

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 дипломного проекту

(тип кваліфікаційної роботи)

**магістра**

(освітній ступінь)

на тему «Розробка ТРДФ з тягою  $P = 84,7$  кН»

ХАІ.203.262м.21О.134.1602053 ПЗ

Виконав: здобувач (ка) 2 курсу, групи № 262м

Галузь знань 13 Механічна інженерія

(код та найменування)

Спеціальність 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

(код та найменування)

Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки

(найменування)

Росоха О.Г.

(прізвище та ініціали здобувача (ки))

Керівник: Суховій С.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Фадєєв В.А.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 156 сторінок, 46 таблиць, 107 рисунків

В теоретичній частині випускної роботи магістра (ВРМ) були проведені термогазодинамічний розрахунок двигуна, узгодження роботи вузлів компресору і турбіни, газодинамічний розрахунок турбіни та компресору та профілювання лопатки турбіни та компресору турбореактивного двигуна (ТРДФ) з заданими параметрами.

В конструкторській частині (ВРМ) виконане креслення двигуна. За розрахованими геометричними параметрами обраних деталей двигуна (диск та лопатка компресора, диск та лопатка турбіни) проведено перевірочні розрахунки на статичну міцність. Для лопаток компресора та турбіни був виконаний розрахунок динамічних часто коливання . Також був виконаний розрахунок на статичну міцність кріплення лопаток до диску. Також був проведений розрахунок термонапруженого стану лопатки турбіни з охолодженням і без нього, була проведена оптимізація охолодження.

В технологічній частині проведений аналіз креслення деталі, визначені показники технологічності. Був розроблений план виготовлення деталі. За результатами розрахунків припусків було спроектовано креслення заготовки.

В економічній частині було проведено порівнювальний аналіз двигуна прототипу і спроектованого двигуна по питомим параметрам.

В спеціальній частині був проведений частотний аналіз регуляторе насосу дозатора.

КОМПРЕСОР, ТУРБІНА, ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ЛОПАТКА, ПРОФІЛЮВАННЯ, СТАТИЧНА МІЦНІСТЬ, КОЛИВАННЯ, ДИСК, ЗАМОК ЛОПАТКИ, КОЕФІЦІЄНТ ЗАПАСУ, ТЕРМОНАПРУЖЕНИЙ СТАН, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, ПРИПУСК, ОПЕРАЦІЯ, ПРЕДИКТОР СМІТА, РЕГУЛЯТОР, СТАТИЧНА ПОХИБКА.

## Зміст

ВСТУП.....	9
1 Теоретична частина.....	9
1.1 Вибір і обґрунтування параметрів двигуна .....	9
1.2 Термогазодинамічний розрахунок двигуна.....	11
1.3 Узгодження параметрів компресора і турбіни.....	13
1.4 Газодинамічний розрахунок турбіни .....	15
1.5 Розрахунок і побудова решіток профілів осьової газової турбіни.....	21
1.6 Газодинамічний розрахунок багатоступеневого осьового компресору .....	29
1.7 Профілювання ступені компресора та побудова решіток профілей осьової газової турбіни.....	40
2 Конструкторська частина .....	47
2.1 Опис конструкції двигуна прототипу .....	47
2.2 Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки другої ступені компресору	48
2.3 Розрахунок міцності шарнірного кріплення робочої лопатки другого ступеню компресора.....	54
2.4 Розрахунок замку кріплення робочої лопатки турбіни.....	58
2.5 Розрахунок на міцність барабану другої ступені компресору .....	64
2.6 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни.....	66
2.7 Частотний аналіз лопатки компресору .....	73
2.8 Частотний аналіз лопатки турбіни .....	76
2.9 Розрахунок термонапруженого стану лопатки турбіни .....	79
3 Технологічна частина.....	100
3.1 Розробка плану виготовлення деталі .....	100
3.2 Розрахунок припусків і операційних розмірів діаметральних і торцевих поверхонь .....	111
3.3 Розробка, виконання та аналіз розмірної схеми формоутворення і схем розмірних ланцюгів плоских торцевих поверхонь вал-шестерні .....	119
3.4 Розрахунки, аналіз та оптимізація припусків на обробку операційних розмірів- координат плоских торцевих поверхонь вал-шестерні з використанням прикладної теорії графів розмірних ланцюгів.....	120
3.5 Проектування типових операцій .....	127

4 Економічна частина.....	130
4.1 Предмет і об'єкти економічного аналізу.....	130
4.2 Вибір показників порівняння двигунів.....	130
4.3 Визначення собівартості.....	131
4.4 Визначення капітальних вкладень.....	134
4.5 Визначення наведених витрат.....	135
5 Спеціальна частина .....	136
5.1 Теоретична частина.....	136
5.2 Частотний аналіз системи керування.....	139
5.3 Аналіз вихідної системи .....	141
5.4 Вплив коректору статичної похибки на якість регулювання і стійкість системи. .....	142
5.5 Вплив коректора який зменшує вплив зсуву рівноважного струму.....	147
5.6 Аналіз системи з усіма коригуючими ланками .....	149
Висновки .....	152
Бібліографічний список .....	154
Відомість документів .....	155
ДОДАТОК А.....	156

## 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.

Широке застосування в авіації отримали ТРДФ.

Одним із основних напрямів подальшого удосконалення двигунів є інтенсифікація робочого процесу, тобто збільшення температури газів перед турбіною ( $T_T^*$ ), ступеню підвищення повного тиску ( $\pi_K^*$ ), а також вдосконалення основних вузлів двигуна в напрямі зменшення втрат в них.

Одним з найважливіших завдань виробництва авіаційних двигунів є створення технологічної та надійної конструкції двигуна. Конструкція двигуна повинна задовольняти сучасним вимогам, а також забезпечувати необхідні запаси міцності всіх відповідальних вузлів, елементів і всього двигуна в цілому.

Дана робота виконується з метою отримання основних параметрів нового двигуна, спроектованого на базі двигуна-прототипу. З огляду на те, що повне моделювання двигуна в рамках магістерського проекту неможливо, то використовується двигун-прототип ТРДФ, який служить джерелом основних параметрів і співвідношень.

Теоретичний розділ даної роботи полягає у виборі параметрів і термогазодинамічному розрахунку двигуна, узгодженню роботи газогенератора, газодинамічного розрахунку компресору та турбіни, профілювання лопаток робочих коліс другого ступеня компресору та першого ступеня турбіни.

Конструкторський розділ полягає в розробці конструкції компресору та турбіни ТРДФ за отриманими даними з розрахунків теоретичної частини. А також розрахунків на міцність лопатки, диска, замкової частини лопатки з метою перевірки спроектованих вузлів на забезпечення необхідних запасів міцності. Також необхідний розрахунок частоти першої форми згинних коливань лопаток компресору та турбіни для перевірки відсутності резонансних режимів в робочій області частот обертання ротора.

У технологічному розділі розроблений маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення деталі – вал шестерня.

У економічному розділі проводиться порівняння двигуна-прототипу і спроектованого двигуна по тязі і питомих параметрів.

У спеціальній частині проводиться частотний аналіз вихідного регулятора та модифікованих його схем. Дається оцінка доцільності використання різних модифікацій регулятора.

## 1 Теоретична частина

### 1.1 Вибір і обґрунтування параметрів двигуна

Вибір параметрів двигуна здійснюється відповідно до рекомендацій, викладених в навчальному посібнику [1].

Залежно від призначення і умов, за якими розраховують двигун, обирають параметри вузлів ( $\sigma_{вх}$ ,  $\eta_k$ ,  $\sigma_{кс}$ ,  $\eta_{г}$ ,  $\eta_{т}^*$ ,  $\phi_c$ ) і відповідні їм режими роботи на характеристиках. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії (цільові функції): мінімум питомої витрати палива, максимум тяги, забезпечення надійності на надзвичайних режимах роботи і таке інше.

Основними параметрами робочого процесу двигуна, які надають значний вплив на його питомі параметри, є температура газу перед турбіною  $T_{г}^*$  і ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_{к}^*$ .

Вибір основних параметрів двигуна позначається на ефективності його роботи. Основною вимогою до двигуна є висока економічність (малі значення питомої витрати палива), висока питома тяга, надійність. Паливом для даного двигуна є авіаційний керосин.

#### Температура газу перед турбіною

Сучасні досягнення матеріалознавства і технології, а також вдосконалення систем охолодження лопаток газових турбін дозволяє істотно 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 наразі високих значень температури газу ( $T_{г}^* > 1250$  К) необхідно застосовувати охолоджувані лопатки. З урахуванням використання конструкційних матеріалів двигуна-прототипу приймаємо  $T_{г}^* = 1650$  К.

#### Температура газу на виході з форсажної камери згоряння

Збільшення температури газу на виході з форсажної камери згоряння призводить до зростання питомої і повної тяги двигуна. Питома витрата палива також буде збільшуватися..

Дана температура задана:  $T_{ф}^* = 2050$  К.

#### Сумарна ступінь підвищення повного тиску в компресорі внутрішнього контура

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає посилення ролі ступеня підвищення тиску ( $\pi_{к}^*$ ) в компресорі. Але великі значення ступеня підвищення тиску обмежуються ускладненням конструкції і, отже,

збільшенням маси і габаритів двигуна. Збільшити  $\pi_k^*$ , не збільшуючи кількість ступенів, можна шляхом постановки надзвукових або широкохордних лопаток. Вибір високих значень  $\pi_k^*$  у процесі проектування призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни. Це, в свою чергу, призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток.

Вибір  $\pi_k^*$  зумовлюють прагненням зберегти низьким рівень питомої витрати палива при  $T_{\Gamma}^* = 1650$  К. Значення  $\pi_k^*$  задано, воно рівне  $\pi_k^* = 14,6$

### Вибір коефіцієнта корисної дії компресору і турбіни

Величина ізоентропічного ККД багатоступінчастого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів, який ми рахуємо за формулою:

$$\eta_{kI}^* = \frac{\pi_{kI}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1} \eta_m^* \quad (1.1)$$

де  $\eta_{ст}^*$  - середнє значення ККД ступенів компресору.

На розрахунковому режимі середнє значення ККД ступенів в багатоступінчастому осьовому компресорі сучасних ГТД знаходиться в межах  $\eta_{ст}^* = 0,88 \dots 0,90$ . Приймаєм  $\eta_{ст}^* = 0,895$ .

Розрахуєм ККД для  $\pi_{kI}^* = 14,6$ :

$$\eta_k^* = 0,849$$

Неохолоджувані турбіни необхідно застосовувати при температурі

$T_{\Gamma}^* \leq 1250$  К. ККД неохолоджуваної турбіни приймаємо  $\eta_{Т\text{неохол}}^* = 0,92$ , тоді

$$\begin{aligned} \eta_{Т\text{охол}}^* &= \eta_{Т\text{неохол}}^* - 0,000125 \cdot (T_{\Gamma}^* - 1250) = \\ &= 0,92 - 0,000125 \cdot (1650 - 1250) = 0,88. \end{aligned} \quad (1.2)$$

### Втрати в елементах проточної частини двигуна

Втрати в елементах проточної частини двигуна задають значеннями коефіцієнтів відновлення повного тиску в цих елементах.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для вхідних пристроїв визначають за формулою:

$$\sigma_{вх} = \frac{p_{в}^*}{p_{н}^*} \quad (1.3)$$

Для вхідних пристроїв ГРД  $\sigma_{вх} = 0,97 \dots 0,99$ . Приймаємо:  $\sigma_{вх} = 0,97$ .

Втрати повного тиску в камері згоряння спричинені гідравлічним і тепловим опорами. Гідравлічний опір визначається здебільш втратами в дифузорі, фронтівому пристрої камери згоряння, при змішуванні струменів газу, що мають

різні щільності, наразі повороту потоку газів. Цей коефіцієнт відновлення повного тиску на розрахунковому режимі досягає значень  $\sigma_{\text{гідр}}=0,93\dots 0,98$ .

Приймаємо:  $\sigma_{\text{гідр}} = 0,95$ .

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Приймаємо величину коефіцієнта відновлення тиску  $\sigma_{\text{тепл}} = 0,985$ .

Визначаємо величину коефіцієнта відновлення повного тиску в камері згоряння за формулою:

$$\sigma_{\text{кс}} = \sigma_{\text{гідр}} \cdot \sigma_{\text{тепл}}, \quad (1.4)$$

$$\sigma_{\text{кс}} = 0,95 \cdot 0,985 = 0,935$$

Втрати тепла в камерах 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:  $\eta_{\text{г}} = 0,99$ .

Оскільки проєктований двигун із форсажною камерою, коефіцієнт відновлення повного тиску  $\sigma_{\text{ф}}=0,931$ .

За допомогою механічного ККД враховують втрати потужності в опорах двигуна, відбір потужності на привід допоміжних агрегатів, які обслуговують двигун. Механічний ККД знаходиться в інтервалі  $\eta_{\text{м}}=0,98\dots 0,995$ .

Приймаємо:  $\eta_{\text{м}}=0,996$ .

При тоці газу з звуваючого сопла виникають втрати, зумовлені тертям потоку об стінки сопла, а також внутрішнім тертям в газі. Ці втрати оцінюються коефіцієнтом швидкості  $\varphi_{\text{с}}$ .

Приймаємо:  $\varphi_{\text{с}} = 0,99$ .

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин (перші ступені турбіни). Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного пристрою, оскільки потрапляння льоду в проточну частину двигуна може призвести до пошкодження лопаток. Також повітря відбирається на потреби систем літака (кондиціонування кабіни, охолодження бортових систем, пневмопривод) Для всіх цих потреб повітря відбирається від компресору. Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною  $\Delta \bar{G}_{\text{п.від.}}$ .

Приймаємо  $\Delta \bar{G}_{\text{п.від.}} = 0,10$ .

## 1.2 Термогазодинамічний розрахунок двигуна

Термогазодинамічний розрахунок двигуна виконаний за навчальним посібником [1].

Вихідними даними для розрахунку є:

- $H = 0$  – висота польоту, для якої виконується розрахунок;
- $M_{\text{н}} = 0$  – число Маху польоту;
- $T_{\text{г}}^* = 1650 \text{ К}$  – повна температура газу перед турбіною;
- $\pi_{\text{к}}^* = 14,6$  – ступінь підвищення повного тиску;



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

З допомогою програми rdd.exe виконуємо термогазодинамічний розрахунок ГТД з використанням ЕОМ.

Так як основною ціллю 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 розраховують значення параметрів робочого тіла в характерних перетинах по проточній частині двигуна. Ці дані використовують при узгодженні параметрів компресора и турбіни, при загальній компоновці проточної частини двигуна.

В таблиці 1.1 наведено вихідні дані термогазодинамічного розрахунку.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані термогазодинамічного розрахунку

11 04 20									
2 1 1									
1.000	.000	.000	2050.0	.050					
.970	.935	.990	0.931	0.980	0.950	.985	.996	0.100	
1420.0	0.0	0.0	0.0	0.0					
.880	.000	.000	.000	.000					
14.600	0.000	0.000	0.000	0.000					
.850	.000	.000	.000	.000					

В таблиці 1.2 представлені результати термогазодинамічного розрахунку.

Таблиця 1.2 – Результати термогазодинамічного розрахунку

ТГДР ТРД	NT= 2 1 1	ДАТА	11. 04. 20					
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРДФ								
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ :								
			G= 1.00	DGO=.050				
H= .00	MH= .000	TФ=2050.	NM= .996	PCO= .100	SBO= .970			
SK= .935	NG= .990	SФ= .931	SФН= .980	NФ= .950	FI= .985			
SB= .970	TH=288.15	THO=288.15	PH=101325.	PHO=101325.	PB= 98285.			
СХЕМА ПЕЧАТИ :								
	RYФ	RФ	CYФ	QTФ	AKФ	FKФ	FCФ	CCФ
	GTФ	PCФ	SCФ	LCФ	PФФ	PCФФ	CPФ	KГФ
	RY	R	CY	QT	AKC	FKP	FC	CC
	GT	PC	SC	LC	PФН	PCO	CPГ	KГ
	RO	TK	TT	PK	PГ	PT	PC	PCФ
	NK	NT	LK	LT	ПТ			
ТГ=1420.0 ПК= 14.6 ТФ=2050.0								
.114E+04	.114E+04	.178	.562E-01	1.20	.363E-02	.416E-02	.110E+04	
202.	3.27	.961	1.35	.332E+06	.319E+06	.138E+04	1.26	
807.	807.	.933E-01	.209E-01	3.07	.240E-02	.277E-02	807.	
75.3	3.44	.958	1.36	.349E+06	.334E+06	.123E+04	1.30	
1.41	661.	.109E+04	.143E+07	.134E+07	.356E+06	.101E+06	.101E+06	
.850	.880	.388E+06	.410E+06	3.77				

В результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна визначені основні параметри потоку в характерних перетинах проточної частини, а також питомі параметри двигуна:  $P_{\text{пит}}=807$  Н·с/кг – питома тяга, питома витрата палива –  $C_{\text{пит}}=0,0933$  кг/Н\*г, що відповідають сучасному рівню параметрів ТРДФ.

### 1.3 Узгодження параметрів компресора і турбіни

#### Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження

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. Під час виконання розрахунку необхідно дотримуватися основних умов, що забезпечують надійну і економічну роботу. Серед них: висота лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни, відносний втулковий діаметр на виході з компресора, розподіл ступені реактивності впродовж елементів проточної частини 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 лопатевих машин і прийняті значення коефіцієнтів аеродинамічного завантаження компресорних і турбінних ступенів.

Після термогазодинамічного розрахунку двигуна відомі його основні питомі параметри (питома тяга, питома витрата палива).

Форма проточної частини компресору  $D_{cp} = \text{const}$ .

Форму проточної частини турбіни обирають з конструктивних міркувань, а також вимог аеродинаміки. При  $D_{cp} = \text{const}$  кут розкриття проточної частини турбіни зменшується, що сприяє безвідривній течії потоку вздовж проточної частини турбіни і підвищенню ККД. Вибираємо форму проточної частини турбіни з постійним середнім діаметром  $D_{cp} = \text{const}$ . Значення середнього коефіцієнта навантаження в турбіні не повинно перевищувати величини  $\mu = 1,8$ .

Використовуємо програму розрахунку одновального (ТРД). Файли програм формування вигляду ТРД:

trd.dat - файл вихідних даних;

trd.exe - виконуваний файл;

trd.rez - файл результатів теплового розрахунку ТРДФ ;

strd.dat - файл передачі даних теплового розрахунку;

sltrd.exe - виконуваний файл;

sltrd.rez - файл результатів програми формування вигляду ТРДФ.

#### 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 газодинамічних розрахунків елементів проточної частини (каскадів компресорів і турбін). При виконанні розрахунків по формуванню вигляду ГТД визначаються: форма проточної частини, частота обертання ротору і число ступенів каскадів лопатевих машин. Графічне зображення

проточної частини турбокомпресора ТРД відповідне даними таблиці 1.3, наведено на рисунку 1.1. Розрахунок виконаний за навчальними посібниками [2,3].

Таблиця 1.3 - формування вигляду ТРД

Вихідні дані:

14.600	.85000	.88000	.38788E+06	.40994E+06
1135.2	807.48	.17807	.93305E-01	
288.15	660.98	1420.0	1087.8	
98285.	.14350E+07	.13417E+07	.35609E+06	
675.08	1030.0	1.3863	287.00	
1087.8	1234.1	1.3037	287.48	

Результати розрахунку:

Исходные данные:

Рудф=1135.2	Руд = 807.5	Судф= .1781	Суд = .0933
Лк = 387880.	Лт* = 409940.	КПДк= .8500	КПДт= .8800
Срг =1234.1	Кг =1.3037	Срв =1030.0	Кв =1.3863
Рф = 119130.	Гв =104.94		
дов = .400	Дсрт/Дко = .825		
Д1цс/Дкко=1.000	Д2цс/Дко =1.000	Д4цс/Д2цс =1.000	
Лок/Лк =1.000	КПДок* = .859	Сркоц =1.000	

Результаты расчета:

* ОК *	Кф = 2	Зк =14.	
Лк*= 384001.	Пік*=14.600	КПД*= .8586	Ук = 373.0
Дк = .8822	доб = .4000	док = .8641	Hzc= .2394
	n = 8075.		
* Т *	Кф = 2	Зт = 3.	
Лт*= 409940.	Піт*= 3.768	КПД*= .8800	(h/D)т= .1322
Усп= 307.7	Мz = 4.329	Дср = .7278	(h/D)т= .2571
Sp = 243.4	Тw* =1126.2		

Сечение\Параметр:	Т*	Р*	С	С/акр	Ф
	: К	: Па	: м/с	: ---	: кв.м
в - в	288.	98285.	210.0	.6775	.5135
к - к	661.	1435000.	140.0	.2982	.1029
г - г	1420.	1341700.	148.1	.2179	.2201
т - т	1088.	356090.	230.0	.3866	.4278

	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Зст
ОК	.8822	.6719	.3529	.7190	.6719	.6212	14.
Т	.8241	.7278	.6316	.9149	.7278	.5407	3.

М 1: 20.0

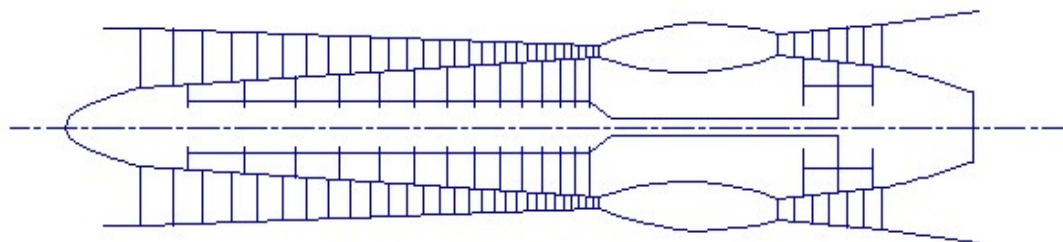


Рисунок 1.1 – Схема проточної частини двигуна

На даному етапі проектування двигуна сформований його вигляд.

Компресор - середньонавантажений  $\bar{N}_Z=0,2394$ , складається з чотирнадцяти ступенів і має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_K^*=0,8586$ . Відносний діаметр втулки останнього ступеня,  $\bar{d}_{BT}=0,621$ , що не перевищує допустимого значення. Форма проточної частини  $D_{CP}=\text{const}$ .

Турбіна - трьохступенева середньонавантажена  $Mz=4,329$ , має значення ККД  $\eta_T^*=0,880$ . Форма проточної частини  $D_{CP}=\text{const}$ .

Таким чином, завершено етап узгодження компресорів і турбін ТРДФ і отримані задовільні параметри вузлів.

#### 1.4 Газодинамічний розрахунок турбіни

При газодинамічному розрахунку турбіни, як правило, виконується припущення, що параметри потоку на середньому радіусі відповідають параметрам, усередненим за висотою лопатки. Для того, щоб проектувана турбіна забезпечувала задану потужність і мала високий ККД, її лопатеві вінці повинні забезпечувати на всіх радіусах проточної частини розрахунковий поворот і прискорення потоку при можливо менших втратах енергії.

Розрахунок і графічне представлення результатів розрахунку проводимо за допомогою підпрограм GDRGT, GFT і навчального посібника [4].

В якості вихідних даних для розрахунку використовують значення параметрів, отриманих в термогазодинамічному розрахунку і при формуванні образу двигуна. Інші параметри вибираються. Для розрахунку необхідні такі вихідні дані:

$G_T$  – витрата газу, кг/с.

$T_T^*$  – температура за камерою згоряння, К.

$P_T^*$  – повний тиск за камерою згоряння, Па.

$T_{II}$  – температура охолоджуючого повітря, К.

$\Delta_r$  – відносний радіальний проміжок в гарячому стані.

$\bar{C}_{II}$  – відношення швидкості повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в цьому ж перерізі.

$\bar{C}_T$  – відношення середньої швидкості газу в перерізі випуску охолоджуючого повітря до швидкості газу за решіткою.

$\bar{h}_{ш}$  – відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря.

$\bar{d}_2$  – відносна товщина вихідної кромки лопатки.

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

$N_1 \dots N_{1ZT}$  – потужність кожного ступеня турбіни, кВт.

$n_1 \dots n_{ZT}$  – частота обертання робочого колеса ступені, об/хв.

$P_T \dots P_{TZT}$  – термодинамічна ступінь реактивності кожного ступеня.

$D_{1CP T} \dots D_{1CP ZT}$  – середній діаметр лопаток соплового апарату на виході, м.

$D_{2CP T} \dots D_{2CP ZT}$  – середній діаметр лопаток робочого колеса на виході, м.

$h_1 \dots h_{1ZT}$  – висота лопатки СА на виході, м.

$h_2 \dots h_{2ZT}$  – висота лопатки РК на виході, м.

$\bar{C}_{CA T} \dots \bar{C}_{CA Z T}$  – відносна товщина профілю лопатки СА на середньому діаметрі.

$\bar{C}_{PK T} \dots \bar{C}_{PK Z T}$  – відносна товщина профілю лопатки РК на середньому діаметрі.

$\bar{G}_{B0 T} \dots \bar{G}_{B0 Z T}$  – відносний витрата охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА.

$\bar{G}_{B1 T} \dots \bar{G}_{B1 Z T}$  – відносний витрата повітря через щілини в області вихідний кромки лопатки СА.

$\bar{G}_{B2 T} \dots \bar{G}_{B2 Z T}$  – відносний витрата повітря через щілини в області вихідний кромки лопатки РК.

Відносна величина радіального зазору над лопатками РК

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2}, \quad (1.5)$$

де  $\Delta_r$  – радіальний зазор в гарячому стані;  $h_2$  – висота робочої лопатки. Приймаємо

$$\bar{\Delta}_r = 0,001$$

Відношення швидкості охолоджуючого повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в перерізі ( $\bar{C}_n$ ) і середньої швидкості газу в цьому перерізі до швидкості газу за решіткою ( $\bar{C}_r$ ), вибрані  $\bar{C}_n = 0,6$ ;  $\bar{C}_r = 0,85$ .

Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря:

$$\bar{h}_{щ} = \frac{h_{щ}}{(h_{щ} + h_{п})}, \quad (1.6)$$

де  $h_{щ}$  – висота щілини;

$h_{п}$  – висота перемички.

Приймаємо  $\bar{h}_{щ} = 0,8$

Відносний діаметр вихідної кромки лопатки, що визначає кромочні втрати на виході з лопаткового вінця:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a}, \quad (1.7)$$

де  $d_2$  – діаметр вихідний кромки лопатки,

$a$  – "горло" міжлопаткового каналу.

Для неохолоджуваних лопаток:  $\bar{d}_2 = 0,07$ .

Для охолоджуваних лопаток:  $\bar{d}_{20} = 0,15$ .

$\bar{C}_C$  – відносна товщина профілю лопатки СА в середньому перерізі.

$\bar{C}_{PK}$  – відносна товщина профілю лопатки РК в середньому перерізі.

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

$$\bar{C}_{CA} = 0,18; \bar{C}_{PK} = 0,21.$$

Для забезпечення виходу потоку за турбіною близькому до осьового необхідно отримати значення кута потоку в абсолютному русі на виході з останньої ступені  $\alpha_2 \approx 75 \dots 90$ .

Частота обертання:  $n = 8075 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ ;

Термодинамічну ступінь реактивності вибирають з діапазону  $\rho_r = 0,21 \dots 0,45$ .

Температуру лопаток СА і РК визначає відносна витрата охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА  $G_{\text{охол0}}$  і через щілини в області вихідної кромки лопатки СА  $G_{\text{охол1}}$  і РК  $G_{\text{охол2}}$ . Витрата охолоджуючого повітря обрана таким чином, щоб температура соплових апаратів і робочої лопатки відповідала достатнім межам міцності матеріалу.

Відносна витрата повітря відбирається з компресора  $\Delta G_{\text{від}}$  і відносна витрата палива вибрана з термогазодинамічного розрахунку. В результаті масова витрата газу через турбіну:

$$G_{\Gamma} = G_{\text{В}} \cdot \frac{1+q_{\Gamma}-\Delta G_{\text{від}}}{1+G_{\text{п01}}+G_{\text{п11}}+G_{\text{п12}}} \cdot (1 + G_{\text{п02}}) \quad (1.8)$$

$$G_{\Gamma} = 104.94 \cdot (1 + 0.0214 - 0,05)/(1 + 0,025 + 0,015) \cdot (1 + 0,01) = 96,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахунок потужності турбіни:

$$N_{\Gamma} = \frac{N_{\text{К}}}{\eta_{\text{К}}} = \frac{L_{\text{К}} \cdot G_{\text{В}}}{\eta_{\text{К}}} = \frac{388000 \cdot 104,94}{0,895} = 45493 \text{ кВт}; \quad (1.9)$$

Файл вихідних даних до газодинамічному розрахунку турбіни наведено в таблиці 1.4, файл з результатами розрахунку представлений в таблиці 1.5.

Таблиця 1.4- Вихідні дані

16 05 20										
3 0 356090.										
97.00	1420.	1341700.	681.00	.010	0.600	.800	.700	.070	.150	
13912.1	13448.4	12984.6	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	
8075.0	8075.0	8075.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0	
.3200	.3250	.3300	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
.6640	.6640	.6640	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	Dcp1	
.6640	.6640	.6640	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	Dcp2	
.0900	.1245	.1660	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	h1	
.1000	.1350	.1875	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	h2	
.1800	.1600	.1200	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.2100	.1500	.1300	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0250	.0100	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0150	.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		

Таблиця 1.5 - Результати розрахунку

ГДР ГТ	Дата	16. 5.20								
Исходные данные:										
3 0	356090.									
97.00	1420.	.1342E+07	681.0		.1000E-01	.6000	.8000			
.7000	.7000E-01	.1500								
Kr=1.303	Rr= 290.0	Srr=1247.8								
Схема печати:										
D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n				
Mст	Lc*	Pi*	Pi	КПД	Rc	R1c	T1w*			
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1			

## Продовження таблиці 1.5

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	Ссум					
Ncт= 1							
.664	.664	.900E-01	.100	.180	.210	.808E+04	
.139E+05	.140E+06	1.51	1.62	.866	.320	.158	.134E+04
281.	477.	208.	430.	25.8	54.4	.703	.386
281.	228.	215.	-75.9	70.5	31.0	.350	.629
.131E+04	.141E+04	.971E+06	.130E+07	.127E+04	.129E+04	.826E+06	.886E+06
99.4	101.	.391E-01	.627E-01	38.6	.509E-01	.952	41
.504E+05	.899E+04	.277E-01	.317E-01	60.7	.271E-01	.962	77
.110E+04	.108E+04	138.					
Ncт= 2							
.664	.664	.124	.132	.160	.150	.808E+04	
.134E+05	.132E+06	1.52	1.65	.883	.325	.888E-01	.122E+04
281.	466.	214.	413.	27.4	58.2	.718	.398
281.	234.	226.	-61.3	74.8	33.4	.376	.648
.119E+04	.128E+04	.635E+06	.859E+06	.116E+04	.118E+04	.536E+06	.581E+06
102.	102.	.386E-01	.532E-01	46.5	.394E-01	.957	53
.484E+05	.128E+05	.277E-01	.321E-01	59.5	.294E-01	.970	71
.114E+04	.117E+04	191.					
Ncт= 3							
.664	.664	.161	.172	.120	.130	.808E+04	
.130E+05	.127E+06	1.55	1.70	.900	.330	-.763E-02	.112E+04
281.	462.	227.	402.	29.4	61.9	.743	.425
281.	239.	232.	-57.3	76.1	34.4	.402	.677
.109E+04	.118E+04	.411E+06	.568E+06	.105E+04	.108E+04	.343E+06	.376E+06
102.	102.	.380E-01	.534E-01	45.3	.409E-01	.967	51
.468E+05	.770E+04	.277E-01	.329E-01	57.2	.311E-01	.973	67
.118E+04	.107E+04	254.					
Tr*=1420.0	Pr*=	.1342E+07	Cr=161.4	Tr=1409.6	Pr=	.1300E+07	
D1c= .664	h1= .0900						

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 1.2. Розподіл параметрів сходами турбіни показано на рисунках 1.3, 1.4. Трикутники швидкостей турбіни показані на рисунках 1.5, 1.6, 1.7.

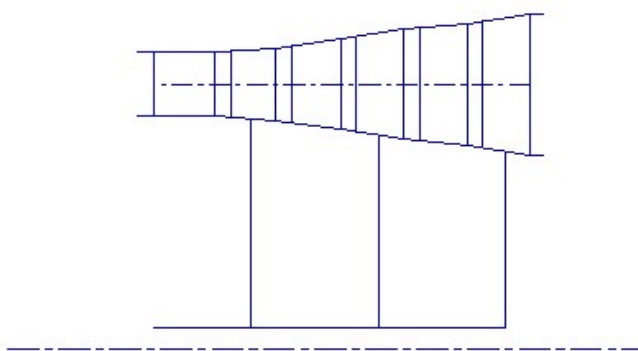


Рисунок 1.2 - Схема проточної частини турбіни

Изменение параметров по ступеням

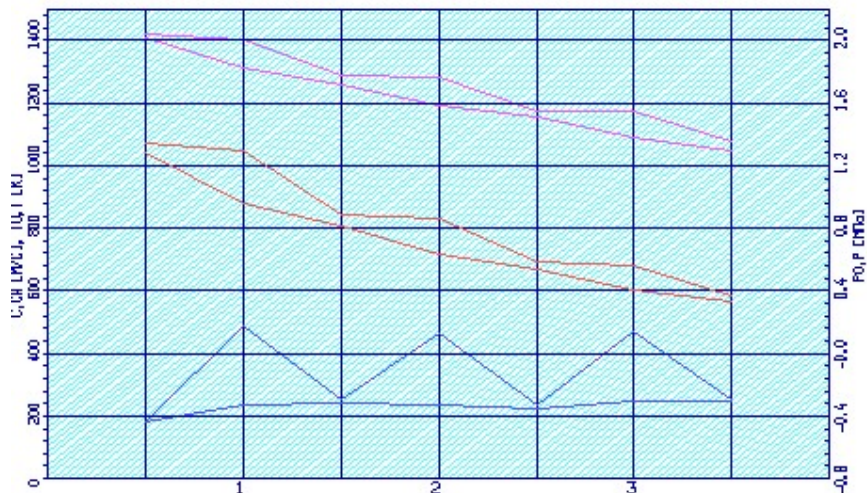


Рисунок 1.3 – Розподіл C, Ca, T\*, T, P\*, P за ступеням турбіни

Изменение параметров по ступеням

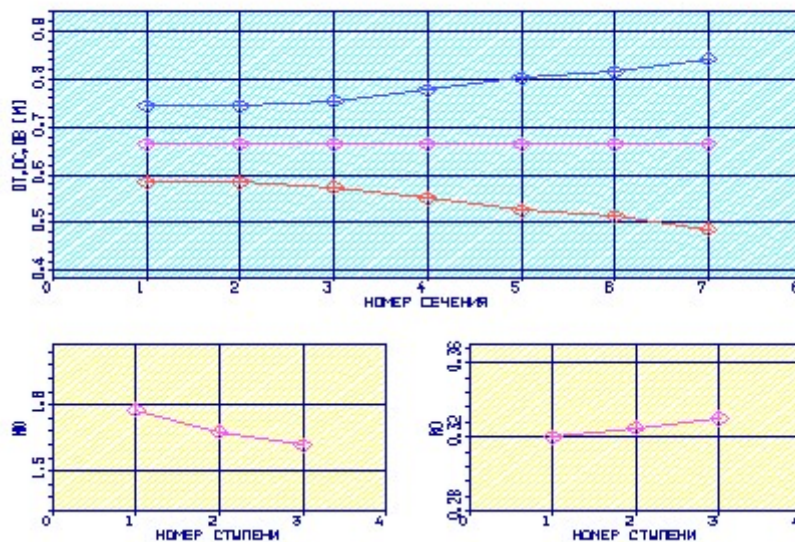


Рисунок 1.4 - Розподіл Dвт, Dср, Dк, μ і ρт за ступеням турбіни

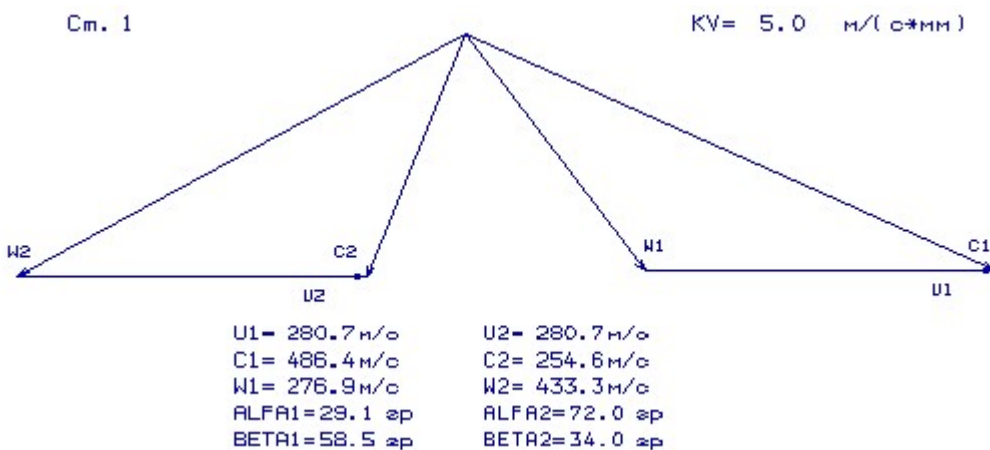


Рисунок 1.5 - План швидкостей турбіни для ступені №1 на середньому радіусі



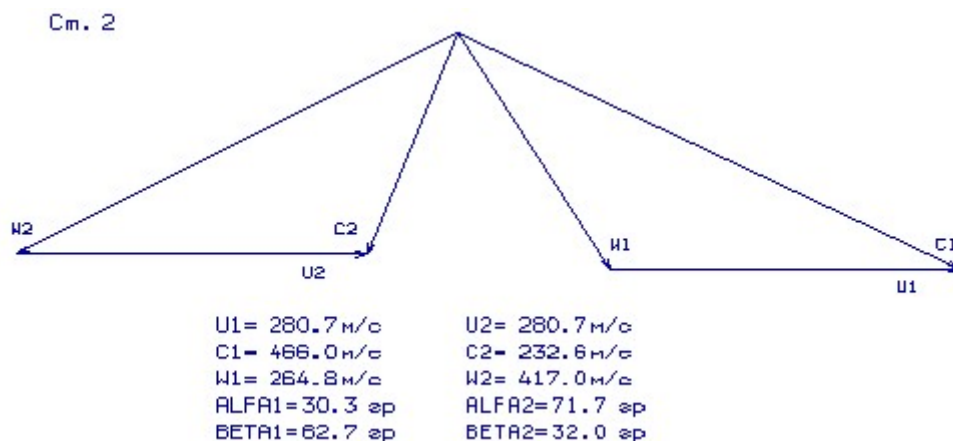


Рисунок 1.6 - План швидкостей турбіни для ступені №2 на середньому радіусі

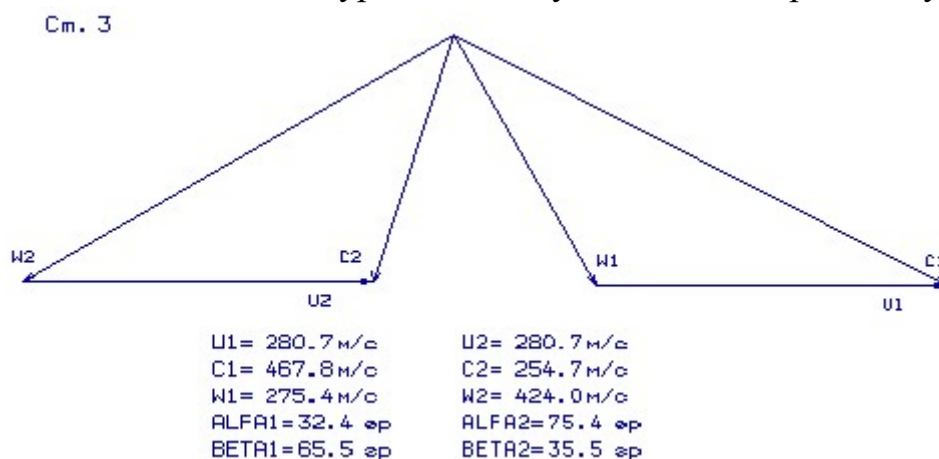


Рисунок 1.7 - План швидкостей турбіни для ступені №3 на середньому радіусі

### Висновки

В результаті газо-динамічного розрахунку турбіни визначені параметри течії вздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК обох ступенів;
- кут виходу потоку газу з турбіни  $\alpha_2 = 76,1^\circ$ ;
- на всіх ступенях турбіни були отримані ККД:

$$\eta_{\text{ст}1}^* = 0,86, \eta_{\text{ст}2}^* = 0,88, \eta_{\text{ст}3}^* = 0,90.$$

– характерна зміна основних параметрів ( $C$ ,  $C_a$ ,  $T^*$  і  $T_i$ ,  $P^*$  і  $P$ ) уздовж проточної частини відповідає типовому для газових осьових турбін;

– ступінь реактивності ступенів турбіни у втулкових перетинах має позитивні значення;

– сума вуглів  $\beta_1$  і  $\beta_2$  більше  $60^\circ$ , що дозволяє забезпечити кут повороту потоку у відносному русі  $\Delta\beta \leq 120^\circ$ .

## 1.5 Розрахунок і побудова решіток профілів осьової газової турбіни

### Вибір і обґрунтування закону профілювання

Етапом проектування турбіни, наступним за розрахунком 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 характерних 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 перетинах.

Реальне течіння повітря в турбіни є просторовим, періодично несталим течінням в'язкого стискаемого газу, математичне дослідження якого в даний час практично неможливе. Для отримання інженерних результатів реальне течіння зазвичай розглядається як усталене, вісесиметричне, при сталості гідравлічних втрат по радіусу.

### Вибір закону закрутки

Для розрахунку трикутників швидкостей в міжлопатеких каналах біля кореня і у периферії лопаток необхідно вибрати закон зміни параметрів потоку по радіусу. Цей закон виражається умовою радіальної рівноваги, отриманою в припущенні, що потік вісесиметричний і лінії течії розташовуються по коаксіальним циліндричним поверхням.

Прийmemo закон закрутки  $\alpha_1(r) = \text{const} \cdot Lr(r) = \text{const}$ . У нашому випадку, у цього закону є ряд переваг:

- 1) Кут повороту потоку у втулкових перетинах при інших рівних умовах на середньому радіусі менше.
- 2) Високий ККД.
- 3) При  $\alpha_1 = \text{const}$ , лопатки СА і РК першої ступені турбіни є некрученими і мають майже постійний профіль по висоті, що сприяє організації внутрішнього охолодження.

### Розрахунок лопатки за радіусом

Після вибору закону закрутки потоку вздовж радіуса визначаємо параметри газу у втулковому і периферійному перетині. У таблиці 1.6 представлені основні вихідні дані до розрахунків; в таблицях 1.7 - результати розрахунку.

Таблиця 1.6 – Вихідні дані:

18	05	20	1	1	1.303	290.	Дата, nr, kz, кг, Rг
.664	.664	.090	.100				D1c, D2c, h1, h2
.952	.962	.703	.320				fi, psi, Л1, Rotc
208.00	215.00	430.00	-75.90				C1ac, C2ac, C1uc, C2uc
25.80	54.40	31.00	99.40	101.00			alf1c, be1c, be2c, G1, G2
90.00	90.00	90.00	90.00	90.00			alf0i
8075.0	1290.0						n, T2*

Лопатка СА - nr=0, лопатка РК - nr=1.

Закон крутки: 0 - C1u\*r=const, C2u\*r=const;

( kz ) 1 - alf1(r)=const, L(r)=const;

2 - alf1(r)=const, be2(r)=const.

Таблиця 1.7 - Змінення параметрів течії за радіусом

Дата	1.80.91	NR=91	KZ= 1	Кг = 1.303	Rг = 290.0
D1cp=	.6640	D2cp=	.6640	h1 =	.0900 h2 = .1000
C1acp=	208.00	C2acp=	215.00	C1ucp=	430.00 C2ucp= -75.90
alf1c=	25.80	be1cp=	54.40	be2cp=	31.00
alf0 =	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Л1 =	.703	Фи =	.952	Пси =	.962 Rгс = .320
n =	8075.0	T2* =	1290.0		

Таблиця 1

Изменение параметров потока по радиусу

Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
r	.3795	.3557	.3320	.3082	.2845
ro	1.000	.9374	.8748	.8123	.7497
U	320.9	300.8	280.7	260.7	240.6
C1u	389.8	408.7	430.0	454.1	481.6
C1a	188.6	197.7	208.0	219.6	233.0
alf1	25.80	25.80	25.80	25.80	25.80
C1	433.0	454.0	477.7	504.4	535.0
be1	69.94	61.38	54.34	48.63	44.02
C2u	-53.03	-63.52	-75.90	-90.64	-108.4
W2u	373.9	364.4	356.6	351.3	349.0
C2a	216.7	216.2	215.0	212.8	209.2
be2	30.09	30.68	31.08	31.20	30.94
Л1	.6372	.6682	.7030	.7424	.7874
Rт	.4413	.3856	.3200	.2417	.1469
T2w	1345.	1342.	1339.	1336.	1334.
Л2w	.6505	.6385	.6283	.6202	.6149
Л1w	.3022	.3395	.3863	.4420	.5067
Л2	.3428	.3463	.3504	.3554	.3621
dbe	79.97	87.94	94.58	100.2	105.0
alf2	76.25	73.63	70.56	66.93	62.61

За результатами розрахунку побудовані графік зміни Ca і Cu по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса (Рисунок 1.8), графік зміни Lc і Lw по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса (Рисунок 1.9), графік зміни  $\alpha$  і  $\beta$  по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса (Рисунок 1.10).

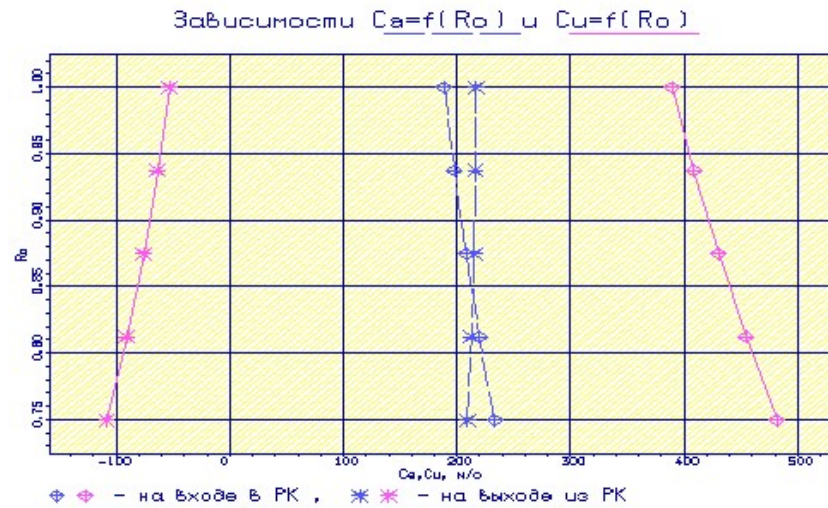


Рисунок 1.8 - График зміни  $C_a$  і  $C_u$  по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса

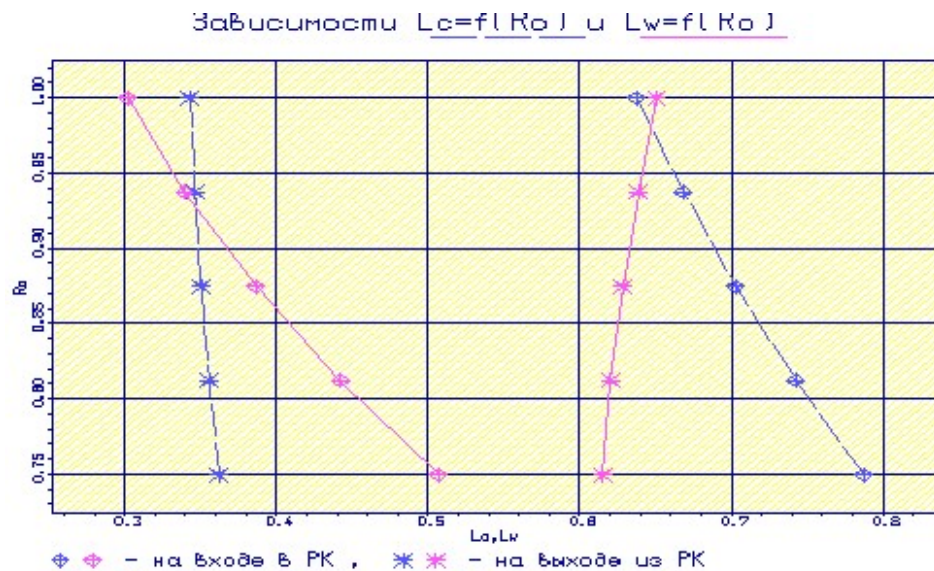


Рисунок 1.9 - График зміни  $L_c$  і  $L_w$  по висоті лопатки на вході і виході з робочого колеса.

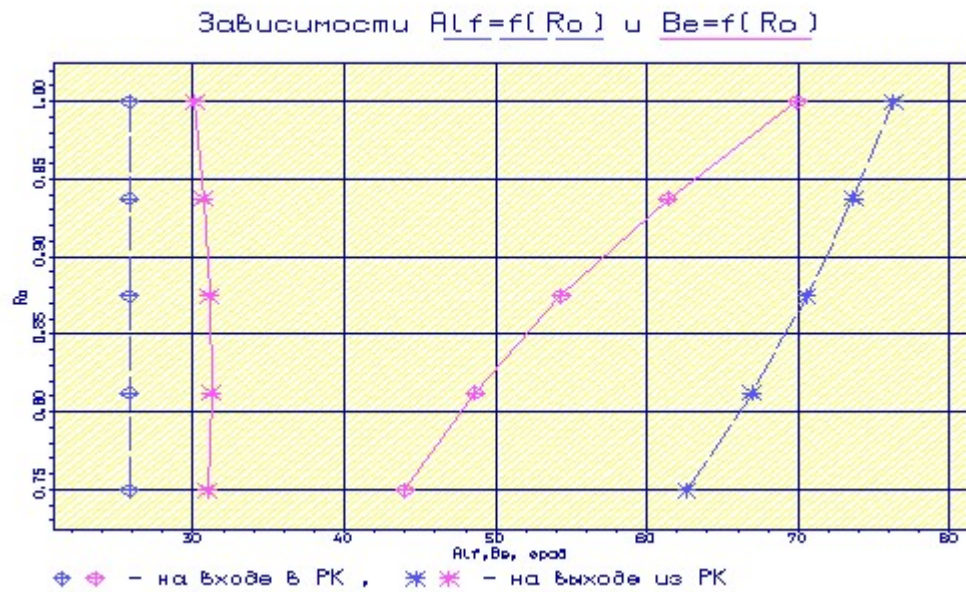
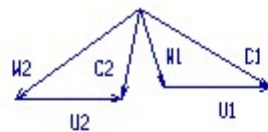


Рисунок 1.10 - График зміни  $\alpha$  і  $\beta$  по висоті лопатки  
на вході і виході з робочого колеса

Отримані трикутники швидкостей зображені на малюнках 1.11-1.12

Сеч. 1



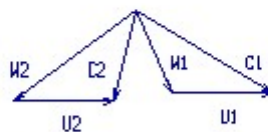
$U_1 = 320.9 \text{ м/с}$	$U_2 = 320.9 \text{ м/с}$
$C_1 = 433.0 \text{ м/с}$	$C_2 = 223.1 \text{ м/с}$
$W_1 = 200.7 \text{ м/с}$	$W_2 = 432.2 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 25.8^\circ$	$\alpha_{F2} = 76.2^\circ$
$\beta_{T1} = 69.9^\circ$	$\beta_{T2} = 30.1^\circ$

Сеч. 3



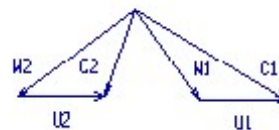
$U_1 = 280.7 \text{ м/с}$	$U_2 = 280.7 \text{ м/с}$
$C_1 = 477.7 \text{ м/с}$	$C_2 = 228.0 \text{ м/с}$
$W_1 = 256.0 \text{ м/с}$	$W_2 = 416.4 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 25.8^\circ$	$\alpha_{F2} = 70.6^\circ$
$\beta_{T1} = 54.3^\circ$	$\beta_{T2} = 31.1^\circ$

Сеч. 2



$U_1 = 300.8 \text{ м/с}$	$U_2 = 300.8 \text{ м/с}$
$C_1 = 454.0 \text{ м/с}$	$C_2 = 225.3 \text{ м/с}$
$W_1 = 225.2 \text{ м/с}$	$W_2 = 423.7 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 25.8^\circ$	$\alpha_{F2} = 73.6^\circ$
$\beta_{T1} = 61.4^\circ$	$\beta_{T2} = 30.7^\circ$

Сеч. 4



$U_1 = 260.7 \text{ м/с}$	$U_2 = 260.7 \text{ м/с}$
$C_1 = 504.4 \text{ м/с}$	$C_2 = 231.3 \text{ м/с}$
$W_1 = 282.7 \text{ м/с}$	$W_2 = 410.7 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 25.8^\circ$	$\alpha_{F2} = 66.9^\circ$
$\beta_{T1} = 48.6^\circ$	$\beta_{T2} = 31.2^\circ$

Рисунок 1.11 - Плани швидкостей для перетинів 1,2,3,4 турбінної решітки

Сеч. 5

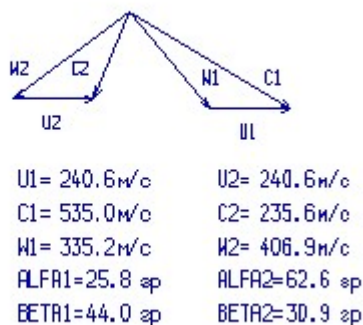


Рисунок 1.12 - Плани швидкості для перетину 5 турбінної решітки

Розрахунок трикутників швидкостей в міжвінцевих зазорах по висоті можна вважати закінченими, тому що отримані параметри у втулковом перетині задовольняють умовам  $W_2 > W_1$ , на всіх радіусах виконується умова  $\Delta\beta \leq 120^\circ$ .

