

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

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач випускової кафедри
_____ Терещенко Ю.М.
“ ____ ” _____ 2022 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА
(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)**

Кваліфікаційна робота здобувача освітнього ступеня
“БАКАЛАВР” за освітньо-професійною програмою «Газотурбінні установки і
компресорні станції»

**Тема: "Газотурбінна установка простого циклу потужністю 6.3 МВт з розробкою
діагностичної моделі її робочого процесу"**

Виконавець: _____ Гіренко Євген Сергійович _____

Керівник: _____ к.т.н., доцент _____ Якушенко Олександр Сергійович _____

Нормоконтролер _____

Київ 2022

РОЗДІЛ 1. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ГТУ

1.1 Конструкція ГТУ

Для створення моделі використано методику [9,13,16].

Двигун спроектовано по послідовній схемі розташування вузлів, з подвійною схемою зв'язки корпусів, з двокаскадним турбокомпресором і силовою турбіною. Каскад низького тиску складається з семиступінчатого осьового компресора і одноступінчатої осьової реактивної газової турбіни. Каскад високого тиску включає в себе семиступінчатий осьовий компресор та одноступінчату осьову реактивну газову турбіну.

Силова турбіна виконана двохступінчатою, осьовою, реактивною.

Ротор компресора низького тиску розташований міжопорно. Ротор компресора високого тиску також розташований міжопорно з виносом перших трьох ступеней над цапфой вала компресора. Обидва ротора компресора виконані по барабанно-дисковій конструкції. Опоро-упорні підшипники кожного каскада являються передніми підшипниками опор роторів. В якості підшипників використовуються підшипники кочення.

Силовая турбіна закріплена на двох опорах. Передня опора силової турбіни є радіальною, задня – опорно-упорна.

Ротор СТ розташований так, щоб центр мас знаходився в площині ролик-підшипника СТ.

Вузол камери згоряння являє собою трубчато-кільцеву конструкцію, в якій внутрішній кожух і дифузور розташовані над заданим корпусом компресора високого тиску з нахилом осей жарових труб близько 6° до осі двигуна, для забезпечення достатнього ресурса довговічності при більш високій температурі робочого циклу в порівнянні з прототипом. Обидві турбіни компресора виконані охолоджуємими. При цьому сопловий апарат першої ступені має конвективно-плівкову систему охолодження. Робоче колесо першої ступені і перший сопловий апарат мають конвективну систему охолодження.

Вал силової турбіни оснащений пружною муфтою.

Розрахункова структурна схема ГТУ показана на рис.1.1.

Вихідні данні:

- номінальна ефективна потужність установки $N_n=6300\text{кВт}$;
- температура газу перед турбіною компресора $T_2^*=1300\text{К}$;
- сумарна степінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_k^*=18$
- розрахункові умови: $T_n=288\text{К}$, $P_n=101325\text{Па}$.

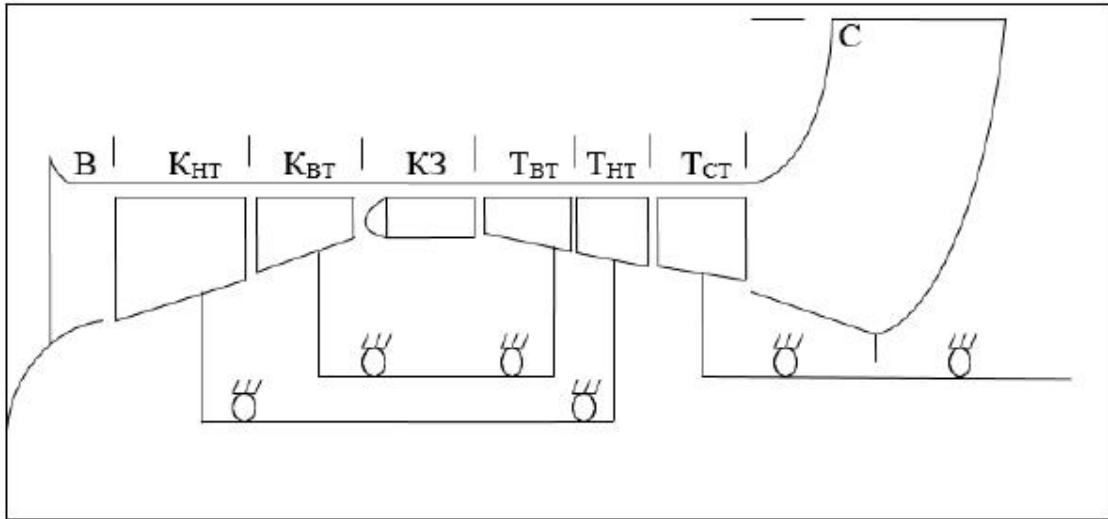


Рис.1.1. Розрахункова структурна схема ГТУ

Для створення моделі використано методику [2].

Визначення параметрів повітря на вході в ГТУ:

Температура повітря:

$$T_6^* = T_n^* = T_n \qquad T_6^* = 288 \text{ К} .$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску на вході приймаємо рівним $\sigma_{вх}=0,975$

та визначаємо P_6^* :

$$P_6^* = P_n^* \sigma_{вх} \qquad P_6^* = 101325 \cdot 0,975 = 98791,875 \text{ Па}$$

Визначення параметрів повітря на виході з компресора

Обчислюємо ККД компресора, приймаючи ККД однієї його ступені

$\eta_{ст}^* = 0,90$, за формулою:

$$\eta_K^* = \frac{\frac{\kappa - 1}{\pi_K^* \kappa - 1}}{\frac{\kappa \cdot \eta_{ст}^*}{\pi_K^* \kappa - 1}};$$

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{* \frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{\pi_K^{* \frac{1.4-1}{1.4 \cdot 18}} - 1} = 0.854$$

Визначаємо роботу стиснення 1кг повітря в компресорі за формулою:

$$L_K = \frac{\kappa R T_{\epsilon}^*}{\kappa - 1} \left(\pi_K^{* \frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K^*}$$

$$L_K = \frac{1.4 \cdot 287.2 \cdot 288}{1.4 - 1} \cdot \left(\pi_K^{* \frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right) \frac{1}{18} = 435178.896 \text{ (Дж/кг)},$$

