3 \cdot 1)}{1000} = 37221,99 \frac{\text{грн}}{\text{год}};$$

Визначимо витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна за формулою:

$$C_{дв.то.ч} = \frac{4 \cdot P}{(P + 0,6)^{0,834}}, \quad (5.4)$$

$$C_{б.дв.то.ч} = \frac{4 \cdot 83}{(83 + 0,6)^{0,834}} = 8,28 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$C_{н.дв.то.ч} = \frac{4 \cdot 82}{(82 + 0,6)^{0,834}} = 8,26 \frac{\text{грн}}{\text{год}};$$

Визначимо процентну зміну витрат, пов'язаних з технічним обслуговуванням одного двигуна:

$$\Delta C_{\text{дв.то.ч}} = \frac{C_{\text{б.дв.то.ч}} - C_{\text{н.дв.то.ч}}}{C_{\text{б.дв.то.ч}}} \cdot 100\%, \quad (5.5)$$

$$\Delta C_{\text{дв.то.ч}} = \frac{7,86 - 7,83}{7,86} \cdot 100\% = -0,381\%.$$

Визначимо витрати на годинну витрату палива за формулою:

$$C_{\text{т.ч.}} = C_{\text{м}} \cdot C_{\text{пит}} \cdot P_{\text{дв}}, \quad (5.6)$$

где: $C_{\text{м}}$ – вартість 1кг палива (37,60 грн/кг);

$C_{\text{пит}}$ – витрати палива одного двигуна .

$$C_{\text{б.т.ч}} = 37,60 \cdot 214 \cdot 83 = 667851,2 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$C_{\text{н.т.ч}} = 37,60 \cdot 173 \cdot 82 = 533393,6 \frac{\text{грн}}{\text{год}};$$

Розрахунок 1-го години роботи двигуна ведемо за формулою:

$$C = C_{\text{дв.ам.ч}} + C_{\text{дв.то.ч}} + C_{\text{т.ч.}}, \quad (5.7)$$

где: $C_{\text{дв.ам.ч}}$ – амортизація одного двигуна ;

$C_{\text{дв.то.ч}}$ – витрати на технічне обслуговування одного двигуна;

$C_{\text{т.ч.}}$ – витрати на витрату палива.

$$C_{\text{б}} = 37584,69 + 8,28 + 667851,2 = 705444,17 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$C_{\text{н}} = 37221,99 + 8,26 + 533393,6 = 590623,85 \frac{\text{грн}}{\text{год}};$$

Розрахунок питомої собівартості:

$$C_{\text{пит}} = \frac{C}{P_{\text{дв}}}, \quad (5.8)$$

$$C_{\text{б.пит}} = \frac{705444,17}{83} = 8499,2 \frac{\text{грн}}{\text{год}} \cdot \text{кН},$$

$$C_{\text{н.пит}} = \frac{590623,85}{82} = 7202,72 \frac{\text{грн}}{\text{год}} \cdot \text{кН.}$$

Визначення капітальних вкладень

Ціна двигуна залежить від його призначення, потужності, ваги і загальної вартості виробництва деталей даного типу на одному підприємстві, ресурсу та покоління двигуна. Стандартним методом ціну двигуна визначають на основі їх питомої вартості.

Витрати на дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з розробкою даного типу літака, двигуна, визначають на основі статистичних даних по окремій методиці. При укрупнених розрахунках витрати на ОКР по новому двигуну складають 5-20% від витрат в серійному виробництві двигуна.

Коефіцієнт, що враховує ступінь прийнятності конструкції, визначимо за формулою:

$$a_f = 1,814 - 2,557 \cdot f + 3,794 \cdot f^2 - f^3, \quad (5.9)$$

де: $f=0,5$ – ступінь прийнятності.

$$a_f = 1,814 - 2,557 \cdot 0,5 + 3,794 \cdot 0,5^2 - 0,5^3 = 1,113;$$

Стандартну питому вартість розробки визначимо за формулою:

$$УСР_{\text{д}} = 22,086 - 2,055 \cdot P_{\text{н}} + 1,1453 \cdot P_{\text{н}}^2 - 0,0002943 P_{\text{н}}^3, \quad (5.10)$$

$$УСР_{\text{д}} = 22,086 - 2,055 \cdot 82 + 1,1453 \cdot 82^2 - 0,0002943 \cdot 82^3 = 7392,3 \text{ грн};$$