### Визначення геометричних параметрів решіток профілів

Вихідними даними для визначення геометричних параметрів решіток профілів є трикутники швидкостей на трьох радіусах і конструктивні параметри (рекомендовані величини хорди і кроку решітки), отримані в результаті газодинамічного розрахунку турбіни на середньому радіусі. Профілювання лопатки турбіни виконано за допомогою програми OСТ.exe. Вихідні дані розрахунку заносяться в файл OСТ.dat, а результати, одержані за допомогою виконаного файлу - в файл OСТ.rez. Програма має і підпрограму графічного супроводу GFRT.exe, файл вихідних даних якої GFRT.dat формується при роботі файлу OСТ.exe. Використання файлу GFRT.exe при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю профілю лопатки в п'яти перетинах

Результати розрахунку геометричних параметрів решіток профілів занесемо в таблицю 1.8.

Таблиця 1.8 – Дані побудови решітки профілів

5	20	20	4	0	1	0	77	1
1.0000	.9374	.8748	.8123	.7497				
31.70	31.70	31.70	31.70	31.70				
30.97	29.03	27.09	25.15	23.22				
.1900	.2000	.2100	.2200	.2300				
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000				
1.20	1.27	1.33	1.40	1.46				
.60	.60	.60	.60	.60				
1.00	1.00	1.00	1.00	1.00				

Таблиця 1.9 – Профілювання лопатки РК за радіусом

Профилирование лопатки РК по радиусу

Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9374	.8748	.8123	.7497
b	31.70	31.70	31.70	31.70	31.70
t	30.97	29.03	27.09	25.15	23.22
t/b	.9769	.9157	.8546	.7935	.7323
i	2.061	3.621	3.663	3.370	.9811
delt	1.428	1.550	1.641	1.689	1.676
Cm	.1900	.2000	.2100	.2200	.2300
xcm	.3188	.3155	.3116	.3080	.3023
be1l	72.00	65.00	58.00	52.00	45.00
be2l	28.66	29.13	29.44	29.51	29.26
bey	46.38	50.95	56.33	61.48	67.93
r1	1.205	1.268	1.331	1.395	1.458
r2	.6000	.6000	.6000	.6000	.6000

Число рабочих лопаток – 77. шт.

На основі отриманих даних будується п'ять перетинів (втулковий, проміжний між втулковим і середнім, середній, проміжний між середнім та периферійним та периферійний перетин) лопатки решітки профілей РК.

Отримані решітки профілів РК турбіни зображені на малюнках 1.13-1.18

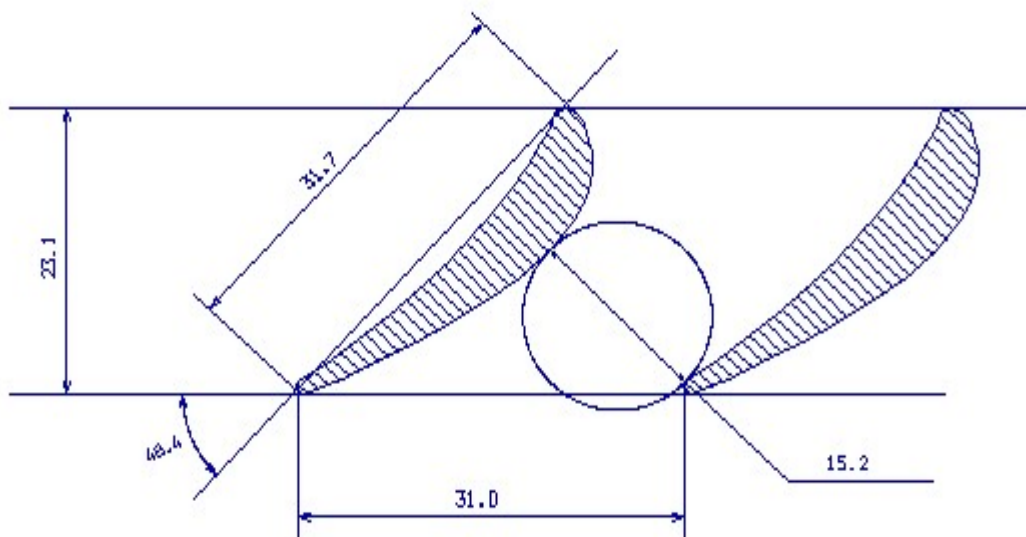


Рис.

Рисунок 1.13 – Решітка профілів РК в перетині  $r = 1,000$

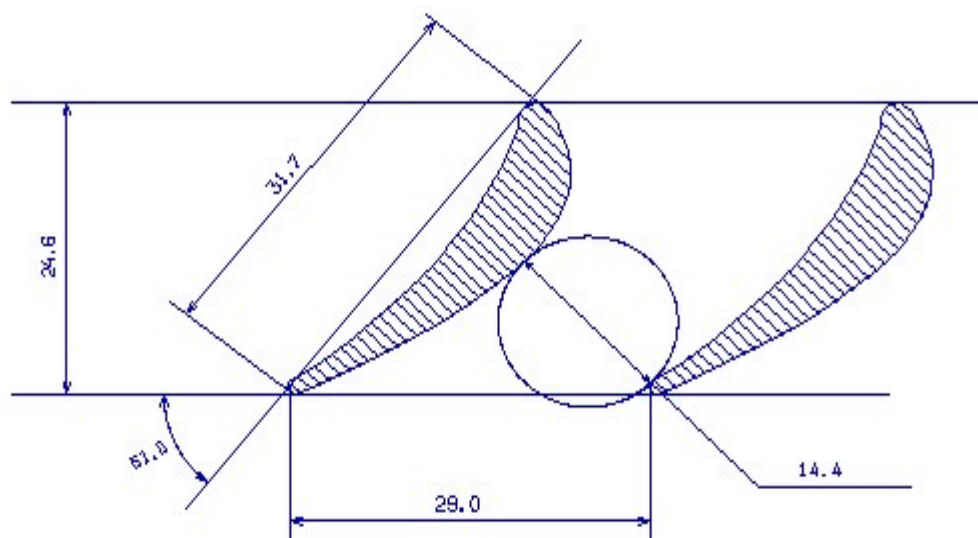


Рисунок 1.14 – Решітка профілів РК в перетині  $r = 0,937$

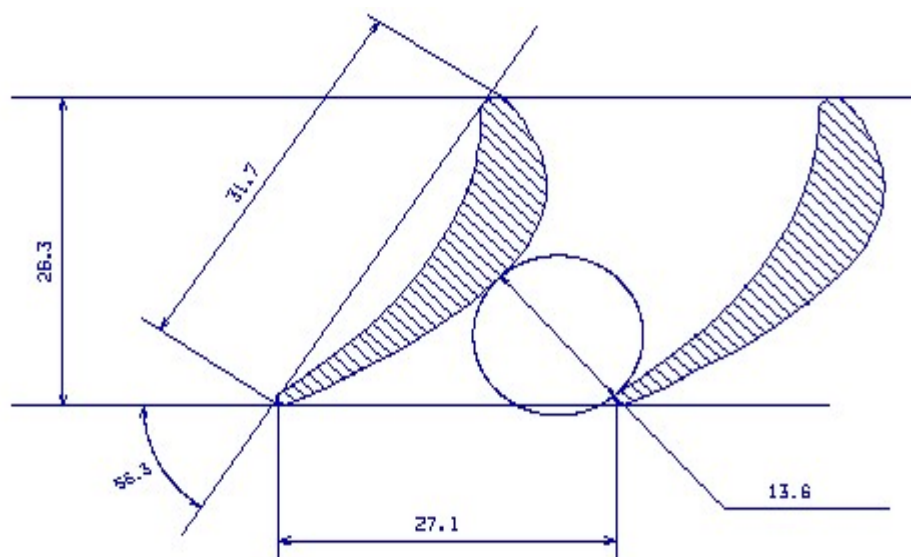


Рисунок 1.15 – Решітка профілів РК в перетині  $r = 0,875$

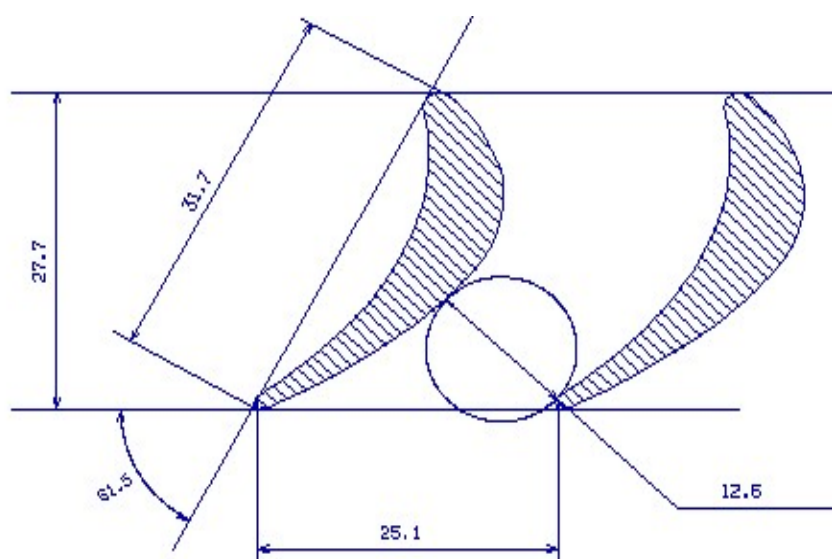


Рисунок 1.16 – Решітка профілів РК в перетині  $r = 0,812$



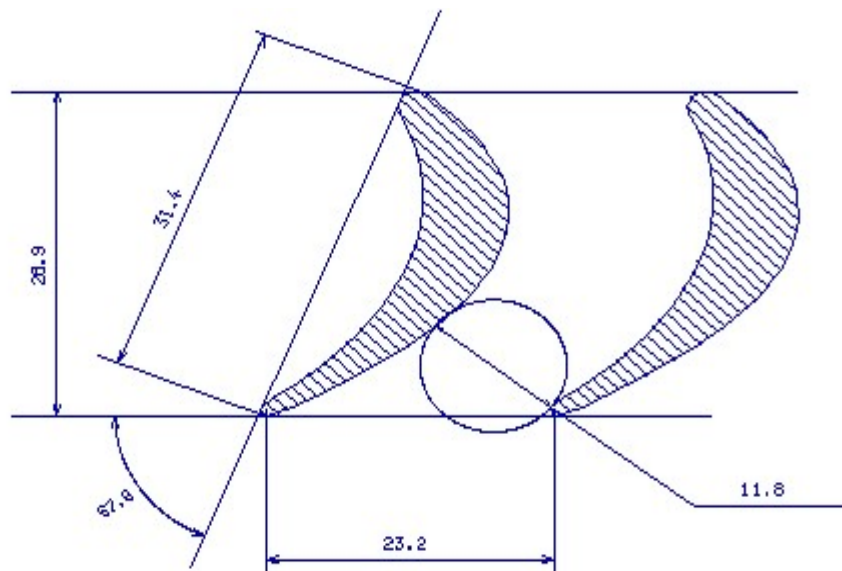


Рисунок 1.17 – Решітка профілів РК в перетині  $r = 0,750$

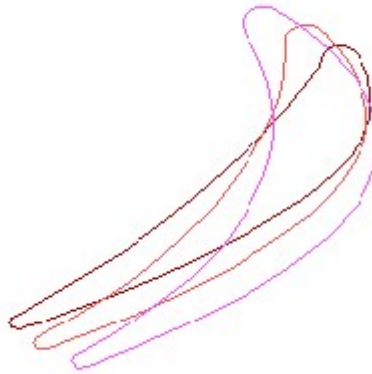


Рисунок 1.18 - Профілі робочої лопатки турбіни

Висновок: в даній частині були отримані решітки профілів першого ступеня робочого колеса турбіни на п'яти радіусах. Отримані профілі лопаток мають достатню товщину  $\overline{C_{вт.мах}} = 0,23$  для організації охолодження. Форма міжлопаточного каналу решітки профілів у всіх перетинах - конфузорна, що свідчить про правильність виконання розрахунку

## 1.6 ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРУ

### Розрахунок компресора на ЕОМ

При проектуванні газотурбінних двигунів особливе місце виділяється проектування компресора. Саме компресор є вузлом, залежно від параметрів якого проектується камера згоряння, і турбіна. Основну частину довжини двигуна часто складає компресор. Це говорить про великий вплив компресора на загальні габаритні розміри двигуна, а отже, і його масу.

Основною метою газодинамічного розрахунку осьового компресора є остаточне отримання геометричних розмірів та кількості щаблів за збереження  $\pi^*_k$ . Необхідно ефективно розподілити  $\pi^*_k$ , роботу та ККД між ступенями компресора.

Газодинамічний розрахунок осьового компресора являє собою послідовний розрахунок всіх його ступеней на середньому радіусі, допущені рівності параметрів на середньому радіусі параметрів потоку, осередненим по радіусу ступені.

Зміну коефіцієнта витраченого напору по ступеням приймаємо таким, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу та виходу з компресора значення зменшувалося. Перші ступені мають велике значення поздовження лопатки  $h/b$ , працюють у погіршених умовах (можлива нерівномірність поля швидкостей, температур та тисків) на вході в компресор. На останніх ступенях значною мірою на ККД ступені впливає величина відносних радіальних проміжків, так як при малій висоті лопаток ступені, суттєво знижується ККД через перетікання робочого тіла через радіальний зазор.

Розподіл інших параметрів виконано відповідно до рекомендацій, викладених у [4].

Витратна складова швидкості зменшується від входу до виходу 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 має перевищувати 10...15м/с [3].

При виборі характеру зміни  $\rho_k$  вздовж проточної частини компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку (а отже, збільшення швидкості звуку) дозволяє виконати ступені з більш високими ступенями реактивності.

Газодинамічний розрахунок компресора виконано за допомогою `gdrok.exe`. Програма `gdrok` призначена для газодинамічного розрахунку багатоступеневого осьового компресора на середньому радіусі. Вихідні дані розрахунку заносяться у файл `gdrok.dat`, а результати, одержувані за допомогою виконаного файлу `gdrok.exe` - файл `gdrok.rez`.

Програма `gdrok` має і програму графічного супроводу `gfk.exe`, файл вихідних даних якої `gfk.dat` формується під час роботи файлу `gdrok.exe`. Використання файлу `gfk.exe` при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів за щаблями так і результатів розрахунку (форми проточної частини компресора, зміни параметрів потоку по сходах і трикутників швидкостей щаблів на середньгеометричному радіусі).

Вихідні дані до програми GDROK можна подати у вигляді масиву:

$$T_B^* \quad P_B^* \quad K \quad R \quad G_B \quad \pi_K^* \quad \pi_1^* \quad U_{K1} \quad U_{K2} \quad C_K$$

$$\bar{d}_1 \quad \bar{D}_{CP} \quad \sigma_{BHA} \quad \sigma_{HA} \quad \sigma_{HB} \quad K_{G1} \quad m \quad C_{a1} \dots C_{aZ}$$

$$H_{Z1} \dots H_{ZZ} \quad \eta_{CT1}^* \dots \eta_{CTZK}^*$$

$$\rho_{K1} \dots \rho_{KZK} \quad i_1 \dots i_K$$

де  $G_B$  - витрати повітря на вході в компресор, кг/с;

$T_B^*$  - загальмована температура, К;

$P_B^*$  - повний тиск, Па;

$K, R$  - фізичні константи робочого тіла;

$\pi_K^*$  - ступінь підвищення повного тиску в компресорі;

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

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

$Z_K$  - число ступенів КНТ та сумарне число ступеней у компресорі відповідно;

$\bar{d}_1$  - відносний діаметр втулки на вході в робоче колесо першої ступені;

$K_{G1}$  - коефіцієнт рівняння витрати, що враховує загромождження прохідного перерізу каналу прикордонним шаром на стінках;

$\sigma_{HA}, \sigma_{HB}$  - коефіцієнти відновлення повного тиску в напрямному апараті ступені та у вхідному напрямному апараті компресора.

$C_{a1}$  - витратна складова швидкості на вході в ступінь, м/с.

$H_{Z1}$  - витрачений напір ступені, кДж/кг.

$\eta_{CT}^*$  - ізоентропічний ККД ступені за параметрами загальмованого потоку;

$\rho_K$  - кінематичний ступінь реактивності ступені;

$i$  - кут атаки на робочі лопатки ступені на середньому радіусі, град.;

$\bar{D}_{CP}$  - відношення середнього діаметра першої ступені компресора високого тиску до середнього діаметра останньої ступені КНТ;

$m$  — ступінь двоконтурності.

Частина вихідних даних отримана в результаті виконання термогазодинамічного розрахунку та узгодження компресору та турбіни.

Результати розрахунку, отримані при введенні розглянутих вище параметрів в файл вихідних даних програми GDROK (таблиця 1.10), представлені в таблиці 1.11.

Таблиця 1.10 – Вихідні дані

14 03 19

1 2 2 14 14 1

288.15 98285.0 1.380 287.00

## Продовження таблиці 1.10

104.140	14.600	14.600	384.00	384.00	140.00					
.4000	1.0000	.9900	.9850	1.0000	1.0200	0.0000				
210.00	205.00	200.00	195.00	190.00	185.00	180.00	176.00	165.00	160.00	
156.00	151.00	145.00	140.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	
40.23	24.21	26.11	27.20	28.30	28.40	28.50	28.47	28.40	27.63	
26.63	24.92	23.40	21.60	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	
.8600	.8650	.8700	.8900	.9000	.9000	.9000	.8900	.8800	.8700	
.8600	.8550	.8500	.8450	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
.5000	.5200	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	
.5500	.5500	.5500	.5500	.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

штука на вх.-отн.ср.диам.перех-сигмаВНА-НА-перех-загроможд.-двухконт

осевые скорости (20)

работа ступеней в кДж\кг (20)

КПД ступеней (20)

степень реактивности (20)

угол натекания (20)

отношение наружн диаметров к нар.диам. первой ст. (20)

## Таблица 1.11 – Результати розрахунку компресора

ГДР МОК Дата 14. 3.19

Nк= 1 Kф1= 2 Kф2= 2 z1= 14 zk= 14 Kr= 1

Пк=14.600 Пк1=14.600 G=104.14 n1= 8103.7 n2= 8103.7 k= 1.38 R= 287.00

Тв=288.15 Pв= 98285.0 P1o= 97302.1 Sвa=.990 Sнa=.985 Sнв=1.000 m=.00

Nст	Дк	Дср	Двт	Дот	КПД	Mw1	Mc2
1	.9050	.6892	.3620	.4000	.8686	.9310	.8931
2	.8574	.6892	.4635	.5405	.8804	.8171	.7732
3	.8352	.6892	.5024	.6015	.8853	.7998	.7232
4	.8168	.6892	.5319	.6512	.9057	.7653	.6914
5	.8007	.6892	.5557	.6940	.9161	.7337	.6623
6	.7871	.6892	.5748	.7303	.9171	.7014	.6328
7	.7760	.6892	.5898	.7600	.9181	.6722	.6069
8	.7665	.6892	.6021	.7854	.9091	.6468	.5779
9	.7612	.6892	.6088	.7998	.9002	.6122	.5497
10	.7550	.6892	.6164	.8164	.8918	.5864	.5267
11	.7498	.6892	.6228	.8306	.8836	.5634	.5048
12	.7459	.6892	.6274	.8411	.8813	.5389	.4814
13	.7432	.6892	.6306	.8484	.8790	.5157	.4603
14	.7409	.6892	.6333	.8548	.8775	.4948	.4439
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк

## Продовження таблиці 1.11

1	210.0	207.5	76.61	215.8	223.5	299.4	384.0
2	205.0	202.5	97.96	182.8	227.2	272.8	363.8
3	200.0	197.5	85.29	177.9	217.4	265.8	354.4
4	195.0	192.5	82.75	180.4	211.8	263.9	346.6
5	190.0	187.5	80.13	183.1	206.2	262.1	339.8
6	185.0	182.5	79.28	183.9	201.3	259.1	334.0
7	180.0	178.0	78.40	184.8	196.3	256.6	329.3
8	176.0	170.5	77.76	185.4	192.4	251.9	325.2
9	165.0	162.5	77.65	185.6	182.4	246.6	323.0
10	160.0	158.0	79.11	184.1	178.5	242.6	320.4
11	156.0	153.5	81.01	182.2	175.8	238.2	318.1
12	151.0	148.0	84.26	178.9	172.9	232.2	316.5
13	145.0	142.5	87.15	176.1	169.2	226.5	315.4
14	140.0	140.0	90.57	172.6	166.7	222.3	314.4
Net	Hz	Rk	all	al2	be1	be1л	be2
1	.4023E+05	.5000	69.96	43.87	44.21	44.21	69.74
2	.2421E+05	.5200	64.46	47.93	46.51	46.51	61.56
3	.2611E+05	.5500	66.90	47.99	43.99	43.99	59.89
4	.2720E+05	.5500	67.01	46.85	42.92	42.92	59.81
5	.2830E+05	.5500	67.13	45.68	41.82	41.82	59.74
6	.2840E+05	.5500	66.80	44.78	40.95	40.95	59.26
7	.2850E+05	.5500	66.46	43.93	40.06	40.06	58.84
8	.2847E+05	.5500	66.16	42.60	39.34	39.34	57.89
9	.2840E+05	.5500	64.80	41.21	37.53	37.53	56.66
10	.2763E+05	.5500	63.69	40.64	36.87	36.87	55.56
11	.2663E+05	.5500	62.56	40.12	36.42	36.42	54.31
12	.2492E+05	.5500	60.84	39.59	35.95	35.95	52.51
13	.2340E+05	.5500	58.99	38.99	35.23	35.23	50.76
14	.2160E+05	.5500	57.10	39.04	34.74	34.74	49.44
Net	Пст	Нтк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.491	.2761	.5469	1.020	.9880	292.4	292.4
2	1.247	.1874	.5634	1.022	.9760	292.4	292.4
3	1.250	.2156	.5643	1.024	.9640	292.4	292.4
4	1.249	.2379	.5627	1.026	.9520	292.4	292.4
5	1.244	.2608	.5592	1.028	.9400	292.4	292.4
6	1.229	.2743	.5539	1.031	.9280	292.4	292.4
7	1.215	.2870	.5466	1.033	.9160	292.4	292.4
8	1.200	.2977	.5411	1.035	.9040	292.4	292.4
9	1.186	.3025	.5109	1.037	.9000	292.4	292.4
10	1.169	.2991	.4994	1.039	.9000	292.4	292.4
11	1.153	.2923	.4903	1.041	.9000	292.4	292.4
12	1.136	.2764	.4771	1.043	.9000	292.4	292.4
13	1.122	.2614	.4598	1.046	.9000	292.4	292.4
14	1.108	.2428	.4453	1.048	.9000	292.4	292.4
Net	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	326.7	264.2	283.7	.1488E+06	.1466E+06	.7098E+05	.8914E+05
2	350.0	302.0	314.3	.1855E+06	.1827E+06	.1101E+06	.1255E+06
3	375.0	327.3	341.1	.2319E+06	.2284E+06	.1433E+06	.1644E+06
4	401.1	353.5	367.7	.2895E+06	.2852E+06	.1843E+06	.2111E+06
5	428.3	380.7	395.3	.3602E+06	.3548E+06	.2359E+06	.2694E+06
6	455.5	408.8	423.3	.4426E+06	.4360E+06	.2998E+06	.3391E+06

Продовження таблиці 1.11

7	482.9	437.0	451.3	.5378E+06	.5297E+06	.3751E+06	.4207E+06
8	510.2	465.1	479.7	.6453E+06	.6356E+06	.4623E+06	.5161E+06
9	537.4	494.2	508.3	.7652E+06	.7538E+06	.5663E+06	.6248E+06
10	563.9	522.2	535.7	.8947E+06	.8813E+06	.6788E+06	.7425E+06
11	589.5	549.1	562.3	.1032E+07	.1016E+07	.8000E+06	.8690E+06
12	613.4	575.2	587.5	.1172E+07	.1155E+07	.9294E+06	.1002E+07
13	635.9	599.7	611.2	.1315E+07	.1295E+07	.1063E+07	.1139E+07
14	656.6	622.5	632.9	.1457E+07	.1435E+07	.1199E+07	.1275E+07
	Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск
	.7367	.6892	.6382	.8664	647.2	.1362E+07	140.0
	Пк = 14.600		КПД = .8543		Lк = 384000.		

Нижче представлені графіки розподілу  $C_a$  і  $H_z$  (рисунок 1.19);  $\eta_{ст}^*$  та  $\rho_k$  (рисунок 1.20);  $C$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  (рисунок 1.21), побудовані за значеннями таблиці 1.11.

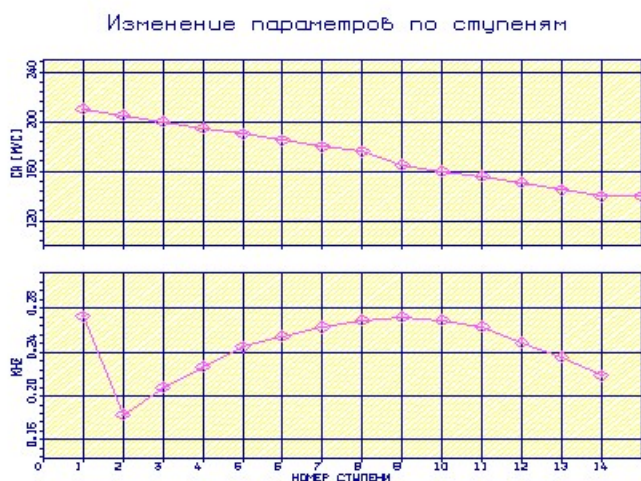


Рисунок 1.19 – Розподіл  $C_a$  і  $H_z$  по ступеням компресора

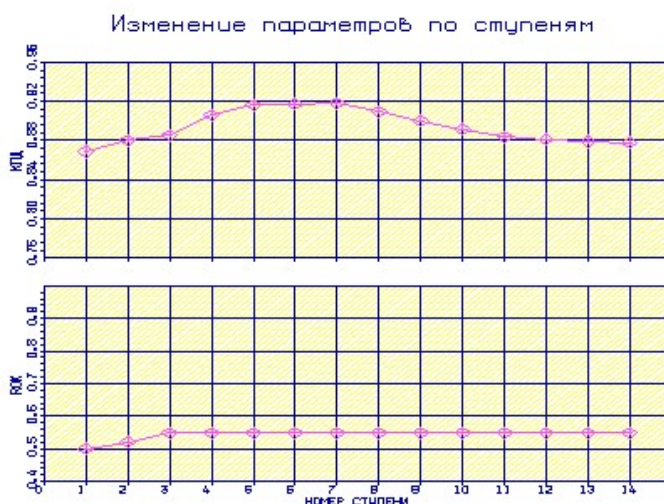


Рисунок 1.20 – Розподіл  $\eta_{ст}^*$  і  $\rho_k$  по ступеням компресора

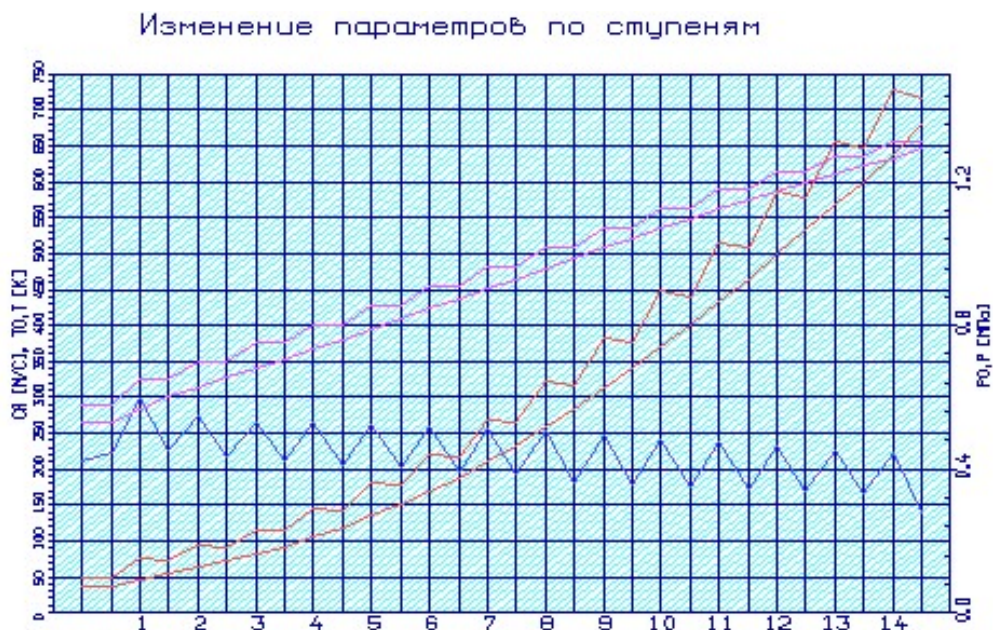


Рисунок 1.21 – Розподіл  $C$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  по ступеням компресора

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору по ступенях, бачимо (див. рисунок 1.19), що він відповідає раціональному завантаженню ступеней. При розподілі робіт на ступенях компресора враховано особливості умов роботи перших та останніх ступеней компресора.

На рисунку 1.22 показана отримана схема проточної частини

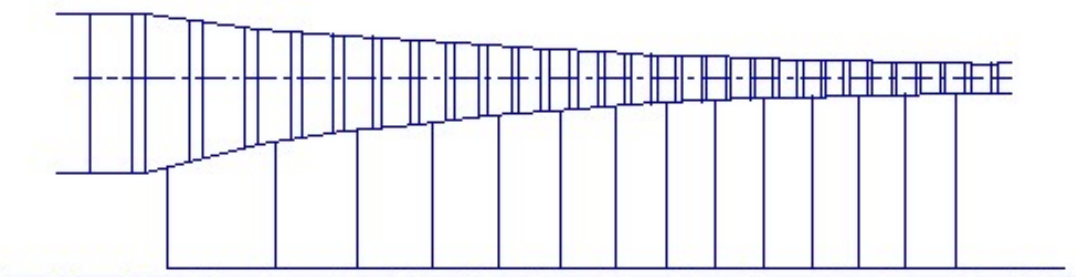


Рисунок 1.22 – Схема проточної частини компресора

На рисунках 1.23 – 1.36 представлені трикутники швидкостей компресора для 14-ти ступеней на середньому радіусі.

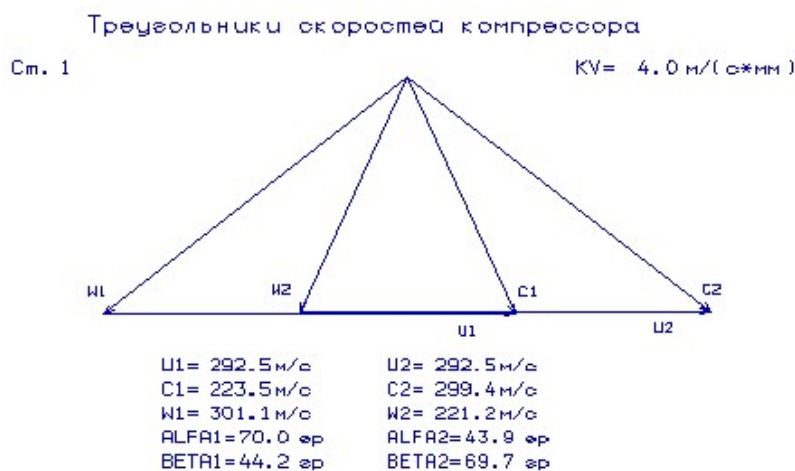


Рисунок 1.23 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №1 на середньому радіусі

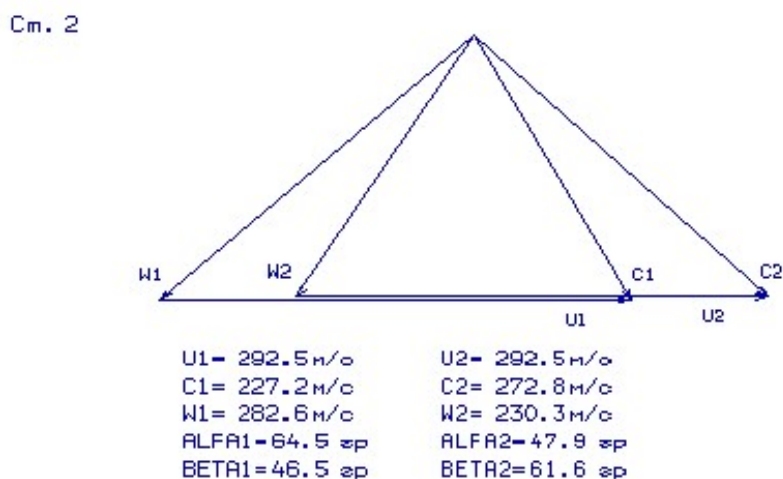


Рисунок 1.24 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №2 на середньому радіусі

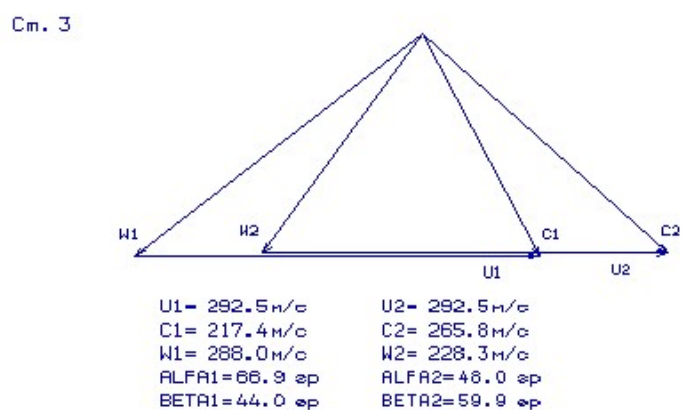


Рисунок 1.25 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №3 на середньому радіусі



См. 4

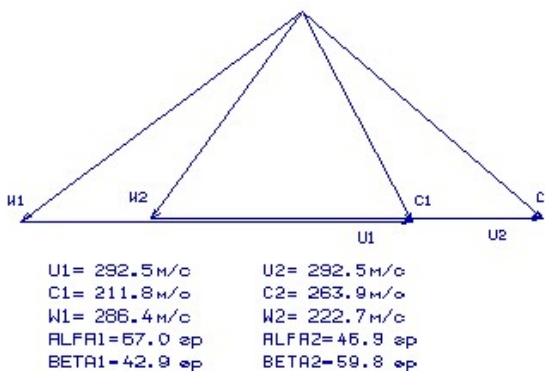


Рисунок 1.26 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №4 на середньому радіусі

См. 5

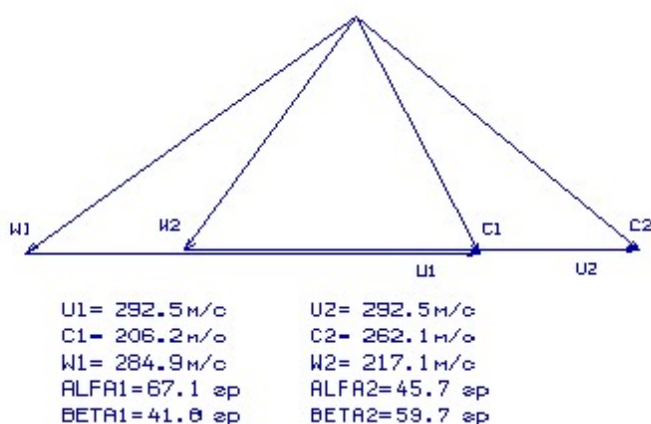


Рисунок 1.27 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №5 на середньому радіусі

См. 6

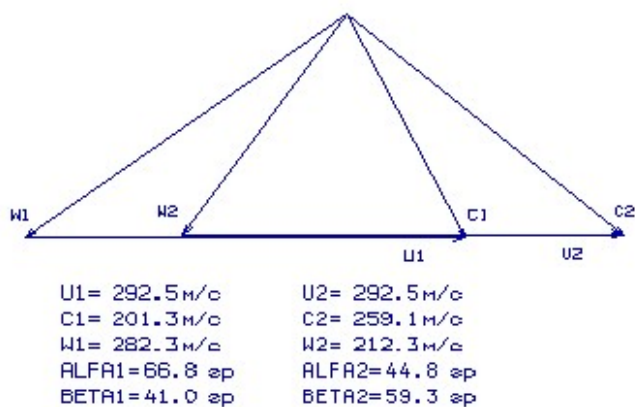


Рисунок 1.28 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №3 на середньому радіусі

См. 7

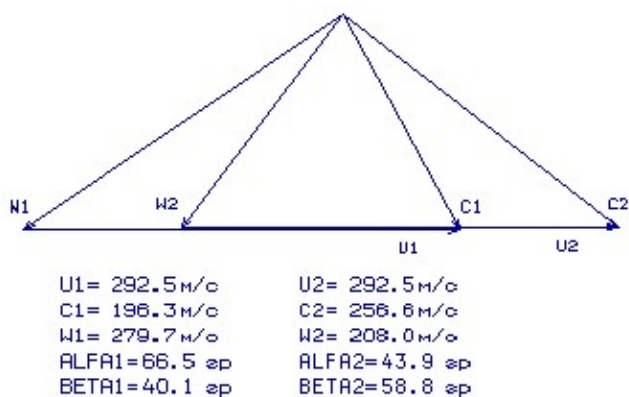


Рисунок 1.29– Трикутники швидкостей компресора для ступені №3 на середньому радіусі

См. 8

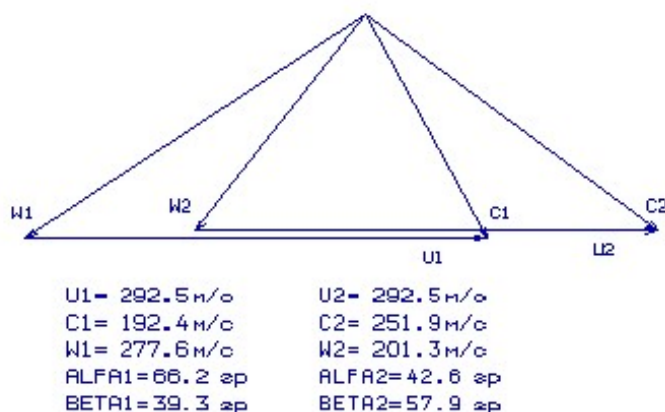


Рисунок 1.30 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №8 на середньому радіусі

См. 9

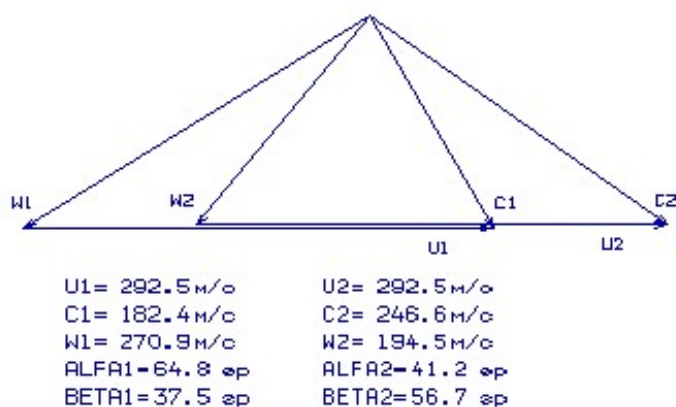


Рисунок 1.31 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №3 на середньому радіусі

См. 10

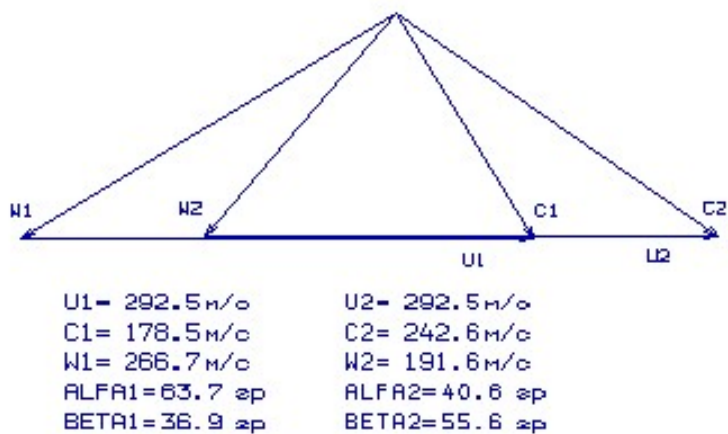


Рисунок 1.32 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №3 на середньому радіусі

См. 11

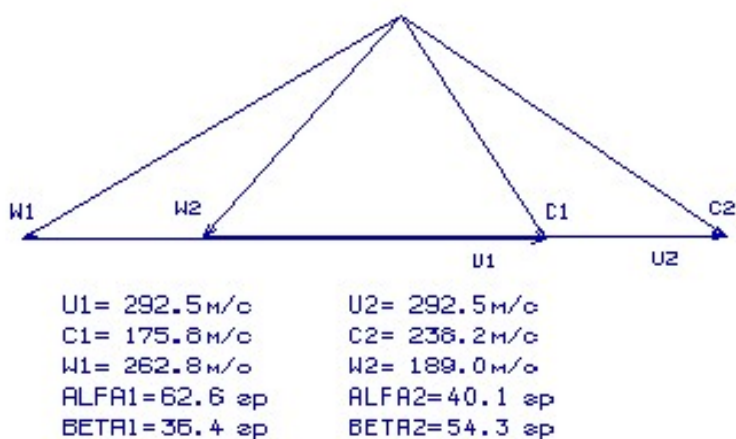


Рисунок 1.33 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №11 на середньому радіусі

См. 12

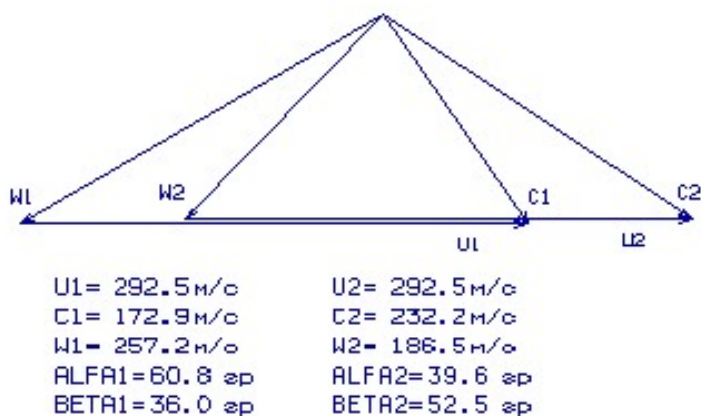


Рисунок 1.34 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №12 на середньому радіусі

См. 13

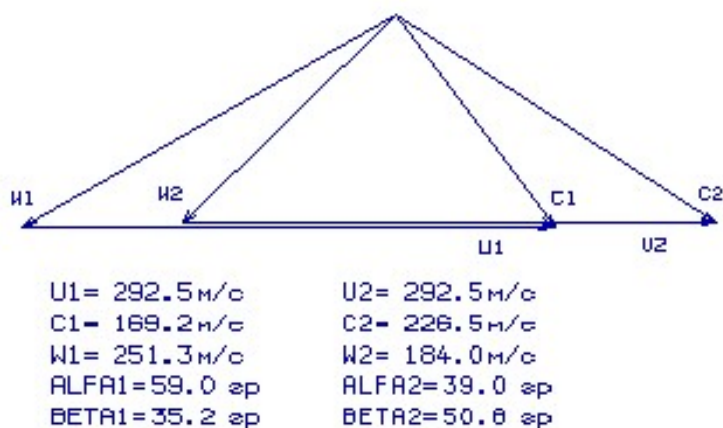


Рисунок 1.35 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №13 на середньому радіусі

См. 14

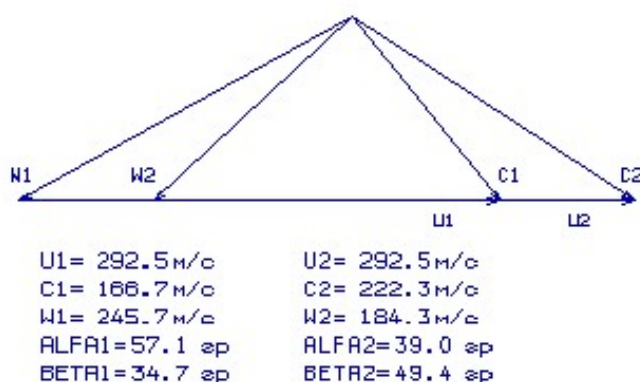


Рисунок 1.36 – Трикутники швидкостей компресора для ступені №14 на середньому радіусі

В результаті газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ отримані газодинамічні параметри проточної частини компресора,  $S$ ,  $T$ ,  $T^*$ ,  $P$ ,  $P^*$  на середньому радіусі кожної ступені, а також робота та ступінь підвищення тиску кожної ступені.

З результату розрахунку видно, що отриманий осьовий компресор забезпечує заданий  $\eta_{к1}^*$  та має сучасний рівень ККД. Рівень значень  $M_{W1}$  на вході в робоче колесо всіх ступеней компресору не перевищує  $M_{W1} < 0.85$ , крім першої ступені, оскільки вона є трансзвуковою.

Відносний діаметр втулки на виході з останньої ступені компресора:

$\bar{d}_{вт} = 0.8664$ , що не перевищує допустимого,  $\bar{d}_{вт} = 0.8664$ .

Компресор відповідає всім вимогам, що висуваються до сучасних авіаційних компресорів.

## 1.7 ПРОФІЛЮВАННЯ СТУПЕНІ КОМПРЕСОРА ТА ПОБУДОВА РЕШТОК ПРОФІЛЕЙ ОСЬОВОЇ ГАЗОВОЇ ТУРБИНИ

Розрахунок робимо для другої ступені компресора. У таблиці 1.12 подано основні вихідні дані до розрахунків; таблиця 1.13 – розрахунок при використанні закону закрутки «тверде» тіло (на вході) при заданому  $N_T(r)$ .

Число лопаток у робочому вінці призначимо за прототипом:  $z=33$ .

Таблиця 1.12 – Вихідні дані

25 04 19	1 03	1.386	287.00	( дата, M, Ks, кг, Rг )			
1.247	363.800	.15	.880	.985	1.000	.461	.484
0.000	205.000	350.000	146600.	97.960	0.857	.976	
0.967	1.046						
$Pi^*$	Uк	$\bar{N}_{ТВТ}$	КПД*	Sна	$\bar{D}_{21}$	$\bar{d}_{1вт}$	$\bar{d}_{2вт}$
m	C1ср	T1*	P1*	C1ср	D1к	Кн	
$W_{1к}/W_{1ср}$	$W_{1вт}/W_{1ср}$						

Тип ступени : 1 - дозвуковая ступень;  
( M ) 2 - сверхзвуковая ступень .

Закон крутки : 1 - первая ступень без ВНА ( C1u=0., A=B=D=0.);  
( Ks ) 2 - " свободный вихрь " (на входе) при заданном  $N_T(r)$ ;  
3 - " твердое тело " (на входе) при заданном  $N_T(r)$ ;  
4 - Rок=const при заданном  $N_T(r)$  ;  
5 - по значениям  $W_{1к}/W_{1ср}$  и  $W_{1вт}/W_{1ср}$ .

Таблиця 1.13 – Результати розрахунку

ГДР СТ.ОК	ДАТА 25. 4.19						
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ							
M= 1	KR= 3	KГ= 1.386	RГ= 287.00				
1.247	363.80	.150	.880	.985	1.000	.461	.484
.000	205.00	350.00	146600.	97.96	.857	.976	
.967	1.046	A= .346	B= .000	D= .000			
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТ. ОК							
PI1=1.226	PI2=1.247	NZ1=23943.	NZ2=25988.	T01=373.23	T02=375.22		
P01= 179749.	P02= 182810.						
( GB=109.719 ROK= .4883 HTO= .2012 WC= 8107.4 )							

Таблица 1

N	U	CU	CA	T0	T	P0	P
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE
11	363.80	125.81	171.93	350.00	327.98	146600.	116089.
1.0000	1.2333	213.05	293.60	.6236	.8361	53.805	35.846
12	321.84	111.30	190.90	350.00	326.31	146600.	113981.
.8846	1.2171	220.97	284.20	.6469	.8141	59.757	42.199
13	277.47	95.96	206.89	350.00	324.77	146600.	112058.
.7627	1.2022	228.06	275.23	.6676	.7927	65.118	48.738
14	227.95	78.83	220.88	350.00	323.31	146600.	110269.
.6266	1.1884	234.53	266.51	.6865	.7716	70.359	55.976
15	167.71	58.00	233.43	350.00	321.93	146600.	108585.
.4610	1.1752	240.53	257.93	.7041	.7505	76.047	64.826
*	*	*	*	*	*	*	*
21	363.80	199.00	133.02	375.22	347.42	185594.	140774.
1.0000	1.4119	239.37	211.79	.6767	.6036	33.761	38.910

## Продовження таблиці 1.13

22	319.40	194.28	169.86	374.85	342.53	185009.	133849.
.8780	1.3615	258.07	210.97	.7300	.6055	41.164	53.625
23	276.03	187.22	199.54	373.73	337.40	183260.	126945.
.7587	1.3109	273.62	218.41	.7751	.6299	46.824	66.008
24	229.93	178.58	226.41	371.87	331.52	180372.	119420.
.6320	1.2551	288.37	232.16	.8189	.6723	51.736	77.223
25	176.37	170.48	254.24	369.26	323.80	176383.	110047.
.4848	1.1842	306.11	254.31	.8724	.7390	56.157	88.672
*	*	*	*	*	*	*	*
81	363.80	125.81	171.93	350.00	327.98	146600.	116089.
1.0000	1.2333	213.05	293.60	.6236	.8361	53.805	35.846
82	319.40	110.46	191.87	350.00	326.22	146600.	113868.
.8780	1.2162	221.40	283.68	.6481	.8129	60.072	42.561
83	276.03	95.46	207.35	350.00	324.72	146600.	112001.
.7587	1.2018	228.26	274.95	.6682	.7921	65.279	48.948
84	229.93	79.51	220.39	350.00	323.37	146600.	110333.
.6320	1.1889	234.30	266.83	.6859	.7724	70.161	55.687
85	176.37	60.99	231.90	350.00	322.10	146600.	108794.
.4848	1.1769	239.79	259.02	.7019	.7532	75.264	63.548

Таблица 2

Профилірование лопатки РК по радиусу

Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1(пер)	2	3(ср)	4	5(вт)
ro	1.000	.8780	.7587	.6320	.4848
b	66.40	66.40	66.40	66.40	66.40
t	81.59	71.63	61.90	51.56	39.55
b/t	.8139	.9270	1.073	1.288	1.679
Cm	.0500	.0550	.0600	.0700	.0800
i	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
del	1.786	5.075	6.259	6.260	5.499
dbe	3.065	11.06	17.06	21.54	25.12
tet	4.851	16.14	23.32	27.80	30.62
be1l	35.85	42.56	48.95	55.69	63.55
be2l	40.70	58.70	72.27	83.48	94.17

Число рабочих лопаток - 33. шт.