Температура повітря на виході з компресора:

$$T_K^* = T_{\epsilon}^* + \frac{L_K}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R};$$

$$T_K^* + \frac{435178.896}{\frac{1.4-1}{1.4} \cdot 288} = 721 \text{ (K)},$$

Тиск повітря за компресором:

$$P_K^* = P_B^* \pi_K^*;$$

$$p_K^* = 98791,875 \cdot 18 = 1778253.75 \text{ (Па)}.$$

Визначення параметрів газу на виході з камери згоряння

Середня теплоємність продуктів згоряння в камері згоряння:

$$C_{p,кc} = 878 + 0,208(T_z^* + 0,48T_K^*);$$

$$c_{p,кc} = 878 + 0,208 \cdot (1300 + 0,48 \cdot 720.928) = 1220.377 \text{ (Дж/кг} \cdot \text{К)}.$$

Відносну витрату палива знаходимо, задаючись коефіцієнтом згоряння $\eta_{ze} = 0,975$ і приймаючи значення теплотворності стандартного газоподібного палива $H_u = 50 \cdot 10^6$ Дж/кг;

$$q_m = \frac{C_{p,кc} (T_z^* - T_K^*)}{H_u \eta_z 10^3}$$

$$q_m = \frac{1220.377 \cdot (1300 - 720.928)}{(50 \cdot 10^6 \cdot 0,975)} = 0.014$$

Питоме підведене тепло у камері згоряння:

$$q_1 = c_{p,кc} \cdot (T_z^* - T_K^*)$$

$$q_1 = 1220.377 \cdot (1300 - 720.928) = 706686.793 \text{ (Дж/кг)}.$$

Приймаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння $\sigma_{kc}=0,98$ визначимо тиск газу на виході з неї:

$$P_z^* = P_k^* \cdot \sigma_{kc};$$

$$P_r^* = 1778253.75 \cdot 0.98 = 1733751.81 \quad \text{Па}$$

Визначення роботи розширення 1кг газу в турбіні приводу компресора та параметрів газу за турбіною:

Приймаємо величину відносної витрати повітря на охолодження деталей турбіни $q_{охл}=0,038$, відносна витрата повітря для забезпечення систем станції $q_{ом}=0,015$, механічний КПД, $\eta_m=0,993$, тоді:

$$L_{т.к} = \left(\frac{L_k}{1 + q_m} \right) \left(1 - q_{охл} - q_{ом} \right) \eta_m;$$

$$L_{тк} = \frac{435178.896}{(1 + 0,014)(1 - 0,038 - 0,015) \cdot 0,993} = 456161.05 \text{ (Дж/кг)},$$

Температура газу за турбіною приводу компресора:

$$T_{тк}^* = T_r^* - \frac{L_{т.к} \cdot (k_r - 1)}{(k_r \cdot R_r)}$$

$$T_{тк}^* = 1300 - \frac{456161.05 \cdot (1.33 - 1)}{(1.33 \cdot 288)} = 907 \text{ (К)}$$

Тиск за турбіною: (приймаючи ККД турбіни $\eta_{т.к}^*=0,905$)

$$P_{mk}^* = P_z^* \left(1 - \frac{T_z^* - T_{mk}^*}{T_z^* \eta_{mk}^*} \right)^{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1}};$$

$$P_{TK}^* = 1733751.81 \cdot \left(1 - \frac{(1300 - 907)}{(1300 \times 0,905)} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 336848.25 \text{ (Па)},$$

Визначення роботи розширення газу в силовій турбіні

Приймаємо тиск на виході з силовій турбіні

$$p_{2ct}^* = 1,04 \cdot P_n$$

$$P_{2ct}^* = 1,04 \cdot 101325 = 105378 \text{ (Па)}.$$

Тоді степінь пониження тиску у силовій турбіні:

Коефіцієнт втрат тиску між турбінами, приймаємо $\sigma_n = 0.985$

$$\pi_{ct}^* = \frac{(p_{гк}^* \cdot \sigma_n)}{P_{2ct}^*}$$

13

$$\pi_{ct}^* = \frac{(336848.25 \cdot 0,985)}{105378} = 3.15$$

Прийняв ККД силовій турбіні $\eta_{ct}^* = 0,9$ знаходимо роботу розширення газу в силовій турбіні [6]:

$$L_{cm} = \frac{\kappa_{\varepsilon}}{\kappa_{\varepsilon} - 1} R_{\varepsilon} T_{mk}^* \left(1 - \frac{1}{\frac{\kappa_{\varepsilon} - 1}{\kappa_{\varepsilon}}} \right) \eta_{cm}^* ;$$

$$L_{ct} = \frac{1.33-1}{1.33} \cdot 288 \cdot 907 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{1.4-1}{3.165 \cdot 1.4}} \right) \cdot 0,9 = 234672 \text{ (Дж/кг)},$$

Температура газу на виході з силової турбіни:

$$U_{стсп} = \lambda_{\tau} \cdot \left(\frac{2 \cdot K_{\tau} \cdot T_{\tau}^*}{K_{\tau} + 1} \right)^{0.5}$$

$$U_{стсп} = 0.6 \cdot \left(\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 704}{133 + 1} \right)^{0.5} = 288.676 \text{ м/с},$$

$$T_{2ct}^* = \frac{T_{\tau c}^* - L_{ct}}{\frac{K_{\tau} \cdot 288}{K_{\tau} - 1}}$$

$$T_{2ct}^* = \frac{907 - 235581.195}{\frac{1.33 \cdot 288}{1.33 - 1}} = 704.044 \text{ К}.$$

**Визначення питомих параметрів газотурбінної установки, основних
ККД і витрати повітря в установці**

Питома потужність газотурбінної установки з силовою турбіною чисельно рівна роботі розширення 1кг газу в силевій турбіні (питомій корисній роботі ГТУ), віднесеної до 1секунди:

$$N_{e,уд} = \eta_{м.с} \cdot L_{с.т} \cdot (1 + g_{п})$$

$$N_{e,уд} = 0,992 \cdot 234672 \cdot (1 + 0,014) = 236170 \text{ (Вт} \cdot \text{г/кг)},$$

Питома витрата палива:

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_{п}}{N_{e,уд}}$$

$$C_e = \frac{3600 \cdot 0,014}{236,170} = 0,221 \text{ (кг/(кВт} \cdot \text{год))}.$$

ККД циклу газотурбінної установки:

$$\eta = \frac{L_{с.т}}{q_1}$$

$$\eta = \frac{234672}{706686,793} = 0,332.$$

Коефіцієнт корисної роботи:

$$\varphi = 1 - \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\left(\frac{T_2^*}{T_6^*}\right) \eta_m^* \eta_{\kappa}^*}$$

$$\varphi = 1 - \frac{18^{\frac{1.4-1}{1.4}}}{\left(\frac{1300}{288}\right) \cdot 0.854 \cdot 0.9} = 0.3417$$

Для заданої номінальної потужності установки $N_n=6300$ кВт витрата повітря в двигуні:

$$G_B = \frac{N_n}{N_{eуд}}$$

$$G_B = \frac{234676300}{236170} = 26.68 \text{ (кг/с).}$$

Номінальна витрата паливного газу, за годину (при $\rho = 0,682 \text{ кг/м}^3$)

$$G_{TG} = \frac{c_e \cdot N_n}{\rho}$$

$$G_{TG} = \frac{0,221 \cdot 6,3 \cdot 10^3}{0,682} = 2041 \text{ (дм}^3 \text{ /год)}$$

Результати термодинамічного розрахунку газотурбінної установки зводимо у таблицю 1.1.