Витрати на створення двигуна визначимо за формулою:

$$B_{\text{с.дв}} = УСР_{\text{д}} \cdot P_{\text{н}} \cdot a_f, \quad (5.11)$$

где: a_f = коефіцієнт, що враховує ступінь прийнятності конструкції;

$УСР_{\text{д}}$ – стандартна питома вартість розробки.

$$B_{\text{с.дв}} = 7392,3 \cdot 82 \cdot 1,113 = 674666,16 \text{ грн},$$

Визначимо витрати на дослідно-конструкторські роботи зі створення двигуна за формулою:

$$З_{\text{н.р.дв}} = \frac{\alpha \cdot B_{\text{с.дв}}}{\eta_{\text{г}} \cdot \lambda}, \quad (5.12)$$

де: α = коефіцієнт що враховує ступінь новизни двигуна;

η_r = кількість двигунів на літаку;
 λ = коефіцієнт, що показує відношення суми кількості встановлених та що знаходяться в обороті двигунів, до числа встановлених двигунів;
 $V_{p,дв}$ – витрати на створення двигуна.

$$Z_{н.р.дв} = \frac{0,5 \cdot 674666,16}{2 \cdot 1} = 168666,54 \text{ грн,}$$

$$Z_{б.р.дв} = 0 \text{ грн;}$$

Коефіцієнт оборотних коштів:

$$K_{об} = 0,17 + 0,29 \cdot \frac{T_r}{T_{рм}}, \quad (5.13)$$

де: $K_{об} = 0,2 \dots 0,3$ приймаємо 0,25

Визначення капітальних вкладень проводимо за формулою:

$$K = \frac{1}{T_r} \cdot \left(\frac{Z_{р.дв}}{N_{дв}} \cdot (1 + E)^{Tr.дв} + C_{дв} \cdot (1 + K_{об}) \right), \quad (5.14)$$

где: T_r – річне напрацювання двигуна даного типу;

$Z_{р.дв}$ – витрати на дослідно-конструкторські розробки зі створення двигуна;

$Tr. дв$ – період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки по відношенню до року освоєння, $Tr. дв = 5$ років;

$C_{дв}$ – ціна двигуна ;

E – нормативний коефіцієнт приведення різночасних витрат, $E=0,1$;

$K_{об}$ – коефіцієнт оборотних коштів в експлуатації.

$N_{дв}$ – сумарна кількість двигунів для парку літака.

$$K_б = \frac{1}{500} \cdot (0 + 28911300 \cdot (1 + 0,25)) = 72278,5 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$\begin{aligned}
 K_н &= \frac{1}{500} \cdot \left(\frac{168666,54}{500} \cdot (1 + 0,1)^5 + 28632299,5 \cdot (1 + 0,25) \right) \\
 &= 71582,56 \frac{\text{грн}}{\text{год}};
 \end{aligned}$$

Розрахунок питомих капітальних вкладень:

$$K_{б.пит} = \frac{72278,25}{83} = 870,82 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

$$K_{н.пит} = \frac{71582,56}{82} = 872,96 \frac{\text{грн}}{\text{год}}.$$

Визначення приведених витрат

Основними показниками при оцінці порівняльної ефективності є наведені витрати. Приведені витрати являють собою суму собівартості виконуваних робіт і нормативної прибутку, що розраховується від вкладеного капіталу.

Приведені витрати можуть розраховуватися як обсяг робіт на одну годину нальоту, так і на одиницю роботи. Визначимо питомі приведені витрати за формулою:

$$Z_{пит} = C_{пит} + E_n \cdot K_{пит}, \quad (5.15)$$

де: $C_{пит}$ – собівартість робіт на одиницю продукції;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності;

$K_{пит}$ – питомі капітальні вкладення;

$$Z_{б.пит} = 8499,2 + 0,1 \cdot 870,82 = 8586,282 \frac{\text{грн}}{\text{год}} \cdot \text{кН},$$

$$Z_{н.пит} = 7202,72 + 0,1 \cdot 872,96 = 7290,016 \frac{\text{грн}}{\text{год}} \cdot \text{кН};$$