( Данные по профилірованию записаны в файл gfrk.dat )

На рисунках 1.37 – 1.49 представлені решітки профілів на п'яти радіусах, зміна складових абсолютної швидкості, зміна приведних швидкостей та зміна кутів потоку по висоті лопатки.

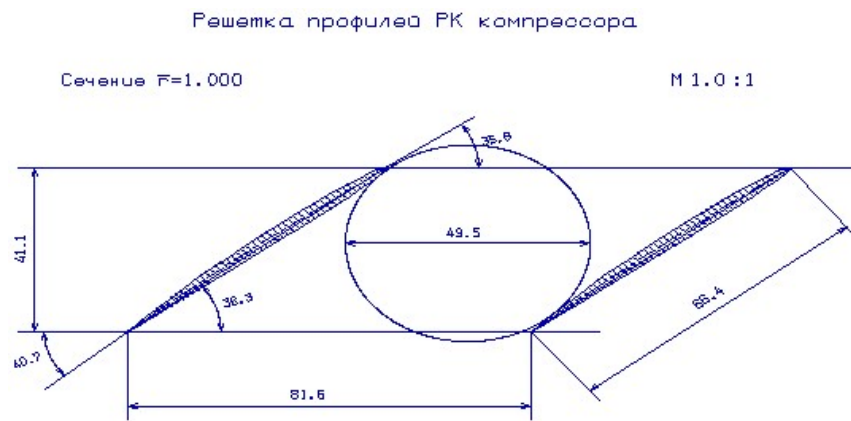


Рисунок 1.37 – Решетка профилей на радиусі  $\bar{r}=1,000$

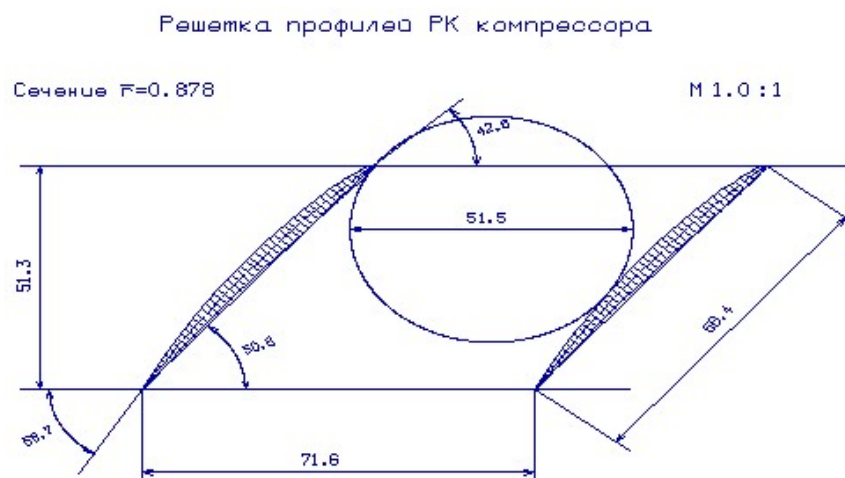


Рисунок 1.38 – Решетка профилей на радиусі  $\bar{r}=0.882$

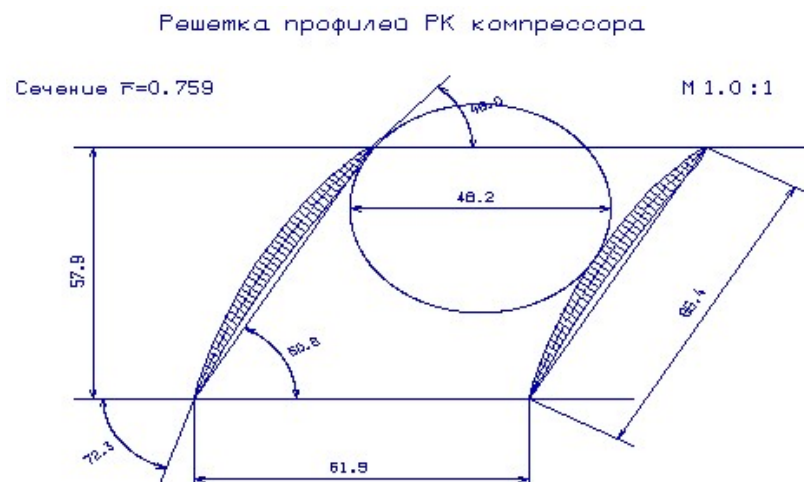
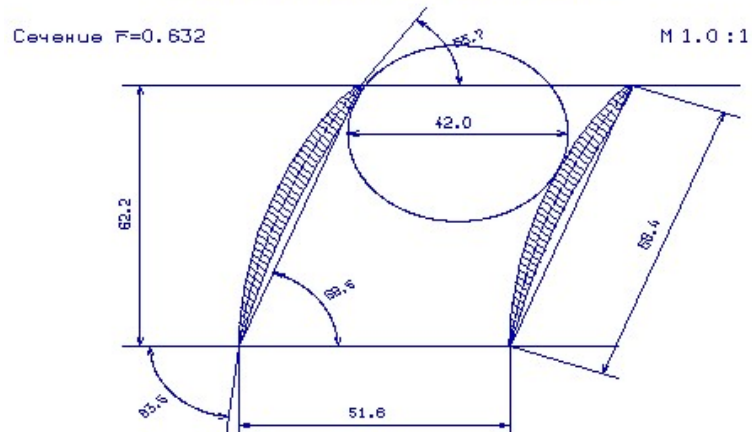


Рисунок 1.39 – Решетка профилей на радиусі  $\bar{r}=0.749$

Решетка профилей РК компрессора

Рисунок 1.40 – Решетка профилей на радиусі  $\bar{r}=0.616$ 

Решетка профилей РК компрессора

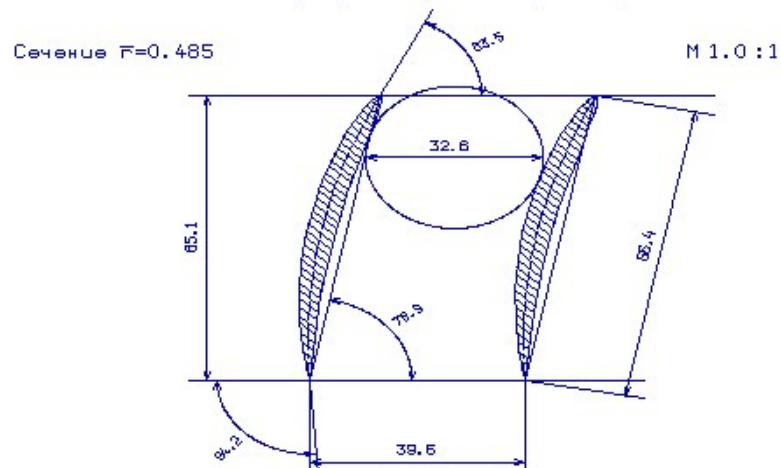
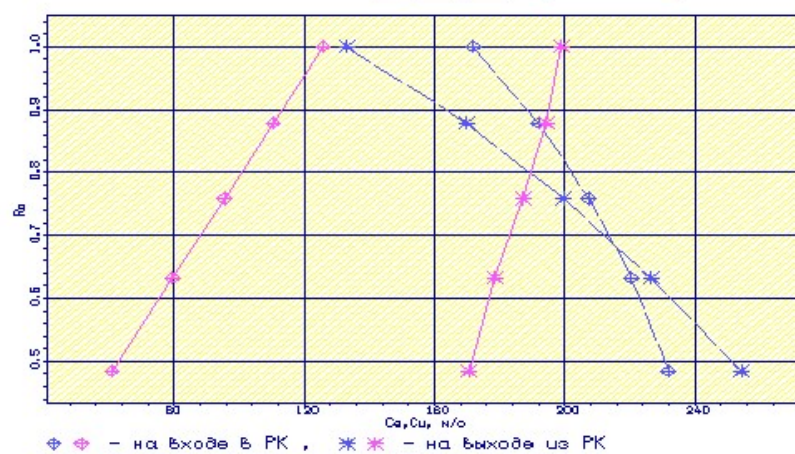
Рисунок 1.41 – Р Решетка профилей на радиусі  $\bar{r}=0.485$ Зависимости  $C_a=f(Ro)$  и  $C_u=f(Ro)$ 

Рисунок 1.42 – Зміна витратної та окружної складових абсолютної швидкості за висотою лопатки



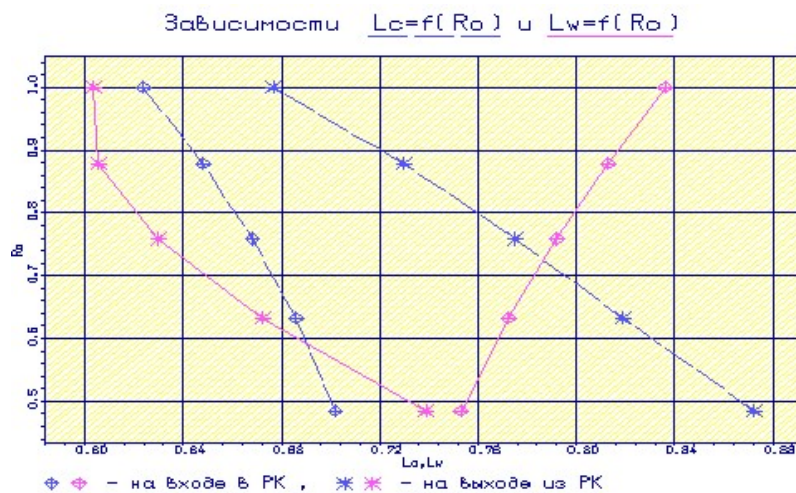


Рисунок 1.43 – Зміна приведених швидкостей по висоті лопатки в абсолютному та відносному русі

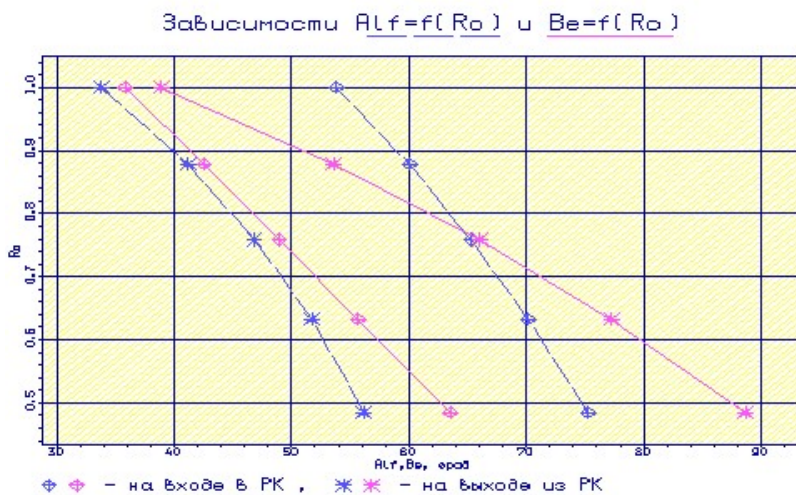


Рисунок 1.44 – Зміна кутів потоку в абсолютному та відносному русі по висоті лопатки

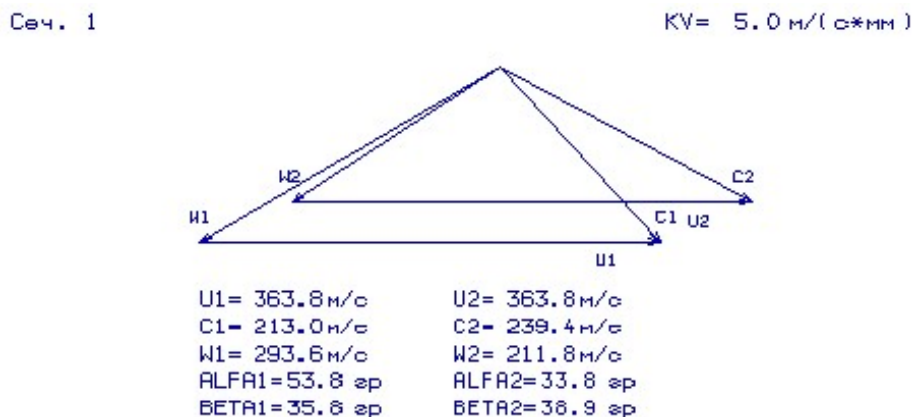
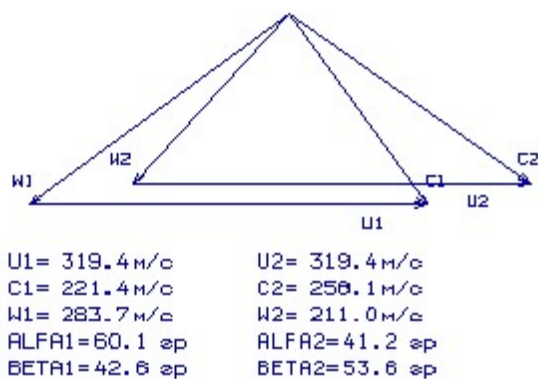
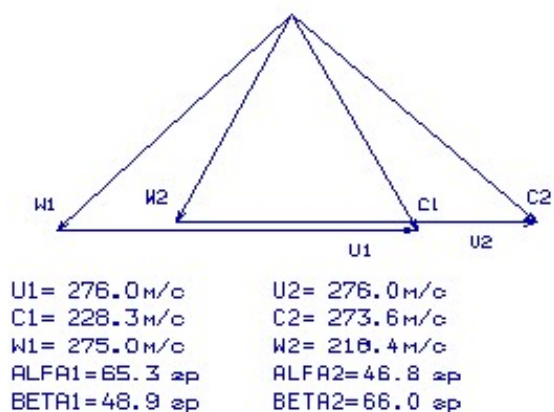


Рисунок 1.45 – План швидкостей робочого колеса компресора на радіусі  $\bar{r} = 1,000$

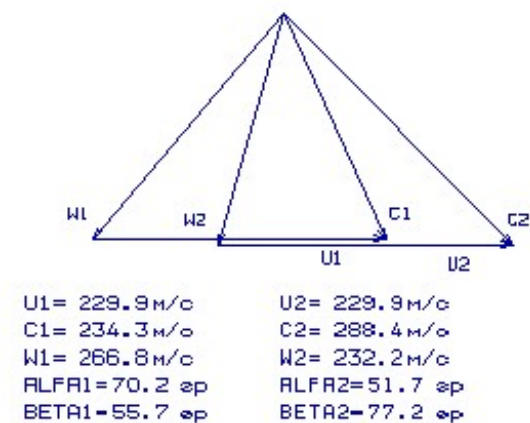
Сеч. 2

Рисунок 1.46 – План швидкостей робочого колеса компресора на радіусі  $\bar{r} = 0.878$ 

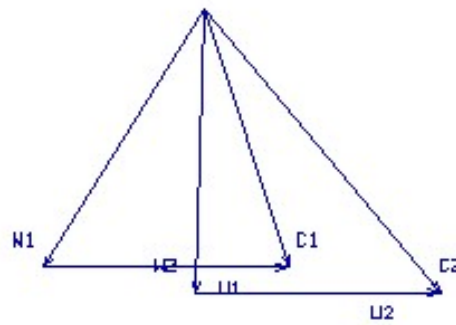
Сеч. 3

Рисунок 1.47 – План швидкостей робочого колеса компресора на радіусі  $\bar{r} = 0.759$ 

Сеч. 4

Рисунок 1.48 – План швидкостей робочого колеса компресора на радіусі  $\bar{r} = 0.63$

Сеч. 5



$U1 = 176.4 \text{ м/с}$	$U2 = 176.4 \text{ м/с}$
$C1 = 239.8 \text{ м/с}$	$C2 = 306.1 \text{ м/с}$
$W1 = 259.0 \text{ м/с}$	$W2 = 254.3 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 75.3 \text{ }^\circ$	$ALFA2 = 56.2 \text{ }^\circ$
$BETA1 = 63.5 \text{ }^\circ$	$BETA2 = 66.7 \text{ }^\circ$

Рисунок 1.49 – План швидкостей робочого колеса компресора на радіусі  $\bar{r} = 0.485$

Отримані результати та побудована решітка профілів другої ступені компресора задовольняє вимогам та зможе забезпечити необхідні параметри.

## 2 Конструкторська частина

### 2.1 Опис конструкції двигуна прототипу

Розроблюваний двигун є турбореактивним двигуном з форсажною камерою згоряння (ТРДФ) і призначений для встановлення на літак-фронтовий бомбардувальник.

**Компресор** - осьовий, чотирнадцяти-ступінчастий, високомеханізований, 10 напрямлюючих апаратів з поворотними лопатками (ВНА, 4 перших ступені і 5 останніх), лопатки 2, 3, 4 ступенів на замку шарнірного типу, решта на замку типу “ластівчин хвіст”, 1 ступінь трансзвукова. Ротор компресору барабанно-дисковий. На торцях барабанних ділянок дисків виконані шліци, за якими диски з'єднуються один з одним. Пакет дисків стягується за допомогою 3 телескопічних труб.

Компресор складається з переднього корпусу з лопатками ВНА, проміжного корпусу з лопатками напрямлюючих апаратів 1-13 ступенів, заднього корпусу з лопатками спрямлюючого апарату, корпусів підшипників, ротора з робочими лопатками, з передньої і задньої цапфи.

**Основна камера згоряння (ОКЗ)** – трубчасто-кільцева, складається із зовнішнього і внутрішнього корпусів, 12 жарових труб і паливного колектора з форсунками. Корпус ОКЗ є силовим елементом двигуна. Жарові труби закріплені жорстко в передній частині, а задньою частиною спирається на корпус соплового апарату.

**Турбіна** – призначена для привода компресора і допоміжних агрегатів двигуна. Турбіна двигуна – осьова, реактивна, триступенева, охолоджувана. Вузол турбіни включає послідовно розташовані три диски, а також опору турбіни. Опора – елемент силової схеми двигуна.

Статор турбіни включає в себе корпус турбіни, соплових апаратів (СА) і вставки для підтримки робочих зазорів над робочим колесом. СА складається з зовнішнього кільця, внутрішнього кільця, блоків соплових лопаток, лабіринтових ущільнень, ущільнень стиків соплових лопаток і кріпильних деталей.

Соплова лопатка - пустотіла, охолоджувана (перший і другий СА). Кожна лопатка має перо, зовнішню і внутрішню полки, що утворюють з пером і полками сусідніх лопаток проточну частину СА. Вставка підтримки робочих зазорів над робочим колесом представляє з себе кільце з стільниковими вставками. Безпосередньо лабіринтові вставки виготовлені з добре припрацьованого ливарного сплаву і запобігають знос торців робочих лопаток на нестационарних режимах.

Ротор турбіни призначений для перетворення енергії газового потоку в механічну роботу на валу ротора. Ротор складається з трьох робочих коліс – дисків з РЛ, передній і задній опор під підшипники. Диски мають пази для кріплення робочих лопаток в «ялинкових» замках. Диски між собою з'єднані штифтовим з'єднанням. Вал для передачі крутного моменту до компресора і задня цапфа під підшипник і розміщення лабіринтових ущільнень закріплені до дисків штифтовим з'єднанням.

Робоча лопатка - лита, порожниста, охолоджувана (тільки перша ступінь). У хвостовику є канали для підведення охолоджуючого повітря до пера лопатки.

Охолодження турбіни дворежимне, на крейсерському режимі подача повітря припиняється, що збільшує дальність польоту на 4-5%.

**Форсажна камера згоряння (ФК)** – прямоточна, має три стабілізатори, складається з фронтового пристрою, форсажної труби і все режимного надзвукового сопла. Фронтний пристрій призначений для організації стійкого горіння палива в ФК. Фронтний пристрій має три кільцевих стабілізатора і шість паливних колекторів з відцентровими та струменевими форсунками. Стінки форсажної труби, в якій відбувається горіння форсажного палива, охолоджуються з зовнішньої сторони потоком набігаючого повітря, з внутрішньої - потоком пристінкового газу за турбіною. Займання палива в форсажній камері виконується за допомогою пускового запальника.

**Реактивне сопло (РС)** – складається з дозвукової, що звужується і надзвукової, що розширяється частин, охолоджується потоком газів, що виходять з щілини в задньому екрані форсажної труби. Деталі, що працюють за високих температур, виготовлені з жароміцних сплавів. РС змонтовано на корпусі ФК. Управління відбувається за допомогою гідроприводу, який регулює становище стяжного кільця.

## **2.2 Розрахунок на статичну міцність робочої лопатки другої ступені компресору**

Робочі лопатки є досить відповідальними деталями газотурбінного двигуна, від надійної роботи яких залежить надійність роботи двигуна в цілому. Для розрахунку користуємося навчальним посібником [7].

При роботі газотурбінного двигуна на робочі лопатки діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напружень.

Розрахунок на міцність пера лопатки виконуємо, враховуючи вплив тільки статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили мас лопаток, які з'являються при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки і в зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед і за лопаткою.

Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину і крутіння, газові - деформації вигину і крутіння.

Напруги розтягнення від відцентрових сил є найбільш суттєвими.

Напруження згину зазвичай менше напружень розтягу, причому при необхідності для зменшення згинальних напружень в лопатці від газових сил її проектують так, щоб виникаючі згинальні моменти від відцентрових сил були протилежні за знаком моментам від газових сил і, отже, зменшували останні

### **Допущення, що приймаємо при розрахунках**

При розрахунку лопатки на міцність приймаємо наступні допущення:

- лопатку розглядаємо як консольну балку, жорстко закріплену в ободі диска;

- напруги визначаємо за кожним видом деформації окремо;
- температуру в перерізі пера лопатки вважаємо однаковою, тобто температурні напруги відсутні;
- лопатку вважаємо жорсткою, а деформацією лопатки під дією сил і моментів нехтуємо;
- припускаємо, що деформації лопатки протікають в пружною зоні, тобто напруги в пера лопатки не перевищують межу пропорційності.

### Розрахунковий режим

В якості розрахункового режиму обираємо режим максимальної частоти обертання ротору та максимальної витрати повітря через двигун.

### Розрахункова схема

Для розрахунку пера лопатки розбивається на 11 перерізів по висоті (рисунок 2.1), що дозволяє перейти від інтегральних залежностей до кінцевих різниць. При розрахунку використовуємо методичні посібники [7].

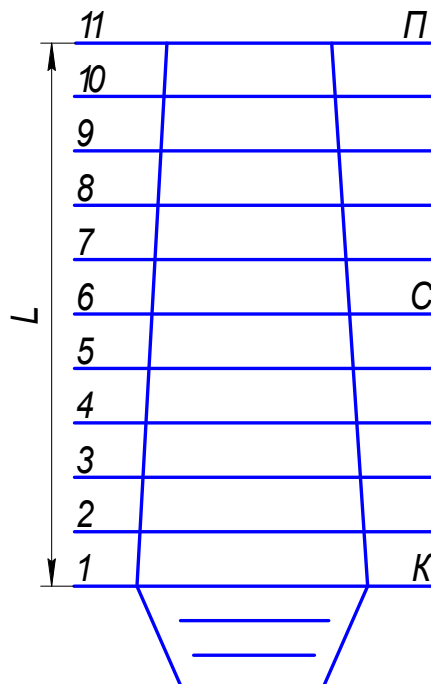


Рисунок 2.1 – розрахункова схема

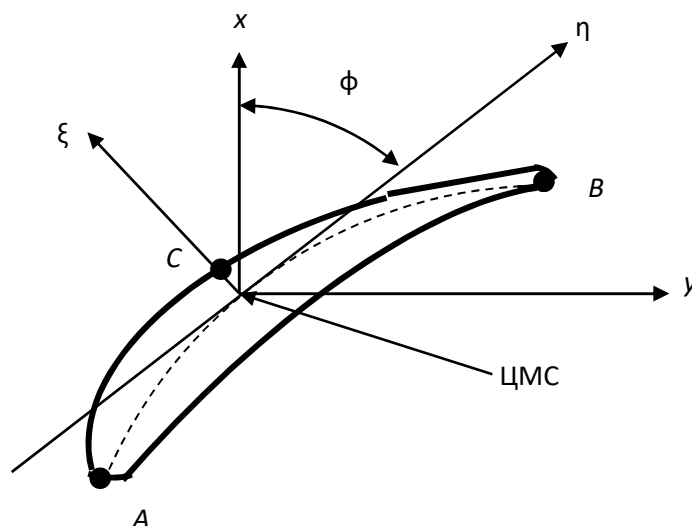


Рисунок 2.2 – Профіль перерізу лопатки з головними центральними осями  $\xi$ ,  $\eta$  – головні центральні осі інерції перерізу;  $y$  – ось обертання ротора;  $x$  – ось, що лежить в площині обертання.

### Розрахунок на статичну міцність пера лопатки

Вихідні данні:

З конструкторських міркувань обираєм матеріал лопатки титановий сплав ВТ3-1.

$\rho = 4500$  кг/м - щільність матеріалу лопатки;

$\sigma_{длит} = 950$  МПа – межа тривалої міцності.

Основні діаметральні розміри були отримані при виконанні газодинамічного розрахунку компресора:

– довжина лопатки  $L = 0,197$  м;

– радіус кореневого січення  $R_k = 0,232$  м;

– радіус периферійного січення  $R_{п} = 0,429$  м;

– об'єм бандажної полиці  $V = 0$  м<sup>3</sup>;

Основні розміри профілю і інтенсивність газових навантажень були отримані при профілюванні пера лопатки по трьом перерізам:

– хорда профіля перерізу пера  $b$ :

в кореновому перерізі  $b_k = 0,064$  м;

в середньому перерізі  $b_{ср} = 0,064$  м;

в периферійному перерізі  $b_{п} = 0,064$  м;

– максимальна товщина профіля в перерізах:

в кореновому перерізі  $= 0,00528$  м;

в середньому перерізі  $= 0,00389$  м;

в периферійному перерізі  $= 0,00330$  м;

– максимальна стріла прогибу середніх ліній профіля в перерізі:

в кореновому перерізі  $= 0,00528$  м;

в середньому перерізі  $= 0,00389$  м;  
 в периферійному перерізі  $= 0,00330$  м;  
 – вугол встановлення профіля в перерізах:  
 в кореневому перерізі  $= 1,06$  рад;  
 в середньому перерізі  $= 0,82$  рад;  
 в периферійному перерізі  $= 0,61$  рад;  
 Інтенсивність газових сил на середньому радіусі в площині обертання:

$$P_u = \frac{G_B}{h_{\text{лон}} \cdot z} \cdot (W_{1U} - W_{2U}) \quad (2.1)$$

Інтенсивність газових сил в осьовій площині:

$$P_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} \cdot (P_1 - P_2) + \frac{G_B}{h_a \cdot z} \cdot (C_{1a} - C_{2a}) \quad (2.2)$$

де  $G_B$  - витрата повітря через щабель;

$r$  - радіус перерізу;

$z$  - число лопаток;

$C_{1a}$  і  $C_{2a}$  - осьова складова швидкості газу перед лопаткою;

$W_{1U}$ ,  $W_{2U}$  - окружні складові відносної швидкості газу перед і за лопаткою;

$P_1$ ,  $P_2$  - тиск газу перед і за лопаткою;

$h$  - довжина лопатки.

$$P_a = 840,4 \text{ Н/м};$$

$$P_u = 706,1 \text{ Н/м};$$

$$P_a = 1557 \text{ Н/м}.$$

Частота обертання робочого колеса  $n = 8075$  об/хв;

Результати розрахунку на ЕОМ приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Результати розрахунку на ЕОМ пера робочої лопатки на міцність

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА  
 РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)

-----  
 ВЫПОЛНИЛ(А) : ros

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор

МАТЕРИАЛ: vt3-1



## Продовження таблиці 2.1

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

GT= 1.000000 CL= 0.1970000 RK= 0.2320000 RP= 0.4290000  
 VP= 0.0000000E+00 UPP= 0.0000000E+00 APP= 0.0000000E+00  
 EN= 8075.000 AA= 0.0000000E+00 AU= 0.0000000E+00 PU= 706.1500  
 PAK= 840.4700 PAP= 1557.760 RO= 4500.000  
 B= 6.4400002E-02 6.4400002E-02 6.4400002E-02  
 D= 5.2899998E-03 3.8900001E-03 3.3000000E-03  
 AP= 5.2899998E-03 3.8900001E-03 3.3000000E-03  
 AL= 1.064000 0.8200000 0.6100000  
 SPT= 950.0000 950.0000 950.0000 950.0000 950.0000  
 950.0000 950.0000 950.0000 950.0000 950.0000  
 950.0000

Лопатка сплошная

## Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F m <sup>2</sup>	Jmin m <sup>4</sup>	Spact МПа	СизгА МПа	СизгВ МПа	СизгС МПа
1	0.00000	0.236E-03	0.782E-09	154.066	118.600	137.600	-117.096
2	0.01970	0.208E-03	0.505E-09	158.470	133.688	149.962	-129.956
3	0.03940	0.197E-03	0.434E-09	150.803	123.029	135.807	-118.724
4	0.05910	0.188E-03	0.384E-09	139.764	106.904	116.489	-102.562
5	0.07880	0.180E-03	0.344E-09	126.173	87.961	94.784	-83.967
6	0.09850	0.174E-03	0.311E-09	110.327	67.836	72.379	-64.471
7	0.11820	0.168E-03	0.282E-09	92.359	47.932	50.688	-45.375
8	0.13790	0.162E-03	0.256E-09	72.331	29.640	31.090	-27.958
9	0.15760	0.157E-03	0.232E-09	50.264	14.435	15.028	-13.571
10	0.17730	0.152E-03	0.210E-09	26.159	3.945	4.079	-3.698
11	0.19700	0.147E-03	0.190E-09	0.000	0.000	0.000	0.000

N	ScyмА [МПа]	ScyмВ [МПа]	ScyмС [МПа]	Ka	Kb	Kc
1	272.666	291.665	36.970	3.484	3.257	25.697
2	292.158	308.431	28.513	3.252	3.080	33.318
3	273.832	286.610	32.078	3.469	3.315	29.615
4	246.668	256.253	37.202	3.851	3.707	25.537
5	214.134	220.958	42.206	4.436	4.299	22.509
6	178.163	182.706	45.856	5.332	5.200	20.717
7	140.292	143.047	46.985	6.772	6.641	20.219
8	101.970	103.420	44.373	9.316	9.186	21.409
9	64.699	65.292	36.693	14.683	14.550	25.891
10	30.104	30.238	22.461	31.558	31.418	42.295
11	0.000	0.000	0.000	*****	*****	*****

По результатам розрахунків н ЕОМ будуємо графіки зміни напружень та коефіцієнтів запасу міцності по довжині лопатки, які приведені на рисунках 2.3 - 2.5.

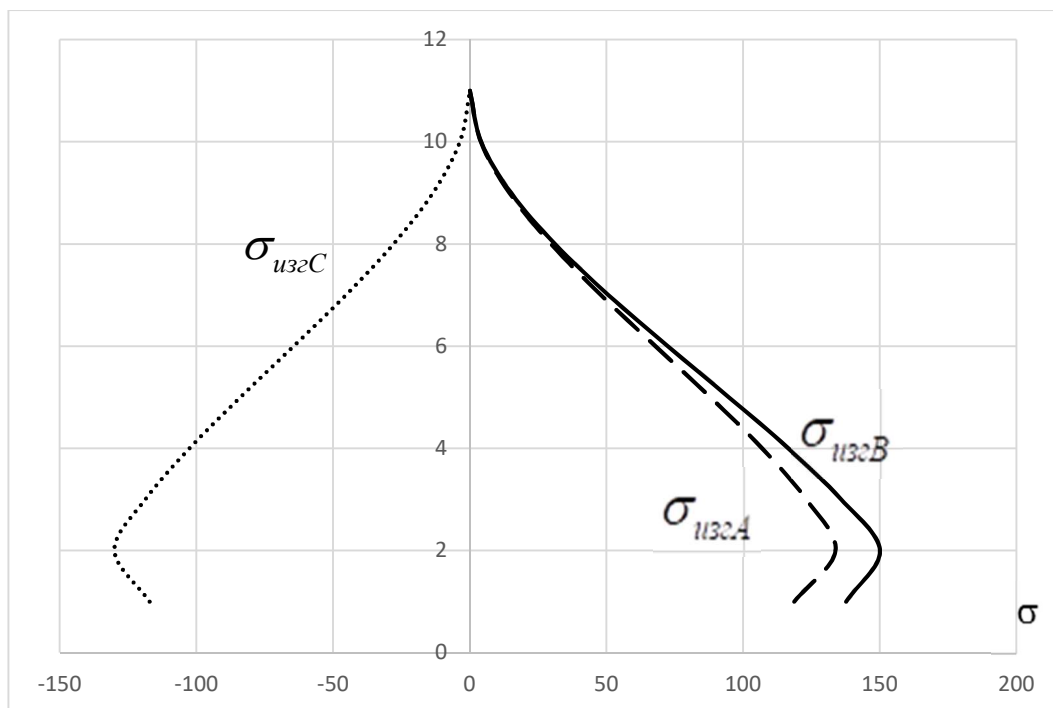


Рисунок 2.3 – Зміна напружень розтягу та згину по перетинам пера лопатки

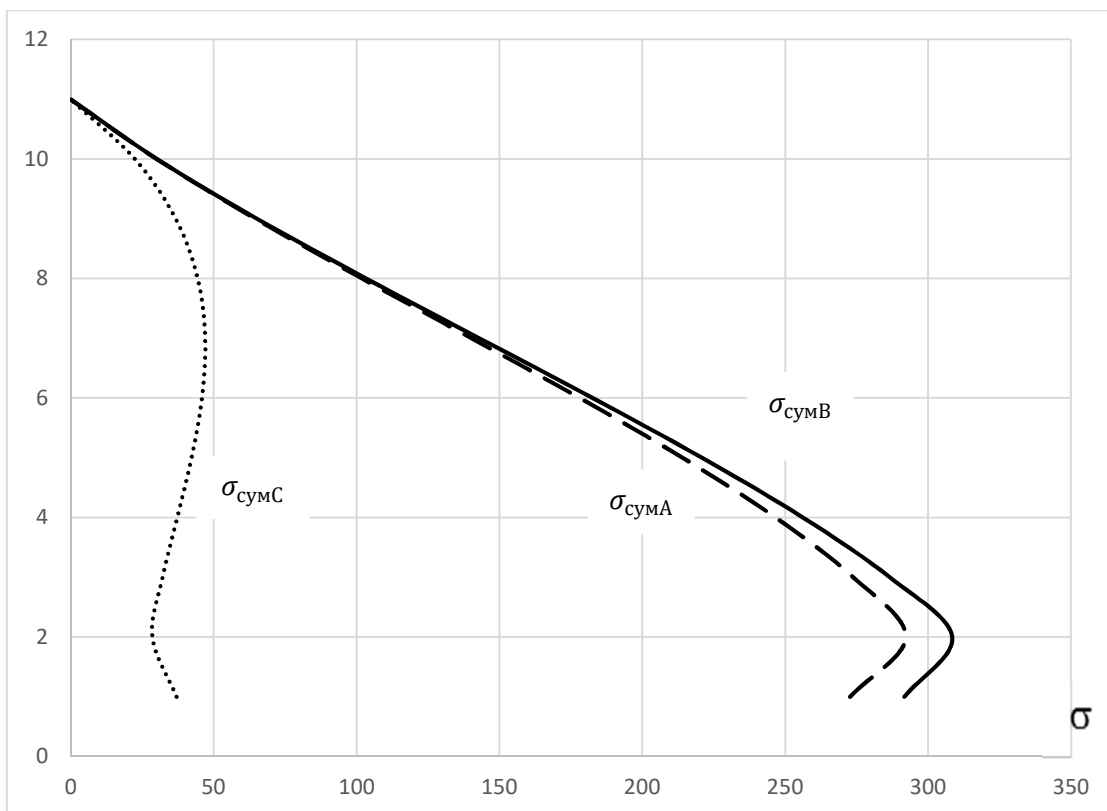


Рисунок 2.4 – Зміна сумарних напружень по довжині пера лопатки

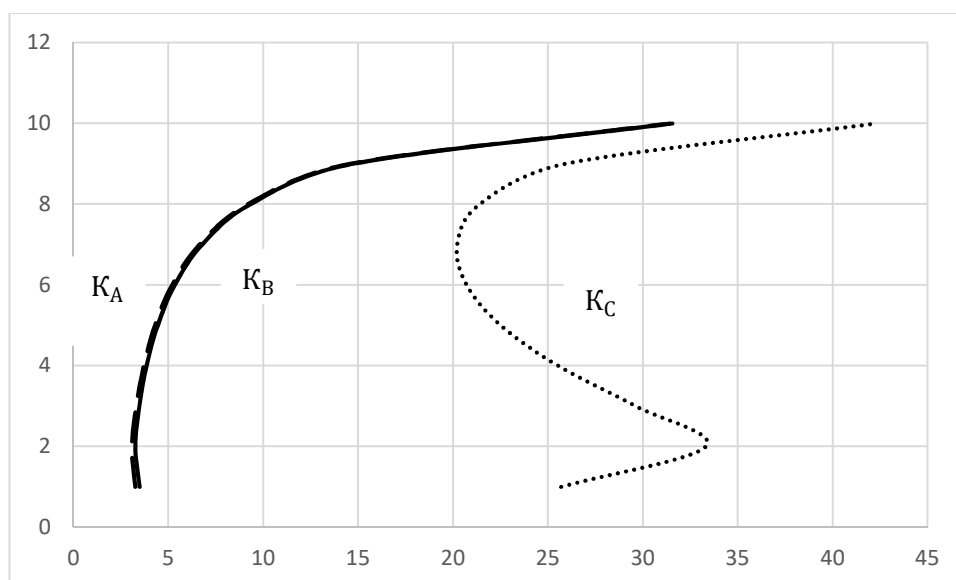


Рисунок 2.5 – Зміна коефіцієнтів запасу міцності по довжині пера лопатки

### Висновок:

Зроблено розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки першого ступеня КВД. Як матеріал був використаний титановий сплав ВТЗ-1. Перо лопатки відповідає нормам міцності, мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 3 (в точці В в 2 перерізі). Згідно з нормами міцності, мінімальний запас по статичній міцності профільної частини робочої лопатки компресора повинен бути не менше 1,5.

## 2.3 Розрахунок міцності шарнірного кріплення робочої лопатки другого ступеню компресора

### Вступ і вихідні дані

Проведемо розрахунок штифтового шарнірного кріплення замку з трьома гребенями на диску лопатки другого ступеню компресору двигуна АЛ-21Ф.

Вихідні дані – сили, які визначаються, як в попередніх розрахунках, по формулам для відцентрових сил з підстановкою в них відповідних об'ємів, щільностей матеріалів і радіусів центрів мас відповідних ділянок:

- Відцентрова сила від маси пера лопатки за формулою 2.3

$$P_{ц.п} = \sigma_{pk} F_K \quad (2.3)$$

- Відцентрова сила від частини хвостовика лопатки розташованої вище перетину В-В знаходиться за формулою 2.4;

$$P_1 = \left[ V_{лопки} R_{лопки} + R_{проушины} \left( lh - \frac{\pi d^2}{8} \right) (b_6 + b_7) \right] \rho_{лон} \omega^2 \quad (2.4)$$

- Відцентрова сила від тої ж частини хвостовика, але з урахуванням маси штифта, який знаходиться в отворі хвостовика знаходиться за формулою 2.5;

$$P'_1 = [V_{\text{полки}} R_{\text{полки}} + R_{\text{проушини}} l h (b_6 + b_7)] \rho_{\text{лон}} \omega^2 \quad (2.5)$$

- Відцентрова сила від частини хвостовика, яка розташована нижче перетину В-В знаходиться за формулою 2.6;

$$P_2 = \frac{\pi R_a}{8} (h^2 - d^2) (b_6 + b_7) \rho \omega^2 \quad (2.6)$$

- Відцентрова сила від маси диску, яка лежить вище перетину В-В (з врахуванням маси частини штифта, яка знаходиться в отворі диску) розраховується за формулою (2.7);

$$P_3 \approx \frac{\pi}{4} \left\{ [4(R_2^2 - R_1^2) - z d^2] \frac{R_2 + R_1}{2} \rho_d + z d^2 R_1 \rho_{\text{штифта}} \right\} (b_3 + b_4 + b_5) \omega^2 \quad (2.7)$$

- Відцентрова сила від маси штифта розраховується по формулі 2.8

$$P_4 = \frac{\pi d^2}{4} b \rho_{\text{штифта}} R_1 \omega^2. \quad (2.8)$$

Розрахункова схема шарнірного замка показана на рисунку 2.6.1 та 2.7.2.

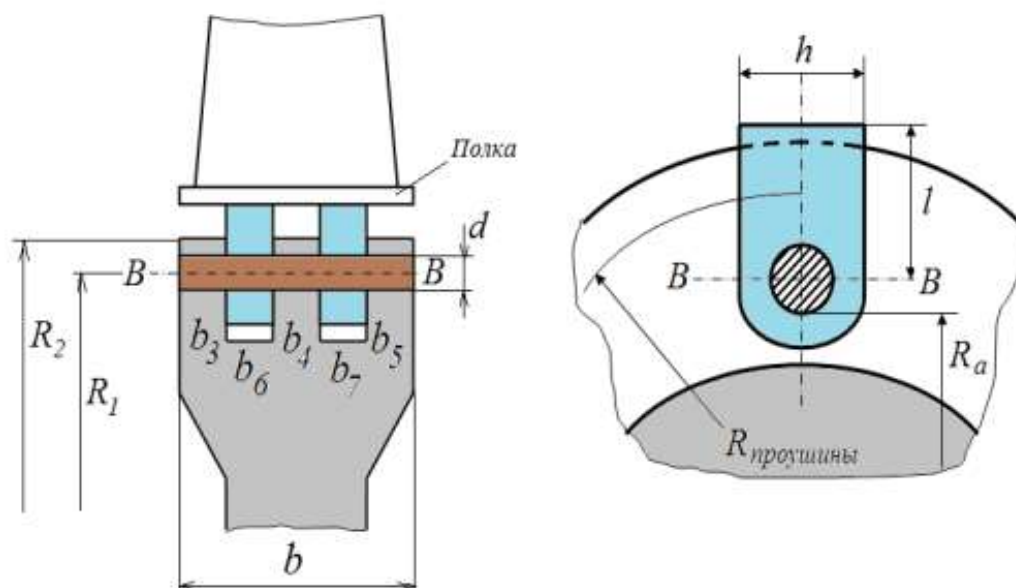


Рисунок 2.6.1 розрахункова схема шарнірного замка

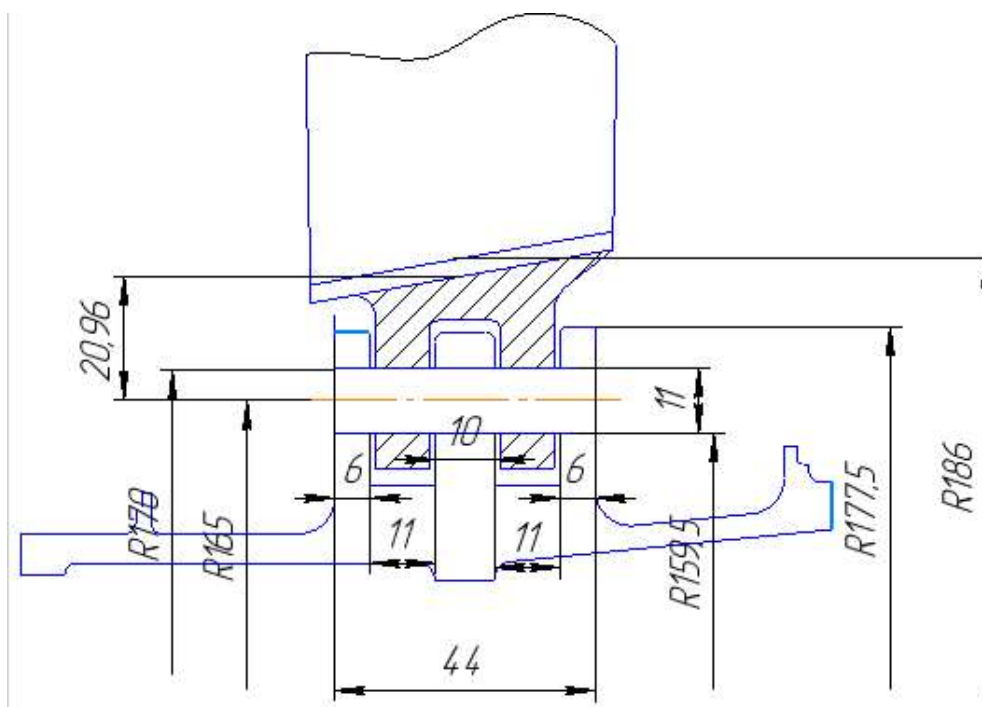


Рисунок 2.7.2 розрахункова схема шарнірного замка

### Розрахунок відцентрових сил, діючих в шарнірному кріпленні лопатки

Розрахунок цих сил був проведений в додатку Excel, результати розрахунків приведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Результати розрахунку відцентрових сил.

R1	R2	b	b3	b6	b4	b7	b5
0,208	0,222	0,044	0,006	0,011	0,01	0,011	0,006
d	l	h	Ra	n	ρлоп		
0,011	0,02096	0,025	0,2025	8075	4500		
ω	z	вполки	δполки	hполки			
845,5871	33	0,051	0,003	0,0335			
P2	P3	P4	P1	P1'	Pц.п.		
2836,968517	286268,0247	2798,386	3834,699232	11809,15	42165,97		

### Розрахунок навантажень в шарнірному замку лопатки

При розрахунку шарнірного замка вираховують:

1. Ростягуючі напруження в хвостовику (в перетині В-В) знаходять за формулою 2.9:

$$\sigma_p = \frac{P_{ц.п} + P_1}{(b_6 + b_7)(h - d)} \quad (2.9)$$

2. Максимальні напруження біля краю отвору для штифта, які розраховують по формулі 2.10. Розрахункова схема приведена на рисунку 2.8:

$$\sigma_{\max} = q \frac{k^2+1}{k^2-1}, \quad (2.10)$$

$$\text{Де } q = \frac{P_{ц.п}+P_1}{2rH} = \frac{P_{ц.п}+P_1}{d(b_6+b_7)}, k = \frac{R}{r} = \frac{h}{d}$$

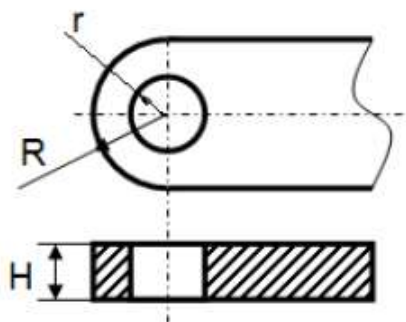


Рисунок 2.8 Розрахункова схема проушини

3. Напруження зрізу в штифті, які знаходяться по формулі 2.11:

$$\tau = \frac{P_{ц.п} + P_1}{n\pi \frac{d^2}{4}}, \quad (2.11)$$

4. Напруження зм'яття між штифтом і диском, які знаходяться за формулою 2.12:

$$\sigma_{см} = \frac{P_{ц.п} + P_1 + P_2 + P_4}{2d(b_3 + b_4 + b_5)}. \quad (2.12)$$

5. Напруження в ободі диску, які знаходяться за формулою 2.13:

$$\sigma_{p\partial} = \frac{(P_{ц.п} + P'_1)z + P_2 + \frac{2}{3}P_3}{(2\pi R_1 - zd)(b_3 + b_4 + b_5)}. \quad (2.13)$$

Всі розрахунки були проведені в додатку Excel, результати розрахунків представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 Результат розрахунку напружень, діючих в шарнірному кріпленні лопатки.

Рпроуш.	Vполки м <sup>3</sup>	Рполки	Fk	δк.лоп	влоп.	Браст. Па
0,215	5,1255E-06	0,2325	0,000265	0,00398	0,0664	159395000
Бр	Бмах.	k	q	H	r	R
149352824,6	281356583,8	2,272727	190085413	0,011	0,0055	0,0115
Бсм	Бр.д.	τ				
1,0669E+08	9,5105E+07	58645,66				

Висновок: всі напруження, отримані в результаті розрахунків, лежать в допустимих діапазонах для лопатки, штифта, та диску виготовлених з титанового сплаву ВТ3-1 з щільністю: 4500 кг/м<sup>3</sup>. Шарнірне кріплення лопатки другої ступені компресору двигуна АЛ-21 задовольняє всі вимоги.

## 2.4 Розрахунок замку кріплення робочої лопатки турбіни

### Загальні відомості

Розрахунок на міцність замку складається з розрахунку замкової частини лопатки (хвостовика) і замкової частини ободу диска (гребеня). За розрахунковий випадок приймають режим максимального числа оборотів ротора двигуна при максимальній витраті повітря (біля землі).

Труднощі розрахунку замків пов'язані зі складною їх конфігурацією, що викликає нерівномірність розподілу напружень, і зі складним характером навантаження замку статичними і динамічними силами і моментами сил.

Складність форм хвостовиків лопаток і замкової частини ободу викликає концентрацію напружень в елементах замкового з'єднання. Фактичні напруги, як правило, в півтора-два рази перевищують напруги, отримані розрахунками. Вказана обставина враховується при визначенні запасів міцності застосуванням занижених допустимих напружень.

Допустимі напруги для кожного типу замка встановлюються на підставі статистики за вказаними напруженням в раніше виготовлених і успішно відпрацьованих задані ресурси газотурбінних двигунах.

При спрощених розрахунках замків зазвичай беруть до уваги лише навантаження елементів відцентровими силами мас пера і хвостовика лопатки. Дією на лопатку газового потоку, інерційними силами пера, тертям хвостовика лопатки в пазі - нехтують.

Таким чином, методика спрощених розрахунків замкових з'єднань має такі припущення:

- на замок діє тільки відцентрова сила лопатки;
- відцентрова сила пера лопатки  $R_{ц.п.}$  і відцентрова сила хвостовика лопатки  $R_{ц.х.}$  спрямовані по одному радіусу, що проходить через центр ваги хвостовика лопатки;

- відцентрова сила лопатки розподіляється між опорними площадками замкового з'єднання пропорційно величинам їх контактуючих поверхонь.

Для розрахунку потрібні наступні дані:

- 1) матеріал лопатки: ЖСБК;
- 2) щільність матеріалу:  $\rho = 8\,200 \text{ кг/м}^3$ ;
- 3) частота обертання ротору турбіни:  $n = 8075 \text{ об/хв}$ ;
- 4) розтягуюче напруження в кореновому перетині лопатки:  
 $\sigma_{р.л.} = 227,603 \text{ МПа}$ ;
- 5) площа кореневого перетину лопатки  $F_k = 0,894 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;
- 6) кут нахилу контактної поверхні:  $\alpha = 45^\circ$ ;
- 7) кут клину замка:  $2\varphi = 30^\circ$
- 8) ширина ободу диску  $b = 34 \text{ мм}$ .

У правильно спроектованого замку напруги зминання, вигину і зрізу на всіх зубах повинні бути однаковими. З огляду на, що метою перевірного розрахунку є перевірка правильності створення замку лопатки, розрахунок слід виконувати для всіх зубів. Напруження розтягнення в різних перетинах хвостовика лопатки і гребня диска відрізняються за своїми значеннями. Ескізи суміщених хвостовиків лопаток і гребнів диска, зуба хвостовика наведені на рисунку 2.9.