Термодинамічні параметри базового прототипу двигуна

Параметр	Значення
Температура повітря на вході в двигун, $T_{вх}$, К	288
Тиск повітря на вході в двигун, $P_{вх}$, кПа	101325
Робота компресора, L_k , кДж/кг	435178.8
Температура повітря на виході з компресора, $T_{кз}$, К	721
Тиск повітря на виході з компресора, $P_{кз}$, кПа	1778253.75
Тиск повітря на виході з камери згоряння, $P_{зз}$, кПа	1733751.81
Температура газу перед турбіною компресора, $T_{зз}$, К	1300
Робота турбіни компресора, $L_{тк}$, кДж/кг	456161.05
Температура газу за турбіною компресора, $T_{ткз}$, К	907
Тиск газу за турбіною приводу компресора, $P_{ткз}$, кПа	336848.25
Тиск газу на виході з силової турбіни, $P_{тз}$, кПа	105378
Робота силової турбіни, $L_{св.т}$, кДж/кг	234672
Температура газу на виході з силової турбіни, $T_{тз}$, К	704
Питома потужність силової турбіни, $N_{e.т}$, кВт	236170
Питома витрата пального в двигуні, C_e , кг/кВт·год	0,21
Розхід повітря через двигун, G_e , кг/с	26.68
Коефіцієнт корисної дії, η , %	33.2

НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет

Кафедра Авіаційних двигунів

Освітньо-кваліфікаційний рівень Бакалавр

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітньо-професійна програма «Газотурбінні установки і компресорні станції»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Терещенко Ю.М.

“ ___ ” _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи

Гіренку Євгену Сергійовичу

1. Тема дипломної роботи: **"Газотурбінна установка простого циклу потужністю 6.3 МВт з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу"**

" 13 " 05 2022 р. № 507 /ст

2. Термін виконання роботи : 14.05.2022 - 19.06.2022

3. Вихідні дані до роботи:

- номінальна потужність ГТУ

$N_n=6.3$ МВт;

- експлуатаційні умови :

$T_n=288$ К, $P_n=101325$ Па.

4. Зміст пояснювальної записки

(перелік питань, що підлягають розробці): вступ, аналітична частина, проектна частина, спеціальна частина, висновки.

5. Перелік обов'язкового графічного матеріалу: презентаційні матеріали до ескізного проекту ГТУ, до розрахунку на міцність його основних конструктивних елементів та до інноваційної частини.

1.2. Газодинамічний розрахунок ГТУ

Визначення числа ступенів турбіни високого тиску

Для створення моделі використано методику [4,12].

Робота турбіни високого тиску:

$$L_{твт} = \left(\frac{L_{квт}}{1 + g_m} \right) \left(\frac{1 - g_{охл} - g_{от}}{1} \right);$$

$$L_{твт} = \frac{248051}{(1+0.014) \cdot (1-0.038-0.015)} = 258317 \quad \left(\frac{Дж}{кг} \right)$$

Приймаємо оптимальне значення коефіцієнта навантаженості турбіни $Y^* = 0,55$ і число ступеней у першому наближенні $Z = 1$.

Знаходимо потрібну окружну швидкість на середньому діаметрі робочого колеса турбіни (при ККД турбіни $\eta^*_{твт} = 0,925$):

$$U_{твт.ср} = Y^* \sqrt{\frac{2L_{твт}}{Z\eta^*_{твт}}};$$

$$U_{твт.ср} = 0.55 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 258317}{1 \cdot 0.925}} = 411 \text{ м/с}$$

Отримана величина $U_{твт.ср}$ є допустимою, отже турбіна високого тиску виконується одноступінчатою.

Середній діаметр ТВТ обирається рівним $D_{ср.твт} = 0.5 \text{ м}$.

Визначення числа ступенів компресора високого тиску

Окружна швидкість у втулки робочого колеса 1-ої ступені КВТ:

$$U_{вт.квт} = U_{твт.ср} \frac{D_{вт.в.квт}}{D_{твт.ср}};$$

$$U_{\text{вт.квт}} = 411 \cdot \frac{0.472}{0.5} = 352 \text{ м/с}$$

Вибираємо густоту решітки $(b/t)_{\text{вт}} = 1.8$ і знаходимо закрутку потоку в 1-ій ступені КВТ:

$$\Delta W_{\text{и.вт}} = C_a \frac{1.55}{1 + 1.5 \left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}}};$$

$$\Delta W_{\text{и.вт}} = 130 \cdot \frac{1.55}{1 + \frac{1.5}{1.8}} = 110 \text{ м/с}$$

Робота 1-ї ступені КВТ:

$$L_{1\text{квт}} = U_{\text{вт.квт}} \Delta W_{\text{и.вт}};$$

$$L_{1\text{квт}} = 355 \cdot 110 = 38720 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

В аналогічній послідовності обчислюємо роботу останньої ступені КВТ.

Окружна швидкість у втулки робочого колеса останньої ступені КВТ:

$$U_{Z.\text{вт.квт}} = U_{\text{твт.ср}} \frac{D_{\text{вт.к}}}{D_{\text{твт.ср}}};$$

$$U_{Z.\text{вт.квт}} = 411 \cdot \frac{0.437}{0.7} = 256 \text{ м/с}$$

Вибираємо густоту решітки $(b/t)_{\text{вт}} = 1.8$ і знаходимо закрутку потоку в останній ступені КВТ:

$$\Delta W_{u.вм.z} = C_{ak} \frac{1,55}{1 + 1,5 \left(\frac{t}{b}\right)_{вм}};$$

$$\Delta W_{u.вт.z} = 130 \cdot \frac{1,55}{1 + \frac{1,5}{1,8}} = 109 \text{ м/с}$$

Робота останньої ступені КВТ:

$$L_{z.квт} = U_{z.вм.квт} \cdot \Delta W_{u.вм.z};$$

$$L_{z.квт} = 256 \cdot 109 = 28230 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right).$$

Середня величина роботи однієї ступені КВТ:

$$L_{cp} = \frac{L_{1квт} + L_{zквт}}{2};$$

$$L_{cp} = \frac{38720 + 28230}{2} = 37574 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

Визначаємо кількість ступеней КВТ:

$$Z_{квт} = \frac{L_{квт}}{L_{cp}};$$

$$Z_{квт} = \frac{248051}{37574} = 6.66$$

Приймаємо число ступеней КВТ рівним 7.