Визначимо процентну зміну питомих приведених витрат:

$$\Delta Z_{пит} = \frac{Z_{б.пит} - Z_{н.пит}}{Z_{б.пит}} \cdot 100\%, \quad (5.16)$$

$$\Delta Z_{пит} = \frac{8586,282 - 7290,016}{8586,282} \cdot 100\% = 15,09\%.$$

Результати розрахунків заносимо у таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 - Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Спроектований двигун	Прототип
$T_{г}^*, \text{К}$	1550	1620
$P_{к}$	21	21

Продовження таблиці 5.2

$S_{\text{пит}}$, кг / кН·год	173	214
m	0.49	0.475
P, кН	82	83
Ціна двигуна	28632299,5	28911300
Питомі приведені витрати, грн/год·кН	7290,016	8586,282
Питома собівартість грн/год·кН	7202,72	8499,2
Витрати, пов'язані з тех- нічним обслуговуванням од- ного двигуна, грн/год	7,83	7,86

ВИСНОВКИ

Ціна двигуна на 279000,5 гривень зменшена, також зменшилися витрати на ремонт і обслуговування двигуна.

Завдяки тому, що тяга двигуна була збільшена, за рахунок оптимального підбору параметрів, питома витрата палива була зменшена.

Проектований двигун за питомими приведеними витратами ефективніше базового, тобто заміна базового двигуна проектованим економічно доцільна - питомі приведені витрати зменшилися на 15,09%, що означає, що двигун економічніший за прототип.

Маючи позитивні економічні зміни наш двигун має і недолік: збільшені питомі капітальні вкладення на 2,14 грн/год.

Обраний двигун виконаний з модульною конструкцією, що економічно вигідно так як заміна вузлів проводиться частинами. Двигун необов'язково транспортувати на авіаремонтний завод для заміни його модулів. Економічні і технологічні показники вузлів і агрегатів двигуна було покращено.

ВИСНОВОК

В ході виконання дипломної роботи були проведені розрахунки з проєктирування турбореактивного двоконтурного двигуна тягою 82 кН. Ді-дипломна робота складається з шести частин: теоретичної, конструкторської, спеціальної, технологічної та економічної. Результатом виконання теоретичної частини даної роботи є термо-газодинамічний розрахунок двигуна, узгодження параметрів компресора і турбіни, розрахунок компресора і турбіни, а також побудова решіток профілів лопаток робочого колеса першого ступеня компресора і турбіни, розрахунок камери згоряння і реактивного сопла.

В результаті газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ отримані геометричні параметри проточної частини компресора, C , T , T^* , P , P^* на середньому радіусі кожного ступеня, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня. З результаті розрахунку видно, що отримані осьовий компресор і турбіна, має сучасний рівень і відповідають всім вимогам, що пред'являються до сучасних авіаційних двигунів.

В результаті виконання конструкторської частини дипломного проєкту були проведені на розрахунки на міцність усіх основних і відповідальних деталей двигуна (робочі лопатки, замки, диски першого ступеня компресора і турбіни), розрахунки частот власних коливань робочих лопаток компресора і турбіни як показують проведені розрахунки, турбореактивний двоконтурний двигун відповідає всім нормам міцності і надійності. Отримані запаси міцності відповідають вимогам, що пред'являються до сучасних авіаційних двигунів.

У спеціальній частині розроблена конструкція модуля вентилятора турбореактивного двоконтурного двигуна. Проведено газодинамічний розрахунок компресора низького тиску, спрофільовані лопатки робочих коліс. Проведені розрахунки на міцність лопаток всіх ступенів, диска першого ступеня, діафрагми і ротора в цілому. Також були проведені розрахунки на коливання лопатки і диска першого ступеня, вала і ротора компресора в цілому. В цілому можна відзначити, що запропонована конструкція модуля компресора низького тиску відповідає всім вимогам до сучасних двигунів.

У технологічній частині був визначений матеріал заготовки, визначена її технологічність, розраховано необхідну кількість переходів для обробки деталі, були визначені припуски і розміри поверхонь обертання розрахунковим методом, розрахунково-аналітичним методом, припуски і розміри торцевих поверхонь розрахунковим методом, складена розмірна схема технологічного процесу обробки, спроектовані токарна, свердлильна і шліфувальна операції.