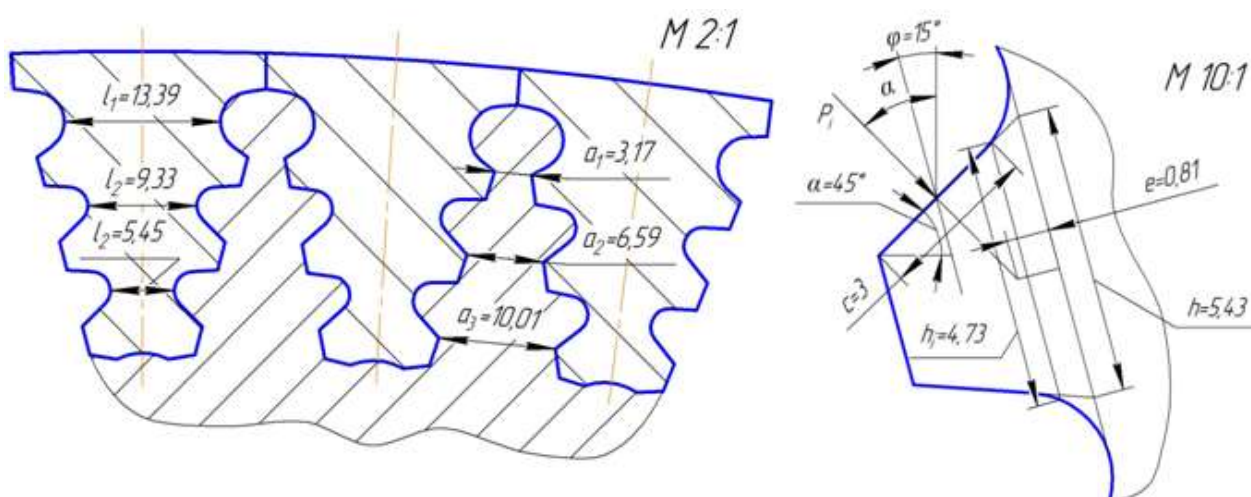


Рисунок 2.9 – Ескізи хвостовиків лопаток, гребнів диску і зуба хвостовика лопатки

Розрахунок виконується в наступній послідовності:

- 1) Визначення відцентрової сили від лопатки:  
Повна відцентрова сила від лопатки дорівнює:

$$P_{цб.л.} = P_{цб.п.} + P_{цб.х.} \quad (2.14)$$

де  $P_{цб.п.}$ ,  $P_{цб.х.}$  – відцентрові сила від пера і хвостовика лопатки відповідно:  
- відцентрова сила від маси пера лопатки:



$$P_{\text{вц.л.}} = \sigma_{\text{р.л.}} \cdot F_{\text{к}} = 227,603 \cdot 10^6 \cdot 0,894 \cdot 10^{-4} = 20347,7 \text{ Н};$$

- відцентрова сила від маси хвостовика лопатки:

$$P_{\text{вц.х.}} = m_{\text{х}} \cdot R_{\text{ц.т.х.}} \cdot \omega^2, \quad (2.15)$$

$$m_{\text{х}} = F_{\text{х}} \cdot b \cdot \rho, \quad (2.16)$$

де  $m_{\text{х}}$  – маса хвостовика лопатки, кг;

$R_{\text{ц.т.х.}}$  – радіус центра ваги хвостовика лопатки, м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання диска, рад/с;

$F_{\text{х}}$  – площа хвостовика лопатки, м<sup>2</sup>;

$b$  – ширина хвостовика лопатки, м;

$\rho$  – щільність матеріалу хвостовика лопатки, кг/м<sup>3</sup>.

$$m_{\text{х}} = 0,3120 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 = 0,0869 \text{ кг};$$

$$P_{\text{вц.х.}} = 0,0869 \cdot 0,287 \cdot 845,5^2 = 17850,3 \text{ Н.}$$

Тоді повна відцентрова сила від лопатки становить:

$$P_{\text{цб.л.}} = 20347,7 + 17850,3 = 38198,0 \text{ Н.}$$

2) Визначення сили, що діє на зуб:

Так як ширина смуг контакту у всіх зубів однакова, то навантаження  $P_i$  для зубів становить:

$$P_i = \frac{P_{\text{цб.л.}}}{2 \cos \alpha} \cdot \frac{c \cdot b}{\sum b \cdot c} \quad (2.17)$$

$$P_i = \frac{38198}{2 \cdot \cos 45^\circ} \cdot \frac{0,003 \cdot 0,034}{0,003 \cdot 0,034 \cdot 3} = 9003,3 \text{ Н.}$$

де  $\alpha$  – кут нахилу площини контакту зуба (для всіх зубів  $\alpha = \text{const}$ );

$c$  – ширина зуба (контактної поверхні), м;  $b$  – довжина зуба, м.

3) Визначаємо напруження зминання на контактних поверхнях кожного зуба:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{P_i}{b \cdot c} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{9003,3}{0,034 \cdot 0,003} = 88,2 \text{ МПа.}$$

4) Визначаємо напруги вигину зубів у основи:

$$\sigma_B = \frac{6 \cdot P_i \cdot e \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b \cdot h^2} \quad (2.19)$$

$$\sigma_B = \frac{6 \cdot 9003,3 \cdot 0,00081 \cdot \cos(45^\circ - 15^\circ)}{0,0034 \cdot 0,00543^2} = 37,8 \text{ МПа.}$$

5) Визначаємо напруги зрізу зубів:

$$\tau_{зр} = \frac{P_i \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b \cdot h_i} \quad (2.20)$$

$$\tau_{зр} = \frac{9003,3 \cdot \cos(45^\circ - 15^\circ)}{0,034 \cdot 0,00473} = 48,4 \text{ МПа.}$$

6) Визначимо відцентрові сили елементів хвостовика лопатки по формулі:

$$P_{ц,i} = F_i \cdot b \cdot \rho \cdot R_{ц,т,i} \cdot \omega^2 \quad (2.20)$$

$$P_{ц,1} = 0,111 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,286 \cdot 845,5^2 = 6328,4 \text{ Н;}$$

$$P_{ц,2} = 0,105 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,279 \cdot 845,5^2 = 5845,0 \text{ Н;}$$

$$P_{ц,3} = 0,79 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,275 \cdot 845,5^2 = 4334,7 \text{ Н.}$$

Визначаємо напруги розтягнення в перемичках хвостовика лопатки:

$$\sigma_{р.х.1} = \frac{P_{вц.п.} + P_{ц,1}}{b \cdot l_1} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{р.х.1} = \frac{20347,7 + 6328,4}{0,034 \cdot 0,01339} = 58,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{р.х.2} = \frac{P_{вц.п.} + P_{ц,1} + P_{ц,2} - 2 \cdot P_i \cdot \cos\alpha}{b \cdot l_2} \quad (2.22)$$

$$\sigma_{р.х.2} = \frac{20347,7 + 6328,4 + 5845,0 - 2 \cdot 9003,3 \cdot \cos 45^\circ}{0,034 \cdot 0,00933} = 62,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{р.х.3} = \frac{P_{вц.п.} + P_{ц,1} + P_{ц,2} + P_{ц,3} - 2 \cdot (P_i + P_j) \cdot \cos\alpha}{b \cdot l_3} \quad (2.23)$$

$$\sigma_{р.х.3} = \frac{20347,7 + 6328,4 + 5845,0 + 4334,7 - 4 \cdot 9003,3 \cdot \cos 45^\circ}{0,034 \cdot 0,00545} = 61,4 \text{ МПа.}$$

7) Визначимо відцентрові сили елементів гребеня диска за формулою:

$$P_{\text{вц.г.}i} = F_i \cdot b \cdot \rho \cdot R_{\text{ц.г.}i} \cdot \omega^2; \quad (2.24)$$

$$P_{\text{вц.г.}1} = 0,038 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,283 \cdot 845,5^2 = 2143,7 \text{ Н};$$

$$P_{\text{вц.г.}2} = 0,057 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,275 \cdot 845,5^2 = 2127,6 \text{ Н};$$

$$P_{\text{вц.г.}3} = 0,082 \cdot 10^{-3} \cdot 0,034 \cdot 8200 \cdot 0,274 \cdot 845,5^2 = 4483,0 \text{ Н}.$$

Визначаємо напруги розтягнення в перетинах гребеня диску турбіни:

$$\sigma_{\text{р.г.}1} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot P_i + P_{\text{вц.г.}1}}{a_1 \cdot b} \quad (2.25)$$

$$\sigma_{\text{р.г.}1} = \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot 9003,3 + 2143,7}{0,003172 \cdot 0,034} = 137,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{р.г.}2} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot (P_i + P_i) + P_{\text{вц.г.}1} + P_{\text{вц.г.}2}}{a_2 \cdot b} \quad (2.26)$$

$$\sigma_{\text{р.г.}2} = \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot (2 \cdot 9003,3) + 2143,7 + 3427,6}{0,006593 \cdot 0,034} = 137,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{р.г.}3} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot (P_i + P_i + P_i) + P_{\text{вц.г.}1} + P_{\text{вц.г.}2} + P_{\text{вц.г.}3}}{a_3 \cdot b} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{\text{р.г.}3} = \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot (3 \cdot 9003,3) + 2143,7 + 3427,6 + 4483,0}{0,01001 \cdot 0,034} = 140,0 \text{ МПа},$$

де  $\beta$  – кут нахилу площини контакту зуба гребня ( $\beta = \alpha$ );

$P_{\text{вц.г.}i}$  – відцентрова сила гребеня диска.

8) Визначення коефіцієнтів запасу міцності конструкції замку

В якості допустимої напруги розтягнення приймаємо  $[\sigma_{\text{тр}}]$  669 МПа при робочій температурі, рівній температурі лопатки в кореновому перерізі  $T = 960 \text{ К}$ . Допустимі напруги інших видів визначаємо з прийнятої допустимої напруги розтягнення:

$$[\sigma_p] = 669 \text{ МПа}; [\sigma_3] \approx 0,8 \cdot [\sigma_p] = 0,8 \cdot 669 = 535 \text{ МПа}; [\sigma_{3\text{М}}] \approx 0,7 \cdot [\sigma_p] = 0,7 \cdot 669 = 468 \text{ МПа}; [\tau_{\text{ср}}] \approx 0,6 \cdot [\sigma_p] = 0,6 \cdot 669 = 401 \text{ МПа}.$$

Визначимо запаси міцності в елементах хвостовика лопатки:

- коефіцієнти запасу міцності по розтягуючих напруженням:

$$K_p^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.x.1}} = \frac{669}{58,5} = 11,4; \quad K_p^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.x.2}} = \frac{669}{62,5} = 10,6; \quad K_p^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{p.x.3}} = \frac{669}{61,4} = 10,8;$$

- коефіцієнти запасу міцності по згинальним напруженням:

$$K_3^I = K_3^{II} = K_3^{III} = \frac{[\sigma_3]}{\sigma_3} = \frac{535}{37,8} = 14,1;$$

- коефіцієнти запасу міцності по напруженням зминання:

$$K_{3M}^I = K_{3M}^{II} = K_{3M}^{III} = \frac{[\sigma_{3M}]}{\sigma_{3M}} = \frac{469}{88,2} = 5,3;$$

- коефіцієнти запасу міцності по напруженням зрізу:

$$K_{зр}^I = K_{зр}^{II} = K_{зр}^{III} = \frac{[\tau_{зр}]}{\tau_{зр}} = \frac{401}{48,4} = 8,2;$$

Для визначення запасів міцності по розтягуючим напруженням в елементах обода диска в якості допустимої напруги приймаємо  $[\sigma_{тр}] = 669$  МПа

Визначимо запаси міцності:

$$K_p^I = \frac{[\sigma_{тр}]}{\sigma_{p.r.1}} = \frac{669}{137,9} = 4,84;$$

$$K_p^{II} = \frac{[\sigma_{тр}]}{\sigma_{p.r.2}} = \frac{669}{137,1} = 4,87;$$

$$K_p^{III} = \frac{[\sigma_{тр}]}{\sigma_{p.r.3}} = \frac{669}{140,8} = 4,74.$$

Результати розрахунків робочих напружень, допустимі напруги і отримані коефіцієнти запасу по кожному з перетинів замкового з'єднання представлені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Напруження в замковій частині лопатки і диска турбіни

№ перетину	Хвостовик лопатки				Гребінь диску
	$\sigma_p$ , МПа	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_{zm}$ , МПа	$\tau_{zp}$ , МПа	$\sigma_p$ , МПа
I	58,5	37,8	88,2	48,4	137,9
II	62,5	37,8	88,2	48,4	137,1
III	61,4	37,8	88,2	48,4	140,8
[ $\sigma$ ], [ $\tau$ ]	669	533	466	400	669
$K_{зап.мін}$	10,6	14,1	5,3	8,2	4,74

Висновок: в результаті розрахунку замку лопатки турбіни були отримані запаси міцності по напрузі, зминання, зрізу і згину в замку лопатки і запас міцності по розтягуванню в перетинах гребня диска турбіни. Найбільш небезпечними є напруги зминання, що сприймаються зубом замку лопатки і розтягуючі напруження, що діють на замкову частину диска (гребні).  $K_{зап.мін}\sigma_{zm}=5,3$ ,  $K_{зап.мін}\sigma_p=4,74$ .

## 2.5 Розрахунок на міцність барабану другої ступені компресору

Барабан розраховується на розрив як кільце яке вільно обертається, навантажене відцентровими силами від власної маси і маси закріплених на ньому лопаток.

При розрахунку на міцність барабанного ротору приймаються наступні допущення:

- Розрахунок проводиться в перетині, віддаленому від фланцю кріплення диску на відстані  $L = 2\sqrt{r\delta}$ , що дозволяє не враховувати підвищення міцності та жорсткості на його торцевих ділянках;
- Відцентрові сили від мас робочих лопаток і елементів їх кріплення рівномірно розподілені по окружності барабану в вигляді розподіленого контурного навантаження;
- Напруження в товщині барабану розподілені рівномірно, так як товщина його стінки невелика;
- Напруженнями кручення, виникаючі від передачі крутильного моменту, можна знехтувати;
- Перепад температур по товщині стінки барабану відсутній.

Розрахункова схема показана на рисунку 2.10.

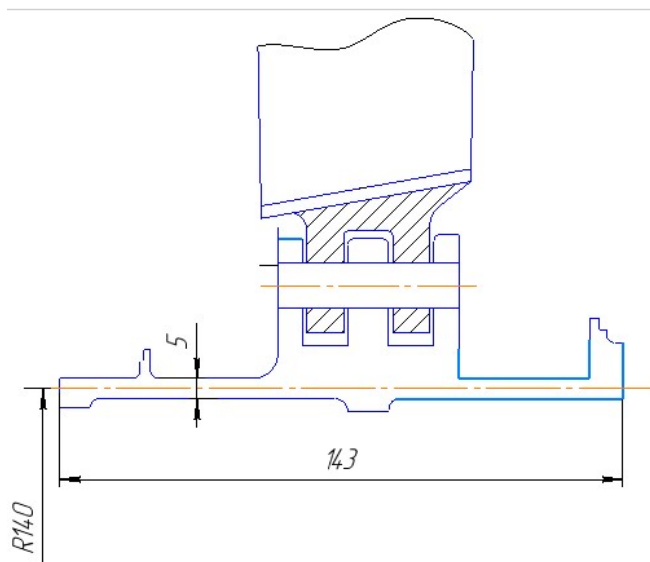
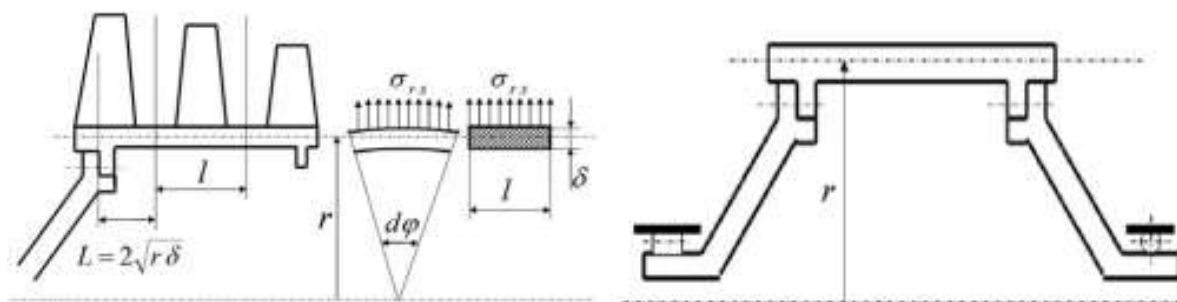


Рис. 2.10 Розрахункова схема ротора барабанного типу  
Розрахунок контурного навантаження проводився за формулою 2.28:

$$\sigma_{r,l} = \frac{(P_{ц.лоп} + P_{ц.пр} + P_{ц.пер})z}{2\pi r l} \quad (2.28)$$

Всі відцентрові сили були взяті із розрахунку шарнірного кріплення лопаток другої ступені компресора, а також контурне навантаження, розраховане в додатку Excel, приведені в таблиці 2.5. Результати розрахунку приведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.5 Відцентрові сили діючі на барабан і контурне навантаження.

РЗ	Р1'	Рц.п.	σконт.
128214	9431	42166	47196140

Таблиця 2.6 – Результат розрахунку барабана другої ступені компресора

Частота вращения = 8100.000 об/мин  
 Количество расчетных сечений = 9  
 Количество скачков = 1  
 Контурная нагрузка = 47.19000 МПа  
 DP= 0 DT= 0  
 AZ= 0.000000E+00 BZ= 0.000000E+00 NZ= 1 QZ= 0.000000E+00  
 Коэффициент Пуассона = 0.3000000  
 R(K)= 0.1375000 0.1390000 0.1410000 0.1425000  
 0.1425000 0.1450000 0.1500000 0.1600000 0.1650000  
 B(K)= 0.1430000 0.1430000 0.1430000 0.1430000  
 2.2000000E-02 2.2000000E-02 2.2000000E-02 2.2000000E-02 2.2000000E-02  
 Номера сечений со скачками NRS(Z)= 4  
 Плотность материала PL= 4500.000 кг/куб.м  
 Предел длит. прочности материала SDC= 1000.000 МПа  
**РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА**

I	R(I),М	B(I),М	SR,МПА	ST,МПА	SEK,МПА	ZAP
1	0.1375	0.1430	0.000	212.5	212.5	4.707
2	0.1390	0.1430	1.646	209.9	209.1	4.782
3	0.1410	0.1430	3.737	206.7	204.8	4.882
4	0.1425	0.1430	5.207	204.3	201.8	4.957
5	0.1425	0.2200E-01	33.85	212.9	198.2	5.047
6	0.1450	0.2200E-01	35.82	209.4	194.0	5.155
7	0.1500	0.2200E-01	39.42	202.7	186.1	5.372
8	0.1600	0.2200E-01	45.29	190.3	172.2	5.807
9	0.1650	0.2200E-01	47.19	185.0	166.5	6.006

Масса диска = 3.313 кг  
 Момент инерции диска = 0.07162 кг\*кв.м

Висновок: в результаті розрахунку барабану ми отримали коефіцієнт запасу  $K = 4,7$ . Барабан має необхідний запас міцності і задовольняє вимогам.

## 2.6 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни

### Загальні відомості

Мета розрахунку на міцність диска - визначення напружень і запасів міцності в різних перетинах по радіусу диска.

Диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, що виникають при впливі від маси робочих лопаток і власної маси дисків. Ці сили викликають в дисках напруження розтягу. Від нерівномірного нагрівання дисків турбін виникають температурні напруги, які можуть, в свою чергу, викликати як розтягування, так і стиснення елементів диска. Також в дисках можуть виникати напруги крутіння (якщо диск передає крутний момент) і вигину, які 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.

З перерахованих напружень найбільш істотними є напруги від відцентрових сил власної маси диска і лопатевого вінця, і температурні.

Вихідними рівняннями для розрахунку є:

$$d\sigma_R = -\sigma_R \left( \frac{db}{b} + \frac{dR}{R} \right) + \sigma_T \frac{dR}{R} - \rho\omega^2 R^2 \frac{dR}{R} \quad (2.29)$$

$$d\sigma_T = \sigma_T \left( \frac{dR}{R} + \frac{dE}{E} \right) + \sigma_R \left( \frac{dR}{R} - \mu \frac{dR}{R} - \mu \frac{dE}{E} \right) - \mu\rho\omega^2 R^2 \frac{dR}{R} - Ed(\alpha t) \quad (2.30)$$

де  $\sigma_R$ ,  $\sigma_T$  - радіальні і окружні нормальні напруги;

$b$ ,  $R$  - поточні значення товщини і радіусу диска;

$\omega$  - кутова швидкість обертання диска;

$\rho$  - щільність матеріалу;

$E$  - модуль пружності диску;

$\mu$  - коефіцієнт Пуассона;

$\alpha$  - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу диска;

$t$  - температура елемента диска на радіусі  $R$ .

Для вирішення даних рівнянь застосовують наближені методи визначення напружень в диску. Одним з них є метод кінцевих різниць. Суть методу полягає в заміні диференціалів кінцевими різницями. Для розрахунку диск розбивають на перетини, які нумеруються від 0 до  $k$ . Заміна диференціалів проводиться за наступними формулами:

$$d\sigma_R \approx \Delta\sigma_R = \sigma_{Rn} - \sigma_{R(n-1)}; \quad (2.31)$$

$$d\sigma_T \approx \Delta\sigma_T = \sigma_{Tn} - \sigma_{T(n-1)}; \quad (2.32)$$

$$dR \approx \Delta R = R_n - R_{n-1} \text{ і т.д.}, \quad (2.33)$$

де індекси  $n$  вказують номер перетину диска.

Після перетворень отримуємо наступні залежності:

$$\sigma_{Rn} = A_n \sigma_0 + B_n; \quad (2.34)$$

$$\sigma_{Tn} = N_n \sigma_0 + Q_n; \quad (2.35)$$

де  $A_n$ ,  $B_n$ ,  $N_n$ ,  $Q_n$  - коефіцієнти які залежать від геометричних розмірів і матеріалів диска, а також від відцентрових і температурних навантажень.

Для нульового перетину в разі диска з вільним центральним отвором формули приймуть вигляд:

$$\sigma_{R0} = A_n \sigma_0 + B_0;$$



$$\sigma_{T0} = N_n \sigma_0 + Q_0$$

Невідоме напруження  $\sigma_0$  обчислюється за відомою радіальною напругою в  $k$ -му перетині, що дорівнює  $\sigma_{Rk}$ , яке з'явилося від відцентрових сил лопаточного вінця. Тоді:

$$\sigma_{Rk} = \sigma_{Rл} = A_k \sigma_0 + B_k;$$

Критерієм міцності застосовується еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_T^2 - \sigma_R \sigma_T}. \quad (2.36)$$

Запас міцності:

$$K = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\text{екв}}} \quad (2.37)$$

де  $\sigma_{\text{тр}}$  – межа тривалої міцності з урахуванням температури

При розрахунку на міцність приймаються такі припущення:

- диск вважається симетричним щодо серединної площини, перпендикулярній до осі обертання;
- диск знаходиться в плоско напруженому стані;
- напруга на будь-якому радіусі не змінюється по товщині;
- наявність отворів і бобишок на полотні диска, окремих виступів і проточок не береться до уваги.

При виборі розрахункових перетинів для забезпечення необхідної точності розрахунку слід дотримуватися таких умов: для перших двох-трьох перетинів відношення радіусів перетинів не повинно перевищувати (1,1 ... 1,2), тобто  $R_n/R_{n-1} < 1,1 \dots 1,2$ , а для всіх інших перетинів  $R_n/R_{n-1} < 1,4 \dots 1,5$ , а відношення товщини дисків повинно знаходитися в межах 0,8...1,2.

### Початкові дані

Для дисків з центральним отвором температура диска в розрахунковому перерізі визначається за формулою:

$$t_R = t_0 + (t_k - t_0) \left( \frac{R - R_0}{R_k - R_0} \right)^2 \quad (2.38)$$

де  $t_R$  - температура на розрахунковому радіусі;

$t_k = t_{\text{лк}} - \Delta t = 807 - 50 = 757 \text{ }^\circ\text{C}$  - температура диска на зовнішньому діаметрі;

$t_0 = t_k - 100 \text{ }^\circ\text{C} = 757 - 110 = 647 \text{ }^\circ\text{C}$  - температура диска на радіусі  $R_0$ ;

$R$  - розрахунковий радіус;

$R_0 = 0,033$  м - радіус центрального отвору;

$R_K = 0,338$  м - зовнішній радіус диска;

Розрахунок контурного навантаження від лопаток і виступів диска:

$$\sigma_{\text{конт}} = \frac{z \cdot \sigma_{\text{рк}} \cdot F_K + \rho \cdot f \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_K \cdot b_K}; \quad (2.39)$$

де,  $z$  – число лопаток на ободі диска;

$\sigma_{\text{рк}}$  – напруга в кореневому перерізі лопаток від розтягування, Па;

$F_K$  – площа кореневого перетину лопатки, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – щільність матеріалу диска і лопаток, кг / м<sup>3</sup>;

$f$  – площа радіального перетину розрізної частини обода диска м<sup>2</sup>;

$R_f$  – радіус центра ваги площі  $f$ , м;

$\omega$  – частота обертання диска, об/мин;

$R_K$  – зовнішній радіус нерозрізного обода диска, м;

$b_K$  – ширина обода диска на радіусі  $R_K$ , м.

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{контр}} &= \frac{77 \cdot 227,603 \cdot 10^6 \cdot 0,894 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \pi \cdot 0,287 \cdot 0,034} + \\ &+ \frac{8200 \cdot (0,034 \cdot 0,0228) \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,276^2 \cdot 845,5^2}{2 \cdot \pi \cdot 0,264 \cdot 0,034} = 105,3 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

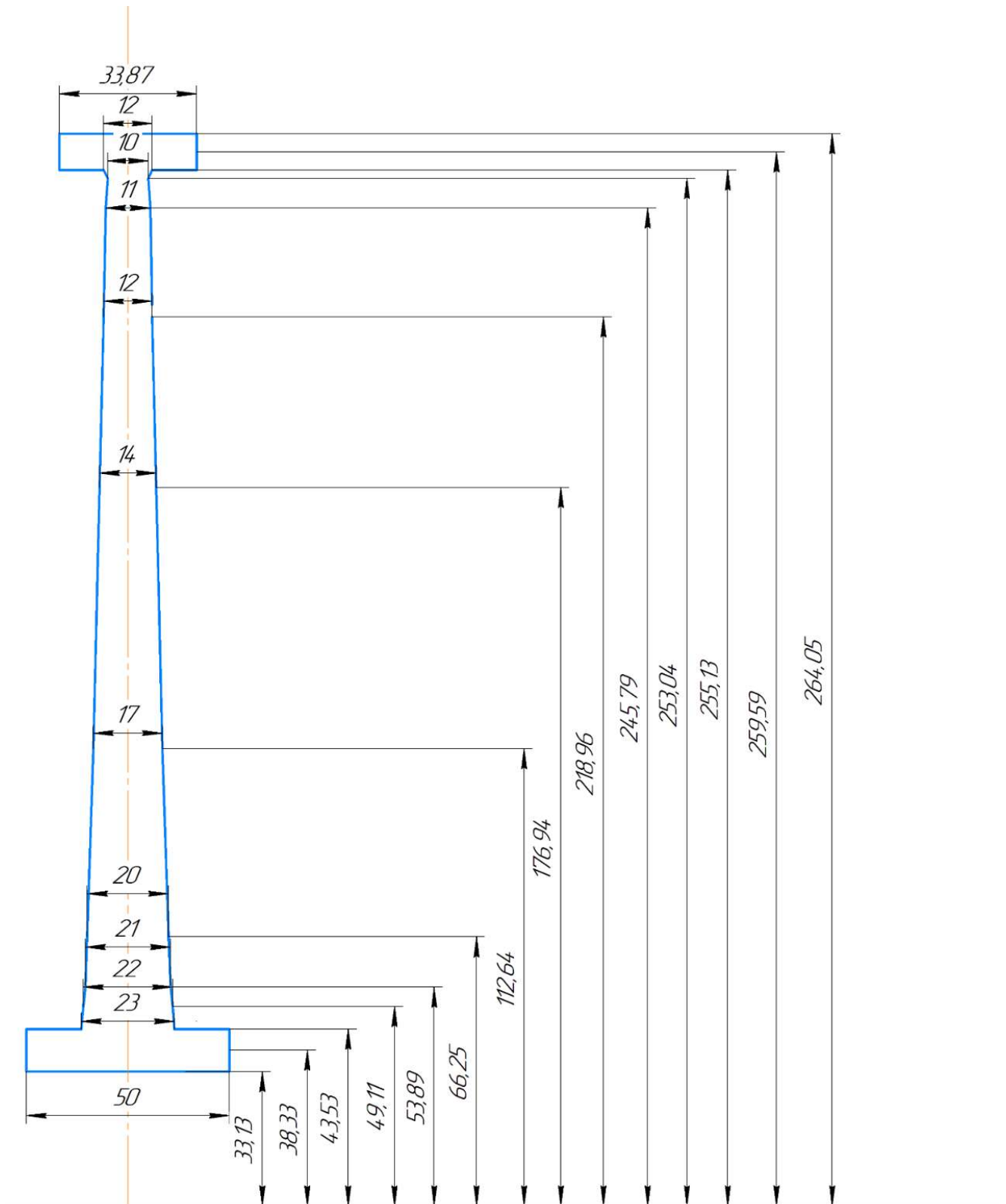


Рисунок 2.11 - Розрахункова схема диска першого ступеня турбіни

## Розрахунок

Частота вращения = 8075.000 об/мин  
 Количество расчетных сечений = 16  
 Количество скачков = 2  
 Контурная нагрузка = 105.3339 МПа  
 DP= 0 DT= 1  
 AZ= 0.0000000E+00 BZ= 0.0000000E+00 NZ= 1 QZ= 0.0000000E+00  
 Коэффициент Пуассона = 0.3000000  
 R(K)= 3.3130001E-02 3.8330000E-02 4.3529999E-02 4.3529999E-02  
 4.9109999E-02 5.3890001E-02 6.6249996E-02 0.1126400 0.1769400  
 0.2189600 0.2457900 0.2530400 0.2551300 0.2551300  
 0.2595900 0.2640500  
 B(K)= 5.0000001E-02 5.0000001E-02 5.0000001E-02 2.3000000E-02  
 2.2000000E-02 2.1000000E-02 2.0000000E-02 1.7000001E-02 1.4000000E-02  
 1.2000000E-02 1.1000000E-02 9.8999999E-03 1.2000000E-02 3.3870000E-02  
 3.3870000E-02 3.3870000E-02  
 Номера сечений со скачками NRS(Z) = 3 12  
 T(I)= 647.0000 647.0500 647.2200 647.2200  
 647.5200 647.8800 649.2600 660.0400 689.6600  
 718.2300 740.2900 746.7600 748.6600 748.6600  
 752.7900 757.0000  
 E(I)= 174479.0 174472.0 174452.0 174452.0  
 174416.0 174373.0 174208.0 172905.0 169203.0  
 165466.0 162470.0 161572.0 161307.0 161307.0  
 160728.0 160135.0  
 AL(I)= 2.1100001E-05 2.1100001E-05 2.1100001E-05 2.1100001E-05  
 2.1100001E-05 2.1100001E-05 2.1200000E-05 2.1300000E-05 2.1700000E-05  
 2.2100001E-05 2.2400000E-05 2.2500000E-05 2.2600001E-05 2.2599999E-05  
 2.2599999E-05 2.2700000E-05  
 SDL(I)= 952.2000 952.2000 952.1000 952.1000  
 951.9000 951.7000 950.5000 940.3000 893.1000  
 820.9000 747.3000 722.7000 715.3000 715.3000  
 698.7000 681.2000  
 Плотность материала PL = 8200.000 кг/куб.м  
 Предел длит. прочности материала SDC = 0.0000000E+00 МПа

### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	0.3313E-01	0.5000E-01	0.000	632.6	632.6	1.505
2	0.3833E-01	0.5000E-01	98.21	532.8	491.1	1.939
3	0.4353E-01	0.5000E-01	155.9	472.8	417.3	2.282
4	0.4353E-01	0.2300E-01	338.9	527.7	463.1	2.056
5	0.4911E-01	0.2200E-01	376.4	506.3	455.4	2.090
6	0.5389E-01	0.2100E-01	404.7	496.9	457.8	2.079
7	0.6625E-01	0.2000E-01	440.7	463.5	452.5	2.100
8	0.1126	0.1700E-01	498.4	406.5	459.4	2.047
9	0.1769	0.1400E-01	479.3	308.4	420.8	2.123
10	0.2190	0.1200E-01	458.4	199.4	398.1	2.062
11	0.2458	0.1100E-01	428.3	114.2	384.2	1.945
12	0.2530	0.9900E-02	451.3	97.62	411.3	1.757
13	0.2551	0.1200E-01	349.5	51.97	326.7	2.190
14	0.2551	0.3387E-01	123.8	-15.74	132.4	5.402
15	0.2596	0.3387E-01	114.7	-30.16	132.4	5.279
16	0.2641	0.3387E-01	105.3	-56.90	142.6	4.778

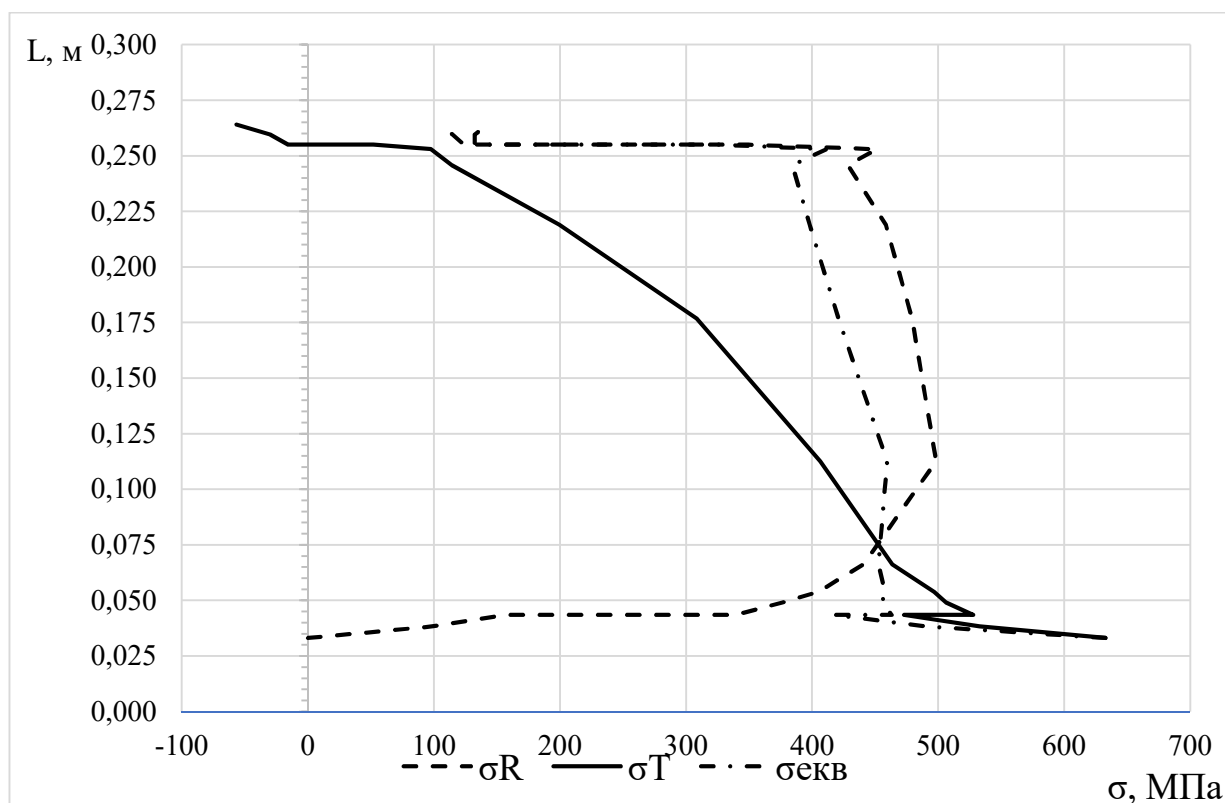


Рисунок 2.12 – Зміна напружень за висотою диска



Рисунок 2.13 – Зміна запасу міцності за висотою диска

Висновок: в результаті розрахунку були визначені напруги і коефіцієнти запасу міцності в розрахункових перетинах диска. Найбільше значення сумарних напружень знаходяться в розрахунковому перерізі 1-1,  $\sigma_{EK} = 632,6$  МПа

## 2.7 Частотний аналіз лопатки компресору

При роботі авіаційного газотурбінного двигуна на робочі лопатки компресора і турбіни діють газові сили, що періодично змінюється. Це пов'язано з нерівномірністю газоповітряного потоку по колу в проточній частині двигуна. Ці сили викликають вимушені коливання лопаток. При збігу частот власних коливань лопатки з частотами вимушених коливань настають резонансні коливання, при яких амплітуда коливань різко зростає, що може призвести до руйнування лопатки. Небезпечних резонансних коливань можна уникнути шляхом зміни частоти власних коливань лопатки або частоти і величини вимушених коливань.

Колівання лопаток можуть бути згинальними, крутильними, складними (згинально-крутильними) і високочастотними пластинковими.

Особливо легко збуджуються коливань по першій (основній) згинальній формі. Хоча нерідко виникають коливання по другій або третій згинальній, першій або другій крутильній формам.

Так як лопатка другої ступені компресора закріплена на замку шарнірного типу, то перша форма коливань відсутня, розраховуємо 2, 3, 4 форми коливань.

Для визначення частоти власних згинальних коливань лопаток скористаємося енергетичним методом Релея [8], який заснований на законі збереження енергії вільноколивальної пружної системи. Згідно з цим законом для вільних коливань пружної системи без урахування сил опору (демпфірування) сума кінетичної і потенційної енергій зберігається весь час незмінною. Отже, максимальні значення потенційної і кінетичної енергій рівні; прирівнявши їх, можна знайти частоту власних коливань лопатки для ротора, що не обертається.

Динамічна частота власних коливань лопатки, що обертається більше за рахунок збільшення її жорсткості під дією відцентрових сил.

Для виконання розрахунку компресорної лопатки без бандажної полиці на коливання необхідно мати:

1) Геометричні розміри

–  $R_{\text{корн}} = 0,232$  м – радіус кореневого перетину;

–  $l = 0,197$  м – довжина пера лопатки;

–  $F_{\text{корн}} = 2,36 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $F_{\text{ср}} = 1,74 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $F_{\text{пер}} = 1,47 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup> – площі перетинів пера;

–  $I_{\text{корн}} = 7,8 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>,  $I_{\text{ср}} = 3,1 \cdot 10^{-10}$  м<sup>2</sup>,  $I_{\text{пер}} = 1,8 \cdot 10^{-11}$  м<sup>2</sup> – мінімальні моменти інерції перерізів пера;

2) характеристики конструкційного матеріалу лопатки – титанового сплаву ВТ-3:

–  $E = 115000$  МПа – модуль пружності матеріалу лопатки в робочих умовах: постійний, тому що залежність робочої температури лопатки компресора від частоти обертання двигуна умовно приймається постійною;

–  $\rho = 4500$  кг/м<sup>3</sup> – щільність сплаву ВТ-3;

3)  $n_c = 8075/60 = 134$  об/с – максимальне число оборотів в секунду.

На підставі вихідних дані за допомогою програми DINLOR.EXE проводиться розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки компресора. Результати розрахунку наведені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 - Розрахунок форм згинальних коливань лопатки другого ступеня компресора

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ 4 ФОРМ  
ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)  
МЕТОДОМ РЕЛЕЯ-МЕЙЕРОВИЧ

ВЫПОЛНИЛ(А) : ros

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор            МАТЕРИАЛ: ВТЗ-1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Лопатка сплошная

Хорды лопатки - корневая, средняя, периферийная  
B [м]= 6.4400002E-02 6.4400002E-02 6.4400002E-02  
Максимальные толщины профиля пера лопатки  
D [м]= 5.2999998E-03 3.8999999E-03 3.3000000E-03  
Максимальные стрелы прогиба профиля пера лопатки  
AP [м]= 5.2999998E-03 3.8999999E-03 3.3000000E-03  
Углы установки профиля - корневой, средний, периферийный  
Гамма [град]= 61.94000 47.29000 35.52000  
Температура пера лопатки  
tлоп [град]= 15.00000 15.00000 15.00000 15.00000  
15.00000 15.00000 15.00000 15.00000 15.00000  
15.00000 15.00000  
Модуль упругости материала лопатки  
E [МПа]= 115006.3 115006.3 115006.3 115006.3  
115006.3 115006.3 115006.3 115006.3 115006.3  
115006.3 115006.3  
Плотность материала пера лопатки  
PO [кг/м3]= 4500.000  
Объем и положение бандажной полки  
VP[м3]= 0.0000000E+00 RP[м]= 0.4300000 XP[м]= 0.1970000  
Радиус корневого сечения и длина лопатки  
RK [м]= 0.2320000 L [м]= 0.1970000  
Площади сечений пера лопатки  
FK [м2]= 2.3653476E-04 FC [м2]= 1.7405389E-04 FP [м2]= 1.4727637E-04  
Минимальные моменты инерции сечений  
JK [м4]= 7.8618967E-10 , JC [м4]= 3.1325176E-10 JP [м4]= 1.8977613E-10  
Максимальная частота вращения ротора  
NSM [об/с]= 134.0000  
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	1.843500	0.0	132.26	668.55	1757.96	2800.38
2	1.842541	13.4	134.41	668.98	1758.12	2800.49
3	1.839184	26.8	140.64	670.28	1758.67	2800.89
4	1.833997	40.2	150.44	672.50	1759.73	2801.79
5	1.827006	53.6	163.16	675.69	1761.51	2803.54

Продовження таблиці 2.7

6	1.818843	67.0	178.15	679.91	1764.19	2806.42
7	1.809154	80.4	194.87	685.27	1768.12	2810.99
8	1.799131	93.8	212.91	691.72	1773.30	2817.28
9	1.788450	107.2	231.93	699.36	1780.04	2825.76
10	1.778227	120.6	251.71	708.03	1788.00	2835.92
11	1.767574	134.0	272.06	717.88	1797.72	2848.64

Таким чином, отримана залежність динамічної частоти лопатки від секундних оборотів ротора. Для побудови частотної діаграми необхідно нанести на графік  $F_d = f(n_c)$  діапазон робочих частот обертання двигуна. За частоту обертання ротора на режимі малого газу для даного двигуна приймаємо:

$$n_{M.G.} = 0,65n_{MAX} = 0,65 \cdot 338 = 87,75 \text{ об/с.}$$

Для визначення резонансних режимів роботи двигуна слід з урахуванням прийнятих масштабів нанести на цей же графік пучок прямих ліній, що виходять з початку координат, які представляють собою частоти коливання гармонік збуджуючих сил, описуваних рівнянням:

$$f_B = kn_C, \quad (2.40)$$

де  $k$  – порядок гармонік збуджуючих сил, який на графіку дорівнює тангенсу кута нахилу прямої.

K1 – датчик температури повітря

K2 – стійки

K3 – лопатки направляючого апарату попередньої ступені.

Частотна діаграма показана на рисунку [2.14].

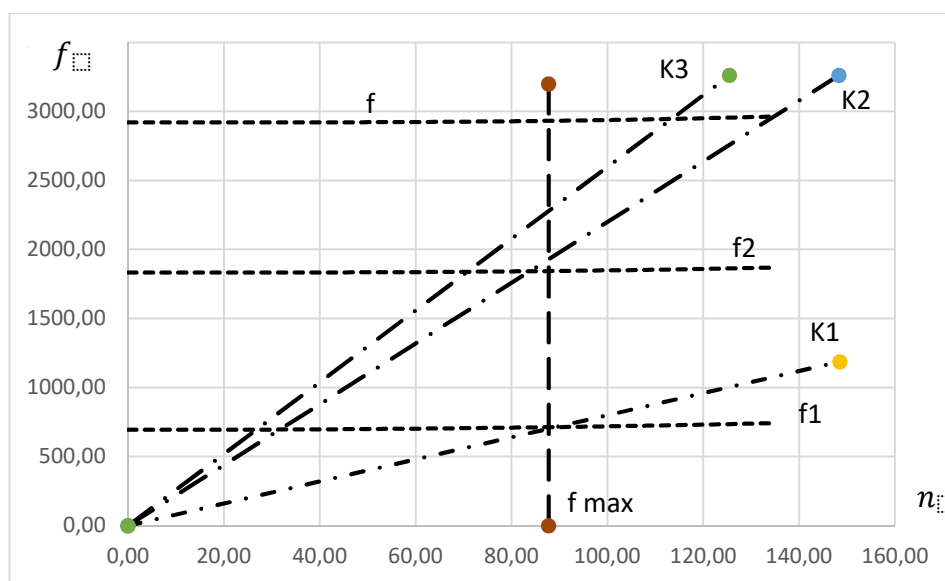


Рисунок 2.14 – Частотна діаграма лопатки компресора



Висновок: в результаті розрахунку динамічної частоти коливань лопатки по чотирьом формам і побудови частотної діаграми виявлені резонансні коливання в режимі малий газ із-за внесення гармоніки датчиком в проточній частині. Для усунення цього резонансу можна встановити два датчика, що дозволить змістити резонанс від робочих режимів. Також перша згинальна форма коливань не враховується при розрахунку, так як замок шарнірного типу.

## 2.8 Частотний аналіз лопатки турбіни

Мета розрахунку - визначення частоти власних коливань робочої лопатки осьової турбіни, і аналіз частотної діаграми для перевірки відсутності резонансних режимів в робочій області частот обертання.

### Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки турбіни

Обертання лопатки спільно з диском, на якому вона закріплена, впливає на її коливання, так як відцентрова сила прагне повернути лопатку що коливається в положення рівноваги. Дія відцентрової сили лопатки призводить до того ж результату, що і збільшення її жорсткості, тому частота власних коливань лопатки що обертається (так звана динамічна частота) підвищується зі збільшенням частоти обертання ротора.

Динамічну частоту власних коливань лопатки що обертається обчислюємо за формулою:

$$f_{\text{дин}} = \sqrt{f_c^2 + B \cdot n_c^2}; \quad (2.41)$$

де  $n_c$  – частота обертання ротора, об/с;

$B$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії лопатки і форми пружної лінії, який можна розрахувати за такою формулою:

$$B = \frac{q^2 \left[ F_k \left( \frac{r_k}{2q} + \frac{l}{2q+1} \right) - (F_k - F_n) \cdot \left( \frac{r_k}{2q+m} + \frac{l}{2q+m+1} \right) \right]}{(2q-1) \cdot \left( \frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1} \right)}; \quad (2.42)$$

$f_c$  – частота власних згинальних коливань лопатки по 1й формі, визначена енергетичним методом Релея, який заснований на законі збереження енергії пружної системи яка вільно коливається, розрахована за формулою:

$$f_c^2 = \frac{P_c^2}{2\pi} = \frac{E}{4\pi\rho l^4} \cdot \frac{q^2(q-1)^2 \cdot \left( \frac{I_k}{2q-3} - \frac{F_k - F_n}{2q+s-3} \right)}{\frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1}}; \quad (2.43)$$

Таблиця 2.8 – Зміни температури і модуля пружності

№	$\bar{n} = \frac{n}{n_{\max}}$	$t_{\text{л}}, ^\circ\text{C}$	E, МПа
1	0	161,37	211955,1
2	0,1	161,37	211955,1
3	0,2	161,37	211955,1
4	0,3	564,795	205219,6
5	0,4	508,3155	209791,6
6	0,5	484,11	211389,4
7	0,6	492,1785	210880,9
8	0,7	524,4525	208605,9
9	0,8	580,932	203696,3
10	0,9	685,8225	191443,7
11	1	806,85	172242,4

### Розрахунок і побудова частотної діаграми

Для обчислення значення за даними формулами скористаємося кафедральною програмою DinLor.exe. Вихідні дані і результат розрахунку представлені в таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Вихідні дані і результати розрахунку динамічної частоти лопатки

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: турбина

МАТЕРИАЛ: ЖС6К

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

E= 211955.1 211955.1 211955.1 205219.6 209791.6  
 211389.4 210880.9 208605.9 203696.3 191443.7  
 172242.4  
 PO= 8200.000 VP= 2.4000001E-06 RP= 0.3790000  
 XP= 9.4999999E-02 RK= 0.2840000 L= 9.4999999E-02  
 FK= 8.9399997E-05 FC= 8.1600003E-05 FP= 7.3900002E-05 JK=4.6699999E-10  
 JC= 3.2100000E-10 JP= 2.1600000E-10 NSM=134.5800 EPS= 1.0000000E-03  
 QO= 1.600000 Q1= 2.500000

#### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.81480360	0.0	486.8506
2	1.81450152	13.5	487.8576
3	1.81392527	26.9	490.8660
4	1.81337619	40.4	488.1841
5	1.81216836	53.8	500.3037
6	1.81098795	67.3	510.8005
7	1.80953312	80.7	520.7035
8	1.80747437	94.2	530.4015
9	1.80514121	107.7	539.0019
10	1.80195689	121.1	541.7100
11	1.79756474	134.6	539.0099

За результатами розрахунку побудована частотна діаграма Рисунок 2.18. З початку координат проведені промені, що представляють собою частоти збуджуючих сил, кратні частоті обертання ротора:

$$f_B = k \cdot n_c, \quad (2.44)$$

де  $k$  – число кратності, що визначає порядок гармонік збудливою сили ( $k_1 = 12$ , так як перед сопловим апаратом турбіни розташовані камери згоряння які мають 12 форсунок;  $k_2 = 80$ , так як перед турбіною розташовані 80 лопаток соплового апарату турбіни).

Перетин ліній показує резонансні частоти. Зона робочих режимів починається з малого газу, що становить 65% от  $n_{max}$ , тобто  $n_{мг}=87,5$  об/с, і закінчується максимальним режимом -  $n_{max}=135$  об/с.

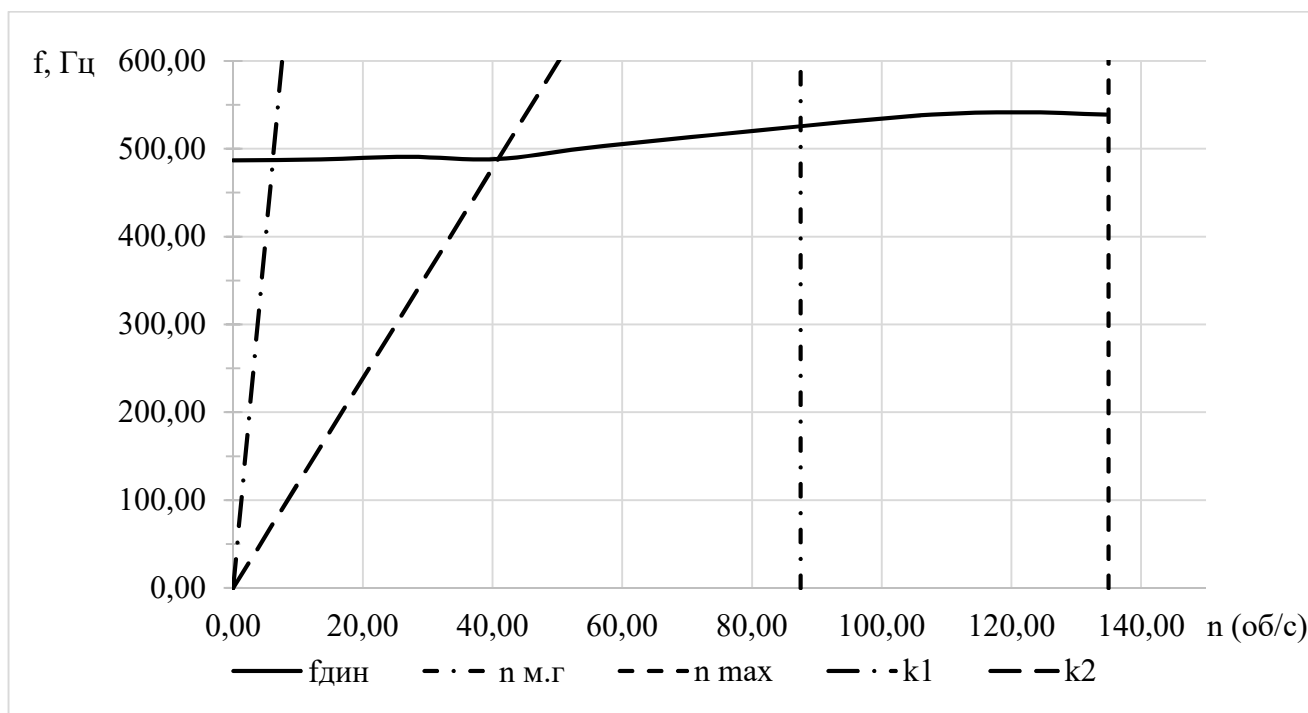


Рисунок 2.15 - Частотна діаграма

Висновок: за результатами розрахунку побудована залежність  $f_{дин}=f(n_c)$  і частотна діаграма Рисунок 2.15. З частотної діаграми видно, що резонансні режими ( $n_1=8$  об/с и  $n_2=40$  об/с) не перебувають у робочому діапазоні двигуна. Ці режими є прохідними і не призводять до руйнування робочих лопаток першого ступеня турбіни.