Частота обертання ротора високого тиску:

$$n_{вд} = \frac{60U_{ср.тиску}}{\pi D_{ср.тиску}};$$

$$n_{вд} = \frac{60 \cdot 411}{3.14 \cdot 0.7} = 11227 \text{ об/хв}$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в турбіну високого тиску

Раніше були отримані: $L_{ТВТ} = 258317 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$ і окружна швидкість на середньому діаметрі :

$U_{ТВТ.ср} = 411$ м/с. Задаємо кут виходу потоку із соплового апарату $\alpha_1 = 15^\circ$ і обчислюємо швидкість газу на виході із соплового апарату:

$$C_1 = \frac{L_{ср.тиску}}{U_{ср.тиску} \cos \alpha_1};$$

$$C_1 = \frac{258317}{411 \cdot \cos 15^\circ} = 650 \text{ м/с}$$

Приведена швидкість і відносна густина потоку в даному перерізі відповідно рівні:

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{18.15 \sqrt{T_2^*}};$$

$$\lambda_1 = \frac{650}{18.15 \sqrt{1300}} = 0.993$$

Витрата газу і його тиск на виході із СА обчислюємо за формулами:

$$G_{zca} = G_6(1+q_m)(1-q_{охл}-q_{ом});$$

$$G_{zca} = 26.6 \cdot (1 + 0,015) (1 - 0,014) = 26.03 \quad (\text{кг/с}).$$

$$P_{ca}^* = P_z^* \sigma_{ca},$$

де $\sigma_{ca} = 0,98$

$$P_{ca}^* = 1732611.6 \cdot 0.98 = 1697959. \quad \text{Па}$$

Обчислюємо площу на виході із СА:

$$F_{ca} = \frac{G_z \sqrt{T_z^*}}{P_{ca}^* q(\lambda_1) m_z \sin \alpha_1};$$

$$F_{ca} = \frac{26.03 \cdot \sqrt{1300}}{1697959 \cdot 0.993 \cdot 0.0396 \cdot \sin 15} = 0.054 \quad \text{м}^2$$

де $m_z = 0,0396$

Висота лопатки на виході із СА:

$$h_l = \frac{F_{ca}}{\pi D_{\text{вм.ср}}};$$

$$h_l = \frac{0.054}{3.14 \cdot 0.7} = 0.025 \quad \text{м}$$

Кінцевий (зовнішній) діаметр турбіни на виході із СА:

$$D_k = D_{mем.ср} + h_{л};$$

$$D_k = 0,7 + 0,025 = 0,725 \quad (м).$$

Діаметр втулки:

$$D_{вм} = D_{mем.ср} - h_{л};$$

$$D_{вм} = 0,7 - 0,025 = 0,675 \quad (м).$$

Осьову складову швидкості газу на виході із СА визначаємо по формулі:

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1;$$

$$C_{1a} = 650 \cdot \sin 15 = 168 \left(\frac{м}{с} \right)$$

Визначення діаметральних розмірів на виході із турбіни високого тиску

Параметри газу на виході із турбіни високого тиску знаходимо по формулам:

$$T_{mем}^* = T_2^* - \frac{L_{mем}}{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} R_2};$$

$$T_{ТВТ}^* = 1300 - \frac{258317}{\frac{1,4}{1,4-1} \cdot 288} = 1043 \quad К$$

Приймаємо ККД турбіни високого тиску $\eta_{ТВТ}^* = 0,925$ і знаходимо тиск газу на виході із ТВТ:

$$P_{mем}^* = P_2^* \left(1 - \frac{T_2^* - T_{mем}^*}{T_2^* \eta_{mем}^*} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}};$$

$$P_{\text{ТВТ}}^* = 1742688 \cdot \left(1 - \frac{1300 - 1043}{1300 \cdot 0.925}\right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 760267 \quad \text{Па}$$

Враховуючи, що частина повітря, що відбиралося з компресора, після охолодження лопаток турбіни повертається в проточну частину, приймаємо $q_{\text{охл}}=0$, тоді витрата газу в перерізі на виході із ТВТ буде складати:

$$G_{\text{зтвт}} = G_{\text{в}} (1 + q_m) (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{ом}});$$

$$G_{\text{зтвт}} = 26.6 \cdot (1 + 0,015) (1 - 0) = 27.06 \quad (\text{кг/с}).$$

Приймаємо приведену швидкість $\lambda_{2a}=0,404$, що відповідає осьовій складовій швидкості газу на виході із ТВТ:

$$C_{2a} = \lambda_{2a} 18,15 \sqrt{T_{\text{твт}}^*};$$

$$C_{2a} = 0.404 \cdot 18.15 \sqrt{1043} = 240 \quad \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right)$$

По таблицям газодинамічних функцій знаходимо $q(\lambda)=0,86$.

Площа перерізу на виході із ТВТ:

$$F_{\text{твт}} = \frac{G_{\text{зтвт}} \sqrt{T_{\text{твт}}^*}}{P_{\text{твт}}^* q(\lambda) m_z};$$

$$F_{\text{ТВТ}} = \frac{26.2 \cdot \sqrt{1043}}{619724 \cdot 0.86 \cdot 0,0396} = 0.0496 \quad \text{м}^2$$

Вибираємо меридіональний профіль проточної частини ТВТ з постійним середнім діаметром $D_{ср.твт}=0,675$.