В результаті виконання економічної частини дипломного проєкту (останній розділ) були розраховані приведені параметри для порівняння спроектованого двигуна із прототипом.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Павленко Г.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок: учеб. пособие / Г.В.Павленко. – Х. : ХАИ,2007. – 64 с.
2. Павленко Г.В. Формирование облика ГТД и ГТУ / Г.В. Павленко. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2007. – 39с.
3. Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевого компрессора ГТД / Г.В. Павленко. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2002. – 57с.
4. Незым В.Ю. Расчет и построение решёток профилей дозвукового осевого компрессора / В.Ю. Незым.- Учеб. пособие. - Харьков, Харьковский авиационный институт, 1988. – 41с.
5. Павленко Г.В. Газодинамический расчёт осевой газовой турбины: учеб. пособие. / Г.В.Павленко, А.Г.Волов. – Х.: НАУ «ХАИ»,2007. – 76с.
6. Коваль В.А. Профилирование лопаток авиационных турбин: учеб.пособие / В.А.Коваль. – Х.:ХАИ,1986. – 49с.
7. Герасименко В.П. Проектирование камер сгорания газотурбинных двигателей: учеб.пособие/В.П.Герасименко, А.А.Никитов.–Х: ХАИ,1999–88с.
8. Волов А.Г. Профилирование выходных устройств компрессоров и турбин: учеб.пособие / А.Г.Волов. –Х:НАУ«ХАИ»,2006. – 49с.
9. Шошин Ю.С. Расчет на прочность рабочей лопатки компрессора или турбины: учеб. пособие /Ю.С. Шошин. С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: ХАИ, 1993. – 32 с.
10. Шошин Ю.С. Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора или турбины и построение частотной диаграммы: учеб. пособие /Ю.С. Шошин. С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. –Х.: ХАИ, 1992. – 23 с.
11. Шошин Ю.С. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин: учеб. пособие /Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: ХАИ, 1996. – 28 с.
12. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей: учебник / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.
13. Епифанов С.В. Проектирование охлаждаемых деталей ГТД: конспект лекций / С.В.Епифанов. – Х.: НАУ «ХАИ»,2011. – 64с.
14. Олейник А.В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин: учеб.пособие по курсовому и дипломному проектированию/ А.В.Олейник, С. Ю. Шарков. – Х:ХАИ,1995. –61с.
15. Лабораторная работа № 4. Расчет НДС диска турбины в области упругопластических деформаций. ХАИ, каф. 203, 2007 г.
16. Лабораторная работа № 2. Расчет суммарных повреждаемостей лопатки турбины за ОПЦ по критериям ДП и МЦУ. ХАИ, каф. 203, 2007 г.

17. Лабораторная работа № 1. Расчетные определения пределов ДП и времени до разрушения tr высокотемпературных конструкционных материалов. ХАИ, каф. 203, 2007 г.

18. Лабораторная работа № 5. Детерминированные оценки безотказности работы и ресурса лопатки турбины. ХАИ, каф. 203, 2007 г.

19. Косилова А.Г. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении: Справочник технолога /А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. - М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.

20. Гранин В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и технологические размерные расчеты: учеб. пособие /В.Ю. Гранин, А.И. Долматов, Э.А. Лимбер. –Х.: ХАИ, 1993. – 119 с.

21. Сорокин В.Г. Марочник сталей и сплавов/ В.Г.Сорокин. – М.: Машиностроение, 1989 г. – 264 с.

22. Экономическое проектирование производственного подразделения предприятия: учеб.пособие по лабораторному практикуму

23. Адранов А.Ю. Исследование электробезопасности производственных процессов: учеб.пособие по лабор.практикуму / А.Ю.Адрианов, А.Я.Лазаревич, А.В. Гайдачук, О.Б.Кивиренко. – Х:НАУ«ХАИ»,2006. –68с.

24. Гранин В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и технологические размерные цепи: учебн. пособие / В.Ю.Гранин, А.И. Долматов, Э.И. Лимберг.–Х.: Харьк. авиац. ин–т, 1993.–120 с.

25. Баранчиков В.И., Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов. – Справочник. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.

26. Техничко-экономическое обоснование конструкций авиационных двигателей в дипломных проектах / А.И. Бабушкин, В.Д. Кравченко. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т.бб, «Харьк. авиац. ин-т.», 2005 – 85 с.