## 2.9 Розрахунок термонапруженого стану лопатки турбіни

Розрахунку піддається перша ступень турбіни двигуна, спроектованого на основі прототипу турбореактивного двигуна АЛ-21Ф, на злітному (максимальному з точки зору навантаження) режимі.

Всі необхідні для подальших розрахунків дані прийняті на підставі раніше проведених розрахунків двигуна, термогазодинамічного розрахунку двигуна, газодинамічного розрахунку компресора, узгодження параметрів компресора і турбіни, газодинамічного розрахунку турбіни, профілювання робочого профілю лопатки першої ступені турбіни.

Найважливішими параметрами для проектування охолоджуваної лопатки є "гріюча" температура  $T_{ГР}$  на вході в лопатку і "охолоджуюча" температура повітря на вході в канал охолодження лопатки  $T_{ОХЛ}$ .

### Розрахунок температур навколишнього середовища

В якості гріючої температури обираємо температуру гальмування потоку у відносному русі з урахуванням радіальної нерівномірності потоку в трьох перерізах лопатки - кореневому, середньому і периферійному.

Визначаємо її за формулою:

$$T_{Гр.i}^* = T_{см}^* + k_i \cdot (T_{см}^* - T_K^*) \quad (2.45)$$

де  $T_{см}^* = T_{W1}^*$  – температура гальмування потоку в відносному русі;

$T_K^*$  – температура гальмування потоку за компресором;

$k_1, k_2, k_3$  – коефіцієнт нерівномірності потоку для кореневого, середнього та периферійного перерізи відповідно.

$$T_{Гр.корн}^* = 1340 + (-0.15) \cdot (1340 - 661) = 1238 \text{ К};$$

$$T_{Гр.ср}^* = 1340 + 0.05 \cdot (1340 - 661) = 1374 \text{ К};$$

$$T_{Гр.пер}^* = 1340 + (-0.08) \cdot (1340 - 661) = 1286 \text{ К}.$$

Температура охолоджуючого повітря  $T_{вх}^*$  залежить від способу його підведення і повинна бути скоректована:

$$T_{вх}^* = T_{охл}^* = T_K^* + \Sigma \Delta T_i \quad (2.46)$$

де  $\Delta T_i$  – температурна поправка, яка враховує певний  $i$ -й ефект.

При безпосередньому підведенні до робочих лопаток температура гальмування виростає по відношенню з температурою в місці відбору повітря на величину підігріву, створюваного обертанням турбіни:

$$\Delta T_{\text{вр.}} = \frac{(k-1)U^2}{2Rk} = \frac{U^2}{2280} \quad (2.47)$$

де  $k = 1,4$  – показник адиабати повітря;

$R = 287$  Дж/(кг·К) – газова постійна повітря;

$u$  – окружна швидкість повітря на радіусі його підведення  $R_{\text{под}}$  до охолоджуваного робочого колеса.

При звичайних ( $u = 300 \dots 400$  м/с) окружних швидкостях на радіусі підведення повітря цей підігрів становить  $40 \dots 70$  К.

Розрахунок  $\Delta T_{\text{вр.}}$ :

$$\Delta T_{\text{вр.}} = \frac{93,92^2}{2280} = 3,56 \text{ К.}$$

Так як в схемі системи охолодження відсутня попередня закрутка охолоджуючого повітря,  $\Delta T_{\text{з.}}$  приймаємо рівну нулю:  $\Delta T_{\text{з.}} = 0$ .

При підведенні повітря до лопатки по каналу, який обертається, температура його виростає на величину підігріву, який створюється роботою відцентрових сил:

$$\Delta T_{\text{центр.}} = \frac{U^2 \cdot L}{1100 \cdot r_1} \quad (2.48)$$

де  $r_1, r_2$  – радіуси входу і виходу із каналу, що обертається;  
 $L$  – довжина каналу.

$$\Delta T_{\text{центр.}} = \frac{93,92^2 \cdot 0,15}{1100 \cdot 0,111} = 11,86 \text{ К.}$$

$T_{\text{конв.}}$  - підігрів охолоджуючого повітря за рахунок конвекційного теплообміну. Приймаєм,  $T_{\text{конв.}} = 20$  К.

Отже:

$$T_{\text{вх}}^* = 661 + 3,56 + 11,86 + 20 = 696 \text{ К.}$$

Оскільки  $T_{\text{гр.сп}}^* = 1374$  К, то система охолодження конвективна.

Виходячи із ресурсу двигуна, обираємо температуру лопатки:  $T_{\text{л}} = 1150$  К.

Розраховуємо потрібну ефективність охолодження:

$$\theta = \frac{T_{\text{гр.сп}}^* - T_{\text{л}}}{T_{\text{гр.сп}}^* - T_{\text{вх}}^*} \quad (2.49)$$

$$\theta = \frac{1374 - 1150}{1374 - 696} = 0,330.$$

Використовуючи графік (рисунок 2.16), приймаємо відсоток повітря, який відводиться на охолодження лопаток першої ступені турбіни.

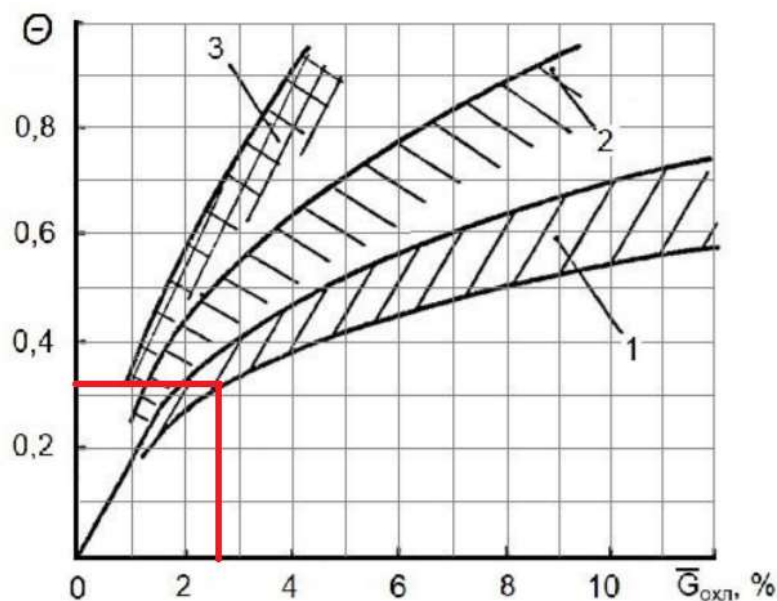


Рисунок 2.16 – Ефективність різноманітних способів охолодження лопаток:  
1- конвективне; 2 – конвективно-загороджувальне; 3 – пористе охолодження.

Приймаємо  $\bar{G}_{охл.} = 2,5\%$ .

### Розрахунок критичних точок переходу потоку з ламінарної течії в турбулентну

Максимум тепловіддачі знаходиться в точці розгалуження потоку на вхідний кромці. Далі по обидва боки профілю в міру формування ламінарного прикордонного шару коефіцієнт тепловіддачі зменшується, досягаючи мінімуму на відстані  $X_k$  від вхідної кромки, в точках початку переходу ламінарної течії в турбулентну. Початок переходу пов'язаний з досягненням критичного значення числа Рейнольдса  $Re_{кр}$ .

Другий максимум тепловіддачі на відстані  $X_k$  від вхідної кромки пов'язаний з виникненням турбулентного прикордонного шару.

На рисунку 2.17 показаний розподіл на ділянки поверхні лопатки.

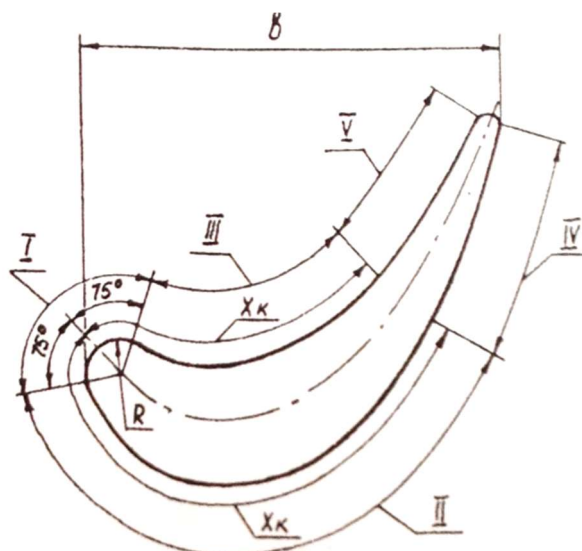


Рисунок 2.18 - Розрахункові ділянки теплообміну

Для визначення точки переходу потоку із ламінарного в турбулентний на профілі лопатки використаємо залежність по Рейнольдсу для  $Re_{кр} = 10^5$ :

$$1,5 \cdot Re_{кр} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}} \cdot X_K,$$

$$X_K = 1,5 \cdot Re_{кр} \cdot \frac{\mu_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}},$$

де  $\mu_{\Gamma}$  – в'язкість середовища, Па·с;

$W_{\Gamma}$  – відносна швидкість на вході в лопатку РК, м/с;

$\rho$  - щільність газу, кг/м<sup>3</sup>.

Всі розрахунки були занесені в таблицю 2.16.

Таблиця 2.16 – Результати розрахунку точки переходу потоку із ламінарного в турбулентний.

Переріз	$\mu_{\Gamma}, 10^6$	$\rho$	$W_{\Gamma}$	$X_K$	$P_2, Па$	$Re_{кр}$
Периферійний	48,66	2,62	200.7	0,0148	967000	150000
Середній	51,99	2,45	256	0,0132	967000	150000
Кореневий	46,84	2,72	335.2	0,008	967000	150000

### Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній поверхні лопатки

Коефіцієнт тепловіддачі на зовнішньому контурі лопатки визначається з критеріального рівняння:

$$Nu = A \cdot Re_z^n \cdot K_{BP}$$

де  $K_{BP}$  - коефіцієнт, який враховує обертання лопатки;

$A$  - коефіцієнт залежить від форми деталі та типу прикордонного шару;

$n$  - коефіцієнт залежить тільки від типу прикордонного шару.

Результати розрахунку ведуться за допомогою програми **GRU.exe** і збережені в файлі **GRUREZ.txt**, роздруківка якого наведена в таблиці 2.17.

Таблиця 2.17 – Розрахунок коефіцієнтів зовнішнього теплообміну

#### РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ НАРУЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Геометрические характеристики профиля:

диаметр входной кромки мм 2.916000  
 хорда лопатки мм 31.700000  
 угол потока на входе Град 44.020000  
 угол потока на выходе Град 30.940000  
 длина лопатки мм 90.000000  
 средний диаметр мм 664.000000

Параметры рабочего тела :

температура К T1= 1238.000000 T2= 1238.000000  
 давление МПа P1= 9.710000E-01 P2= 8.260000E-01  
 скорость м/с W1= 335.200000 W2= 406.900000  
 расчетный радиус мм 284.500000  
 обороты турбины об/мин 8075.000000

#### РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА

коэффициентов теплоотдачи по участкам	
входная кромка	8419.009000 Вт/м**2*К
средняя часть профиля	
корыто	2863.859000 Вт/м**2*К
спинка	2291.088000 Вт/м**2*К
выходная кромка профиля	
корыто	3108.940000 Вт/м**2*К
спинка	2659.846000 Вт/м**2*К

Геометрические характеристики профиля:

диаметр входной кромки мм 2.662000  
 хорда лопатки мм 31.700000  
 угол потока на входе Град 54.340000  
 угол потока на выходе Град 31.080000  
 длина лопатки мм 95.000000  
 средний диаметр мм 664.000000

Параметры рабочего тела :

температура К T1= 1374.000000 T2= 1374.000000

#### Продовження таблиці 2.17

давление МПа P1= 9.710000E-01 P2= 8.260000E-01  
 скорость м/с W1= 256.000000 W2= 416.400000  
 расчетный радиус мм 332.000000



обороты турбины об/мин 8075.000000

РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА

коэффициентов теплоотдачи по участкам	
входная кромка	7653.892000 Вт/м**2*К
средняя часть профиля	
корыто	2725.089000 Вт/м**2*К
спинка	2180.071000 Вт/м**2*К
выходная кромка профиля	
корыто	3125.819000 Вт/м**2*К
спинка	2682.105000 Вт/м**2*К

Геометрические характеристики профиля:

диаметр входной кромки	мм	2.410000
хорда лопатки	мм	31.700000
угол потока на входе	Град	69.940000
угол потока на выходе	Град	30.090000
длина лопатки	мм	100.000000
средний диаметр	мм	664.000000

Параметры рабочего тела :

температура	К	T1=	1286.000000	T2=	1286.000000
давление	МПа	P1=	9.710000E-01	P2=	8.260000E-01
скорость	м/с	W1=	200.700000	W2=	432.200000
расчетный радиус	мм		379.500000		
обороты турбины	об/мин		8075.000000		

РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА

коэффициентов теплоотдачи по участкам	
входная кромка	7234.504000 Вт/м**2*К
средняя часть профиля	
корыто	2691.488000 Вт/м**2*К
спинка	2153.190000 Вт/м**2*К
выходная кромка профиля	
корыто	3318.793000 Вт/м**2*К
спинка	2839.488000 Вт/м**2*К

## Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній поверхні лопатки

Коефіцієнт тепловіддачі в каналі визначається із критеріального рівняння:

$$Nu = 0.018 \cdot Re_3^{0.8} \cdot K_\Sigma$$

де  $K_{ep}$  - коефіцієнт, який враховує обертання лопатки;

$S$  - коефіцієнт, який враховує особливості геометрії решітки профілів.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в каналах охолодження проводимо за допомогою програми **GRYDEF.exe**.

Розраховуємо необхідні вихідні дані та заносимо їх в таблицю 1.3.

Площа каналів та їх периметр визначаємо в пакеті SOLIDWORKS.

Гідравлічний діаметр визначаємо як відношення:  $d_{гидр} = \frac{4F}{\Pi_k}$ .

Витрата повітря в  $i$ -му каналі:  $G_{Bi} = \frac{G_{ОХОЛ} \cdot \bar{G}_{ОХОЛ} \cdot F_i}{z_{ЛОП} \cdot \sum_{i=1}^3 F_i}$ .

Отримані дані заносимо в таблицю 2.18.

Далі заносимо отримані дані в програму в діалоговому режимі. Результати розрахунку збережені в файлі **GRYDEF.txt**, роздруківка якого приведена в таблиці 1.4.

Таблиця 2.18 – Розрахунок характеристик каналу

№ каналу	$\Pi_k$ , мм	$F$ , мм <sup>2</sup>	$d_{гидр}$ , мм	$G_b$ , кг/с
1	27	28.14	4.16	0,0143
2	64	38	2.37	0,0194

Таблиця 2.19 – Розрахунок коефіцієнтів внутрішнього теплообміну

НОМЕР КАНАЛА = 1

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА

характерный размер канала мм 4.160000  
 площадь сечения канала мм\*\*2 28.140000  
 радиус кривизны канала мм 99999.000000  
 частота вращения об/мин 8075

Параметры охладителя :

расход воздуха кг/с 1.430000E-02  
 температура воздуха К 696.000000  
 температура стенки К 1150.000000  
 давление в канале Па 1430000.000000



## Продовження таблиці 2.19

средний диаметр мм 664.000000  
 Параметры рабочего тела :  
 температура К T1= 1286.000000 T2= 1286.000000  
 давление МПа P1= 9.710000E-01 P2= 8.260000E-01  
 скорость м/с W1= 200.700000 W2= 432.200000  
 расчетный радиус мм 379.500000  
 обороты турбины об/мин 8075.000000

РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА	
коэффициентов теплоотдачи по участкам	
входная кромка	7234.504000 Вт/м**2*К
средняя часть профиля	
корыто	2691.488000 Вт/м**2*К
спинка	2153.190000 Вт/м**2*К
выходная кромка профиля	
корыто	3318.793000 Вт/м**2*К
спинка	2839.488000 Вт/м**2*К

## Побудова моделі лопатки і розрахунок її термонапруженого стану

Для побудови моделі були взяті данні отримані в результаті термогазодинамічного розрахунку, і профілювання ступеня турбіни.

Основні данні для побудови робочої лопатки: хорда профілю; висота лопатки; лопаточні вугли входу і виходу; вугол встановлення профіля; діаметри кореневого, середнього та периферійного перетину.

Для побудови лопатки проведемо такі операції. Виконали ескізи профілю. Побудували три перерізи (кореневе, середнє, периферійне), полку, хвостовик. Командою бобишка по перетинах побудували модель пера лопатки. Перерізи турбінних лопаток не можна розташовувати так, щоб середня точка середньої лінії профілю збігалася з початком координат. Такий підхід призведе до неправильної форми профілю і появи додаткових інерційних навантажень, викликаних зміщенням центрів тяжіння окремих перерізів. Таким чином, ескізи окремих перерізів ставимо так, щоб будівельна вісь профілю - пряма, що проходить через центри тяжкості перерізів, - перетинала вісь обертання під прямим кутом. Домогтися цього можна в тому випадку, якщо центр ваги кожного перерізу розмістити на початку координат. Також застосовували довідкову геометрію.

Для подальшого моделювання термонапруженого стану лопатка була розділена на 3 зони по висоті і на 6 по профілю лопатки. В каналі видуву повітря із лопатки були додані перемички, які забезпечують необхідну жорсткість вихідної кромки. Для спрощення розрахунку замкова частина була спрощена. Матеріал лопатки ЖС-6К.

Отримана модель лопатки показана на рисунку 2.19

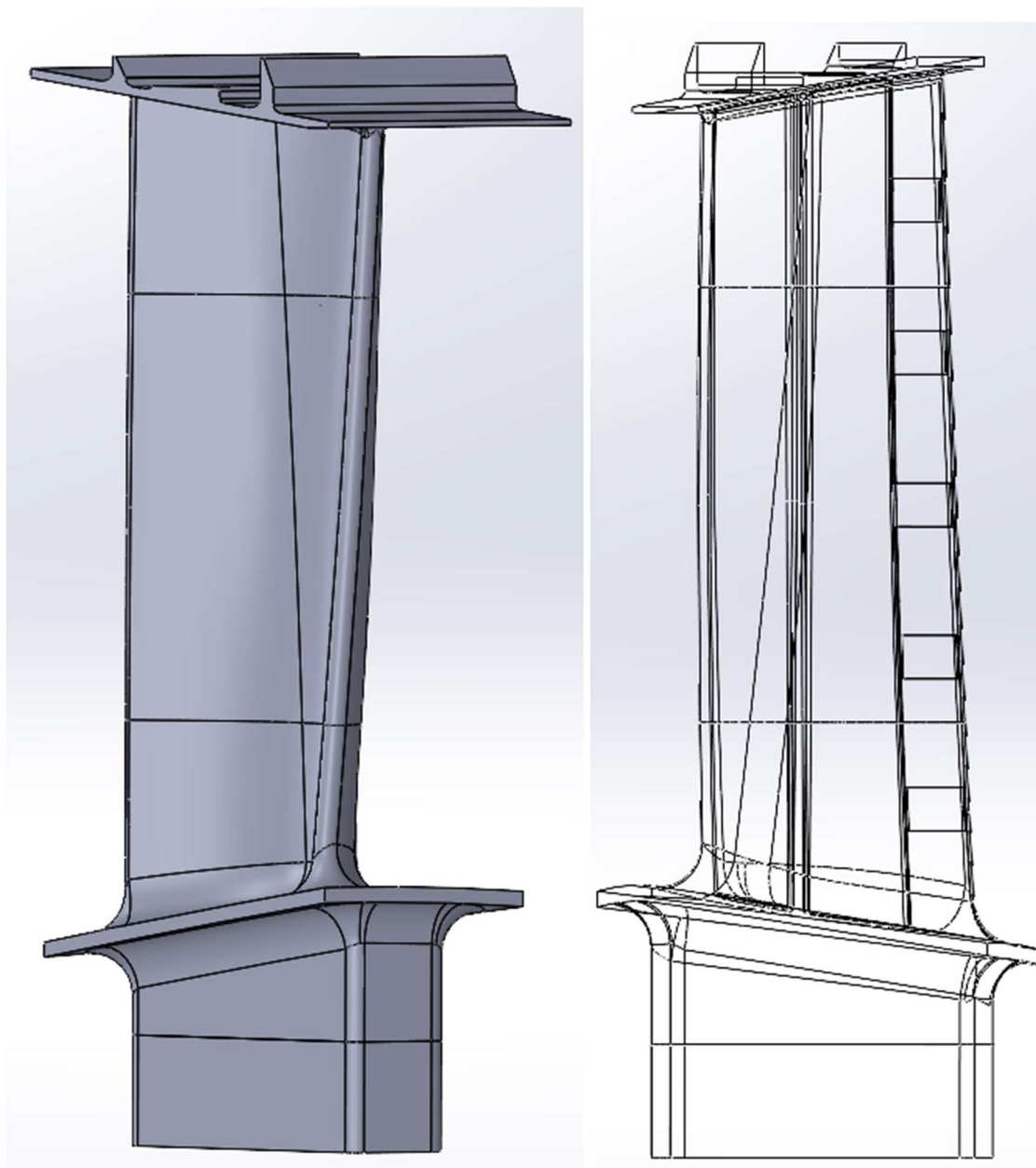


Рисунок 2.19 – Розрахункова модель лопатки

### **Побудова кінцево-елементної сітки моделі**

В SolidWorks користувач реалізує весь провідний до вирішення поставленого завдання технологічний ланцюжок: створює геометричну модель, розбиває її на кінцеві елементи, визначає всі параметри моделі, проводить необхідний аналіз і отримує в необхідному вигляді результати.

Аналіз кінцевих елементів (АКЕ) забезпечує надійний чисельний метод аналізу проектних розробок. Процес починається зі створення геометричної моделі. Потім програма розбиває модель на малі частини простих форм (елементи), що з'єднуються в загальних точках, званих вузлами. Процес розбивки моделі на малі частини називається створенням сітки. Програми аналізу кінцевих елементів розглядають модель як мережу з'єднаних між собою елементів.

Створення сітки - це визначальний крок у аналізі конструкції. Програмне забезпечення автоматично створює комбіновану сітку для твердого тіла, оболонкових і балочних елементів. Сітка на твердому тілі відповідає великим або складним об'ємним моделям. Елементи оболонки відповідають тонким деталям (таким як листовий метал).

Точність рішення залежить від якості сітки. Сітка залежить від наступних параметрів:

- Створена форма.
- Активні параметри сітки.
- Управління сіткою.
- Умови контакту.
- Розмір елемента і допуск сітки.

Розмір елемента залежить від середньої довжини його кромок. Кількість елементів швидко збільшується при використанні елемента меншого розміру.

При створенні сітки вибрали наступні параметри:

- а) щільність сітки високої якості;
- б) параметри сітка: сітка на основі кривизни, мінімальне число елементів в окружності – 10, відношення збільшення розміру елемента – 1,1.

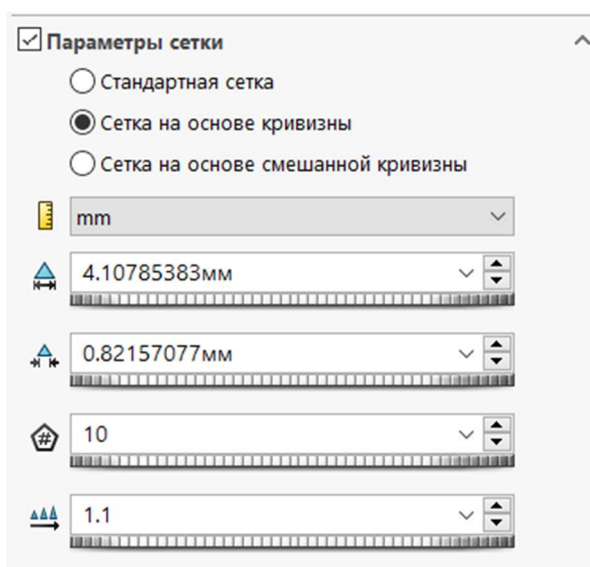


Рисунок 2.20 – Параметри сітки моделі

Зображення отриманої сітки приведено на рисунку 2.21.

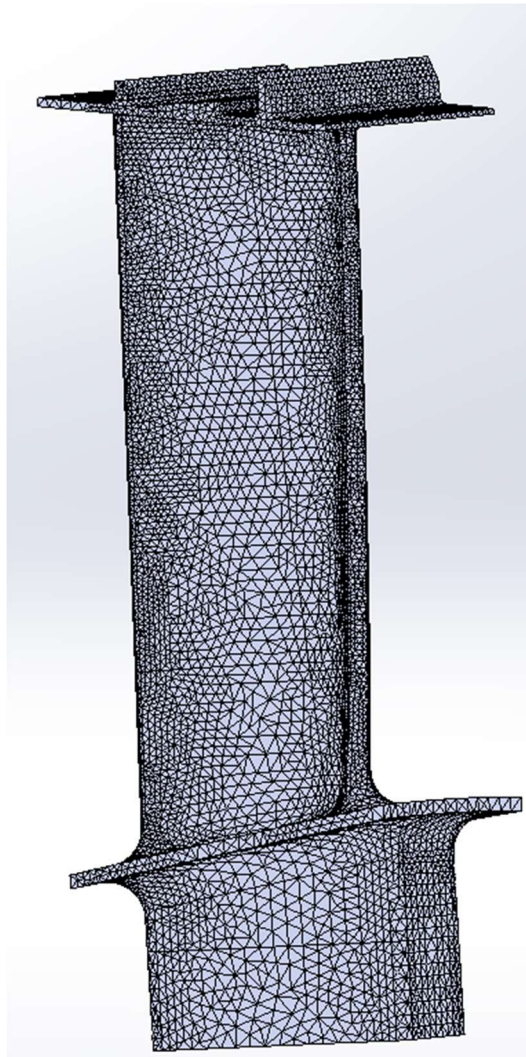


Рисунок 2.21 – Кінцево-елементна сітка

Матеріалом лопатки є жароміцний сплав на нікелевій основі ЖСб, який застосовується для робочих лопаток, дисків, кілець і інших деталей газових турбін.

При розрахунку полів температур і напружень в перерізі диска використовуються наступні фізичні властивості даного матеріалу:

- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ ;
- коефіцієнт лінійного теплового розширення  $\alpha$ ;
- коефіцієнт Пуассона  $\mu$ ;
- модуль пружності  $E$ ;
- щільність матеріалу  $\rho$ ;
- теплоємність  $c$ .

Таблиця 2.20 - Властивості матеріалу

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	125000	Н/мм <sup>2</sup>
Кoeffициент Пуассона	0.34	Не применимо
Модуль сдвига	67000	Н/мм <sup>2</sup>
Массовая плотность	8800	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	448.081	Н/мм <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии		Н/мм <sup>2</sup>
Предел текучести	263	Н/мм <sup>2</sup>
Кoeffициент теплового расширения	1.4e-05	/К
Теплопроводность	26	W/(м·К)
Удельная теплоемкость	430	J/(кг·К)

### Розрахунок температурного поля

Для визначення напруженого стану лопаток в умовах нерівномірного нагрівання на етапах робочого проектування виконуємо детальний розрахунок температурних полів по перерізах лопатки на найбільш небезпечному (зазвичай злітному) режимі.

Переходимо до задання теплових ГУ. Для зазначених поверхонь (або групи поверхонь, якщо для них числові значення умов теплообміну однакові) і каналів охолодження задаємо значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі і масової температури навколишнього середовища, рисунок 2.22. Повторити цю команду для всіх ділянок зовнішньої поверхні лопатки і для каналів охолодження, для яких визначалися гріюча температура і коефіцієнти тепловіддачі - в сумі повинно вийти 21 ділянка з різними ГУ.



Рисунок 2.22 Граничні умови на поверхні лопатки та всередині каналів охолодження



У програмному забезпеченні SOLIDWORKS робимо розрахунок температурного поля лопатки. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.23.

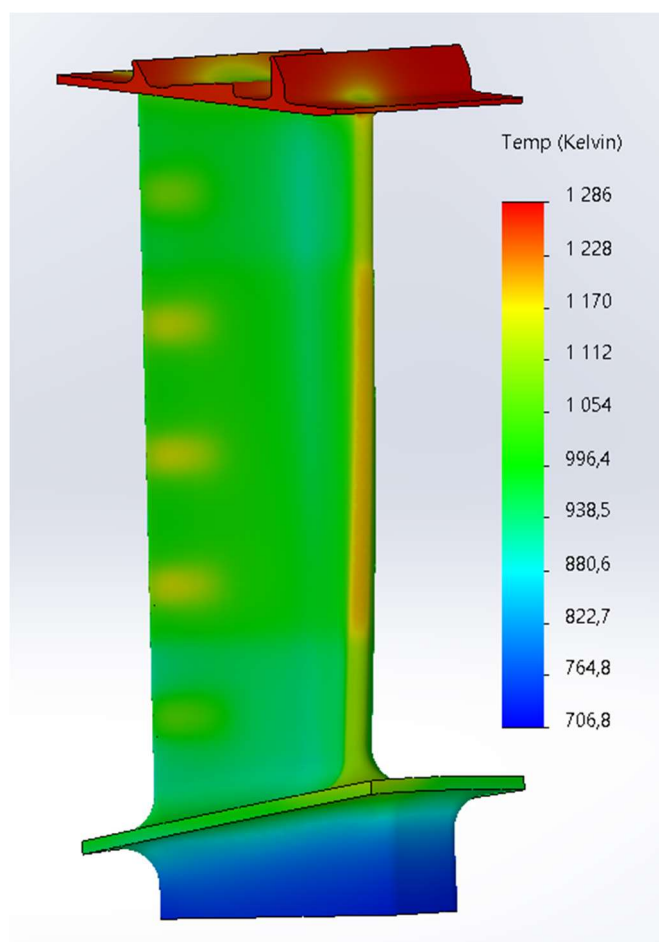


Рисунок 2.23 – Результат теплового розрахунку охолоджуваної лопатки

$T_{\max}=1286^{\circ}\text{K}$  – максимальна температура в середньому перерізі.

$T_{\min}=706^{\circ}\text{K}$  – мінімальна температура в периферійному перерізі.

Висновок: Розрахунок температурного поля лопатки дав цілком закономірний розподіл температур по її поверхні. Максимальна температура спостерігається на бандажній полиці, так як там були задані параметри коефіцієнтів тепловіддачі та температури для периферійного перерізу. Мінімальна температура становить 706 K і має таке низьке значення з огляду на близьке розташування до системи охолоджуючих каналів і меншого впливу гарячого газу. Також температура в середньому перерізі вище, ніж в периферійному і кореновому, це обумовлено впливом гарячих газів з камери згоряння, які мають найбільші значення температур на середньому перерізі через розташування в ньому ядра горіння.

### Розрахунок термонапруженого стану

Лопатка піддається впливу відцентрових сил, викликаних її обертанням, і газових сил від перепаду тиску і швидкісного напору. Після проведення газодинамічного розрахунку розглянутої ступені ми маємо в своєму розпорядженні перепад статичного тиску на пері лопатки, а також величину відносної ( $W$ ) і абсолютної ( $C$ ) швидкостей в осьовому ( $a$ ) і окружному ( $u$ ) напрямках.

У даній роботі приймемо наступне припущення: замінимо розподілену за профілем навантаження від дії газових сил сумарним перепадом тиску, який прикладений до поверхні коритця по нормалі до цієї поверхні.

Сумарний перепад тиску для вибраної ділянки буде дорівнювати геометричній сумі відповідних інтенсивностей газових сил в осьовому і окружному напрямках, віднесених до хорди лопатки, це показано в формулах 2.50, 2.51, 2.52

$$P = \frac{\sqrt{P_a^2 + P_u^2}}{b} \quad (2.50)$$

де,  $b$  – хорда профілю;

$$P_u = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} (C_{1a} \cdot \rho_1 \cdot W_{1u} - C_{2a} \cdot \rho_2 \cdot W_{2u}); \quad (2.51)$$

де,  $r$  – розрахунковий радіус;

$C_{1a}, C_{2a}$  – осьові швидкості до і після лопатки;

$W_{1u}, W_{2u}$  – окружні складники швидкості газу в відносному русі перед і за лопаткою;

$$P_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} (P_1 - P_2 + C_{1a}^2 \cdot \rho_1 - C_{2a}^2 \cdot \rho_2); \quad (2.52)$$

$$P_u = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,332}{77} (2,45 \cdot 208 \cdot 149,3 - 2,45 \cdot 215 \cdot 356,6) = -3027,5$$

$$P_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,332}{77} (971000 - 0,826 + 208^2 \cdot 2,45 - 215^2 \cdot 2,45) = -196,5;$$

$$P = \frac{\sqrt{-196,5^2 + (-3027,5)^2}}{0,0317} = 68818,4 \text{ Па}$$

У рівномірно прогрітому стрижні значення модуля пружності постійне, і напруження в перерізі не залежить від його величини. Напруження будуть постійними, рівними ізопружному значенню:  $\sigma_i = P/F$ . Якщо переріз прогрітий

нерівномірно, то напруження будуть відрізнятися від цього значення. В "гарячих" частинах перерізу, як правило, і напруження менше ізопружного значення. В "холодних" частинах, навпаки, і напруження будуть більше.

У даній роботі приймемо наступне припущення: замінимо розподілене за профілем навантаження від дії газових сил сумарним перепадом тиску.

На рисунку 2.24 показано як прикладується перепад тиску до лопатки.

На рисунку 2.25 показано які зовнішні навантаження діють на лопатку.

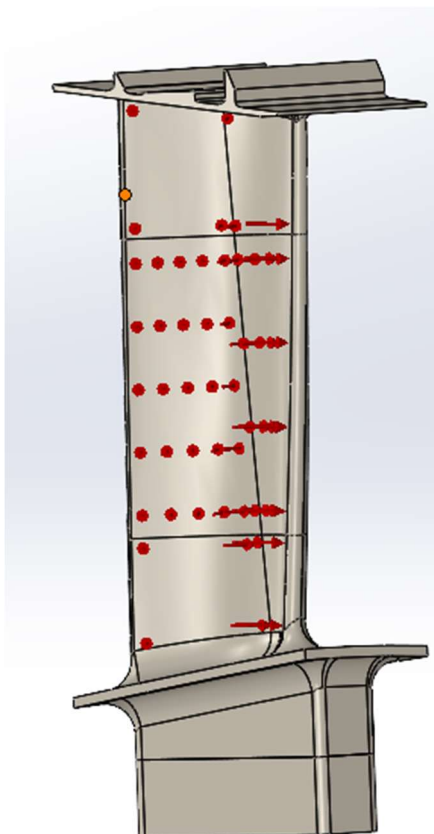


Рисунок 2.24 – Прикладення перепаду тиску на коритце лопатки

Також на лопатку діють термічні навантаження через нерівномірний нагрів і відцентрову сила.

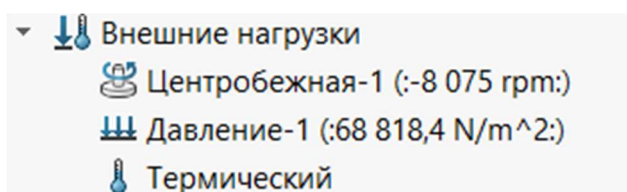


Рисунок 2.25 – Зовнішні навантаження, що діють на лопатку

Також для коректного розрахунку термонапруженого стану лопатки потрібно її правильно закріпити. Закріплення лопатки показано на рисунку 2.26.

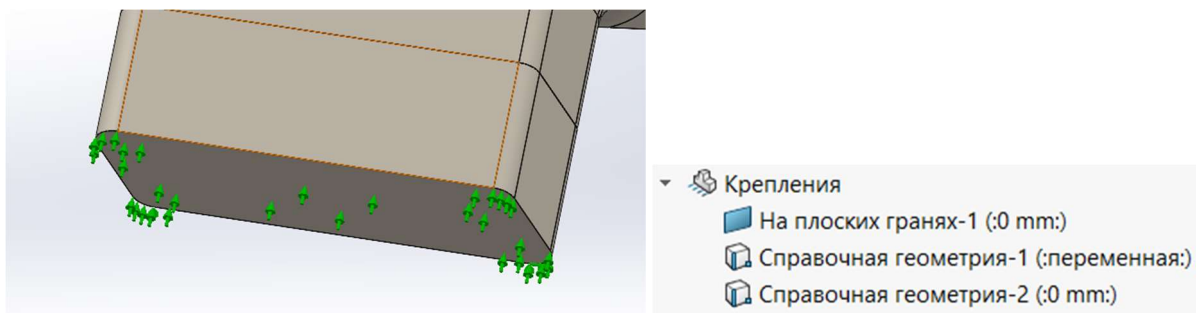


Рисунок 2.26 – Закріплення лопатки

На рисунку 2.27 показано результат розрахунку термонапруженого стану лопатки.

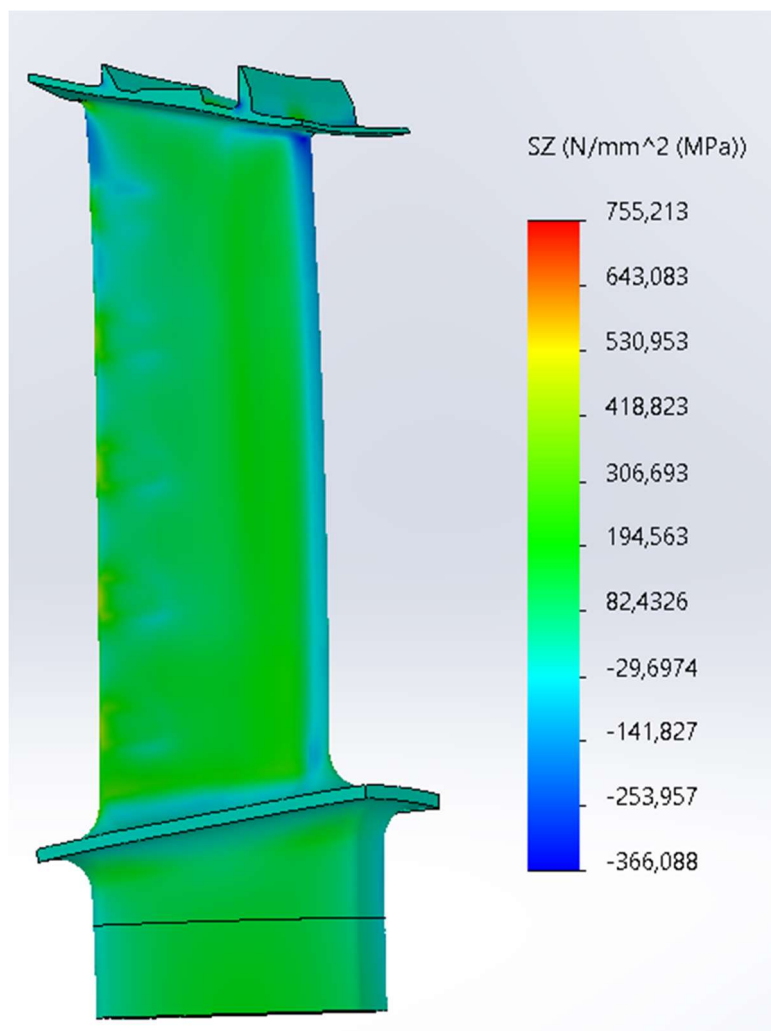


Рисунок 2.27. – Розподіл нормальних напружень вздовж лопатки по осі Z

Висновок: в результаті розрахунку на міцність був визначений розподіл нормальних напружень в деталі по осі SZ уздовж лопатки:

- мінімальне напруження -366 МПа (напруження стиснення);
- максимальне 755 МПа (напруження розтягнення).

Такі великі напруження завдані заокругленнями і малими розмірами елементів сітки, в деяких точках заокруглень через створення кінцево-елементної сітки вийшли занадто маленькі елементи, в яких і виникають такі великі напруження. Їх значення можна не враховувати в аналізі термонапруженого стану лопатки.

## Оптимізація термонапруженого стану охолоджуваних лопаток

Для проведення оптимізації термонапруженого стану охолоджуваної лопатки потрібно побудувати діаграму напруження - температура, де кожній точці лопатки з напруженням  $\sigma$  і температурою  $t$  відповідає точка  $(\sigma, t)$ . Для побудови такої діаграми нам потрібно визначити значення температур і напружень в вузлах моделі для обраної зони. Спочатку потрібно налаштувати датчики для відображення температур і напружень в вузлах моделі для обраної зони.

Налаштування та вибір датчиків показано на рисунку 2.28.

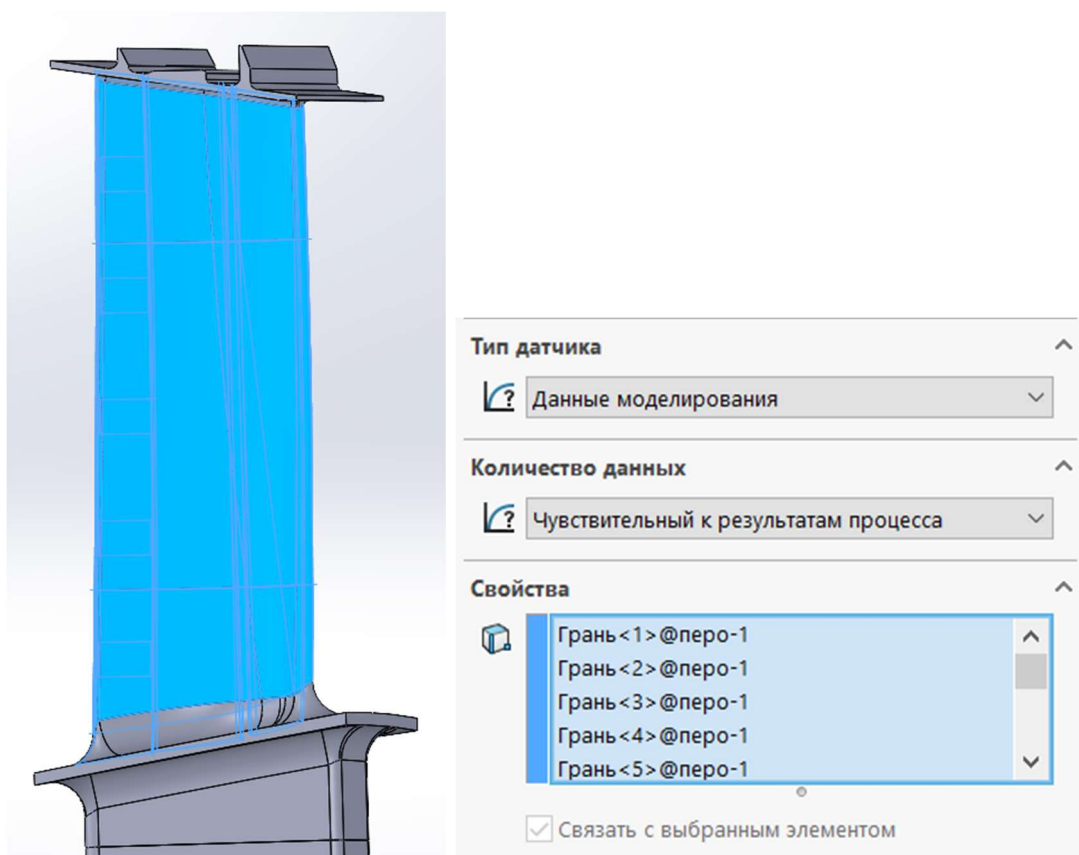


Рисунок 2.28 – Розташування та налаштування датчиків

Датчики розташовуються на зовнішній поверхні лопатки і в охолоджуваних каналах. Будуємо таку діаграму для охолоджуваної і неохолоджуваної лопатки.

Запускаємо відображення температур і напружень від датчиків і отримуємо дані для побудови діаграми напруження - температура. Отримані результати заносимо в програму Excel і будуємо діаграму.

Діаграма напруження – температура показана на рисунку 2.29.

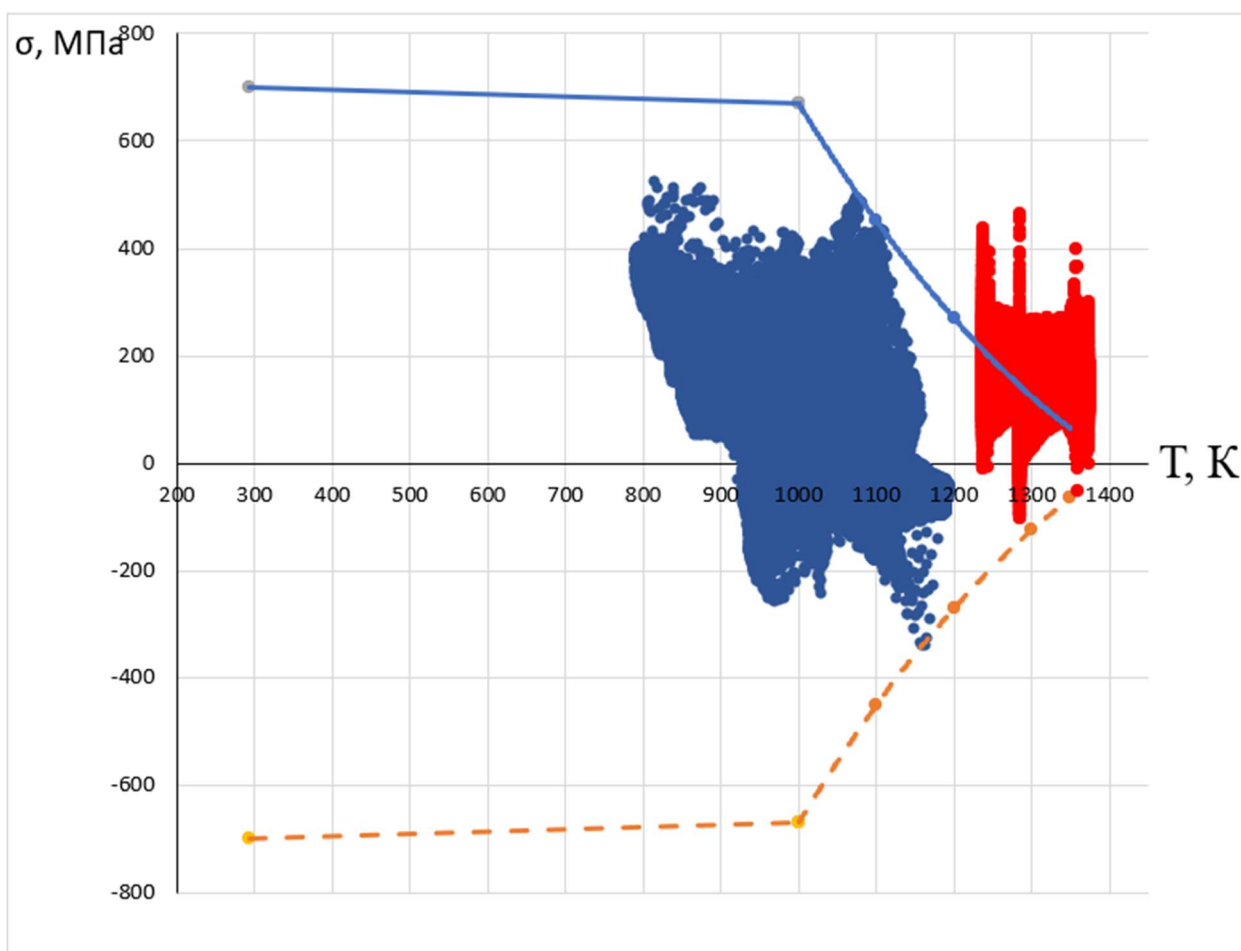


Рисунок 2.29 – Діаграма напруження – температура

Точки, що позначені сірим кольором, належать охолоджуваній лопатці, а помаранчевим - неохолоджуваній. Дані для межі міцності обраного матеріалу ЖС6-К представлені в таблиці 2.21.

Таблиця 2.21 - Межа міцності матеріалу ЖС6-К для різних температур

T, К	$\sigma_{100}$	$-\sigma_{100}$
293	700	-700
1000	670	-670
1100	435	-435

Продовження таблиці 2.21

1200	275	-275
1300	128	-128
1350	65	-65

Перераховуємо межу тривалої міцності лопатки для наших температур і напружень в вузлах обраної зони. Запас міцності можливо не розраховувати, так як деякі точки лежать на лінії, яка показую межу міцності матеріалу.

Це значить, що потрібно оптимізувати систему охолодження, або змінити конструкцію пера лопатки. Одним із варіантів є зменшення витрати охолоджуючого повітря, це приведе до зменшення градієнта температури в тілі лопатки, а значить і до зменшення напружень. Також можна використати інший матеріал.

Застосуємо до розрахункової моделі матеріал типу ЖС32, і проведемо всі розрахунки заново, сітка і діючі навантаження залишаються такими як і були. Дані для межі міцності вибраного матеріала представлені в таблиці 2.22.

Таблиця 2.22 Межа міцності матеріалу типу ЖС32 для різних температур

T, C°	$\sigma_{100}$	$-\sigma_{100}$
20	935	-935
850	670	-670
900	480	-480
950	355	-355
1000	260	-260
1050	135	-135
1100	130	-130

Діаграма напруження – температура показана на рисунку 2.30, з неї видно, що мінімальний коефіцієнт дорівнює 1,4. Запас міцності знаходиться вище мінімально допустимого  $K = 1,3$ . Це значить охолодження лопатки задовольняє умови експлуатації.

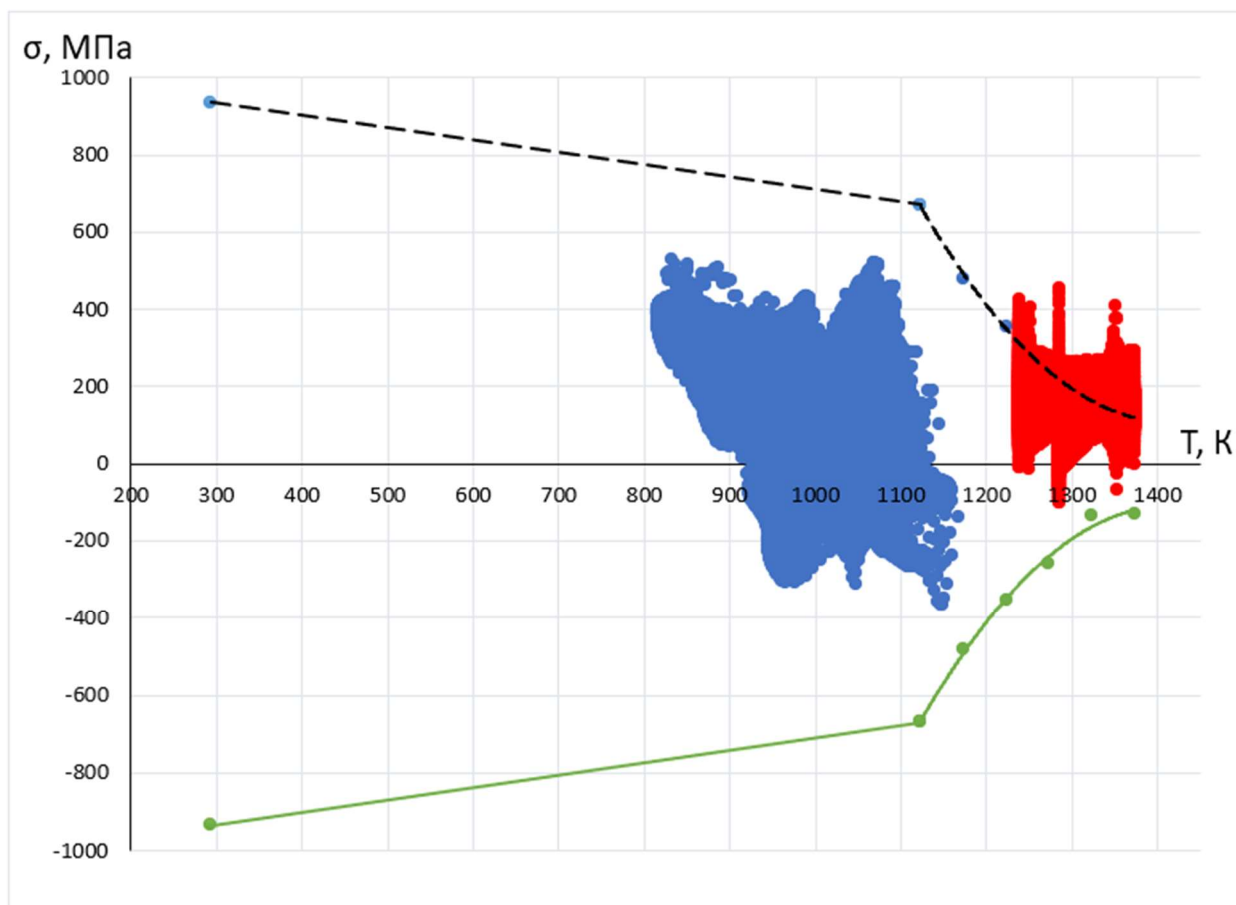


Рисунок 2.30 – Діаграма напруження – температура

## Висновок

В результаті проведеного моделювання і розрахунку термонапруженого стану лопатки я отримав умови теплообміну для зовнішньої поверхні лопатки, а також для каналів охолодження, модель лопатки в комплексі САПР, тепловий розрахунок і розрахунок термонапруженого стану для охолоджуваної і не охолоджуваної лопатки.