Висота лопатки в перерізі на виході із ТВТ:

$$h_{л} = \frac{F_{твт}}{\pi D_{ср.твт}};$$

$$h_{л} = \frac{0.0496}{3.14 \cdot 0.675} = 0.023 \text{ м}$$

Кінцевий діаметр колеса на виході із ТВТ:

$$D_{к.твт} = D_{ср.твт} + h_{л};$$

$$D_{к.твт} = 0.675 + 0.023 = 0.697 \text{ м}$$

Діаметр втулки:

$$D_{вт.твт} = D_{ср.твт} - h_{л};$$

$$D_{вт.твт} = 0.675 - 0.023 = 0.652 \text{ м}$$

Перевіряємо баланс потужностей турбіни і компресора високого тиску:

$$N_{квт} = G_{в} L_{квт}; \quad N_{квт} = 26.6 \cdot 248051 = 6616969 \text{ кВт};$$

$$N_{твт} = G_{зтвт} L_{твт}; \quad N_{твт} = 26.6 \cdot 258317 = 6987296 \text{ кВт}.$$

Механічний ККД:

$$\eta_M = \frac{N_{квт}}{N_{твт}};$$

$$\eta_M = \frac{6616969}{6987296} = 0.95$$

Визначення кількості ступенів турбіни низького тиску

Робота розширення газу в турбіні низького тиску обчислюється по умові балансу потужностей КНТ і ТНТ. Оскільки повітря, використане для охолодження ТВТ повертається в проточну частину двигуна, а елементи ТНТ виконуються без охолодження, $g_{охл} = 0$ механічний ККД приймаємо рівним $\eta_M = 0,95$:

$$L_{твт} = \left(\frac{L_{квт}}{1 + g_m} \right) \left(\frac{1 - g_{от} - g_{охл}}{\eta_M} \right);$$

$$L_{твт} = \frac{187126.925}{(1+0.014) \cdot (1-0.038) \cdot 0.95} = 196227 \quad \left(\frac{Дж}{кг} \right)$$

Приймаємо середній діаметр ТНТ рівним $D_{ср.твт} = 0,697$ м, окружна швидкість на середньому діаметрі буде складати:

$$U_{ср.твт} = U_{1к} \frac{D_{ср.твт}}{D_{1к}};$$

$$U_{ср.твт} = 320 \cdot \frac{0.697}{0.524} = 425.7 \quad \left(\frac{м}{с} \right)$$

Перевіряємо величину коефіцієнта навантаженості ТНТ у одноступінчатому варіанті, (приймаючи ККД ТНТ $\eta_{твт}^* = 0,89$):

$$Y_{тнт}^* = U_{ср.тнт} \sqrt{\frac{Z_{тнт} \eta_{тнт}^*}{2L_{тнт}}};$$

$$Y_{тнт}^* = 425.7 \sqrt{\frac{1 \cdot 0.89}{2 \cdot 196227}} = 0.641$$

Отриманні значення $Y_{тнт}$, близькі до оптимальних. Турбіна низького тиску виконується одноступінчатою.

Визначення діаметральних розмірів на виході із соплового апарата ТНТ

Приймаємо кут $\alpha_{1тнт}=25^\circ$ і знаходимо швидкість газу на виході із СА при умові осевого виходу газу із турбіни ($\alpha_{2тнт}=90^\circ$, $C_{2тнт}=0$).

$$C_{1тнт} = \frac{L_{тнт}}{U_{ср.тнт} \cos \alpha_{1тнт}};$$

$$C_{1тнт} = \frac{196227}{425.7 \cdot \cos 25} = 508.6 \quad \left(\frac{м}{с} \right)$$

Критична швидкість:

$$a_{кр} = 18,15 \sqrt{T_{тнт}^*};$$

$$a_{кр} = 18.15 \sqrt{1043} = 586.2 \quad \left(\frac{м}{с} \right)$$

Приведена швидкість і відносна густина потоку: $q(\lambda_1)=0.97$

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Вступ	16.05. – 18.05.22.	<i>виконано</i>
2.	Обґрунтування основних параметрів робочого процесу газотурбінної установки	19.05. – 26.05.22.	<i>виконано</i>
3.	Газотурбінна установка потужністю 6.3 МВт	27.05. – 30.05.22.	<i>виконано</i>
4.	Інноваційна частина	24.05. – 04.06.22.	<i>виконано</i>
5.	Оформлення презентації	13.05. – 06.06.22.	<i>виконано</i>
6.	Висновки	07.06. – 09.06.22.	<i>виконано</i>
7.	Оформлення пояснювальної записки	10.06. – 11.06.22.	<i>виконано</i>

7. Дата видачі завдання: “ 14 ” 05 2022 р.

Керівник дипломної роботи _____ к.т.н., доц. Якушенко О. С.
(підпис керівника) (П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання _____ Гіренко Є.С.
(підпис студента) (П.І.Б.)

$$\lambda_1 = \frac{C_{1тнт}}{a_{кр}};$$

$$\lambda_1 = \frac{508.6}{586.2} = 0.853$$

$$q(\lambda_1) = 0.97$$

Площа проточної частини на виході із СА ТНТ:

$$F_{са.тнт} = \frac{G_{зтнт} \sqrt{T_{твт}^*}}{P_{твт}^* \sigma_{пер} q(\lambda_1) m_2 \sin\left(\frac{\alpha_{1cm}}{57,3}\right)};$$

$$F_{са.тнт} = \frac{26.6 \sqrt{1043}}{760267 \cdot 0.99 \cdot 0.97 \cdot 0.0396 \cdot \sin(15)} = 0.0724 \text{ м}^2$$

де $\sigma_{пер} = 0.99$.

Вибираємо меридіональний профіль проточної частини ТНТ з постійним середнім діаметром $D_{ср.тнт} = \text{const} = 0,675 \text{ м}$, знаходимо висоту лопатки на виході із СА ТНТ:

$$h_{л} = \frac{F_{са.тнт}}{\pi D_{ср.тнт}};$$

$$h_{л} = \frac{0.0724}{3.14 \cdot 0.675} = 0.033 \text{ м}$$

Зовнішній діаметр:

$$D_{к.тит} = D_{ср.тит} + h_d;$$

$$D_{к.тит} = 0.675 + 0.033 = 0.70 \text{ (м)}.$$

**Визначення параметрів газу та діаметральних розмірів на виході із турбіни
низького тиску**

Температура газу на виході із ТНТ:

$$T_{тит}^* = T_{твт}^* - \frac{L_{тит}}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R};$$

$$T_{ТНТ}^* = 1043 - \frac{196227}{\frac{1.3}{1.3 - 1} \cdot 288} = 909 \text{ К}$$

Тиск газу на виході із ТНТ (при ККД турбіни $\eta_{тит}^* = 0,89$):

$$P_{тит}^* = P_{твт}^* \left(1 - \frac{T_{твт}^* - T_{тит}^*}{T_{твт}^* \eta_{тит}^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}};$$

$$P_{ТНТ}^* = 760267 \cdot \left(1 - \frac{1043 - 909}{1043 \cdot 0.89} \right)^{\frac{1.3}{1.3 - 1}} = 347967 \text{ Па}$$