- Мінімальна напруження -366 МПа;
- Максимальні напруження 755 МПа;
- -  $T_{\max}=1286^{\circ}\text{K}$
- -  $T_{\min}=706^{\circ}\text{K}$

Також була проведена оптимізація системи охолодження, в результаті якої був замінений матеріал лопатки, і знайдені запаси міцності  $K = 1,4$ . Запас міцності можна збільшити шляхом зменшення витрати повітря крізь лопатку, але при цьому потрібно покращити охолодження передньої кромки лопатки шляхом зміння конструкції каналу охолодження, зробити струйний обдув внутрішньої частини передньої кромки, і також додати турбулізатори потоку в каналі.



### 3 Технологічна частина

#### 3.1 Розробка плану виготовлення деталі

##### Конструкторсько-технологічний аналіз робочого креслення та визначення показників технологічності вал-шестерні

Призначення та конструктивні особливості вал-шестерні.

Деталь призначена для передачі обертального руху від вала ротора до насоса.

Зубчасті передачі в авіаційних двигунах працюють з більшим навантаженням, тому вони повинні бути легкими, надійними в роботі, а також мати достатній запас міцності.

Робоча температура для таких деталей агрегатів авіаційних двигунів визначена від  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+200^{\circ}\text{C}$ .

Умови роботи деталі (високі контактні напруги, циклічний і ударний характер навантажень) зумовили вибір матеріалу - легованої високоякісної сталі.

1) Технологічність за матеріалом вал-шестерні

Матеріал деталі - конструкційна легована сталь 16ХЗНВФМБ-Ш.

Одним з найважливіших вимог до сталей є забезпечення необхідної хімічної чистоти металу і дрібнозернистої структури. Неприпустима величина неметалевих включень є концентраторами напруг і можуть послужити причиною виникнення гартівних і втомних тріщин. Саме тому сталь для вал-шестерні отримана електрошлаковим переплавом. Цей метод забезпечує підвищену чистоту металу.

Призначення - шестерні, вал-шестерні, пальці і ін. Особливо відповідальні високонавантажені деталі, до яких пред'являються вимоги високої міцності, пластичності і в'язкості серцевини і високої поверхневої твердості, що працюють під дією ударних навантажень або при негативних температурах. Механічні властивості, хімічний склад матеріалу представлені в таблицях 3.1, 3.2, 3.3

Таблиця 3.1 Властивості матеріалу [8, с. 355]

Марка:	Сталь 16ХЗНВФМБ-Ш
Класифікація:	Метали і сплави-> Метали чорні-> сталі-> Сталі леговані
Застосування:	Відповідальні навантажені шестерні та ін. Деталі (вали, муфти, ресори ...), що працюють на знос в умовах контактних і згинальних навантажень при температурі до $300^{\circ}\text{C}$ короткочасно до $350^{\circ}\text{C}$ у маслі або з періодичним змащенням .

Таблиця 3.2 Хімічний склад [8, с. 35]

C	Si	Mn	Cr	Ni	S	P	Cu
0,15	0,17- 0,37	0,90	2,65- 3,25	0,4 - 0,8	До 0,025	До 0,025	0,30

Таблиця 3.3 Механічні властивості [8, с. 355]

Механічні властивості 16ХЗНВФМБ-Ш при 20°С										
Режим термообробки			Переріз, мм	$\sigma_T$	$\sigma_B$	$\delta$	$\psi$	$a_n$	Твердість НРС	Твердість НВ
Операція	Температура °С	Охол. середа		$\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$	$\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$	%	%	$\frac{\text{кгс} \cdot \text{см}^2}{\text{мм}^2}$		
Відпуск	630-650	повітря		не визначається					-	≤ 269
Гарт 1	860	повітря	15	110	130	9	45	8		
Гарт 2	780	масло								
Відпуск	180	повітря								
Цемент-я	920-950	-	до						Пове рхн. 56-63	Сердц. 321-420
Нормал-я	900-920	повітря	до							
Відпуск	630-660	повітря	15	85	110	9	35	8		
Гарт	780-820	масло	0							
Відпуск	150-200	повітря								
Цемент-я	900-920	повітря	до	10					Пове рхн. 56-63	Сердц. ≥360
Гарт	780-810	масло	до	7	125	12	45	12		
Відпуск	180-200	повітря	50							

2) Технологічність по точності і шорсткості поверхонь вал-шестерні  
Відповідно до ГОСТ 14202-73 для кількісної оцінки технологічності деталі використовуються наступні коефіцієнти: [6, с.66]

1. Коефіцієнт технологічності конструкції по точності обробки:

$$K_{ТЧ} = 1 - \frac{1}{T_{СР}}, \quad (3.1)$$

де  $K_{ТЧ}$  – коефіцієнт точності обробки

$$T_{СР} = \frac{\sum T \cdot n_i}{\sum n_i}, \quad (3.2)$$

де  $T_{СР}$  – середній квалітет точності виробу [6, с.66];  
 $n_i$  – числа розмірів відповідного квалітету точності;  
 $T$  – квалітет точності конструкції.

Таблиця 3.4 – Точність поверхонь деталі

Квалітет, T	6	8	9	10	11	12
Кількість поверхонь	2	3	5	2	2	7

$$T_{CP} = \frac{6 \cdot 2 + 8 \cdot 3 + 9 \cdot 5 + 11 \cdot 2 + 12 \cdot 7}{2 + 3 + 5 + 2 + 2 + 7} = 8,8$$

$$K_{TЧ} = 1 - \frac{1}{8,8} = 0,886$$

Оскільки  $K_{TЧ} > 0,8$ , то деталь вважається технологічною [6, с.66].

2. Коефіцієнт технологічності конструкції по шорсткості поверхні: [6, с.67]

$$K_{Ш} = \frac{1}{Ш_{CP}}, \quad (3.3)$$

де  $K_{Ш}$  – коефіцієнт шорсткості;  
Середня шорсткість поверхні виробу [6, с.67]

$$Ш_{CP} = \frac{\sum Ш \cdot n_{im}}{\sum n_{im}}, \quad (3.4)$$

де  $Ш_{CP}$  – середня шорсткість поверхні виробу;  
 $n_{im}$  – число поверхонь відповідної шорсткості;  
 $Ш$  – квалітет точності конструкції.

Таблиця 3.5 – Шорсткість поверхні виробу

Шорсткість, Ra	0,4	1,6	3,2	6,3
Кількість поверхонь	1	3	13	4

$$Ш_{CP} = \frac{0,4 \cdot 1 + 1,6 \cdot 3 + 3,2 \cdot 13 + 6,3 \cdot 4}{1 + 3 + 13 + 4} = 3,43.$$

$$K_{Ш} = \frac{1}{3,43} = 0,29$$

Оскільки  $K_{Ш} < 0,32$ , то деталь вважається технологічною [6, с.67].

3. Коефіцієнт використання матеріалу (КВМ), що представляє собою відношення маси обробленої деталі до маси вихідної заготовки. У найбільш

прогресивних технологічних процесах це відношення наближається до одиниці і залежить від способів отримання заготовок і масштабів виробництва: [6, с.68]

$$K_{\text{ИМ}} = \frac{M_{\text{д}}}{M_{\text{заг}}}, \quad (3.5)$$

де  $M = 0,130$  кг – маса готової деталі;

$M_{\text{заг}} = 0,301$  кг – маса заготовки.

$$K_{\text{ИМ}} = \frac{0,130}{0,301} = 0,43$$

Оскільки  $K_{\text{ИМ}} < 0,65$ , то деталь вважається нетехнологічною [6, с. 68].

В цілому, провівши аналіз технологічності, можна зробити висновок про те, що вал-шестерня є середньо технологічною деталлю.

Технологічність за постановкою розмірів

На робочому кресленні вал-шестерня конструктором проставлені власні розміри з урахуванням відхилень і похибок. Вони проставлялись з урахуванням реальних умов виготовлення деталі, але ці ж бази можуть бути використані в якості вихідних, настановних і вимірювальних баз майже на всьому протязі технологічного процесу виготовлення вал-шестерні. Розміри, координуючі положення торцевих поверхонь проставлені не в повній відповідності з принципом суміщення баз, в ролі яких виступає досить велика кількість поверхонь, що дає підстави вважати вал-шестерня не технологічною по постановці розмірів.

3) Технологічність по способам і видам механічної обробки

При виготовленні вал-шестерні використовується досить велика кількість різноманітних технологічних операцій, які і дозволяють отримати з заготовки готову деталь. Заготовка отримана на горизонтальному кривошипному пресі. Більшу частину поверхонь вал-шестерні отримано токарною обробкою при використанні стандартних різців різних видів, але для виконання внутрішньої поверхні-квадрат використовується електор-ерозійний станок.

4) Технологічність щодо потреби в спеціальних пристроях і технологічної оснастки

Для виготовлення вал-шестерні потрібно досить широка номенклатура інструменту. Більшість - це стандартні інструменти (різці, свердла, шліфувальні круги, фрези). При виготовленні вал-шестерні використовується переважно стандартна оснащення (центру, трьохкулачковий патрон. В цілому вал-шестерня відноситься до деталей середньої технологічності і може бути виготовлена в необхідній кількості згідно виробничої програми в умовах дрібносерійного виробництва.

### **Вибір та обґрунтування методу формоутворення, необхідного обладнання і параметрів формоутворення заготовки вал-шестерні.**

При виборі способу отримання заготовки необхідно враховувати конфігурацію, розміри, масу і матеріал заготовки; кількість одержуваних заготовок; необхідної точності отримання заготовки; шорсткість і якість її поверхневих шарів; бажане напрямком волокон металу. Спосіб отримання заготовки повинен бути економічно, технологічно, експлуатаційно доцільним.

Вимоги до заготовок:

1. Принципова можливість її отримання обраного способу з урахуванням фізико-механічних, хімічних та інших властивостей матеріал
2. Простота зовнішніх форм - це вимога визначається вартістю оснащення (штампів, ливарних форм).
3. Максимальна наближеність розмірів і форми заготовки до розмірів і форми готової деталі
4. Однорідність внутрішньої структури заготовки, відсутність пустот, раковин, тріщин тощо.
5. У разі заготовок, одержуваних за допомогою обробки тиском - оптимальне розташування волокон максимально що сприяє сприйняттю навантажень на деталь в процесі роботи.

Також на вибір способу отримання великий вплив робить час відведений на технологічну підготовку виробництва (проекування, виготовлення та налагодження штампів, моделей прес-форм і т.д.); наявність відповідного технологічного обладнання та ступінь автоматизації процесу.

Обладнанням є кривошипний гарячештамповочний прес (КГШП). Головні виконавчі механізми КГШП можуть бути кривошипноползунними, кривошипно-кулісними або кривошипно-клиновими. Перша схема механізму знайшла найширше застосування в вітчизняних та зарубіжних моделях пресів.

Жорсткість традиційного кривошипно-ползунного механізму забезпечена одним із таких способів: ексцентриковим валом, коротким без регулювання довжини шатуном або масивним повзуном з подвійним напрямком - призми власне повзуна в основних напрямних станини в додаткових напрямних у верхній частині станини. Додаткове напрямком за допомогою направляючих сприяє зменшенню перекосів повзуна при ексцентричному навантаженні, підвищуючи тим самим точність штампування.

КГШП був обраний завдяки властивим йому особливостям, цим методом можна отримати заготовку точності IS 14 ... 16. В даному випадку це доцільно, тому що до поверхонь шестерні пред'являється висока точність. Для отримання заготовки для шестерні використовують поковки 1-ї групи: поковка типу шестерні з двома потовщеннями. Це поковки, що виготовляються осадкою. У них порожнисті елементи утворюються видавлюванням металу в замкнуту кільцеву порожнину. Для виготовлення таких поковок застосовують роз'ємні матриці і двосторонній рух пуансонів.

У порівнянні зі штампуванням на пароповітряних молотах має ряд переваг. Завдяки наявності виштовхувачів в штампах КГШП штампувальні ухили призначають приблизно в два рази меншими, ніж на молотах. Постійний хід повзуна, велика точність його руху в напрямних станини преса, застосування штамповок з направляючими колонами і забезпечують виготовлення поковок з меншими, ніж на молотах, припусками, допусками і витрата матеріалу.

Так як штампування виконується за один хід повзуна, окалина може заштампуватися в поковку, тому нагрів заготовок під штампування на КГШП повинен бути мало затратним, що також зменшує витрату матеріалу на поковки, широко застосовують індукційний нагрів заготовок. Продуктивність преса на 30-50% вище, ніж на молотах, на якому кожен перехід штампування здійснюється в кілька ударів. При штампуванні на пресі значно менше витрата енергії, в 2-4 рази вище, ніж у молотів, т. як. значно краще і безпечніше умови праці.

Можлива конфігурація заготовки з урахуванням методу її отримання показана на рисунку 3.1. Площина роз'єму штампа проходить через найбільший перетин заготовки, що полегшує заповнення штампа і дозволяє контролювати переміщення площин штампа.

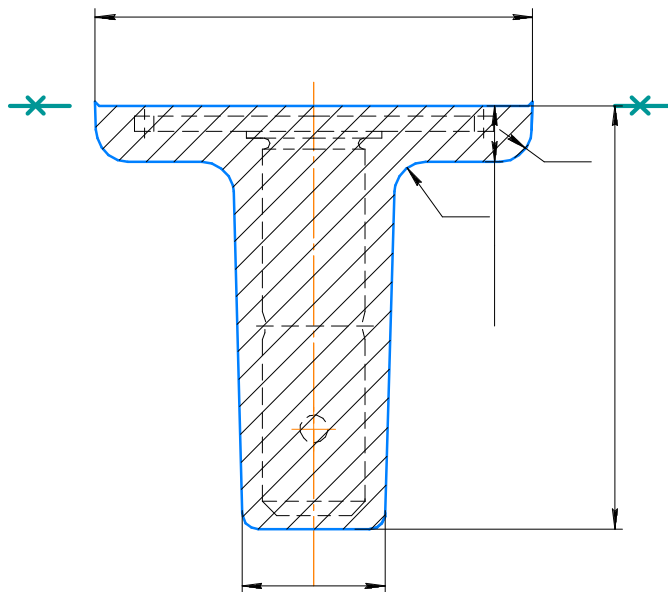


Рисунок 3.1 – Эскіз заготовки

### **Розрахунки, обґрунтування та оптимізація потрібної кількості технологічних операцій формоутворення циліндричних та плоских поверхонь-представників вал-шестерні.**

Визначення точності розмірів заготовки проводимо по ГОСТ 7505-89 «Поковки стальные штампованные. Допуски, припуски и кузнечные напуски»

Спочатку визначені: група стали (М2), ступінь складності (С3), шорсткість одержуваної заготовки Rz 160.

Розрахунок числа технологічних переходів по точності і шорсткості

Як приклад зробимо розрахунок необхідної кількості операцій обробки для поверхні №17  $\varnothing 4,8 \text{ H}10( \begin{smallmatrix} +0,048 \\ 0 \end{smallmatrix} )$

Кількість операцій обробки основних поверхонь можна визначити за такими формулами:

– з умови забезпечення заданої точності розміру [6, с.69]:

$$n_T = \frac{\lg\left(\frac{T_{\text{заг}}}{T_{\text{дет}}}\right)}{0,462} = n_T = \frac{\lg\left(\frac{750}{48}\right)}{0,462} = 2,58; \quad (3.6)$$

де  $T_{\text{заг}}$  – допуск розміру заготовки, мкм;

$T_{\text{дет}}$  – допуск розміру деталі, мкм;

– з умови забезпечення заданої шорсткості поверхні [6, с.69]:

$$n_{\text{ш}} = \frac{\lg\left(\frac{Rz_{\text{заг}}}{Rz_{\text{дет}}}\right)}{0,400} = n_{\text{ш}} = \frac{\lg\left(\frac{160}{12,5}\right)}{0,400} = 2,768, \quad (3.7)$$

де  $Rz_{\text{заг}}$  – шорсткість поверхні заготовки, мкм;

$Rz_{\text{дет}}$  – шорсткість поверхні деталі, мкм;

Прийняте число переходів  $n_{\text{пр}} = 3$ .

Зміна точності і шорсткості по переходах розподіляється за правилом прогресуючого зменшення. Отже, точність операційних розмірів буде змінюватися по переходах наступним чином:

16 – (штампування) – 12 – 11 – 10.

Шорсткість поверхні заготовки повинна змінюватися за періодами таким чином: Rz160 (штампування) - Rz40 – Rz25 – Rz12.

Отже, задану точність розміру і шорсткість поверхні деталі можна досягти після трьох переходів механічної обробки:

Свердління-зенкерування-розгортання.

Аналогічно формуються можливі варіанти обробки інших поверхонь деталі. Результати зведені в таблицю 3.

Число необхідної кількості ступенів обробки приймаємо виходячи з таких факторів:

1). збільшення ступенів обробки призводить до зменшення частки загального припуску, що знімається на кожній операції окремо, що в свою чергу призводить до розвантаження обладнання, підвищенню стійкості ріжучого інструменту, поліпшенню процесу різання;

2) в свою чергу менша кількість ступенів обробки вимагає меншої кількості обладнання, менша кількість людей, значно спрощується технологічний процес і зменшується час на обробку

Схема нумерації поверхонь представлена на рисунку 3.2

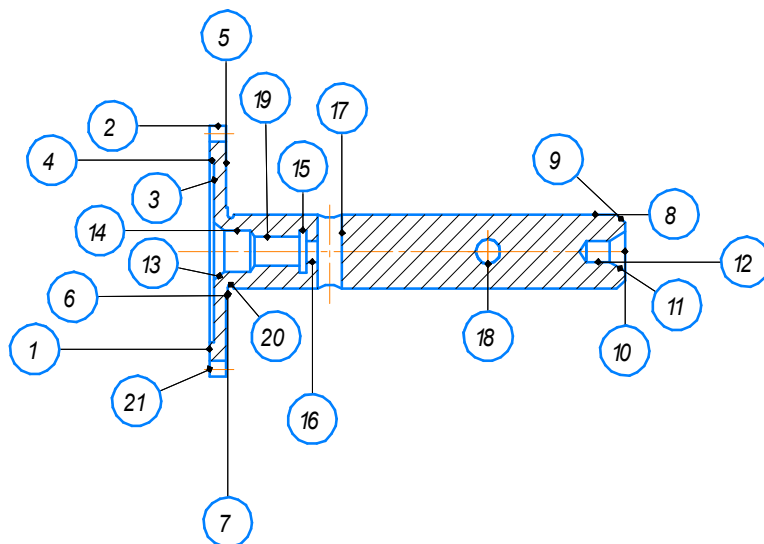


Рисунок 3.2 – Схема нумерації поверхонь вал-шестерні



Таблиця 3.6 – Розрахунок і оптимізація необхідної кількості операцій формоутворення елементарних поверхонь валу-шестерні

№ Пов	Характеристики поверхні		Кількість операцій				Характеристики оброблених поверхонь					Операції
	Деталь	Заготовка	n <sub>T</sub>	n <sub>Ш</sub>	n <sub>баз</sub>	n <sub>пр</sub>	1	2	3	4	5	Найменування
8	Ø14,3 h6(-0,011) Rz 2	h16(+0,9) (-0,5) Rz 160	4,56	4,76	5	5	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 10 Rz 10				Токарна напівчистова
									h 9 Rz 5			Токарна чистова
										h7 Rz 3,2		Шліфування попереднє
											h6 Rz2	Шліфування остаточне
10;1	81,4 h11(-0,022) Rz 12,5	h16(+1,1) (-0,5) Rz 160	1,87	2,76	3	3	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 11 Rz 25				Токарна напівчистова
									h 11 Rz 2,5			Токарна чистова
17,1 8	Ø4,8 H10(+0,048) Rz 12,5	H16(+0,75) Rz 160	2,59	2,76	3	3	H 12 Rz 40					Сверління
								H 11 Rz 25				Зенкерування
									H 10 Rz12,5			Розгортання

Продовження таблиці 3.6

7;1	3,6 h9 <sub>(-0,030)</sub> Rz 12,5	h16 <sub>(-0,5)</sub> <sup>(+0,9)</sup> Rz 160	3,75	2,77	4	4	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 11 Rz 25				Токарна напівчистова
									h 10 Rz 16			Токарна чистова
										h9 Rz12,5		Шліфування остаточне
6	Ø19h12 (-0,210) Rz 12,5	h16 <sub>(-0,4)</sub> <sup>(+1,0)</sup> Rz 160	1,79	2,1	3	2	h12 Rz 25					Токарна чорнова
								h 12 Rz 12,5				Токарна чистова
5;1	3,3h11 (-0,075) Rz 12,5	h16 <sub>(-0,5)</sub> <sup>(+0,9)</sup> Rz 160	2,76	2,77	3	3	h12 Rz 40					Токарна чорнова
								h11 Rz 25				Токарна напівчистова
									h 11 Rz 12,5			Токарна чистова

Продовження таблиці 3.6

2	Ø48,26 h9 (-0,062) Rz 2,5	h 16 ( <sup>+1,1</sup> <sub>-0,5</sub> ) Rz 160	3	2,71	3	3	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 11 Rz 25				Токарна напівчистова
									h 10 Rz 16			Токарна чистова
1;10	81,4 h11 (-0,022) Rz 12,5	h 16 (-0,6) Rz 160	1,87	2,76	3	3	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 11 Rz 25				Токарна напівчистова
									h 11 Rz 12,5			Токарна чистова
3;1	0,9 h12 (-0,100) Rz 25	h 16 ( <sup>+1,1</sup> <sub>-0,5</sub> ) Rz 160	1,7	2	2	2	h 12 Rz 40					Токарна чорнова
								h 12 Rz 25				Токарна чистова
14	Ø 8 H12 ( <sup>+0,150</sup> ) Rz 12,5	H 16 ( <sup>+0,9</sup> ) Rz 160	1,72	2,8	3	2	h 12 Rz 40					Сверлильна
								h 12 Rz 12,5				Токарна

### **3.2 Розрахунок припусків і операційних розмірів діаметральних і торцевих поверхонь**

**Вибір та техніко-економічне обґрунтування етапів технологічного процесу виготовлення, комплектів технологічних баз, схем базування, методів та послідовності формоутворення поверхонь вал-шестерні.**

При розробці технологічного процесу керуються трьома принципами: технічним, економічно, організаційним. Технічний: виконання вимог креслення і технічних умов - точність деталі, якість поверхонь і технологічність конструкції. Характеристиками деталі є: точність розмірів, форми і взаємного положення в просторі окремих її конструктивних елементів. Економічний принцип - виготовлення виробів з мінімальними витратами праці і витратами виробництва. Організаційний принцип - виготовлення деталі в умовах забезпечують максимальну ефективність виробництва.

Керуючись вище сказаним приходимо до вибору наступної раціональної послідовності формотворчих операцій:

1. Штампування на КГШП.
2. Уточнення форми і розмірів деталі, відповідно точності і якості поверхонь шляхом токарної обробки (точіння зовнішніх і внутрішніх поверхонь деталі, формування допоміжної настановної бази).
3. Ряд токарних чистових операцій з наближення конфігурації заготовки до готової деталі.
4. Просвердлювання та пропалювання отворів .
5. Фрезерування зубчатого вінця.
6. Термообробка зубчатого вінця.
7. Ряд шліфувальних операцій з формуванням комплексу поверхонь, повністю відповідає вимоги на кресленні по геометричній формі, розмірам, точності і шорсткості.
8. Токарно операція з наближення конфігурації до готової деталі.
9. Шліфувальна операція по зубчатій поверхні.
12. Остаточний контроль і консервація деталі. Обґрунтування розробленої послідовності регламентується виконанням вимог, описаних раніше.

**Розрахунки припусків на обробку та операційних розмірів-діаметрів заданих циліндричних поверхонь вал-шестерні нормативним методом.**

Нормативний метод визначення припусків передбачає призначення загальних або операційних припусків на механічну обробку в залежності від методу виготовлення заготовки, необхідної точності і шорсткості поверхні деталі і розмірів цієї поверхні на основі дослідно-статистичних даних, що містяться в нормативно-технічній документації.

Величина загального припуску відповідно до прийнятого технологічного маршрутом розподіляється між окремими переходами обробки кожної поверхні. Розподіл здійснюється за правилом прогресуючого зменшення.

Розрахунок припусків на обробку і операційних розмірів-діаметрів поверхонь обертання нормативним методом розглянемо на прикладі формування зовнішньої циліндричної поверхні №8  $\varnothing 14,3 h6(-0,018)$ ; Rz 2.

Встановлюємо маршрут обробки поверхні на підставі раніше розробленого технологічного процесу. Заготовка - штампування. Формоутворення поверхні проводиться за 4 переходу в наступному порядку:

Точіння чорнове - точіння напівчистове - точіння чистове – цементація - закалка – шліфування попереднє – шліфування остаточне. Точність поверхні підвищується в результаті досягнення необхідної шорсткості і змінюється по переходах наступним чином:

Точність операційних розмірів буде змінюватися за операціями наступним чином: IT16 (заготовка)– h 12 – h10 – h9 – h7 – h6(деталь).

Шорсткість поверхні заготовки повинна змінюватися по переходах таким чином: Rz160 (заготовка) – Rz40 – Rz12,5 – Rz 6,3 – Rz 3,2 – Rz 2 (деталь).

Досягається точність визначає допуск розміру. Значення встановлюємо за таблицями з довідкової літератури: точіння чорнове (-0,180 мм), точіння півчистове(-0,070 мм), точіння чистове(-0,043 мм), шліфування попереднє(-0,018 мм) – шліфування остаточне(-0,011 мм).

Допуск розміру поковки відповідно 1,400 мм, [6, с. 103, т.ПЗ.2].

Рекомендований припуск по східцях обробки встановлюємо згідно[6, с. 144, т. П12.1, с.145, т. П12.2]:

- а) для чорнового точіння:  $2z_{ном} = 1,300$  мм;
- б) для точіння напівчистового:  $2z_{ном} = 0,600$  мм;
- в) для точіння чистового:  $2z_{ном} = 0,400$  мм;
- г) для шліфування попереднього:  $2z_{ном} = 0,200$  мм;
- д) для шліфування остаточного:  $2z_{ном} = 0,100$  мм.

Заповнення всіх наступних граф таблиці 2 починаємо з останнього ступеня обробки, для якої розрахунковий розмір дорівнює розміру готової деталі. Для остаточного шліфування розрахунковий діаметр дорівнює:  $D_{розр} = 14,3$  мм. Це ж значення вважаємо прийнятим номінальним розміром на даному переході:

$D_{прин} = 14,3$  мм.

Розрахункові розміри на попередніх щаблях обробки визначаються як сума прийнятого розміру (рівного заокруглені значення розрахункового розміру) і відповідного йому розрахункового припуску на даному ступені обробки [6, с.119]:

$$D_{расч\ i-1} = D_{max.\ i} + 2z_{ном.} \quad (3.8)$$

- а) для шліфування остаточного:  $D_{розр} = 14,3$ ;
- б) для шліфування попереднього:  $D_{розр} = 14,3 + 0,100 = 14,4$  мм;
- в) для точіння чистового:  $D_{розр} = 14,4 + 0,200 = 14,6$  мм;
- г) для точіння напівчистового:  $D_{розр} = 14,600 + 0,400 = 15$  мм;
- д) для чорнового точіння:  $D_{розр} = 15 + 0,600 = 15,6$  мм;
- е) для штампування:  $D_{розр} = 15,6 + 1,300 = 16,9$  мм.

Значення  $D_{розр}$  округляємо до найближчого стандартного значення з ряду допускаються закінчень розмірів. Це округлення рекомендується для всіх операцій механічної обробки, за винятком розмірів на оздоблювальних операціях, під час виконання яких величина припуску, що знімається коливається в межах десятків мікрометрів: [6, с.115].

- а) для шліфування остаточного:  $D_{розр} = 14,3$ ;
- б) для шліфування попереднього:  $D_{прин} = 14,4$  мм;
- в) для точіння чистового:  $D_{прин} = 14,6$  мм;
- г) для точіння напівчистового:  $D_{прин} = 15$  мм;
- д) для чорнового точіння:  $D_{прин} = 15,6$  мм;
- е) для штампування:  $D_{прин} = 16,9$  мм.

Маючи значення  $D_{прин}$ , можна визначити значення прийнятого і мінімального припусків на усі східці обробки :

$$2z_{прин\ i} = D_{прин\ i-1} - d_{прин\ i}; \quad 2z_{min} = 2z_{прин\ i} - Td_{i-1}. \quad (3.9)$$

а) для шліфування остаточного :

$$2z_{прин} = 14,4 - 14,3 = 0,1 \text{ мм};$$

$$2z_{min} = 0,100 - 0,018 = 0,082 \text{ мм};$$

б) для шліфування предваительного :

$$2z_{прин} = 14,6 - 14,4 = 0,2 \text{ мм};$$

$$2z_{min} = 0,200 - 0,043 = 0,157 \text{ мм};$$

в) для точіння чистового:

$$2z_{прин} = 15 - 14,6 = 0,400 \text{ мм};$$

$$2z_{min} = 0,400 - 0,070 = 0,330 \text{ мм};$$

г) для точіння напівчистового:

$$2z_{прин} = 15,6 - 15 = 0,600 \text{ мм};$$

$$2z_{min} = 0,600 - 0,180 = 0,420 \text{ мм};$$

д) для чорнового точіння:

$$2z_{прин} = 17 - 15,6 = 1,400 \text{ мм};$$

$$2z_{min} = 1,4 - 500 = 0,900 \text{ мм}.$$

Розрахунок для інших поверхонь ведеться аналогічно. Результати розрахунку представлені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Розрахунок припусків на обробку та операційних розмірів-діаметрів нормативним методом

Технологічні операції		Разміри, мм		Відхилення, мм	Припуски, мм			Характеристики операцій	
№	Найменування	Розрахунковий	Прийнятий		Рекомендований	Прийнятий	Мінімальний	Шорсткість	Точність
Поверхня № 8: зовнішня циліндрична, $\varnothing 14,3$ h6 <sub>(-0,011)</sub> ; Rz 2;									
	Шліфування остаточне	$\varnothing 14,300$	$\varnothing 14,300$	-0,011	0,100	0,100	0,082	Rz 2	h6
	Шліфування попереднє	$\varnothing 14,400$	$\varnothing 14,400$	-0,018	0,200	0,200	0,157	Rz 3,2	h7
	Токарна чистова	$\varnothing 14,600$	$\varnothing 14,600$	-0,043	0,400	0,400	0,330	Rz 10	h9
	Токарна напівчистова	$\varnothing 15,000$	$\varnothing 15,000$	-0,070	0,600	0,600	0,420	Rz 25	h10
	Токарна чорнова	$\varnothing 15,600$	$\varnothing 15,600$	-0,180	1,300	1,400	0,900	Rz 40	h12
	Штампуння	$\varnothing 16,900$	$\varnothing 17,000$	+0,900 -0,500	-	-	-	Rz 160	IT16
Поверхня № 17: внутрішня циліндрична, $\varnothing 4,8$ H 10 <sup>(+0,048)</sup> ; Rz 12,5;									
	Розгортання	4,800	4,800	0,048	0,200	0,200	0,125	Rz 12,5	H10
	Зенкерування	4,600	4,600	0,075	0,600	0,600	0,480	Rz 25	H11
	Свердління	4	4	0,120	-	-	-	Rz 40	H12

## Продовження таблиці 3.7

Технологічні операції		Разміри, мм		Відхилення, мм	Припуски, мм			Характеристики операцій	
№	Найменування	Розрахунковий	Прийнятий		Рекомендований	Прийнятий	Мінімальний	Шорсткість	Точність
Поверхня № 17: внутрішня циліндрична, $\varnothing 8 \text{ H } 12^{(+0,150)}$ ; Rz 12,5;									
	Токарна	$\varnothing 8$	$\varnothing 8$	0,150	0,500	0,500	0,280	Rz 12,5	H12
	Свердління	$\varnothing 7,500$	$\varnothing 7,500$	0,220	-	-	-	Rz 25	H13
Поверхня № 6: зовнішня циліндрична, $\varnothing 19 \text{ h } 12(-0,210)$ Ra 12,5;									
	Токарна чистова	$\varnothing 19$	$\varnothing 19$	-0,210	0,500	0,650	0,320	Rz 12,5	h 12
	Токарна чорнова	$\varnothing 19,650$	$\varnothing 19,7$	-0,330	-	-	-	Rz 50	h 13
Поверхня № 17: внутрішня циліндрична, $\varnothing 8 \text{ H } 12^{(+0,150)}$ ; Rz 12,5;									
	Токарна	$\varnothing 8$	$\varnothing 8$	0,150	0,500	3	2,820	Rz 12,5	H12
	Свердління	$\varnothing 5$	$\varnothing 5$	0,180	-	-	-	Rz 25	H13
Поверхня №2 : зовнішня циліндрична, $\varnothing 48,26 \text{ h } 9(-0,062)$ Rz 12,5;									
	Токарна чистова	48,260	48,260	-0,062	0,600	0,600	0,500	Rz 12,5	h9
	Токарна напівчистова	48,860	48,860	-0,100	0,800	0,840	0,590	Rz 25	h10
	Токарна чорнова	49,660	49,700	-0,250	2,000	2,000	1,500	Rz 40	h12
	Штамповка	51,660	51,700	+1,100 -0,500	-	-	-	Rz 160	IT16



## Розрахунки припусків на обробку та операційних розмірів-діаметрів

Розрахунково-аналітичний метод визначення припусків базується на аналізі чинників, що впливають на припуски попереднього і виконуваного переходів технологічного процесу обробки поверхні. Значення припуску визначається методом диференційованого розрахунку за елементами, що становлять припуск. Розрахунковою величиною є мінімальний припуск на обробку, достатній для усунення на виконуваному переході похибок обробки і дефектів поверхневого шару, отриманих на попередньому переході, і компенсації похибок, що виникають на виконуваному переході.

Величину мінімального проміжного припуску для поверхонь вал-шестерні обчислюють за такою залежністю [6, с. 79]:

$$2 \cdot Z_{i-1} \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2} \quad (3.10)$$

де:  $R_{z_{i-1}}$  – висота нерівностей профілю на попередньому переході;

$h_{i-1}$  – глибина дефектного поверхневого шару на попередньому переході;

$\Delta_{i-1}$  – просторові відхилення розташування поверхні і в деяких випадках відхилення форми поверхні на попередньому переході;

$\varepsilon_i$  – похибка установки заготовки на виконуваному переході.

Допустимі величини зсуву і викривлення штампованих заготовок регламентовані галузевим стандартом.

Сумарне значення просторових відхилень визначається виразом [6, с.81]:

$$\Delta_{\Sigma}^{\text{заг}} = \sqrt{\Delta_{\text{СМ}}^2 + \Delta_{\text{кор}}^2}, \quad (3.11)$$

де:  $\Delta_{\text{кор}}$  і  $\Delta_{\text{СМ}}$  – просторові відхилення, обумовлені відповідно викривленням заготовки та зміщенням елементів [6, с.139-140, П7.8]:.

Величину номінального припуску обчислюють за такою залежністю [6, с. 83]:

$$2Z_{\text{НОМ}} = 2Z_{i\text{min}}, \quad (3.12)$$

Розрахункові операційні розміри визначаються за такими формулами

[6, с.84]: для внутрішніх [6, с.84]:

- для зовнішньої поверхні

$$D_{pi-1} = D_{\text{max}i} + 2Z_{\text{НОМ}i} \quad (3.13)$$

$$D_{\text{min}i} = D_{\text{max}i} - T_i; \quad (3.14)$$

$$2Z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i-1} - D_{\text{min}i}; \quad (3.15)$$

$$2Z_{\text{min}i} = D_{\text{min}i-1} - D_{\text{max}i} \quad (3.20)$$

- для внутрішньої поверхні

$$D_{pi-1} = D_{\text{min}i} + 2Z_{\text{НОМ}i}; \quad (3.16)$$

$$D_{\text{max}i} = D_{\text{min}i} - T_i; \quad (3.17)$$

$$2Z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i} - D_{\text{min}i-1} \quad (3.19)$$

Розрахунок припусків на обробку і операційних розмірів-діаметрів розрахунково-аналітичним методом розглянемо на прикладі формування зовнішньої поверхні №2  $\varnothing 48,26 h9(-0,062) Rz12,5$ . Формоутворення даної поверхні проводиться за три переходи: точіння чорнове, точіння напівчистове, точіння чистове.

Складові припуску визначаються з урахуванням прийнятих методів обробки поверхонь. Результати обчислень заносяться в таблицю 2.7 в наступному порядку:

1. Маршрут обробки елементарних поверхонь заповнюється відповідно до обраного методу формоутворення.

2. Величини  $R_z$  та  $h$ , характеризують стан поверхні заготовки після обробки різними методами, визначаються за таблицями точності і якості обробки [6, с.89, т.П1.1].

а) для штамповки :  $R_z$  160,  $h = 200$  мкм;

б) для чорнового точіння :  $R_z$  40,  $h = 50$  мкм;

в) для чистового точіння :  $R_z$  25,  $h = 25$  мкм;

г) для чистового точіння :  $R_z$  12,5,  $h = 5$  мкм;

Для визначення величини залишкових просторових відхилень на всіх наступних щаблях обробки застосуються формула [2.12]:

$$\Delta_i = \frac{K_{y_i} \cdot \Delta_{i-1}}{K_{y_{i-1}}}, \quad (3.21)$$

де:  $K_{y_i}$  – коефіцієнт уточнення для кожної операції.

а) для штамповки:  $\Delta_\Sigma = 500$  мкм;

б) для чорнового точіння:  $K_y = 0,06$   $\Delta_\Sigma = 30$  мкм;

в) для напівчистового точіння:  $K_y = 0,05$   $\Delta_\Sigma = 25$  мкм;

г) для чистового точіння:  $K_y = 0,04$   $\Delta_\Sigma = 20$  мкм;

3. Похибка установки  $\varepsilon$  є відхилення фактично досягнутого положення заготовки при її установці від необхідного. [6, с. 141-142, П 11]:

а) для штамповки:  $\varepsilon \approx 0$  мкм;

б) для чорнового точіння:  $\varepsilon = 200$  мкм;

в) для напівчистового точіння:  $\varepsilon = 100$  мкм;

г) для чистового точіння:  $\varepsilon = 50$  мкм;

Маючи значення складових елементів припусків, визначаємо розрахункові значення мінімальних припусків на діаметр для всіх ступенів обробки, починаючи з останньої: (2.11)

а) для чорнового точіння:  $2Z_{\min} = 2(160 + 200 + \sqrt{500^2 + 200^2}) = 1797$  мкм;

б) для напівчистового точіння:  $2Z_{\min} = 2(40 + 50 + \sqrt{30^2 + 100^2}) = 389$  мкм;

в) для чистового точіння:  $2Z_{\min} = 2(25 + 25 + \sqrt{25^2 + 50^2}) = 212$  мкм;

4. Наступну графу таблиці (допуск на розмір) заповнюють на підставі даних про точність на кожному ступені обробки.

5. Розрахунковий припуск  $2Z_{\text{НОМ}}$  визначається як сума мінімального припуску  $2Z_{\min}$  і допуску на попередньому ступені обробки:

а) для чорнового точіння:  $2Z_{\text{НОМ}} = 1797 + 0,500 = 2297$  мкм;

б) для напівчистового точіння:  $2Z_{\text{НОМ}} = 389 + 250 = 639$  мкм;

в) для чистового точіння:  $2Z_{\text{НОМ}} = 212 + 100 = 312$  мкм;

6. Розрахунковий розмір на останньому шаблі обробки для остаточного шліфування дорівнює розміру готової деталі:  $D_{\text{расч}} = 48,26$  мм. Це ж значення буде приймати і найбільший граничний розмір на даній операції  $D_{\text{max}} = 48,26$  мм. Розрахункові розміри на попередніх ступенях обробки визначаються [6, с.84]:

$$D_{\text{расч}i-1} = D_{\text{расч}i} + 2Z_{\text{ном}i} \quad (3.22)$$

При розрахунку, враховуємо також додатні відхилення діаметрів валів і отворів.

а) для напівчистового точіння:  $D_{\text{расч}} = 48,26 + 0,312 = 48,572 \approx 48,600$  мм;

б) для чорнового точіння:  $D_{\text{расч}} = 48,572 + 0,639 = 49,211 \approx 49,300$  мм;

в) для штамповки:  $D_{\text{расч}} = 49,211 + 2,297 = 51,808 \approx 52$  мм.

При цьому величини розміру на чистових, полувчистових і чорнових операціях округлюються відповідно до низки стандартних закінчень розмірів [6, с. 155, П 20.1]:

7. Мінімальні граничні значення деталі на всіх етапах її обробки визначаються (2.15)

$$\text{а) для чистового точіння: } D_{\text{min}i} = D_{\text{max}i} - T_i D_{\text{min}} = 48,26 - 0,062 = 48,234 \text{ мм;} \quad (3.23)$$

б) для напівчистового точіння:  $D_{\text{min}} = 48,600 - 0,100 = 48,500$  мм;

в) для чорнового точіння:  $D_{\text{min}} = 49,300 - 0,250 = 49,050$  мм;

г) для штамповки:  $D_{\text{min}} = 52 - 0,500 = 51,500$  мм.

8. Маючи значення.

$D_{\text{max}}$  та  $D_{\text{min}}$ , можна знайти значення максимального ( $2Z_{\text{max}}$ ) і мінімального ( $2Z_{\text{min}}$ ) припусков за такими залежностями (2.20) та (2.21)

а) для чистового точіння:

$$2Z_{\text{min}i} = D_{\text{min}i-} - D_{\text{max}i} = 48,500 - 48,260 = 0,240 \text{ мм;} \quad (3.24)$$

$$2Z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i-} - D_{\text{min}i} = 48,600 - 48,234 = 0,366 \text{ мм;} \quad (3.25)$$

б) для напівчистового точіння:

$$2Z_{\text{min}i} = 49,050 - 48,600 = 0,450 \text{ мм;} \quad (3.24)$$

$$2Z_{\text{max}i} = 49,300 - 48,500 = 0,800 \text{ мм;} \quad (3.25)$$

г) для чорнового точіння:

$$2Z_{\text{min}} = 51,500 - 49,300 = 1,200 \text{ мм;} \quad (3.24)$$

$$2Z_{\text{max}} = 52 - 49,050 = 2,950 \text{ мм;} \quad (3.25)$$

9. Технологічний операційний розмір на кожному ступені обробки записується як номінальний розмір з допуском. При цьому, в разі обробки охоплюють поверхонь по полю Н в якості номінального виступає мінімального розмір, а в разі охоплюються (по полю h) - максимальний. Технологічний розмір заготовки записується як номінальний розмір заготовки з відповідним допуском:

а) для чистового точіння  $48,260_{-0,062}$ ;

а) для напівчистового точіння  $48,600_{-0,100}$ ;

б) для чорнового точіння:  $49,300_{-0,250}$ ;

в) для штамповки:  $52_{-0,500}^{+1,100}$ ;

Проаналізувавши, можна зробити висновок про рівноцінність обох методів розрахунку припусків - розрахунково-аналітичного та нормативного. У кожного з цих методів існує своя область застосування і, в цілому, вони дають дуже подібні результати. Принципова їхня відмінність полягає в способі призначення.

Розрахунково-аналітичний метод оперує реальними величинами факторів, які можуть відрізнятися при різних типах виробництва, використовуваного технологічного обладнання і для різних деталей. Застосування розрахунково-аналітичного методу більш виправдано в умовах масового виробництва, де є можливість з максимальною повнотою врахувати всі різноманітні фактори, що впливають на параметри деталі, що компенсує його підвищену трудомісткість.

Нормативний метод базується на вже існуючих нормативах, які об'єднують в собі весь багаторічний досвід спостереження і аналізу в машинобудуванні. Він є більш простим у застосуванні, дає досить достовірні результати, проте менш економічний (результати розрахунку припусків розрахунково-аналітичним методом дають, як правило, дещо меншу величину) і часто не враховує специфіку виготовлення конкретної деталі або конкретних умов виробництва. При серійному і одиничному типах виробництва доцільно користуватися нормативним методом.

### **3.3 РОЗРОБКА, ВИКОНАННЯ ТА АНАЛІЗ РОЗМІРНОЇ СХЕМИ ФОРМОУТВОРЕННЯ І СХЕМ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ ПЛОСКИХ ТОРЦЕВИХ ПОВЕРХОНЬ ВАЛ-ШЕСТЕРНІ**

Розмірну схему розробляють на основі плану технологічного процесу. Для цього викреслений контур готової вал-шестерні, в напрямку торців вказані шари міжопераційних припусків на обробку, вказані відстані між торцевими поверхнями відповідно до координацією розмірів на робочому кресленні (з урахуванням кількості обробок торцевих поверхонь), умовно показані операційні припуски і відповідні розміри заготовки.

Головне завдання розмірного аналізу – вірне і обґрунтоване визначення проміжних і остаточних розмірів і допусків на них для вал-шестерні. 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 ескізи 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 викреслюємо контур готової деталі і вказуємо в напрямку торців шари міжопераційних припусків на обробку. Вказуємо відстань між торцевими

поверхніми розмірами А ... Е відповідно до координації розмірів на робочому кресленні; з урахуванням кількості обробок торцевих поверхонь, умовно показуємо операційні припуски  $Z_{mn}$ .

Всі вихідні, проміжні та кінцеві торцеві поверхні нумеруємо за порядком зліва направо від 1 до n. 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, одержані при виконанні кожної операції відповідними буквами А ... Е. Операційні розміри представлено у вигляді стрілок з точкою. Точка співпадає з настановною базою, а стрілка вказує на поверхню, отриману на даній операції.

З правої сторони від розмірної схеми для кожної операції виявляємо і будуємо схеми технологічних розмірних ланцюгів. На підставі складених схем розмірних ланцюгів визначаємо типи складових ланок і складаємо вихідні рівняння, а потім їх розв'язуємо. 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. Складання розмірних ланцюгів виконуємо таким чином, щоб в кожному новому ланцюгу була невідомою тільки один замикаючий розмір. В такій же послідовності ведуть розрахунок розмірних ланцюгів.

Розмірна схема (Рисунок. 2.4) була розроблена для поверхонь:

- 1 і 10 (розмір-координата С);
- 7 і 1 (розмір-координата А);
- 5 і 1 (розмір-координата В);

### **3.4 Розрахунки, аналіз та оптимізація припусків на обробку операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь вал-шестерні з використанням прикладної теорії графів розмірних ланцюгів**

Мінімальний операційний односторонній припуск на обробку торцевих поверхонь визначають по формулі:

$$Z_{i \min} = R_{z i-1} + h_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + \varepsilon_i \quad (3.26)$$

Як приклад виконаний розрахунок для торця 1, який обробляють три рази з наступними характеристиками поверхні :

- Штапування:  $R_z = 160$  мкм,  $h = 200$  мкм;
- токарна чорнова:  $R_z = 40$  мкм,  $h = 50$  мкм;
- токарна напівчистова:  $R_z = 20$  мкм,  $h = 30$  мкм.
- токарна чистова:  $R_z = 12,5$  мкм,  $h = 20$  мкм.

Для торцевих поверхонь заготовки просторові відхилення виражені тільки викривленням. Погрішність зміщення відсутня, оскільки торці формуються в одній половині штапу.

Просторовий відхилення початкової заготовки - викривлення  $\Delta_{кор} = 400$  мкм [6, стор 140] і коефіцієнт уточнення  $K_u$  [6, стор 140].

У загальному випадку залишкові просторові відхилення після кожного з переходів визначають по формулі:  $\Delta_{ост} = \Delta_v \cdot K_u$  [6, стор 79].

Уточнення викривлення визначають до термічної операції як наскрізне:

- після токарної чорнової:  $\Delta_{\text{кор}} = 400 \times 0,06 = 24$  мкм;
- після токарної напівчистової:  $\Delta_{\text{кор}} = 400 \times 0,05 = 20$  мкм;
- після токарної чистової:  $\Delta_{\text{кор}} = 400 \times 0,05 = 16$  мкм;

Похибка установки прийнята по [6, стр 141]:

- для токарної чорнової: діаметр бази 30... 80 мм, стан бази – попередньо оброблена,  $\epsilon = 100$  мкм
- для токарної напівчистової: діаметр бази 30... 80 мм, стан бази – чисто оброблена,  $\epsilon = 50$  мкм;
- для токарної чистової: діаметр бази 30... 80 мм стан бази чисто оброблена,  $\epsilon = 25$  мкм;

Мінімальний розрахунковий  $Z_{\text{min p}}$  и прийнятий  $Z_{\text{min}}$  припуску на обробку торцевої поверхні 20 по операціям:

- для токарної червоної:

$$Z_{\text{min p}} = 160 + 200 + 400 + 100 = 860 \text{ мкм}, Z_{\text{min}} = 0,860 \text{ мм};$$

- для токарної напівчистової:

$$Z_{\text{min p}} = 40 + 50 + 24 + 50 = 164 \text{ мкм}, Z_{\text{min}} = 0,164 \text{ мм};$$

- для токарної чистової:

$$Z_{\text{min p}} = 25 + 30 + 20 + 25 = 100 \text{ мкм}, Z_{\text{min}} = 0,100 \text{ мм};$$

Результати розрахунку припусків торцевих поверхонь розрахунково-аналітичним методом наведені в таблиці 3.8

Таблиця 3.8 – Розрахунок припусків на обробку і операційних розмірів координат заданих торцевих поверхонь розрахунковим методом.

Маршрут обробки	Елемент припуску				Припуск $Z_{\text{min}}$		Коефіцієнт $K_y$
	$R_z$	$h$	$\Delta\Sigma$	$\epsilon$	розрахунковий $Z_{\text{min p}}$	Прийнятий $Z_{\text{min, мм}}$	
Поверхня 10;1 81,4 <sub>-0,220</sub>							
Штамповка	160	200	400	-	-	-	-
Токарна чорнова	40	50	24	100	860	$Z_{13\text{min}}=0,860$	0,06
Токарна напівчистова	25	30	20	50	164	$Z_{12\text{min}}=0,164$	0,05
Токарна чистова	12,5	20	16	25	100	$Z_{11\text{min}}=0,100$	0,04
Поверхня 1;7 3,6 <sub>-0,030</sub>							
Штамповка	160	200	400	-	-	-	-
Токарна чорнова	40	50	24	100	860	$Z_{10\text{min}}=0,860$	0,06
Токарна напівчистова	25	30	20	50	164	$Z_{9\text{min}}=0,164$	0,05
Токарна чистова	16	20	16	25	100	$Z_{8\text{min}}=0,100$	0,04
Термічна	26						

Продовження таблиці 3.8

Шліфувальна	12,5	10	31 (12)	20	82	$Z_{7\min}=0,082$	0,03
Поверхня 1;5 3,3 <sub>-0,075</sub>							
Штамповка	160	200	400	-	-	-	-
Токарна чорнова	40	50	24	100	860	$Z_{6\min}=0,860$	0,06
Токарна напівчистова	25	30	20	50	164	$Z_{5\min}=0,164$	0,05
Токарна чистова	12,5	20	16	25	100	$Z_{4\min}=0,100$	0,04
Поверхня 1;10 81,4 <sub>-0,220</sub>							
Штамповка	160	200	400	-	-	-	-
Токарна чорнова	40	50	24	100	860	$Z_{1\min}=0,860$	0,06
Токарна напівчистова	25	30	20	50	164	$Z_{2\min}=0,164$	0,05
Токарна чистова	12,5	20	16	25	100	$Z_{3\min}=0,100$	0,04

В операціях 85, 40 виконують розміри  $B_{85}$ ,  $B_{40}$ ,  $A_{40}$ , котрі співпадають з конструкторськими розмірами  $A_{\text{дет}}$ ,  $B_{\text{дет}}$ ,  $B_{\text{дет}}$  відповідно, саме цьому для їх розрахунків складають двох ланкові розмірні ланцюги.

Технологічний розмір  $B_{40}$  разом з розміром  $B_{35}$  и припуском  $Z_{8-9}$  утворюють замкнутий контур, тобто розмірний ланцюг. В ній розмір  $B_{40}$  уже відомий,  $B_{35}$  розраховують, а припуск  $Z_{8-9}$  є вихідною ланкою.

Також виявляють технологічні розмірні ланцюги і складають їх схеми для інших технологічних розмірів и розмірові заготовки с вихідними ланками або конструкторськими розмірами, або припусками.

приклад розрахунку ланцюга:

Вихідне рівняння  $[Z_{8-9\min}] = B_{35\min} - B_{40\max}$ , звідки  $B_{35\min} = B_{40\max} + [Z_{8-9\min}] = 3,8 + 0,100 = 3,9$

$$B_{35\max} = 3,9 + 0,075 = 3,975$$

Округлення номінального розміру збільшеної ланки яка шукається до десятиного знаку виконують в сторону збільшення, а в даному випадку кратне 0,1, що приводить до збільшення вихідної ланки на цю ж величину (0,025 мм). Остаточню на операційному ескізі після округлення указують розмір

$$B_{35} = 4_{-0,075} \text{ мм.}$$

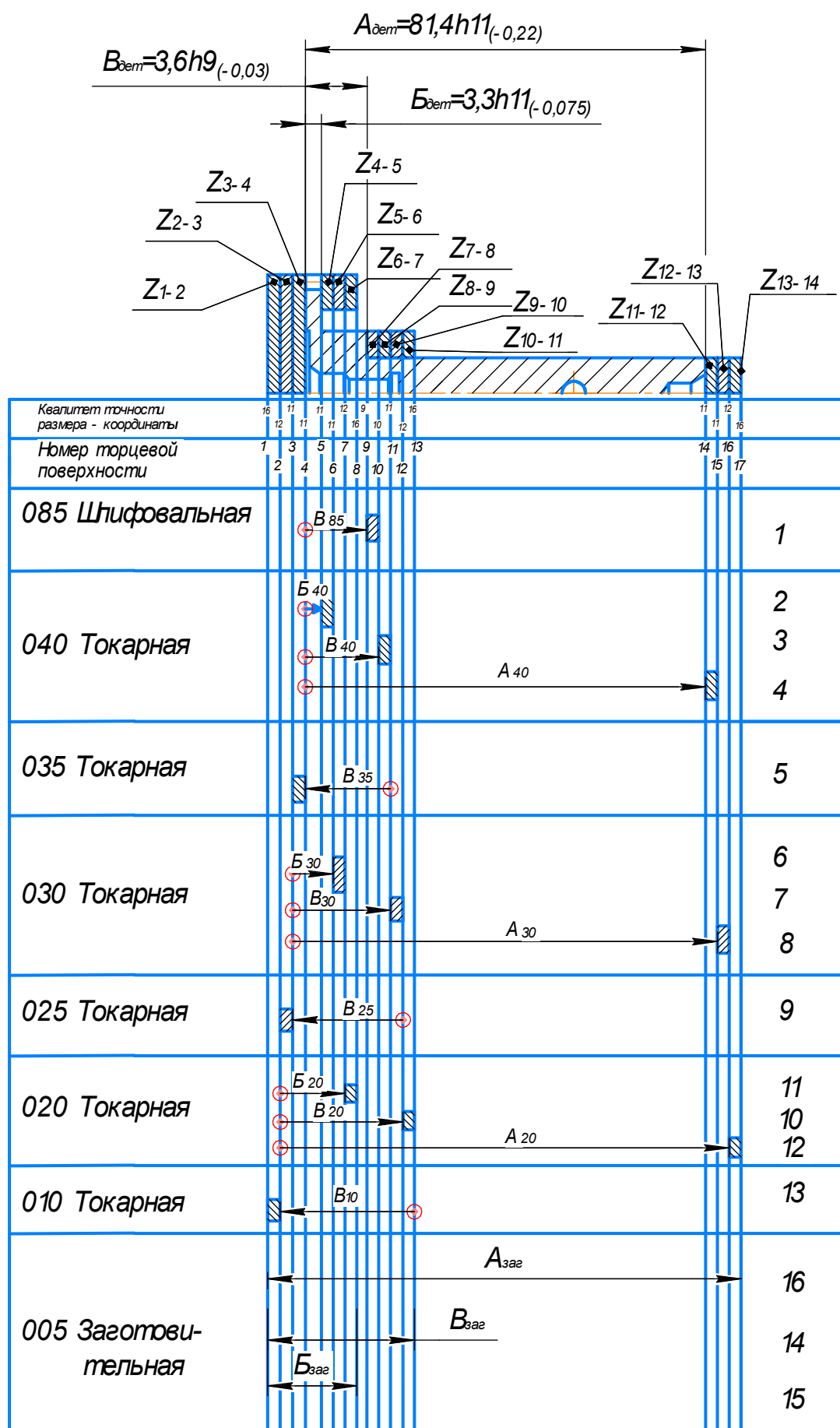


Рисунок 3.3 – Розмірна схема формоутворення торцевих поверхонь



Таблица 3.9 Розрахунок припусків і операційних розмірів-координат положення торцевих поверхонь, мм

№ п/п	Размер исходного звена	Исходное уравнение. Проверка достаточности допуска	Расчетный размер, мм	Квалитет Допуск	Принятый размер координат	Замыкающего звена
1	$[B_{дет}] = 3,6_{-0,030}$	$[B_{дет}] = \underline{B_{85}}$	$es=0$ $B_{85} = 3,6$ $ei=-0,030$	$\frac{9}{0,030}$	-вал $B_{85} = 3,6_{-0,030}$	—
2	$[B_{дет}] = 3,3_{-0,075}$	$[B_{дет}] = \underline{B_{40}}$	$es=0$ $B_{40} = 3,3$ $ei=-0,075$	$\frac{11}{0,075}$	-вал $B_{40} = 3,3_{-0,075}$	—
3	$[Z_{7-8min}] = 0,082$	$[Z_{7-8}] = \underline{B_{40}} - B_{85}$ $[Z_{7-8min}] = B_{40min} - B_{85max}$	$B_{40min} = B_{85max} + [Z_{7-8min}] =$ $3,6 + 0,082 = 3,682$ $B_{40max} = 3,682 + 0,048 = 3,73$	$\frac{10}{0,048}$	-вал $B_{40} = 3,8_{-0,048}$	$Z_{7-8} = 3,8_{-0,048} - 3,6_{-0,030} =$ $0,2_{-0,048}^{+0,030}$
4	$[A_{дет}] = 81,4_{-0,220}$	$[A_{дет}] = \underline{A_{40}}$	$es=0$ $A_{40} = 81,4$ $ei=-0,220$	$\frac{11}{0,22}$	-вал $A_{40} = 81,4_{-0,220}$	—
5	$[Z_{8-9min}] = 0,100$	$[Z_{8-9}] = \underline{B_{35}} - B_{40}$ $[Z_{8-9min}] = B_{35min} - B_{40max}$	$B_{35min} = B_{40max} + [Z_{8-9min}] =$ $3,8 + 0,100 = 3,9$ $B_{35max} = 3,9 + 0,075 = 3,975$	$\frac{11}{0,075}$	-вал $B_{35} = 4_{-0,075}$	$Z_{8-9} = 4_{-0,075} - 3,8_{-0,048} =$ $0,2_{-0,075}^{+0,048}$
6	$[Z_{3-4min}] = 0,100$	$[Z_{3-4}] = \underline{B_{30}} - B_{35}$ $[Z_{3-4min}] = B_{30min} - B_{35max}$	$B_{30min} = B_{35max} + [Z_{3-4min}] =$ $4 + 0,100 = 4,1$ $B_{30max} = 4,1 + 0,075 = 4,175$	$\frac{11}{0,075}$	-вал $B_{30} = 4,2_{-0,075}$	$Z_{3-4} = 4,2_{-0,075} - 4_{-0,048} =$ $0,2_{-0,075}^{+0,048}$

Продовження таблиці 3.9

7	$[Z_{4-5min}] = 0,100$	$[Z_{4-5}] = \underline{B}_{30}^+$ $B_{35} - B_{40} - B_{30}$ $[Z_{4-5min}] = B_{30min}$ $+ B_{35min} - B_{40max} -$ $B_{30max}$	$B_{30min} = B_{40max} + B_{30max} + [Z_{4min}] -$ $B_{35min} = 3,6 + 4,2 + 0,100 -$ $3,925 = 3,975$ $B_{30max} = 3,975 + 0,075$ $= 4,025$	$\frac{11}{0,075}$	-вал $B_{30} = 4,1_{-0,075}$	$Z_{4-5} = 4,1_{-0,075} + 4_{-0,075} -$ $3,6_{-0,075} - 4,2_{-0,075} =$ $0,3_{-0,150}^{+0,150}$
8	$[Z_{11-12min}] = 0,100$	$[Z_{11-12}] = \underline{A}_{30}^+$ $B_{35} - A_{40} - B_{30}$ $[Z_{11-12min}] =$ $A_{30min} + B_{35min} -$ $A_{40max} - B_{30max}$	$A_{30min} = B_{30max} + A_{40max} + [Z_{11-12min}] -$ $B_{35min} = 4,2 + 81,4 + 0,100 -$ $3,925 = 81,775$ $A_{30max} = 81,775 + 0,220 = 81,995$	$\frac{11}{0,220}$	-вал $A_{30} = 82_{-0,220}$	$Z_{11-12} = 82_{-0,220} + 4_{-0,075}$ $- 81,4_{-0,220} - 4,2_{-}$ $0,075 = 0,4 \pm 0,295$
9	$[Z_{9-10min}] = 0,164$	$[Z_{9-10}] = \underline{B}_{25} - S_7$ $[Z_{9-10min}] =$ $B_{25min} - B_{30max}$	$B_{25min} = B_{30max} + [Z_{9-10min}] =$ $4,2 + 0,164 = 4,364$ $B_{25max} = 4,364 + 0,075 = 4,439$	$\frac{11}{0,075}$	-вал $B_{25} = 4,5_{-0,075}$	$Z_{9-10} = 4,5_{-0,075} - 4,2_{-}$ $0,075 = 0,3 \pm 0,075$
10	$[Z_{2-3min}] = 0,164$	$[Z_{2-3}] = \underline{B}_{20} - B_{25}$ $[Z_{2-3min}] = B_{20min} -$ $B_{25max}$	$B_{20min} = B_{25max} + [Z_{2-3min}] =$ $4,5 + 0,164 = 4,664$ $B_{20max} = 4,664 + 0,120 = 4,784$	$\frac{12}{0,120}$	-вал $B_{20} = 4,8_{-0,120}$	$Z_{2-3} = 4,8_{-0,120} - 4,5_{-0,075} =$ $0,3_{-0,120}^{+0,075}$
11	$[Z_{5-6min}] = 0,164$	$[Z_{5-6}] = \underline{B}_{20}^+$ $B_{25} - B_{30} - B_{20}$ $[Z_{5-6min}] =$ $B_{20min} + B_{25min} -$ $B_{30max} - B_{20max}$	$B_{20min} = B_{30max} + B_{20max} + [Z_{5-6min}] -$ $B_{25min} = 4,1 + 4,8 + 0,164 -$ $4,425 = 4,639$ $B_{20max} = 4,639 + 0,120 = 4,759$	$\frac{12}{0,120}$	-вал $B_{20} = 4,8_{-0,120}$	$Z_5 = 4,8_{-0,120} + 4,5_{-0,075} -$ $4,1_{-0,075} - 4,8_{-}$ $0,120 = 0,4 \pm 0,195$

Продовження таблиці 3.9

12	$[Z_{12-13min}] = 0,164$	$[Z_{12-13}] = A_{20} + B_{25} - A_{30} - B_{20}$ $[Z_{12min}] = A_{20min} + B_{25min} - A_{30max} - B_{20max}$	$A_{20min} = A_{30max} + B_{20max} + [Z_{12-13min}] - B_{25min} = 82 + 4,8 + 0,164 - 4,425 = 82,539$ $A_{20max} = 82,539 + 0,350 = 82,889$	$\frac{12}{0,350}$	-вал $A_{20} = 83_{-0,350}$	$Z_{12-13} = 83_{-0,350} + 4,5_{-0,075} - 82_{-0,220} - 4,8_{-0,120} = 0,7_{-0,425}^{+0,340}$
13	$[Z_{10-11min}] = 0,860$	$[Z_{10-11}] = B_{10} - B_{20}$ $[Z_{10min}] = B_{10min} - B_{20max}$	$B_{10min} = B_{20max} + [Z_{10-11min}] = 4,8 + 0,860 = 5,660$ $B_{10max} = 5,660 + 0,120 = 5,780$	$\frac{12}{0,120}$	-вал $B_{10} = 5,8_{-0,120}$	$Z_{10-11} = 5,8_{-0,120} - 4,8_{-0,120} = 1 \pm 0,120$
14	$[Z_{1-2min}] = 0,860$	$[Z_{1-2}] = B_{3ar} - B_{10}$ $[Z_{1-2min}] = B_{3armin} - B_{10max}$	$B_{3armin} = B_{10max} + [Z_{1-2min}] = 5,8 + 0,860 = 6,660$ $B_{3armax} = 6,660 + 0,900 = 7,560$	$\frac{16}{0,900}$	-вал $B_{3ar} = 7,6_{-0,900}$	$Z_{1-2} = 7,6_{-0,900} - 5,8_{-0,120} = 1,8_{-0,900}^{+0,120}$
15	$[Z_{6-7min}] = 0,860$	$[Z_{6-7}] = B_{3ar} + B_{10} - B_{3ar} - B_{20}$ $[Z_{6-7min}] = B_{3armin} + B_{10min} - B_{3armax} - B_{20max}$	$B_{3armin} = B_{3armax} + B_{20max} + [Z_{6-7min}] - B_{10min} = 7,6 + 4,8 + 0,860 - 5,680 = 7,580$ $B_{3armax} = 7,580 + 0,900 = 8,480$	$\frac{16}{0,900}$	-вал $B_{3ar} = 8,5_{-0,900}$	$Z_{6-7} = 8,5_{-0,900} + 5,8_{-0,120} - 7,6_{-0,900} - 4,8_{-0,120} = 1,9 \pm 1,02$
16	$[Z_{13-14min}] = 0,860$	$[Z_{13-14}] = A_{3ar} + B_{10} - B_{3ar} - A_{20}$ $[Z_{13-14min}] = A_{3armin} + B_{10min} - B_{3armax} - A_{20max}$	$A_{3armin} = B_{3armax} + A_{20max} + [Z_{13-14min}] - B_{10min} = 7,6 + 83 + 0,860 - 5,680 = 85,780$ $A_{3armax} = 85,780 + 2,200 = 87,98$	$\frac{16}{2,200}$	-вал $A_{3ar} = 88_{-2,200}$	$Z_{13-14} = 88_{-2,200} + 5,8_{-0,120} - 7,6_{-0,900} - 83_{-0,350} = 3,2_{-2,320}^{+1,250}$

### 3.5 ПРОЕКТУВАННЯ ТИПОВИХ ОПЕРАЦІЙ

#### Технічні характеристики 5A326:

Габаритные размеры, мм:	
длина	3195
ширина	1605
высота	2235
Вес станка, кг	8300
<b>Размеры обрабатываемых деталей</b>	
Наибольший нарезаемый модуль, мм:	
по стали	10
по чугуна	12
Наружный диаметр цилиндрических с прямым винтовым зубом колес, мм.:	
наибольший	750
наименьший	100
Наибольшая ширина обработки группы зубчатых колес, мм	280
Наименьшая ширина обработки при диам.100мм, мм	165
<b>Стол</b>	
Расстояние между осями стола и фрезы, мм:	
наименьшее	90
наибольшее	430
Расстояние от плоскости стола до оси фрезы, мм:	
наименьшее	210
наибольшее	560
Наибольшее допустимое число оборотов стола, об/мин	6
Диаметр стола, мм	650
Конус	Морзе №5
<b>Суппортная стойка</b>	
Быстрое перемещение	нет
Перемещение на одно деление лимба, мм	0,02
Перемещение на один оборот лимба, мм	2
Предохранение от перегрузки	есть
Блокировка	есть
Наибольшее перемещение, мм	340
Выключающие упоры	нет
<b>Суппорт</b>	
Наибольшие размеры режущего инструмента (фреза), мм:	
диаметр	200
длина	155
Наибольшее перемещение от руки, механически, мм	350
Выключающие упоры	есть
Быстрое перемещение, м/мин	0,465
Расстояние от оси шпинделя до вершины направляющих суппортной стойки, мм	285
Наибольший угол поворота суппорта, град.	±200
Приспособление для быстрой установки суппорта под углом	нет
Автоматическое перемещение суппорта с прямого на обратное	нет
Автоматическое выключение станка по окончанию обработки изделия	есть
Предохранение от перегрузки	есть

## Зубофрезерна операція 065

065 Зубофрезерна.

$\sqrt{Rz\ 12,5}$

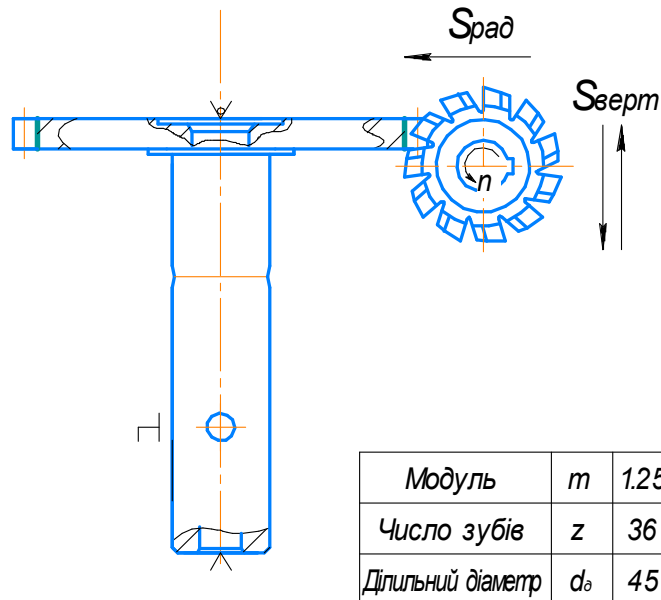


Рисунок 3.4 - Схема обробки при зубофрезеруванні.

1. Параметри колеса яке нарізається:  $m=1,25$ ;  $z=36$ ;  $V=3,3$ .
2. Параметри інструмента: фреза черв'ячна модульна 2210-4014AA ГОСТ 9324-80,  $m=1,25$ ,  $d_a=71$ ,  $d=40$ ,  $d_1=40$ ,  $L=50$ , матеріал фрези Р6М5.

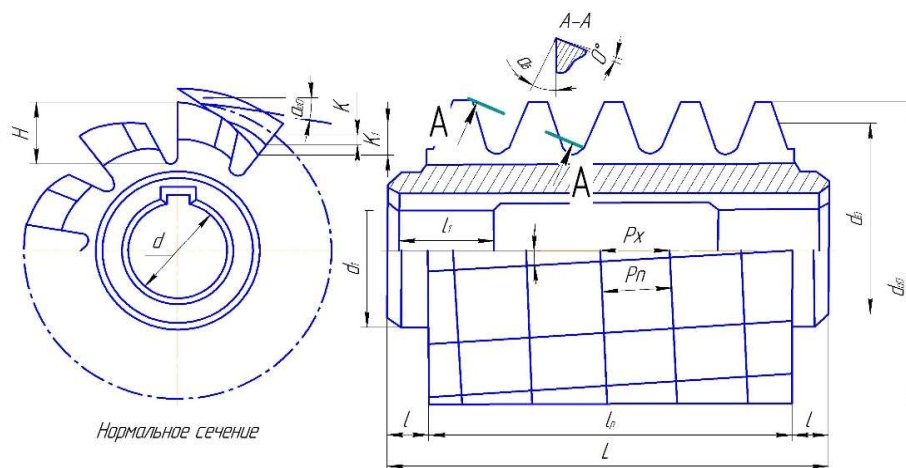


Рисунок 3.5 - Фреза черв'ячна модульна

3. Вибираєм зубофрезерний станок: 5А326.
4. Визначаємо подачу: табличне значення 2,5 мм/об.

Поправочні коефіцієнти [4, с. 82, т. 4.8]:  $K_s = 1$ ,  $K_{s1} = 1$ ,  $S_p = S_T \cdot K_s = 2,5 \cdot 1 = 2,5$  мм/об.

5. Визначаємо період стійкості черв'ячної фрези [1, с. 83, т. 4.9]:  $T = 3$  час.

6. Визначаємо швидкості різання:  $V = 25$  м/хв [1, с. 86, т. 4.14].

7. За номограмою швидкості визначаємо оберти:  $n = 123$  об/хв, А/Б = 44/40 [2, с. 7, рис.2.1].

8. Налаштовуємо гітару ділення:  $z = 36$ ,  $a = 60$ ,  $b/c = 1$ ,  $d = 95$  [8, с. 9, т. 2.3].

9. Налаштовуємо вертикальну подачу фрезерувального супорта:  $S = 2,5$  мм/об,  $a_1/b_1 \cdot c_1/d_1 = 34/43 \cdot 59/60 = 0,78$  [2, с. 13, т. 2.4].

10. Встановлюємо голубину фрезерування, колесо нарізується за один прохід, глибина фрезерування:  $h = 2,25 \cdot 1,25 = 2,81$  мм.

11. Визначаємо довжину робочого ходу:  $L_{рх} = l_{вр} + l_{обр} + l_{пер}$ ,  $l_{обр} = 6$  мм,  $l_{пер} = 2$  мм,  $l_{ер} = \sqrt{h \cdot (D_\phi - h)} = \sqrt{4,4 \cdot (71 - 4,4)} = 18$  мм,  $L_{рх} = 18 + 3,3 + 2 = 23,3$  мм.

12. Визначаємо основний час:  $T_0 = \frac{L_{рх}}{S \cdot n_k}$ ;

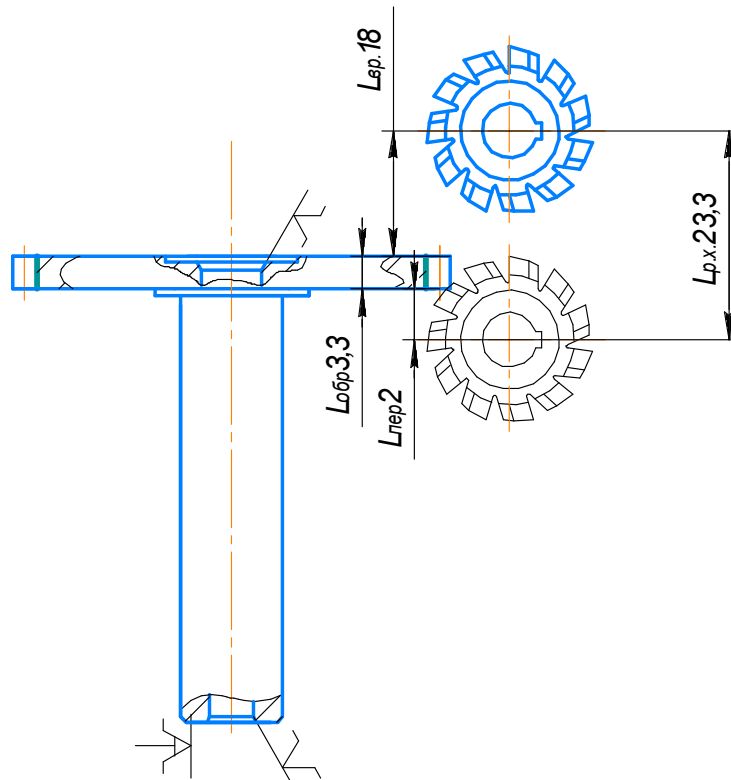


Рисунок 3.6 – Схема розрахунку робочого ходу

$$n_k = \frac{n_q \cdot k}{z} = \frac{123 \cdot 1}{36} = 3,4 \text{ об/хв}; \text{ - частота обертання заготовки.}$$

$$T_0 = \frac{L_{рх}}{S \cdot n_k} = \frac{23,3}{2,5 \cdot 3,4} = 3 \text{ хв};$$

## 4 Економічна частина

### 4.1 Предмет і об'єкти економічного аналізу

Економічний аналіз - це спосіб пізнання господарських процесів економічного суб'єкта, заснований на розкладанні цілого на складові елементи і вивченні 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, визначення економічної ефективності використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів, посилення контролю за виконанням та оптимізацією господарських рішень.

Предметом дослідження при проведенні економічного аналізу включає:

- є основні результати господарської діяльності;
- виробництво і реалізація продукції;
- використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів;
- собівартість продукції;
- фінансові результати виробництва;
- фінансовий стан підприємства.

Як базову варіанти для порівняння з спроектованим двигуном вибирався двигун АЛ-21Ф, який був прототипом при розробці нового двигуна. У цих двигунів однакова схема укладання роторів, однакову кількість ступенів компресора і турбін і невеликі конструктивні відмінності.

Двигун-прототип використовується на літаках військової авіації.

Як пальне на обох двигунах використовуються авіаційний керосин.

### 4.2 Вибір показників порівняння двигунів

В даному розділі потрібно описати такий аспект, як економічність експлуатації в порівнянні з прототипом даного двигуна. Так як за рахунок збільшення параметрів двигуна (зокрема ступеня підвищення тиску в компресорі і температури газів перед турбіною) питома витрата палива скоротився. Звичайно, це веде до більш дешевої експлуатації силової установки.

Для оцінки проектного двигуна існує система показників технічного рівня і якості виробів, що проектуються:

- показники призначення (потужність, витрата палива, питома маса, і т.ін.);
- 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.

Параметри прототипу і проектованого двигунів представлені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1- Параметри прототипу і проектованого двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Прототип	Спроектований двигун
$T^*_Г, К$	1400	1420
$П_к$	14,5	14,6
$С_п, кг / кН год.$	90	93
$P, кН$	76,4	84,7

Визначимо відсоткове змінення витрати пального спроектваного двигуна в порівнянні з прототипом.

$$\Delta C_{п} = \frac{C_{п.прот} - C_{п.спроек}}{C_{п.прот}} * 100\%$$

$$\Delta C_{п} = \frac{90 - 93}{90} * 100\% = -3,3\%$$

### 4.3 ВИЗНАЧЕННЯ СОБІВАРТОСТІ

Основними показниками при оцінці порівняльної ефективності є наведені витрати. Наведені витрати являють собою суму собівартості виконуваних робіт і нормативної прибутку, що розраховується від вкладеного капіталу.

Наведені витрати можуть розраховуватися як обсяг робіт на одну годину нальоту, так і на одиницю роботи:

$$З^N = C_{ТЕХН}^N + КЕ_Н,$$

$$З_{П}^N = C_{ТЕХН.В}^N + E_Н K_{П},$$

де  $C_{ТЕХН}^N$  – собівартість річного обсягу робіт;

$C_{ТЕХН.В}^N$  – собівартість робіт на одиницю продукції;

$E_Н$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності  $E_Н = 0,15$ ;

$K$  – капітальні вклади;

$K_{П}$  – питомі капітальні вкладення.

Визначення собівартості.

Розрахунок собівартості 1-єї години роботи двигуна ведемо за формулою:

$$C = C_{ДВ.АМ.Ч} + C_{ДВ.ТО.Ч} + C_{Т.Ч}, \quad (4.2)$$



де  $C_{\text{ДВ.АМ.Ч}}$  – амортизація одного двигуна;

$C_{\text{ДВ.ТО.Ч}}$  – витрата на технічне обслуговування одного двигуна;

$C_{\text{Т.Ч}}$  – затрати на витрату палива.

Визначимо собівартість роботи прототипу і проектованого двигуна.

Для цього спочатку визначимо амортизацію одного двигуна:

$$C_{\text{ДВ.АМ.Ч}} = \frac{C_{\text{ДВ}}(1 + \gamma_{\text{к.р.дв}} n_{\text{к.р.дв}})}{T_{\text{ам.дв}}}, \quad (4.3)$$

Ціна двигуна залежить від його призначення, потужності, ваги і загальної серійності виробництва двигунів даного типу на одному підприємстві, ресурсу та покоління двигуна. Стандартним методом ціну двигунів визначають на основі їх питомої вартості:

Ціна двигуна-прототипу:

$$C_{\text{П.ДВ}} = 1400000 \text{ у.о.}$$

Ціну нового двигуна визначаємо за формулою:

$$C_{\text{Н.ДВ}} = C_{\text{Б.ДВ}} \left( \frac{P_{\text{Н}}}{P_{\text{Б}}} \right)^\eta, \quad (4.4)$$

де  $P_{\text{Н}}$  – значення тяги нового двигуна;

$P_{\text{Б}}$  – значення тяги двигуна-прототипу;

$\eta$  – коефіцієнт гальмування ціни,  $\eta = 0,8$ .

$$C_{\text{Н.ДВ}} = 1400000 \cdot (84,7/76,4)^{0,8} = 1520407 \text{ у.о.}$$

$T_{\text{ам.дв.}} = 3000$  годин – амортизаційний ресурс двигуна;

$\gamma_{\text{к.р.дв}} = 0,3$  – коефіцієнт відношення вартості одного капітального ремонту до ціни двигуна;

$n_{\text{к.р.дв}} = 2$  – кількість капітальних ремонтів двигуна

$$C_{\text{Б.ДВ.Ч}} = \frac{1400000 \cdot (1 + 0,3 \cdot 2)}{3000} = 746 \text{ у.о.}$$

$$C_{\text{Н.ДВ.Ч}} = \frac{1520407 \cdot (1 + 0,3 \cdot 2)}{3000} = 810 \text{ у.о.}$$

Визначимо витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна:

$$C_{\text{ДВ.ТО.Ч}} = 2,8 + 0,835 * P^{1,2}$$

$$C_{\text{П.ДВ.ТО.Ч}} = 2,8 + 0,835 \cdot 84,7^{1,2} = 174,6 \text{ у.о/год.}$$

$$C_{\text{Б.ДВ.ТО.Ч}} = 2,8 + 0,835 \cdot 76,4^{1,2} = 154,6 \text{ у.о/год.}$$

$$\Delta C_{\text{ДВ.ТО.Ч}} = \frac{C_{\text{Б.ДВ.ТО.Ч}} - C_{\text{П.ДВ.ТО.Ч}}}{C_{\text{Б.ДВ.ТО.Ч}}} * 100\%. \quad (4.5)$$

$$\Delta C_{\text{ДВ.ТО.Ч}} = \frac{154,6 - 174,6}{154,6} * 100\% = -14,2\%.$$

Визначимо затрати на годинну витрату палива:

$$C_{\text{Т.Ч.}} = C_{\text{М}} C_{\text{УД}} P_{\text{ДВ}}, \quad (4.6)$$

де  $C_{\text{М}}$  – Вартість 1 кг палива 1,20 у.о/кг – середня ціна авіа керосину

$C_{\text{УД}}$  – витрата палива одного двигуна.

$$C_{\text{Н}} = C_{\text{УД}} \cdot P = 93 \cdot 84,7 = 7877 \text{ кг/год;}$$

$$C_{\text{Б}} = C_{\text{УД}} \cdot P = 90 \cdot 76,4 = 6876 \text{ кг/год;}$$

$$C_{\text{Н.Т.Ч.}} = 1,2 \cdot 7877 = 9452 \text{ у.о/год,}$$

$$C_{\text{Б.Т.Ч.}} = 1,2 \cdot 6876 = 8251 \text{ у.о/год.}$$

Тоді остаточно отримуємо:

$$C_{\text{Б}} = 746 + 8251 + 154,6 = 9151,6 \text{ у.о год;}$$

$$C_{\text{Н}} = 810 + 9452 + 174,6 = 10438,6 \text{ у.о год.}$$

Визначення собівартості.

Розрахунок питомої собівартості на одиницю тяги двигуна на годину ведемо за формулою:

$$C_{\text{УД}} = \frac{C_{\text{ДВ.АМ.Ч}} + C_{\text{ДВ.ТО.Ч}} + C_{\text{Т.Ч.}}}{P_{\text{ДВ}}}, \quad (4.7)$$

$$C_{\text{Б.УД}} = \frac{9151,6}{76,4} = 119 \text{ у.е/час}^* \text{ кН,}$$

$$C_{\text{Н.УД}} = \frac{10438,6}{84,7} = 123 \text{ у.е/час}^* \text{ кН.}$$

#### 4.4 ВИЗНАЧЕННЯ КАПІТАЛЬНИХ ВКЛАДЕНЬ

Розрахунок капітальних вкладень ведемо за формулою:

$$K = \frac{1}{T_{\Gamma}} \left( \frac{Z_{P,ДВ}}{N_{ДВ}} (1+E)^{T_{P,ДВ}} + C_{ДВ} (1+K_{ОБ}) \right) \quad (4.8)$$

де  $T_{\Gamma}$  – річне напрацювання двигуна даного типу;

$Z_{P,ДВ}$  – витрати на дослідно-конструкторські роботи зі створення двигуна;

$T_{P,ДВ}$  – період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки;

$T_{P,ДВ}$  – період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки по відношенню до року освоєння;

$T_{P,ДВ} = 5$  років;

$C_{ДВ}$  – ціна двигуна;

$K_{ОБ}$  – коефіцієнт оборотного фонду двигуна в експлуатації,  $K_{ОБ} = 0,2$  ;

$N_{ДВ}$  – сумарна кількість двигунів для парку літака. (500 дв.);

$E$  – нормативний коефіцієнт приведення різночасних витрат;  $E = 0,1$ .

Витрати на дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з розробкою даного типу двигуна, визначають на основі статистичних даних по окремій методиці. При укрупнених розрахунках витрати на ДКР по новому двигуну складають 5-20% від витрат в серійному виробництві двигуна.

Визначимо витрати на дослідно-конструктивні роботи зі створення двигуна:

$$Z_{Б,Р,ДВ} = 0 \text{ у.о.}$$

$$Z_{Н,Р,ДВ} = 20\% C_{ДВ} \text{ у.о.}$$

Визначимо додаткові капітальні вкладення, що припадають на одну годину роботи двигуна:

$$K_{Б} = \frac{1}{1500} \cdot (0 + 1400000 \cdot (1 + 0,2)) = 1120 \frac{\text{у.о}}{\text{год}},$$

$$K_{Н} = \frac{1}{1500} \cdot \left( \frac{304081}{500} \cdot (1 + 0,1)^5 + 1520407 \cdot (1 + 0,2) \right) = 1216 \text{ у.о/год.}$$

Визначення капітальних вкладень.

Розрахунок питомих капітальних вкладень на одиницю тяги двигуна на годину ведемо за формулою:

$$K_{Б,УД} = \frac{1120}{76,4} = 15 \text{ у.о/год}^* \text{кН};$$

$$K_{Н,УД} = 1216/84,7 = 14 \text{ у.о/год}^* \text{кН.}$$

## 4.5 ВИЗНАЧЕННЯ НАВЕДЕНИХ ВИТРАТ

Визначимо питомі приведені витрати на одиницю тяги двигуна на годину:

$$З_{Б.УД} = 119 + 0,15 \cdot 15 = 121 \text{ у.о /год}^* \text{кН.}$$

$$З_{Н.УД} = 123 + 0,15 \cdot 14 = 125 \text{ у.о /год}^* \text{кН.}$$

$$\Delta Z_{уд} = \frac{Z_{Б.УД} - Z_{Н.УД}}{Z_{Б.ДВ.ТО.Ч}} * 100\% = \frac{121 - 125}{121} * 100\% = -3,3\%. \quad (4.9)$$

Таблиця 4.2 – Параметри прототипу і проектованого двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Прототип	Проектований (новий)
Тяга, кН	76,4	84,7
Питома витрата палива, $\frac{\text{кг}}{\text{кН} \cdot \text{год}}$	90	93
Ціна двигуна, у.о	1400000	1520407
Витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна, у.о/год	154,6	174,6
Питома собівартість на одиницю тяги двигуна на годину, у.о/год·кН	119	123
Питомі капітальні вкладення на одиницю тяги двигуна на годину, у.о/год*кН	15	14

Висновки:

В результаті економічного розрахунку, було отримано:

- Ціна проектованого двигуна - збільшилася на 8,6%;
- Витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна - збільшилася на 14,2%;
- Собівартість на одиницю тяги - зросла на 3,4%;
- Вартість капітальних вкладень - зменшилася на 6,6%.

Двигун виконаний модульною конструкцією, що економічно вигідно так як заміна вузлів проводиться частинами. Двигун необов'язково транспортувати на авіаремонтний завод для заміни його модулів.

Спроектований двигун вимагає вкладення більше коштів, ніж прототип, але незважаючи на це він має більш велику тягу, що є головний критерієм на військовому літальному апараті. Двигун доведений до своїх максимальних економічних і технологічних показників вузлів і агрегатів.

## 5 Спеціальна частина

### 5.1 Теоретична частина

Авіаційний двигун - це складна система, яка складається ще з декількох систем, тож для досягнення, обмеження, контролю параметрів і призначена система керування. Яка включає в себе датчики параметрів двигуна, блоки керування (гідролічні, гідро-електронні, електронні), агрегати керування (насоси, насоси-дозатори), виконуючі пристрої (гідроциліндри, гідромотори).

Система регулювання повинна підтримувати задані параметри і слідкувати за тим, щоб параметри двигуна не перевищили свої максимальні значення, для забезпечення заданого ресурсу і міцності.

В основі будь-якої системи керування лежить регулятор, в теорії автоматичного керування пристрій, який слідить за станом об'єкта керування як системи і виробляє для неї керуючий сигнал.

В даному випадку у нас регулятор насосу – дозатора палива. Регулятор має декілька ланок, а саме форсуючу, ланку обмеження швидкості росту витрати палива, і саму ланку регулятора. Форсуюча ланка використовується для отримання потрібних динамічних характеристик контура керування.

Регулятор має незвичайну структуру, а саме це пропорційний регулятор з предиктором Сміта, а також з ланками корекції статичної похибки, яка завжди є в П регуляторі, і ланки корекції зміщення керуючого току.

Предиктор Сміта [14] (з внутрішньою моделлю) призначений для того, щоб покращити якість керування об'єкта з високою транспортною затримкою. Мета предиктора Сміта передбачати, який сигнал з'явиться на виході об'єкта до того, як він з'явиться там насправді. Для цього використовується модель об'єкту керування з урахуванням транспортної затримки.

Принцип роботи системи полягає у наступному. Припустимо, що модель абсолютно точна. Тоді різниця сигналів на виходах моделі та об'єкта дорівнюватиме нулю,  $\varepsilon = 0$ . Але в такому випадку безпосередньо з схеми на рисунку 1 можна отримати формулу 5.1.

$$y = P_0 e^{-sL} \left( \frac{R}{1+RM_0} \right) r = \left( \frac{P_0 R}{1+P_0 R} e^{-sL} \right) r \quad 5.1.$$

Де

$y$  – вихід системи

$r$  – заданий вплив

$R$  – регулятор

$P_0 e^{-sL}$  – передатна характеристика об'єкту керування

$e^{-sL}$  – транспортна затримка

$M_0$  – ідеальна модель об'єкту

В цьому виразі член  $\frac{P_0 R}{1+P_0 R}$  є передатною функцією системи без транспортної затримки. А це означає, що ланка з транспортною затримкою не входить в контур зворотного зв'язку і не впливає на стійкість і швидкодію системи, бо регулювання проходить в контурі з моделлю без затримки, а транспортна затримка додається до отриманого результату

Розглянемо тепер роботу предиктора без припущення  $\varepsilon = 0$ . В даному випадку рисунок 1 можливо описати наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} y = P_0 e^{-sL} R(r - \varepsilon - M_0 u) \\ \varepsilon = y - M_0 e^{-sL} u \\ y = P_0 e^{-sL} u \end{cases}$$

Де

$\varepsilon$  – похибка регулювання

Звідки можливо знайти

$$y = \left[ \frac{P_0 R}{1 + R M_0 + R(P_0 - M_0)e^{-s}} r \right] e^{-sL}$$

Як бачимо, з ростом точності моделі різниця  $P_0 - M_0$  в знаменнику прагне до нуля і із передатної функції системи виключається транспортна затримка, яка тільки додається до отриманого результату регулювання

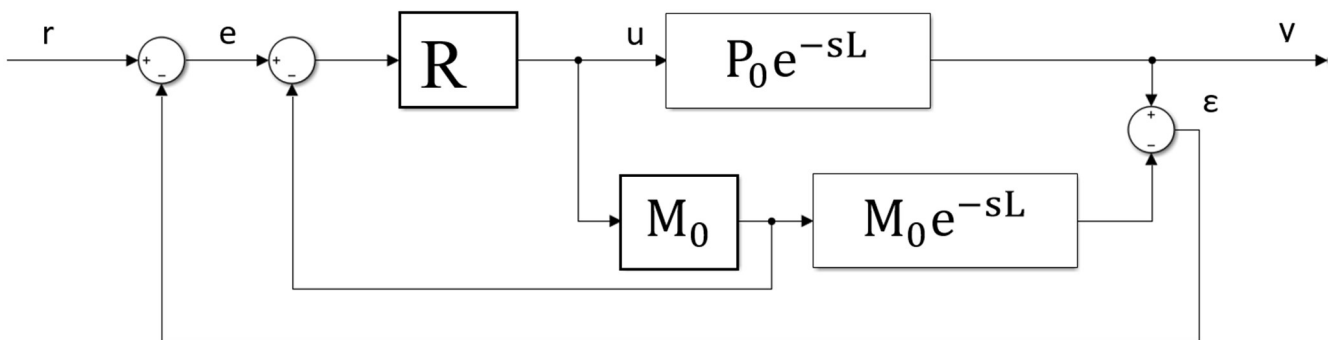


Рисунок 5.1

Коректор статичної похибки призначений для покращення якості регулювання, а саме для зменшення статичної похибки, яка завжди присутня у П – регуляторі.

На рисунку 5.2 можемо спостерігати структурну схему досліджуваної системи, де

- 1 – форсуюча ланка;
- 2 – ланка обмежувача;
- 3 – регулятор з предиктором Сміта;
- 4 – модель насоса-дозатора;



Рисунок 5.2 – структурна схема САУ.

На рисунку 5.3 показана структурна схема форсуючої ланки. На рисунку 5.4 показана структурна схема ланки обмеження витрати палива. На рисунку 5.5 показана структурна схема регулятора.

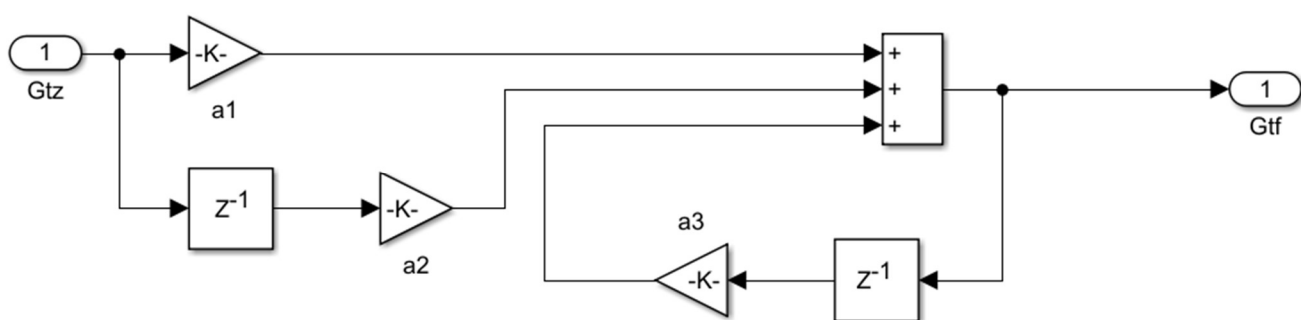


Рисунок 5.3 – Схема форсуючої ланки

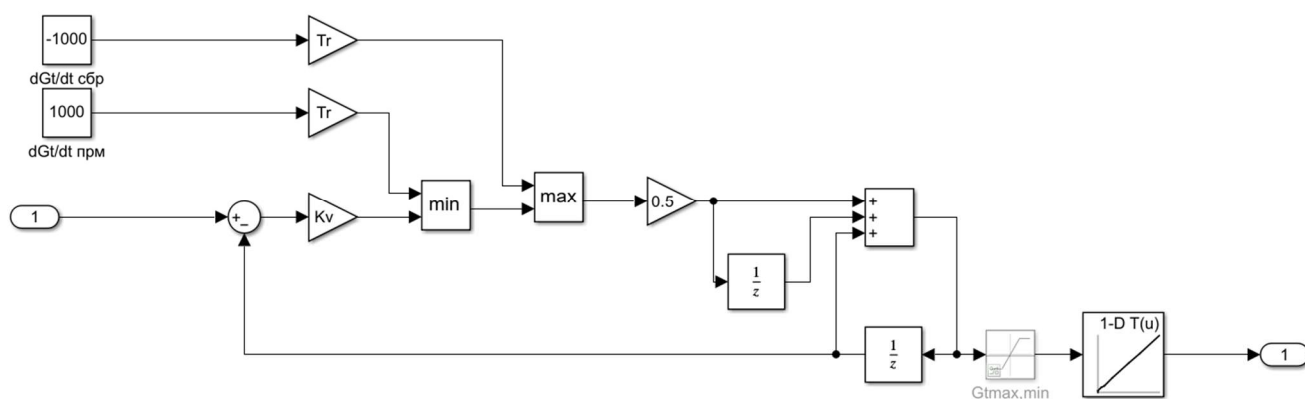


Рисунок 5.4 – Схема ланки обмеження швидкості зміння витрати палива





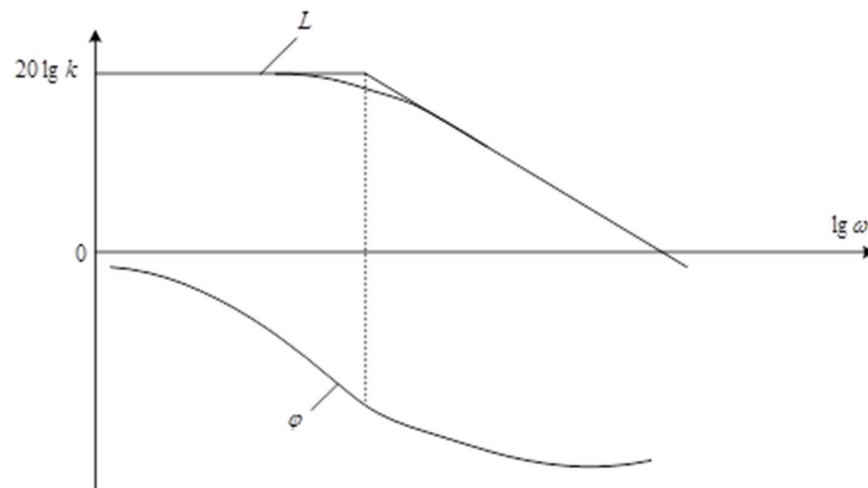


Рисунок 5.6 – Логарифмічні частотні характеристики

При використанні ЛАХ логарифмічна фазова характеристика будується в напівлогарифмічних координатах, у вигляді залежності  $\varphi$  від  $\lg \omega$ , для того щоб обидві характеристики були зв'язані одним масштабом на осі абсцис. Використання логарифмічного масштабу на осі ординат фазової характеристики не має сенсу бо фазове зміщення ланцюга ланок і так виходить у вигляді суми фазових зміщень на окремих її ланках.

Для аналізу буде використовуватись модуль “Model Linearizer”.

Аналіз буде проводитися для моделі з незамкнутим контуром зворотного зв'язку. Для початку потрібно вказати вхід, для подачі вхідного впливу на модель, і виході, з якого буде зніматися сигнал. Також вибираєм потрібний тип діаграми, в даному випадку, діаграма Боде.

Запас по фазі вимірюється на частоті, на якій підсилення рівне 0 дБ. Вона називається «частотою переходу (зрізу)». Запас по фазі - це міра відстані від вимірюваної фази до фазового зсуву  $-180^\circ$ . Другими словами, цей параметр показує, наскільки градусів потрібно зменшити фазу, щоб досягти значення  $-180^\circ$ .

Запас по підсиленню, з іншої сторони, вимірюється на частоті, на якій фазовий зсув рівний  $-180^\circ$ . Запас по підсиленню показує відстань в дБ від вимірюваного підсилення до підсилення 0 дБ. Ці значення - 0 дБ і  $-180^\circ$  - мають особливе значення, бо коли вони співпадають, система стає нестійкою.

Із практики проектування систем керування рекомендується:

По-перше, для того щоб в системі були забезпечені необхідні запаси стійкості, нахил ЛАХ в діапазоні частот, в якому розташована частота зрізу, повинна дорівнювати  $-20\text{дБ/дек}$ .

По-друге, запас стійкості по фазі в системі залежить від діапазону частот, в якому ЛАХ розімкненої системи на частоті зрізу має нахил  $-20\text{дБ/дек}$ . Чим ширше цей діапазон частот, тим вище запас стійкості по фазі і навпаки.

### 5.3 Аналіз вихідної системи

На рисунку 5.7 показано порівняння графіків для регулятора з коректорами (синій графік) і без них (помаранчевий графік).

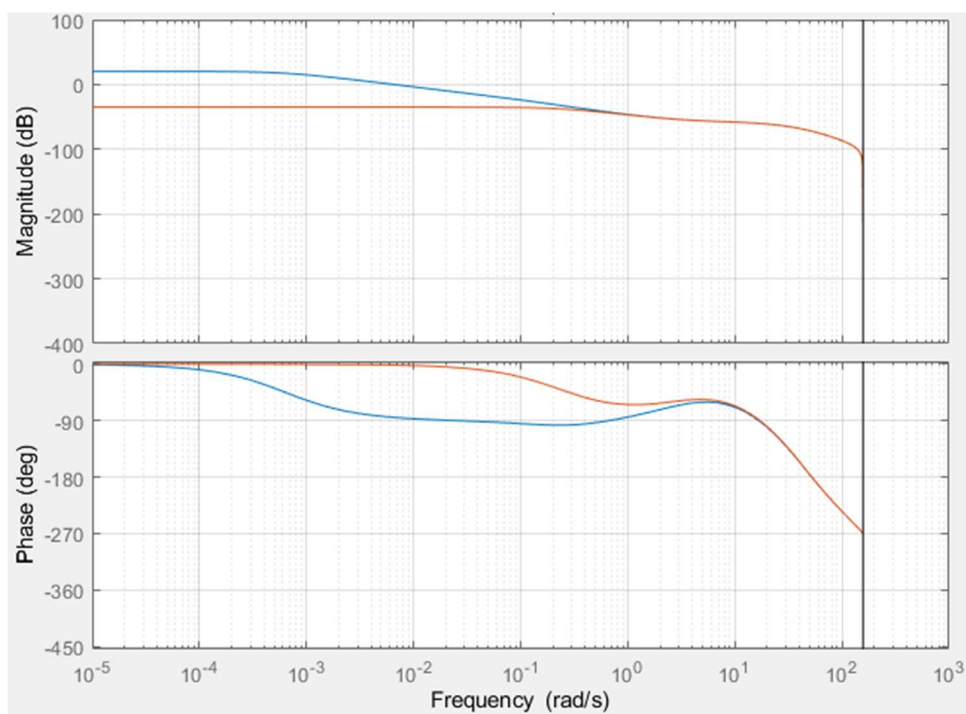


Рисунок 5.7 – порівняння для регулятора з корекцією та без неї

На рисунку 5.8 показані запаси стійкості по фазі для регулятора без коректорів. Так як амплітуда знаходиться нижче нуля, це значить, що запас по фазі прагне до безкінечності.