Обчислюємо площу проточної частини на виході із ТНТ. Приймаємо на виході із турбіни приведену швидкість $\lambda_{тит} = 0,5$ і знаходимо із таблиць $q(\lambda_{тит}) = 0,709$, тоді:

$$F_{\text{тнт}} = F_m = \frac{G_{\text{зтнт}} \sqrt{T_{\text{тнт}}^*}}{P_{\text{тнт}}^* q(\lambda_{\text{тнт}}) m_z};$$

$$F_{\text{тнт}} = \frac{26.2 \cdot \sqrt{909}}{760267 \cdot 0.709 \cdot 0.0396} = 0.0835 \quad \text{м}^2$$

Висота лопатки на виході із турбіни:

$$h_l = \frac{F_{\text{тнт}}}{\pi D_{\text{ср.тнт}}};$$

$$h_l = \frac{0.0835}{3.14 \cdot 0.675} = 0.046 \quad \text{м}$$

Кінцевий діаметр турбіни на виході:

$$D_{\text{к.т}} = D_{\text{ср.тнт}} + 2h_l;$$

$$D_{\text{к.т}} = 0.675 + (2 \cdot 0.046) = 0.767 \quad \text{м}$$

$$n_{\text{вд}} = \frac{60 \cdot 425}{3.14 \cdot 0.7} = 11622 \text{ об/хв}$$

***Визначення числа ступенів і розосередження роботи по ступеням
силової турбіни***

За результатами термодинамічного розрахунку установки робота силової турбіни $L_{\text{с.т}} = 235581 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$. Приймаємо окружну швидкість на середньому

діаметрі силової турбіни $U_{c.m.сп} = 235 \left(\frac{M}{c} \right)$. Визначаємо у першому наближенні число ступеней силової турбіни, прийняв оптимальну величину коефіцієнта завантаженості турбіни $Y^* = 0,55$ і ККД силової турбіни $\eta_{c.m}^* = 0,91$:

$$Z_{c.m} = \frac{2L_{c.m}}{\eta_{c.m}^*} \left(\frac{Y^*}{U_{c.m}} \right)^2 ;$$

$$z_{ст} = \frac{2 \cdot 235581}{0,91} \cdot \left(\frac{0,55}{235} \right)^2 = 2,83$$

Приймаємо $Z_{c.m} = 3$ і уточнюємо потрібну величину $U_{c.m.сп}$ для відповідності умові $Y^* = 0,55$:

$$U_{c.m.сп} = Y^* \sqrt{\frac{2L_{c.m}}{Z\eta_{c.m}^*}} ;$$

$$U_{стсп} = 0,55 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 235581}{3 \cdot 0,91}} = 228 \left(\frac{M}{c} \right)$$

Силова турбіна виконується 4-ступінчатою з розосередженням роботи по ступеням:

$$L_{1ст} = 0,3L_{ст} ;$$

$$L_{1ст} = 0,3 \cdot 235581 = 70674 \left(\frac{Джс}{кг} \right)$$

$$L_{2ст} = 0,27L_{ст} ;$$

$$L_{2ст} = 0.27 \cdot 235581 = 63606 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

$$L_{3ст} = 0,25L_{ст} ;$$

$$L_{3ст} = 0.25 \cdot 235581 = 58895 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

$$L_{4ст} = 0,18L_{ст} ;$$

$$L_{4ст} = 0.18 \cdot 235581 = 42404 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right)$$

Визначення діаметральних розмірів на вході в силову турбіну

Перша ступень турбіни виконується з осьовим виходом газу ($\alpha_2=90^\circ$, $C_{2U}=0$). Кут виходу потоку із СА 1-ої ступені приймаємо рівним $\alpha_{1cm}=25^\circ$. Швидкість газу на виході із СА[6]:

$$C_{1.c.m} = \frac{L_{1cm}}{U_{c.m.cp} \cos\left(\frac{\alpha_{1cm}}{57,3}\right)} ;$$

$$C_{1.c.т} = \frac{70674}{230 \cdot \cos 25} = 330 \text{ м/с}$$

Критична швидкість, приведена швидкість і відносна густина тока в данному перерізі рівні:

$$a_{кр} = 18,15 \sqrt{T_m^*} ;$$

$$a_{кр} = 18.15 \sqrt{909} = 547 \text{ м/с}$$

$$\lambda_{1.c.m} = \frac{C_{1c.m}}{a_{кр}}$$

$$\lambda_{1.c.t.} = \frac{330}{547} = 0.610$$

$$q(\lambda_{1c.m})=0,830.$$

Площа на виході із СА 1-ої ступені СТ, де $\sigma_{пер}=0,99$ – коефіцієнт, що враховує втрати в перехідному корпусі, $\sigma_{ca}=0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати в СА:

$$F_{ca.cm} = \frac{G_{змт} \sqrt{T_{змт}^*}}{P_{змт}^* \sigma_{пер} \sigma_{ca} q(\lambda_{1cm}) m_z \sin\left(\frac{\alpha_{1cm}}{57,3}\right)}$$

$$F_{ca.ct} = \frac{26.6 \cdot \sqrt{1043}}{760267 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,83 \cdot 0,0396 \cdot \sin 25} = 0.174 \quad \text{м}^2$$

Вибираємо частоту обертання ротора силової турбіни (характерну для серійних нагнітачів газу) $n_{c.m} = 6500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Проточна частина силової турбіни виконується з постійним втулковим діаметром.

$$D_{вт.ст.вх} = 0.95 \cdot 0.767 = 0.729$$

Довжина лопатки на виході з СТ:

$$D_{1.к.ст} = \sqrt{D_{вт.ст.вх}^2 + \frac{4 \cdot F_{ca.ст}}{\pi}}$$

$$D_{1.к.ст} = \sqrt{0.596^2 + \frac{4 \cdot 0.288}{3.14}} = 0.868 \text{ м}$$

$$h_{л} = \frac{D_{1.к.ст.} - D_{ВТ.СТ.ВХ.}}{2};$$

$$h_{л} = \frac{0.868 - 0.729}{2} = 0.069 \text{ м}$$

Визначення параметрів газу та діаметральних розмірів проточної частини на виході із силової турбіни:

Температура газу на виході із СТ:

$$T_{с.т}^* = T_{тит}^* - \frac{L_{с.т}}{\frac{K_2}{K_2 - 1} \cdot R_2};$$

$$T_{с.т}^* = 909 - \frac{239400}{\frac{1.3}{1.3-1} \cdot 288} = 706 \text{ К}$$

Тиск газу на виході із СТ:

$$P_{с.т}^* = P_{тит}^* \cdot \sigma_{пер} \cdot \left(1 - \frac{T_{тит}^* - T_{с.т}^*}{T_{тит}^* \cdot \eta_{с.т}^*} \right)^{\frac{K_2}{K_2 - 1}};$$

$$P_{с.т}^* = 263532 \cdot 0,97 \cdot \left(1 - \frac{875.6 - 683}{875.6 \cdot 0.91} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 123491 \text{ Па}$$

Приймаємо на виході із силової турбіни приведену швидкість $\lambda_{cm}=0,57$, якій відповідає відносна густина потоку $q(\lambda_{cm})=0,78$.

Площа проточної частини на виході із силової турбіни:

$$F_{2cm} = \frac{G_{зтит} \cdot \sqrt{T_{cm}^*}}{P_{cm}^* \cdot q(\lambda_{cm}) \cdot m_z};$$

$$F_{2ст} = \frac{26.6 \cdot \sqrt{683}}{123491 \cdot 0.78 \cdot 0.0396} = 0.188 \quad \text{м}^2$$

Висота лопатки на виході із СТ, кінцевий діаметр і діаметр втулки рівні:

$$D_{вт.ст.вх} = 0.596 \text{ м}$$

$$D_{1.к.ст} = \sqrt{D_{вт.ст.вх}^2 + \frac{4 \cdot F_{2ст}}{\pi}}$$

$$D_{1.к.ст} = \sqrt{0.729^2 + \frac{4 \cdot 0.188}{3.14}} = 0.878 \text{ м}$$

$$h_{лкст} = \frac{D_{1.к.ст} - D_{вт.ст.вх}}{2}$$

$$h_{лкст} = \frac{0.868 - 0.729}{2} = 0.074 \text{ м}$$

Визначення статичних параметрів газу на виході із газотурбінної установки та геометричних характеристик вихідного пристрою

Швидкість газу на виході із силової турбіни при $\lambda_{ст}=0,57$:

$$C_{cm} = \lambda_{cm} \cdot 18,15 \cdot \sqrt{T_{cm}^*};$$

$$C_{ct} = 0,57 \cdot 18,15 \cdot \sqrt{683} = 270 \quad \text{м/с}$$

Статична температура газу:

$$T_{cm} = T_{cm}^* - \frac{C_{cm}^2}{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2};$$

$$T_{ct} = 683 - \frac{270^2}{2 \cdot \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 288} = 653 \quad \text{К}$$

Статичний тиск газу:

$$P_{cm} = P_{cm}^* \cdot \left(\frac{T_{cm}}{T_{cm}^*} \right)^{\frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1}};$$

$$P_{ct} = 123491 \cdot \left(\frac{653}{683} \right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 102098 \quad \text{Па}$$

Втрати повного напору в вихідному дифузорі оцінюється коефіцієнтом $\sigma_{вих}=0,98$. Тиск загальмованого потоку на зрізі вихідного дифузора:

$$P_c^* = P_{cm}^* \cdot \sigma_{вих};$$

$$P_c^* = 102098 \cdot 0.98 = 121021 \text{ Па}$$

Швидкість газу на виході із вихідного пристрою:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2 \cdot T_{cm}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_c^*} \right)^{\frac{\kappa_2 - 1}{\kappa_2}} \right]}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.3}{1.3 - 1} \cdot 288 \cdot 706 \cdot \left[1 - \left(\frac{101325}{121021} \right)^{\frac{1.3 - 1}{1.3}} \right]} = 263 \text{ м/с}$$

Температура газу на зрізі вихідного пристрою:

$$T_c = T_{cm}^* - \frac{C_c^2}{2 \cdot \frac{\kappa_2}{\kappa_2 - 1} \cdot R_2}$$

$$T_c = 706 - \frac{236^2}{2 \cdot \frac{1.3}{1.3 - 1} \cdot 288} = 676 \text{ К}$$

Приведена швидкість газу на виході із вихідного пристрою:

$$\lambda_c = \frac{C_c}{18,15 \cdot \sqrt{T_{cm}^*}}$$

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи: "Газотурбінна установка ефективною потужністю 6,3 МВт з розробкою діагностичної моделі її робочого процесу": 83 сторінок, 24 рисунків, 2 таблиць.

Ключові слова: ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА,
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН,
МЕТОДИ КОНТРОЛЯ ТА ДІАГНОСТИКИ, МІЦНІСТЬ, СИСТЕМИ
ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, КОМПРЕСОРНА СТАНЦІЯ.

Об'єктом дослідження дипломної роботи є газотурбінна установка (ГТУ) для привода нагнітача газоперекачувального агрегату.

Предметом дослідження є розробкою діагностичної моделі ГТУ та її робочого процесу, що включає в себе дослідження методів визначення технічного стану серійних стаціонарних газотурбінних установок авіаційного та газотранспортного обладнання для збору та обробки оперативної інформації для контролю, моніторингу та аналізу надійності, стан ресурсів, діагностики та технічного обслуговування для вдосконалення процесів технічної експлуатації авіаційного обладнання та газоперекачувальних агрегатів (ГПА) та компресорних станцій (КС).

Мета дипломної роботи – розробка ГТУ ефективною потужністю 6,3 МВт на рівні ескізного проекту та діагностичної моделі її робочого процесу.

Встановлено, що впровадження сучасних підходів до техніко-економічних і екологічних характеристик проектуємих ГТУ досягається різними способами, одним з яких є розробка покращених методів діагностики, які в свою чергу дозволяють швидше виявляти дифекти ГТУ та за залежить попереджають їх виникнення. А також методи які дозволяють проводити діагностику ГТУ без розборки.

$$\lambda_c = \frac{263}{18.15 \cdot \sqrt{706}} = 0.55$$

Їй відповідає відносна густина потоку $q(\lambda_c)=0,763$.