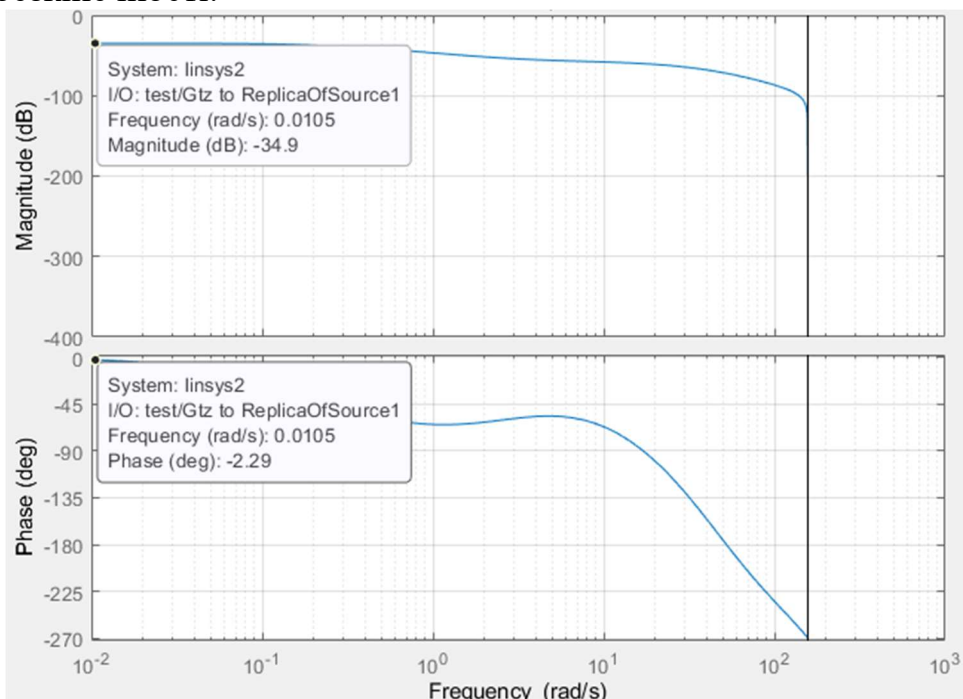


Рисунок 5.8 – запас стійкості по фазі без коректорів

На рисунку 5.9 показаний запас стійкості по амплітуді. Він рівний 72 дБ.

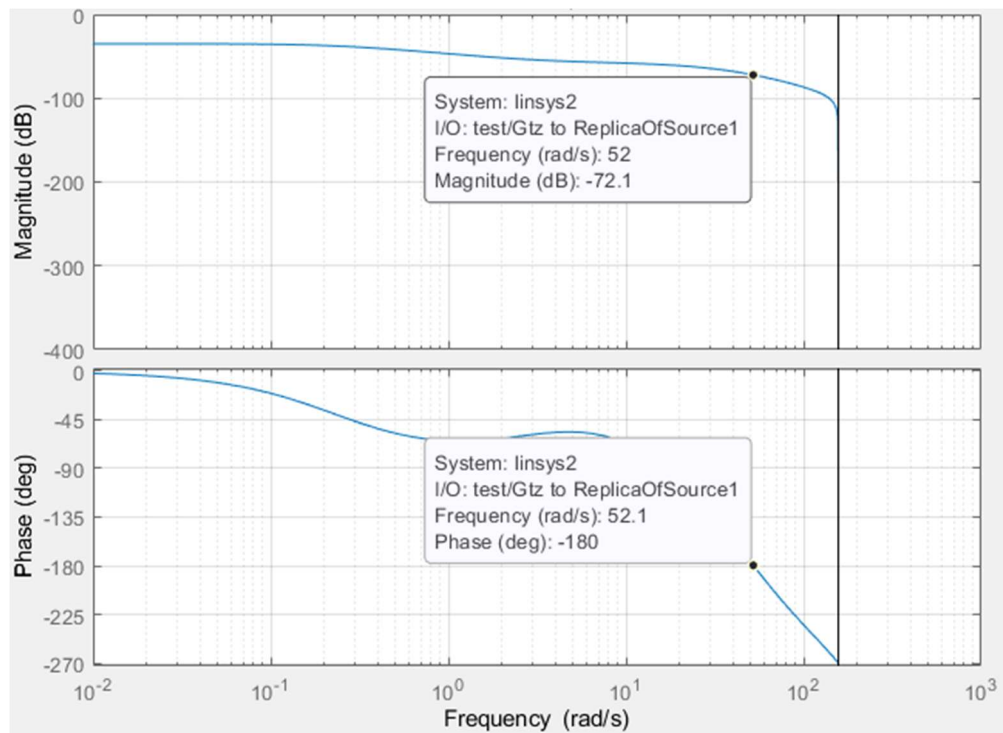


Рисунок 5.9 – запас стійкості по амплітуді без коректорів

Висновок: запаси стійкості по амплітуді і фазі для регулятора без коректорів вищі чим для регулятора з коректорами. Запас по фазі прагне до безкінечності, а запас по амплітуді рівний 73 дБ. Коли для регулятора з коректорами запас по амплітуді 72 дБ, а по фазі 96 градусів.

#### 5.4 Вплив коректору статичної похибки на якість регулювання і стійкість системи.

Коректор потрібен для зменшення статичної похибки яка завжди є в П - регуляторі. Одним з варіантів зменшення статичної похибки є збільшення коефіцієнту П - регулятора, але похибка зменшується не повністю, а якість регулювання сильно погіршується.

На рисунку 5.10 показано якість регулювання при ввімкнутому коректорі. При заданому входному значення 2300 після регулювання статична помилка відсутня.

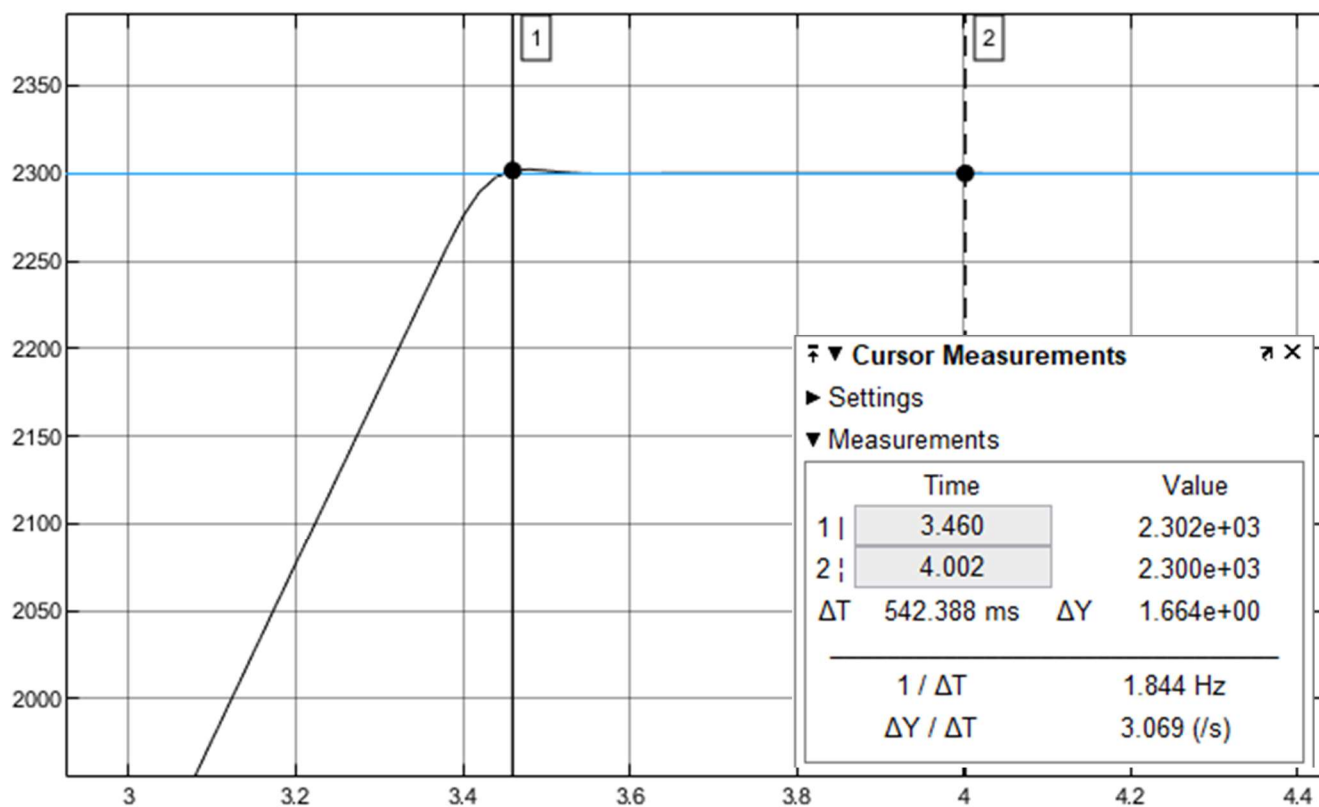


Рисунок 5.10 – Якість регулювання коректором

На рисунку 5.11 показана різниця між вихідними параметрами регулятора з коректором і без нього (синя лінія – з коректором, помаранчева – без нього), червона лінія на нижньому графіку – це різниця між вихідними сигналами. Статична похибка 29, 1.25%.

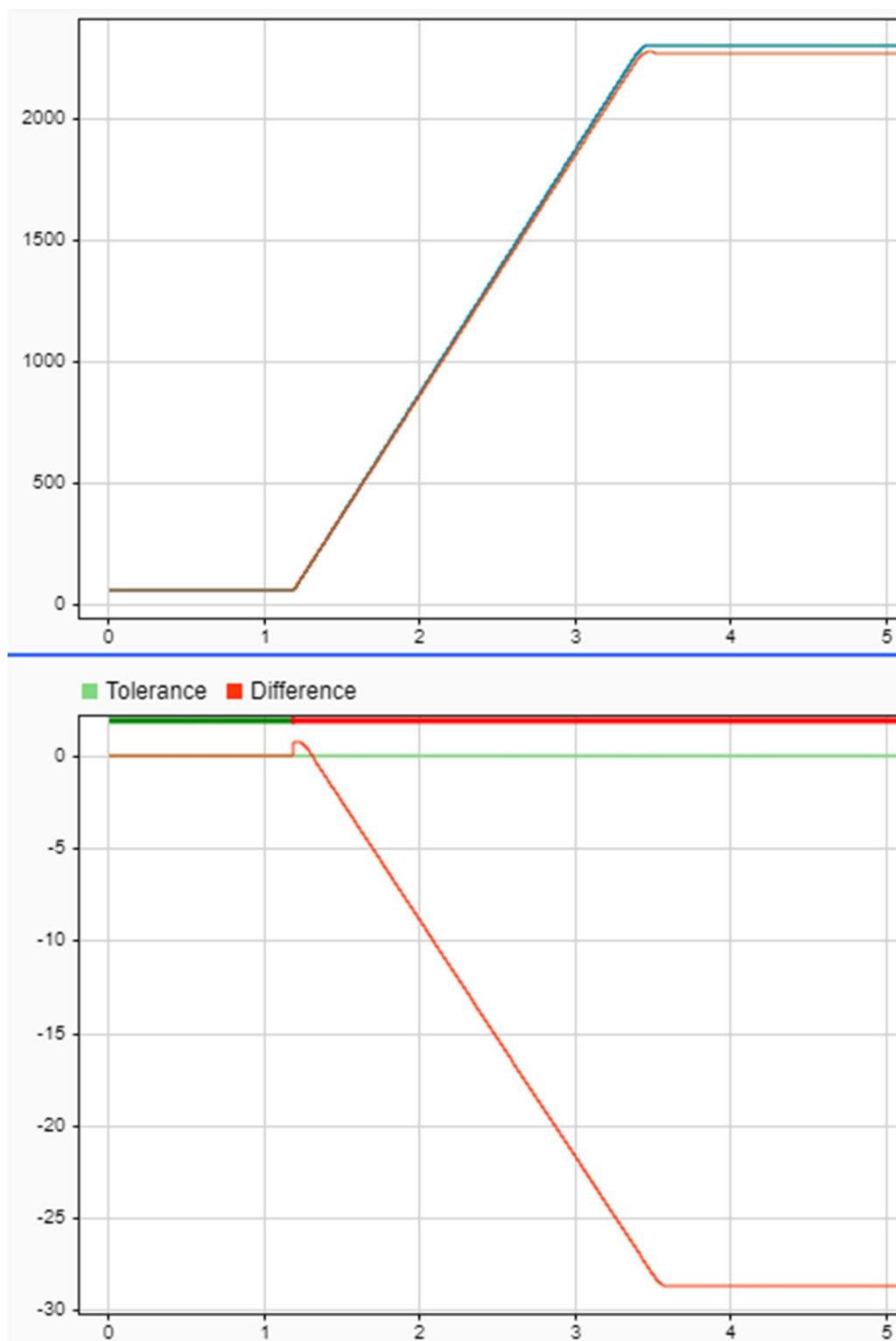


Рисунок 5.11 – Різниця між регулятором з коректором і без нього

Зменшимо статичну похибку збільшенням коефіцієнту П-регулятора, збільшу коефіцієнт до моменту, коли далі при збільшенні будуть з'являтися коливання, так як далі нема сенсу збільшувати, так як якість регулювання і стійкість системи не задовольняють наші потреби. На рисунку 5.12 показаний перехідний процес з збільшеним коефіцієнтом і вимкненим коректором.

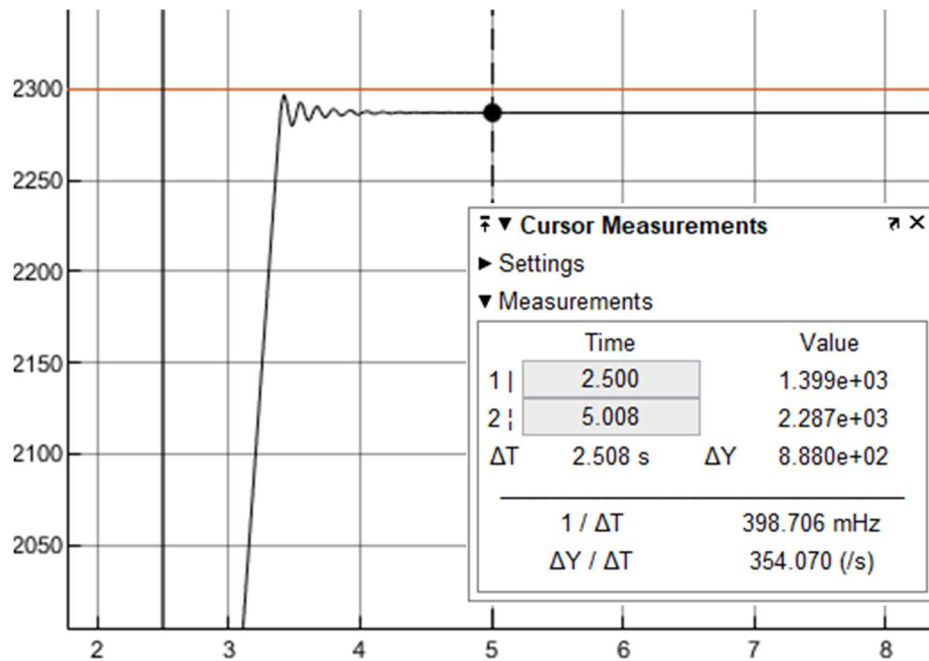


Рисунок 5.12 – Графік перехідного процесу

Статична похибка зменшилась і дорівнює 13 кілограм, 0.56%. Перехідний процес погіршився, з'явилися коливання, але статична похибка залишилася.

На рисунку 5.13 показаний вплив коректору статичної похибки (синій графік з коректором), (помаранчевий графік без коректору).

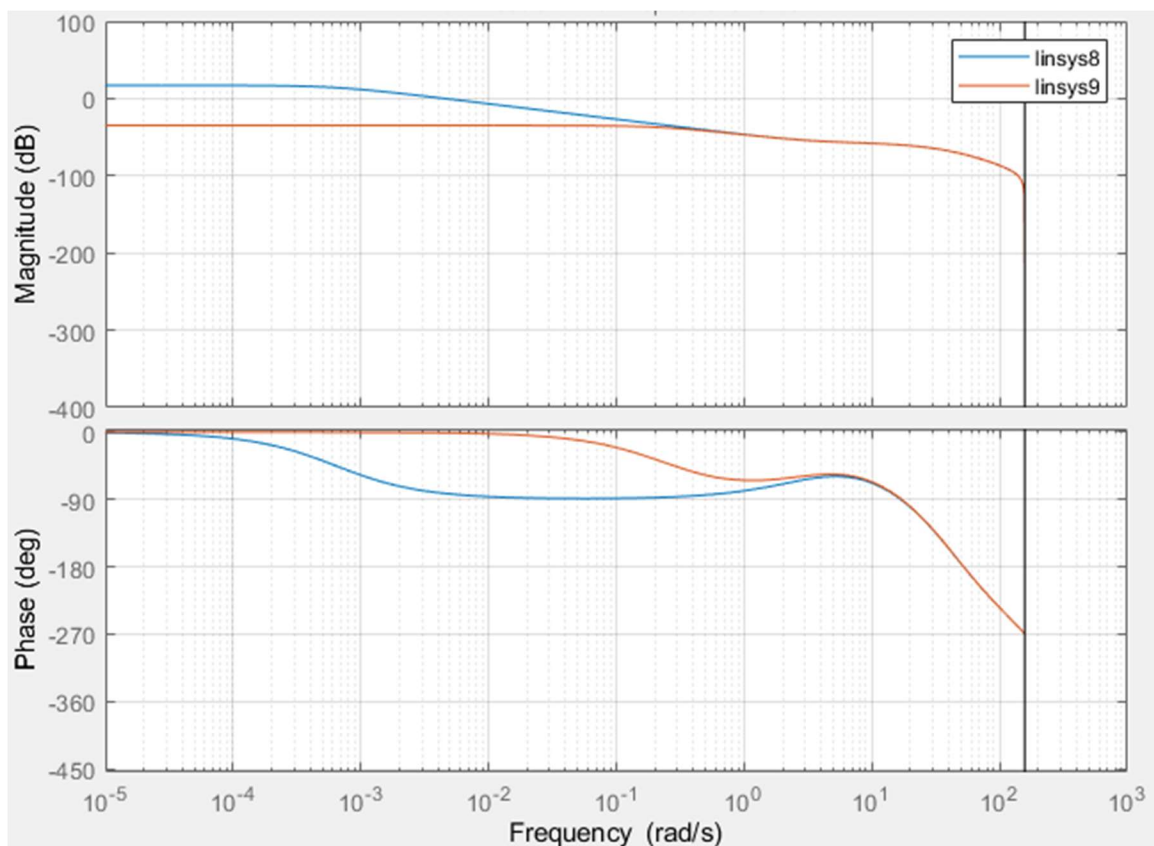


Рисунок 5.13 – Вплив коректора статичної похибки

На рисунку 5.14 зображений графік який показує стійкість по фазі, вона складає 99 градусів. На рисунку 5.15 зображений графік який показує стійкість по амплітуді, вона складає 72 дБ.

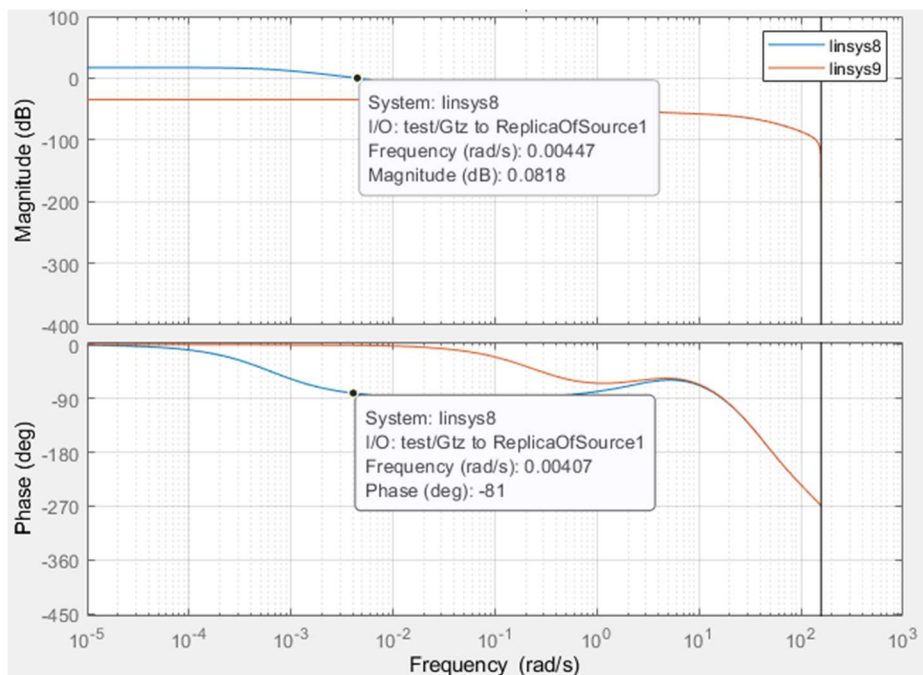


Рисунок 5.14 – Оцінка стійкості по фазі (з коректором).

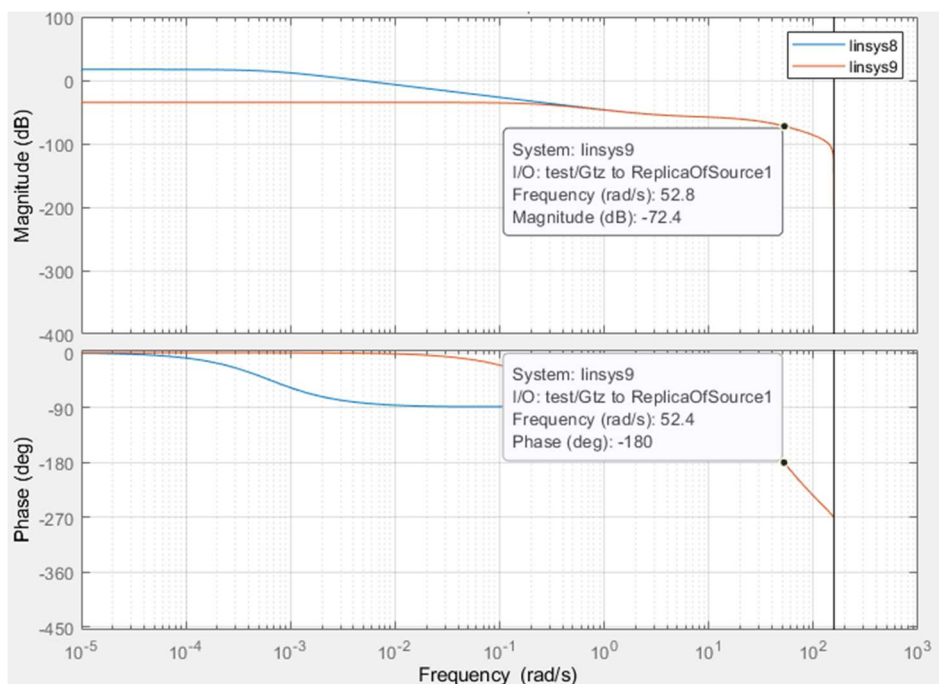


Рисунок 5.15 – Оцінка стійкості по амплітуді (з коректором).

Висновок: запас стійкості по амплітуді 72 дБ, а по фазі 99 градусів. Рекомендоване значення стійкості по фазі 45 градусів. Коректор зменшує запас стійкості, але запаси в рекомендованих рамках.

### 5.5 Вплив коректора який зменшує вплив зсуву рівноважного струму

На рисунку 5.16 показаний вплив зсуву рівноважного струму  $-5$  мА з увімкнутим коректором. Синій графік без рівноважного зсуву струму керування, помаранчевий з зсувом рівноважного струму в  $-5$  мА. На сталому режимі статична похибка дорівнює 21 кілограм, 0.92%.

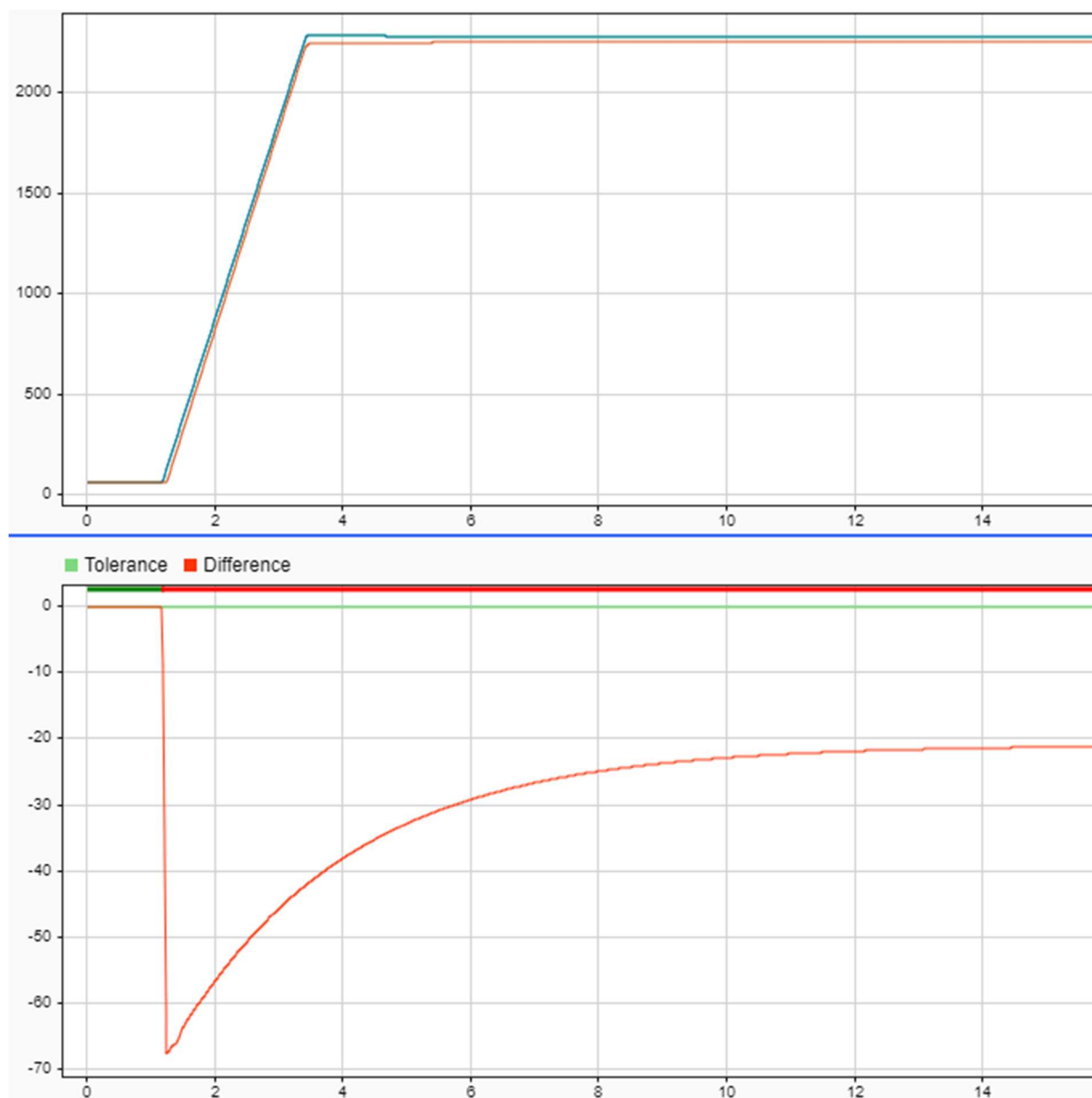


Рисунок 5.16 - Вплив рівноважного зсуву струму керування

На рисунку 5.17 показаний вплив рівноважного зсуву струму в  $-5$  мА з вимкненим коректором. Синій графік без зсуву струму, помаранчевий зі зміщенням в  $-5$  мА. На сталому режимі статична похибка дорівнює 31.5 кілограм, 1.4%.



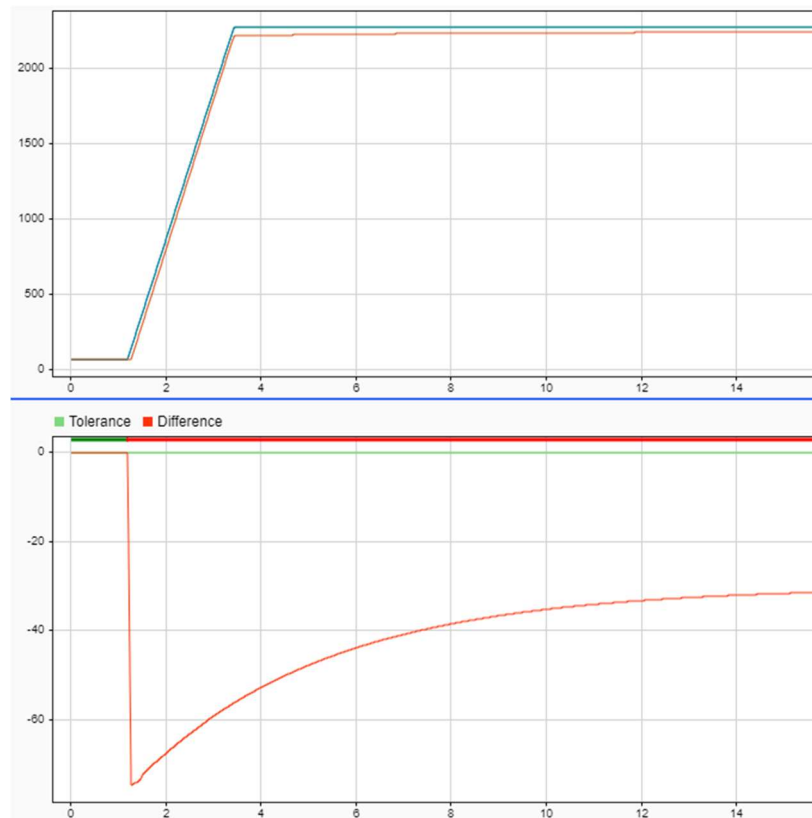


Рисунок 5.17 – Вплив зсуву рівноважного струму керування без коректора.

На рисунку 5.18 показаний вплив коректора, який мінімізує вплив зсуву рівноважного струму керування. Синій графік - це система з коректором, а помаранчевий - це система без нього. Як показано на графіку цей коректор на стійкість системи впливає незначно. Стійкість по амплітуді залишається однаковою, а стійкість по фазі прагне до безкінечності, як і в вихідній системі.

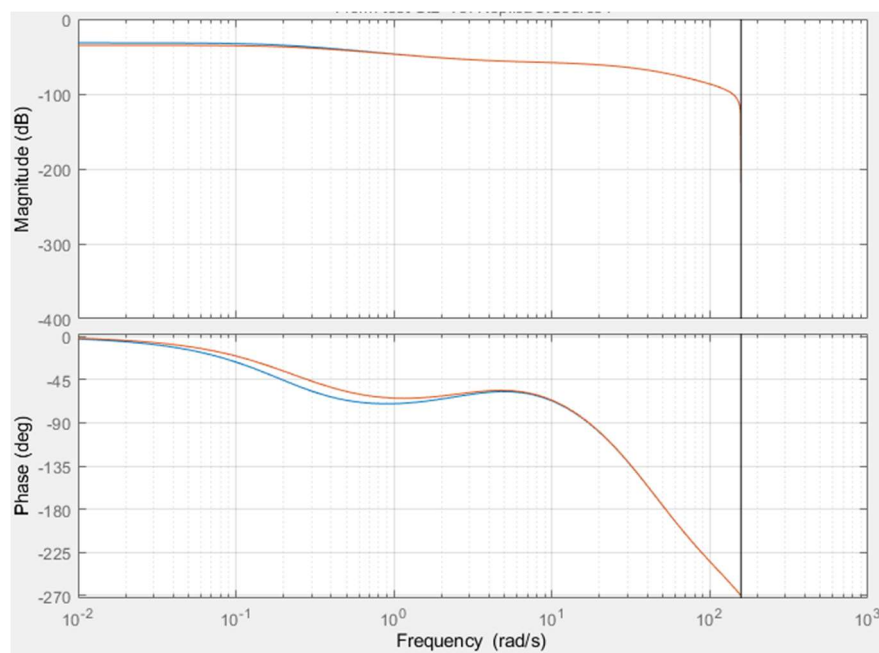


Рисунок 5.18 – Порівняння графіків для системи з коректором і без  
Висновок: вплив даного регулятора на стійкість системи незначна.

## 5.6 Аналіз системи з усіма коригуючими ланками

На рисунку 5.19 показана діаграма ЛАЧХ і ЛФЧХ, для системи з регулятором з коригуючими ланками.

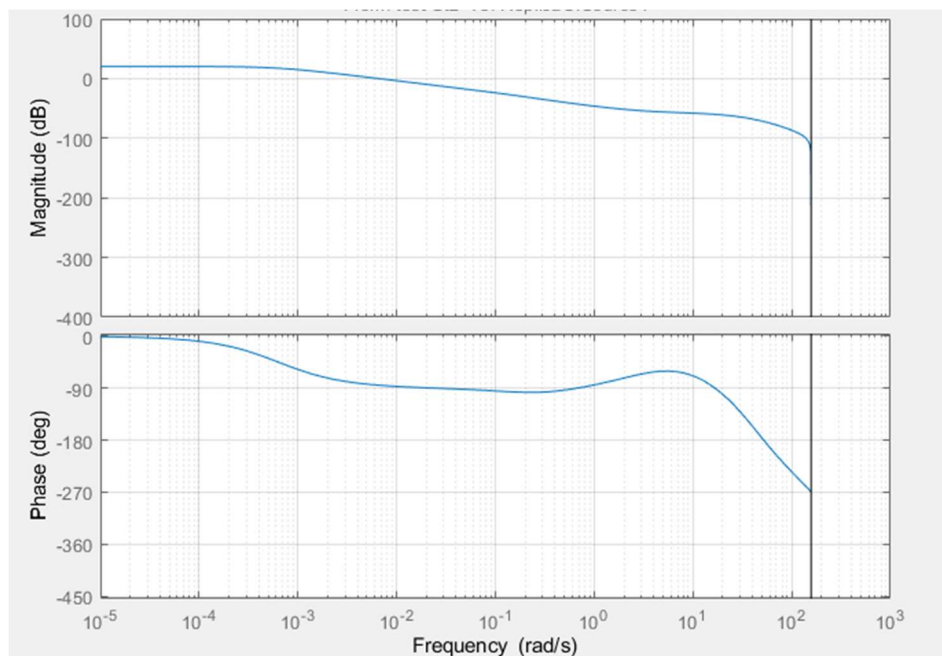


Рисунок 5.19 – діаграма Бode регулятора з всіма коректорами

На рисунку 5.20 показана оцінка запасу стійкості по фазі. Запас по фазі в точці переходу дорівнює 96 градуси.

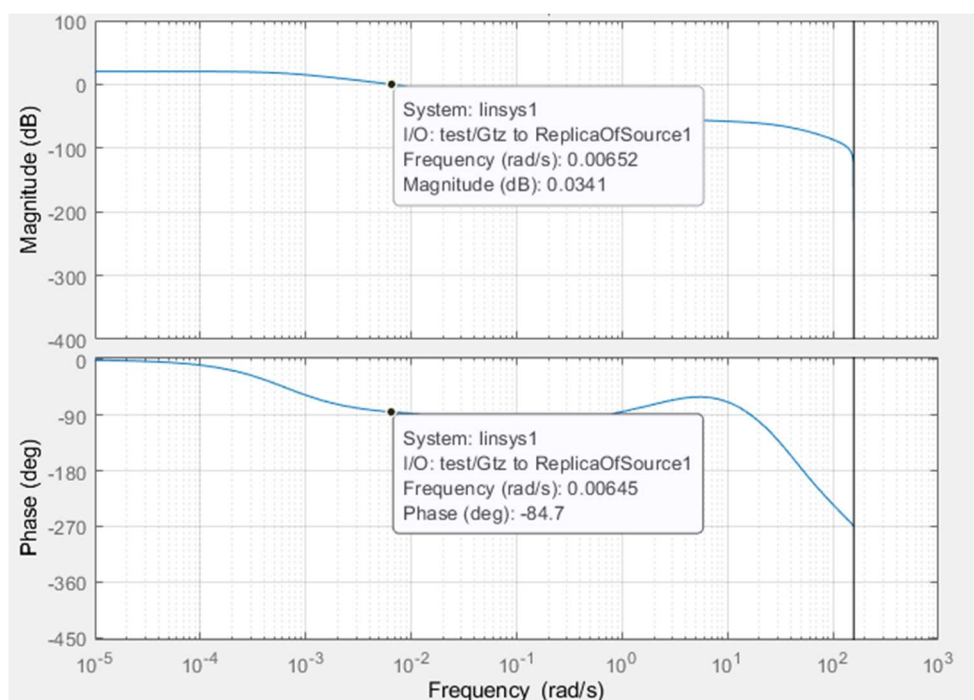


Рисунок 5.20 – оцінка запасу стійкості по фазі для регулятора з коректорами

На рисунку 5.21 показана оцінка стійкості системи по амплітуді. Запас в точці межі коливальної стійкості (фаза = -180) дорівнює 72 дБ.

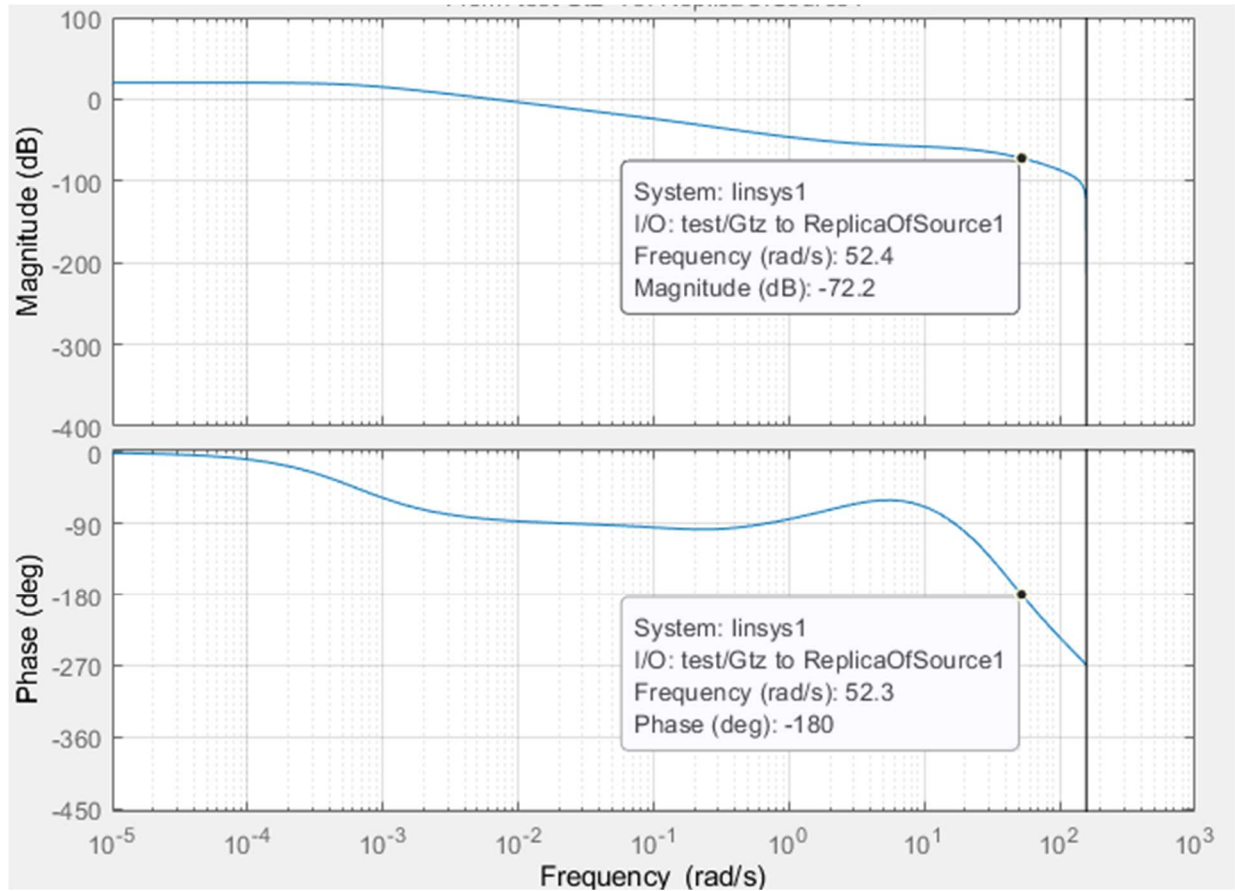


Рисунок 5.21 – оцінка запасу по амплітуді для регулятора з коректорами

Висновок: система стійка, запас по амплітуді дорівнює 72 дБ, а по фазі 96 градусів. Також нахил графіку в районі частоти зрізу відповідає рекомендаціям, а саме -20 дБ/дек, протягом трьох декад.

Висновок: система з усіма ввімкненими коректорами стійка, запас по амплітуді дорівнює 72 дБ, а по фазі 96 градусів. Також нахил графіку в районі частоти зрізу відповідає рекомендаціям, а саме -20 дБ/дек, протягом трьох декад.

Використання коригуючої ланки для зменшення статичної похибки оправдано, так як статична похибка прагне до нуля, хоч і погіршуються параметри стійкості, але вони лежать в рамках рекомендованих значень. Рекомендоване значення запасу стійкості по фазі не менше чим 45 градусів.

Використання коректору зміщення рівноважного струму доцільно, так як він покращує якість регулювання при зміщенні рівноважного току керування, що часто буває в агрегатах із-за неточності виготовлення. На стійкість системи впливає незначно.

В результаті частотного аналізу системи керування були знайдені такі запаси стійкості, указані в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – запаси стійкості.

Параметр	Вихідна	З коректором зсуву рівноважного струму	З коректором статичної похибки	З усіма коректорами
Стійкість по фазі, град	$\infty$	$\infty$	99	96
Стійкість по амплітуді, дБ	72	72	72	72

На рисунку 5.22 зображені графіки які показують частотні характеристики системи.

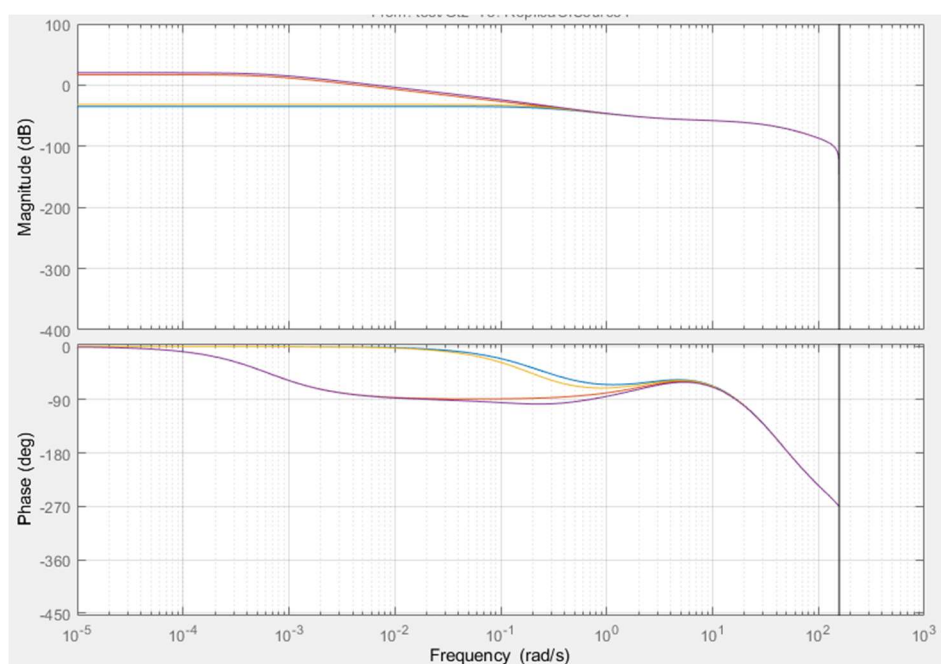


Рисунок 5.22 – загальна діаграма Боде, синій графік - система без коректорів, червоний графік – система з коректором статичної похибки, жовтий – система з коректором по зсуву рівноважного струму, фіолетовий – система з усіма коректорами.

## Висновки

Дана випускна робота магістра складається з наступних частин:

- теоретична частина;
- конструкторська частина;
- технологічна частина;
- економічна частина;
- спеціальна частина;

Прототипом проектованого двигуна є турбореактивний двигун з форсажною камерою.

У теоретичній частині ми привели необхідні розрахунки і підвели підсумки для того щоб показати:

Розподіл основних параметрів по проточної частини двигуна.

Цей пункт включає газодинамічний розрахунок двигуна, узгодження параметрів компресорів і турбін, а також газодинамічний розрахунок компресора та турбіни. В результаті розрахунків були отримані необхідні і достатні параметри для побудови картини розподілу параметрів ( $T$ ,  $T^*$ ,  $C$ ,  $C_a$ ,  $P$ ,  $P^*$ ) уздовж проточної частини двигуна.

Профілювання робочої лопатки першої ступені турбіни.

У реальній практиці процес проектування турбінних лопаток досить складний і трудомісткий, що вимагає обліку часто суперечливого впливу газодинамічних, конструктивних і технологічних факторів. При цьому оптимальна конструкція пера лопатки є результатом варіювання численних параметрів.

Результатом виконання конструкторської частини даної роботи є розрахунки на статичну міцність робочої лопатки компресора та дисків компресора та турбіни, розрахунок на міцність вузла кріплення робочої лопатки компресора та турбіни, визначення динамічної частоти першої форми згинних коливань лопаток компресора та турбіни і аналіз діапазону робочих частот обертання на наявність резонансних режимів, розрахунок термонапруженого стану лопатки першої ступені турбіни з урахуванням охолодження та без нього.

За підсумками конструкторської частини проекту можна зробити відповідні висновки і підвести підсумки:

В результаті розрахунку лопатки і диска РК другої ступені компресора на міцність отримано розподіл напружень і коефіцієнтів запасу по довжині пера лопатки.

В результаті розрахунку лопатки і диска РК першої ступені турбіни на міцність отримано розподіл напружень і коефіцієнтів запасу по довжині пера лопатки.

Зроблено розрахунок статичної міцності пера робочої лопатки другої ступені компресору. Отримані значення напружень розтягу, згинальні напруги і запаси міцності в 11-ти перетинах.

В результаті розрахунку барабану компресору на міцність, мінімальний коефіцієнт запасу по тривалій міцності склав  $K = 4.7$ . Коефіцієнт запасу занадто великий, це значить що в перспективі можливо зробити конструкцію легшою.

В результаті розрахунку диска турбіни на міцність, мінімальний коефіцієнт запасу по тривалій міцності склав  $K = 1,505$ . Можна сказати, що розраховується диск відповідає нормам міцності, при цьому економиться маса матеріалу.

На підставі побудованих частотних діаграм, було з'ясовано, що резонанси на частотах обертання від 0 до 87,7 об/с при коливанні лопатки компресору по другій формі коливань є небезпечними на обертах малого газу, із-за внесених гармонік датчиком на вході у повітряному тракті, цього можливо уникнути додаванням ще одного датчику. Також з'ясовано, що резонанси на частотах обертання від 8 об / с до 40 об / с при коливаннях лопатки турбіни по першій формі не є небезпечними, тому що не потрапляють в робочу зону частот обертання ротора.

Отримані в результаті розрахунку на міцність замка лопатки компресору та турбіни напруги менші за ті, що допускаються. Отже, ймовірність руйнування хвостовика лопатки або замкової частини диска досить мала.

В результаті термонапруженого розрахунку лопатки, було розраховане охолодження лопатки, знайдені запаси тривалої міцності,  $K = 1,4$ , що задовольняє вимогам.

Розроблене креслення двигуна.

Технологічна частина була присвячена розробці процесу виготовлення деталі вал-шестерня. Процес розробки включає кілька етапів:

- аналіз креслення деталі (вибір матеріалу, вибір методу отримання заготовки);
- визначення точності розмірів заготовки;
- розрахунок кількості ступенів обробки основних поверхонь;
- розрахунок припусків на діаметральні і торцеві поверхні.

В результаті технологічної частини даного проекту ми отримали зображення плану виготовлення деталі - вал-шестерня, заготовки.

Економічна частина була присвячена розрахунку економічності проектного двигуна в порівнянні з двигуном прототипом. Проектований двигун перемагає за показниками тяги, але уступає за питомою витратою палива.

У спеціальній частині був проведений частотний аналіз регулятора насос-дозатора палива. Був проведений частотний аналіз модифікованого коректорами регуляторами.

У процесі виконання випускної роботи магістра був спроектований двигун, який задовольняє вимогам сучасної авіації та двигунобудування.

**Бібліографічний список**

1. Брехов, А.Ф. Выбор параметров и термогазодинамический расчет турбореактивных двигателей: учебное пособие / А.Ф. Брехов, Г.В. Павленко, А.Е. Поляков. - Х. : «ХАИ», 1984 г.
2. Анютин, А.Н. Согласование компрессоров и турбин авиационного газотурбинного двигателя: учебное пособие / А.Н. Анютин. — Х. : «ХАИ», 1985 г.
3. Павленко, Г.В. Формирование облика ГТД и ГТУ: учебное пособие / Г.В. Павленко. – Х.: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2007. – 39с.
4. Павленко, Г.В. Газодинамический расчет осевой газовой турбины: учебное пособие / Г.В. Павленко. – Х.: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2006. – 62с.
5. Коваль, В.А. Профилирование лопаток авиационных турбин: учебное пособие / В.А. Коваль. - Х. : Харьк. авиац. ин-т, 1986 – 48 с.
6. Шошин, Ю.С. Расчет на прочность рабочих лопаток компрессоров и турбин: учебное пособие/ Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х. : Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 28 с.
7. Марценюк, Е.В. Расчет замков рабочих лопаток компрессоров и турбин: учебное пособие / Е.В. Марценюк. □ Х.: «ХАИ», 2015. – 50 с.
8. Шошин, Ю.С. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин: учебное пособие / Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. □ Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. □ 28 с.
9. Шошин Ю.С. Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессоров и турбин: учеб. пособие / Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. □ Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2009. □ 29 с.
10. Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя: учебное пособие / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков; под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова, т.1. - М.: Машиностроение, 1986 г.-656с.
11. Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя: учебное пособие / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков; под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова, т.2. – М. : Машиностроение, 1986 г.-642с.
12. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. Т.1 – 5-е изд. перераб. и доп.: справочник / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1980.
13. Гранин, В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и технологические размерные цепи: учебное пособие / В.Ю.Гранин, А.И. Долматов, Э.И. Лимберг. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1993. –120 с.
14. ПИД-регуляторы для систем с транспортной задержкой [ Электронный ресурс ]- Режим доступа: [https://bookasutp.ru/Chapter5\\_3\\_4.aspx#PIDforDelayed](https://bookasutp.ru/Chapter5_3_4.aspx#PIDforDelayed)

## Відомість документів

№	Найменування документа	Формат	Кіл-сть листів	Позначення
1	Креслення двигуна	A0	1	2021.РОСОХА.262.02
2	Розподіл параметрів по проточній частині двигуна	A1	1	2021. РОСОХА.262.01
3	Робоче креслення деталі	A1	1	2021. РОСОХА.262.03
4	Креслення заготовки	A4	1	2021. РОСОХА.262.04
5	План технологічного процесу	A1	1	2021. РОСОХА.262.05
6	Комплект документів на технологічний процес виготовлення деталі	A4	9	2021. РОСОХА.262.06
7	Розрахунково-пояснювальна записка	A4	155	XAI.203.262м.21О.134.1602 053 ПЗ



# ДОДАТОК А