Площа перерізу на зрізі вихідного пристрою:

$$F_c = \frac{G_{\text{шт}} \cdot \sqrt{T_{\text{ст}}^*}}{P_c^* \cdot q(\lambda_c) \cdot m_c}$$

$$F_c = \frac{26.6 \cdot \sqrt{706}}{121021 \cdot 0,763 \cdot 0,0396} = 0.196 \text{ м}^2$$

При виконанні вихідного пристрою з перерізом на виході у вигляді кола, приймаємо його діаметр рівний:

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}}$$

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.259}{3.14}} = 0.574 \text{ м}$$

Висновки:

1. Проведено ескізне проєктування ГТУ з такими параметрами ГТУ: номінальна потужність ГТУ 6.3 МВт, температура на вході 288 К, тиск 101325 Па, температура газу перед турбіною компресора 1300К, степінь підвищення тиску 18.
2. В результаті проведення ескізного проєктування ГТУ отримані такі параметри: робота компресора 435178 кДж/кг, температура на виході з компресора 721 К, ККД циклу газотурбінної установки 33.2%, витрата пального в двигуні 0,21 кг/кВт·год. ККД компресора 0.854, тиск повітря за компресором: 1778253.75 (Па). температура газу за турбіною приводу компресора 907К, тиск за турбіною 336848 Па, тиск на виході з силової турбіни 105378 (Па). Температура газу на виході з силової турбіни: 704К, витрата повітря в двигуні: 26.7(кг/с). Усі розрахункові параметри термодинамічного та газодинамічного розрахунків знаходяться в межах допустимих параметрів.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ГТУ

2.1. Розрахунок на міцність диску ТВТ

Для створення моделі використано методику [12, 6].

При роботі двигуна в дисках газових турбін виникають наступні напруження:

- напруження від відцентрових сил мас самого диска та мас прикріплених до нього лопаток;

- температурні напруження, викликані нерівномірним нагріванням диска;

- напруження викликані вібрацією диска.

Реальний диск приводиться до найпростішої розрахункової схеми за рахунок наступних припущень:

- диск симетричний щодо середньої площини, перпендикулярної осі обертання, із плавним обрисом профілю;

- температура по товщині диска не змінюється;

- напруження по товщині диска не змінюються, тому що не враховується його вигин;

- дія відцентрових сил робочих лопаток і замкової частини обода замінюється дією радіального контурного навантаження, рівномірно розподіленого по циліндричній поверхні обода диска;

Точні рішення диференціальних рівнянь можуть бути отримані тільки для деяких простих форм дисків (постійної товщини, рівного опору, гіперболічного...), для дисків довільного профілю зазначені рівняння можна вирішити наближеними методами.

Приймаємо температуру в центрі диска:

$$T_c = 350 \text{ K}$$

Оберти вала турбіни високого тиску, (об/хв)

$$n_{\text{твд}} = 11227$$

Густина матеріала диска, (кг/м³)

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

Коефіцієнт Пуассона

$$\mu = 0.4$$

Число лопаток турбіни, (шт)

$$z = 80$$

Напруження розтягання в кореновому перерізі від дії $\delta_{\text{КС}} = 4.771 \cdot 10^3$
відцентрових сил, (Па)

Площа кореневого перерізу лопатки, (м^2) $F_{\text{К.}} = 0.000045$

Для виконання розрахунку диск розбивається кільцевими перерізами на 15 кільцевих ділянок. Основою методики розрахунку є формули для визначення зміни напружень у межах кільця. Починаючи розрахунок з нульового перерізу, де вихідні напруження задані, розраховуємо збільшення напружень на всіх кільцевих ділянках, за допомогою яких будуються загальні характеристики розподілу напружень уздовж радіуса диска. Графічне відображення профілю диску турбіни високого тиску наведено на рис.2.1.

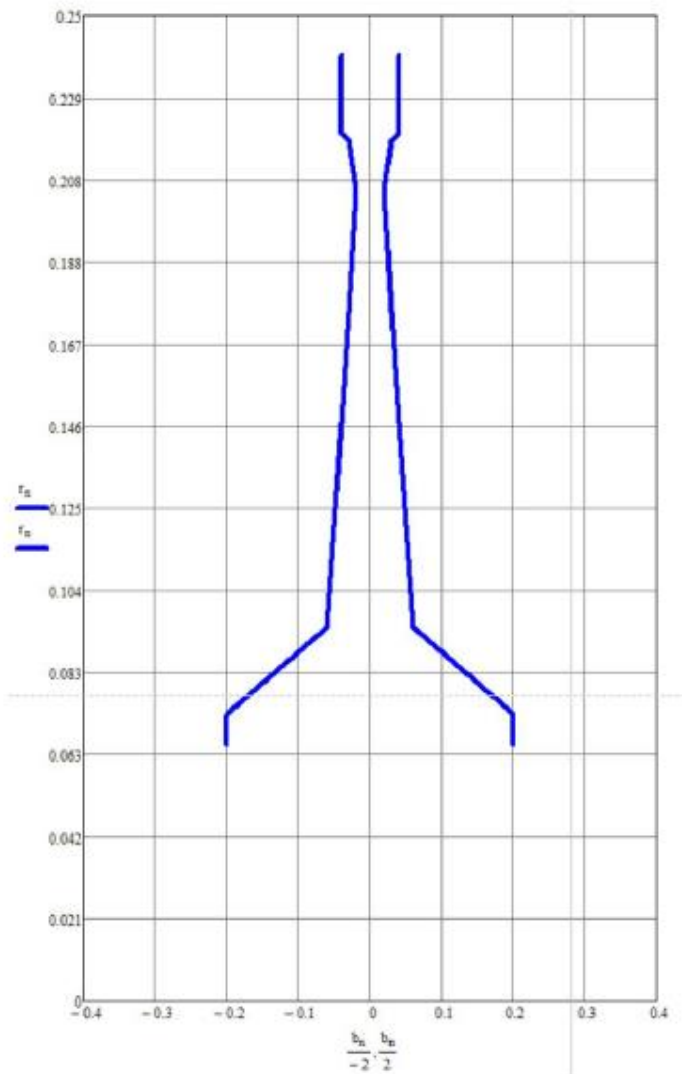


Рис. 2.1. Профіль диску турбіни високого тиску

Значення радіальних контурних напружень від навантажень:

$$\sigma_{\kappa_{15}} := \frac{\sigma_{\kappa c} \cdot F_{\kappa} \cdot z + 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot (b_{15} - 0.003) \cdot 0.014 \cdot (r_{15} - 0.005)^2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{n_{\text{ТВД}}}{30} \right)^2}{2 \cdot \pi \cdot r_{15} \cdot b_{15}}$$

$$\sigma_{\kappa_{15}} = 36579391.2$$

Зміну температури диска вздовж радіуса знаходимо за формулою:
Графічне відображення залежності зміна температури диску наведено на рис.2.2

$$T_n := T_{\text{ц}} + (T_{\text{н}} - T_{\text{ц}}) \cdot \left(\frac{r_n - r_0}{r_{15} - r_0} \right)^2$$

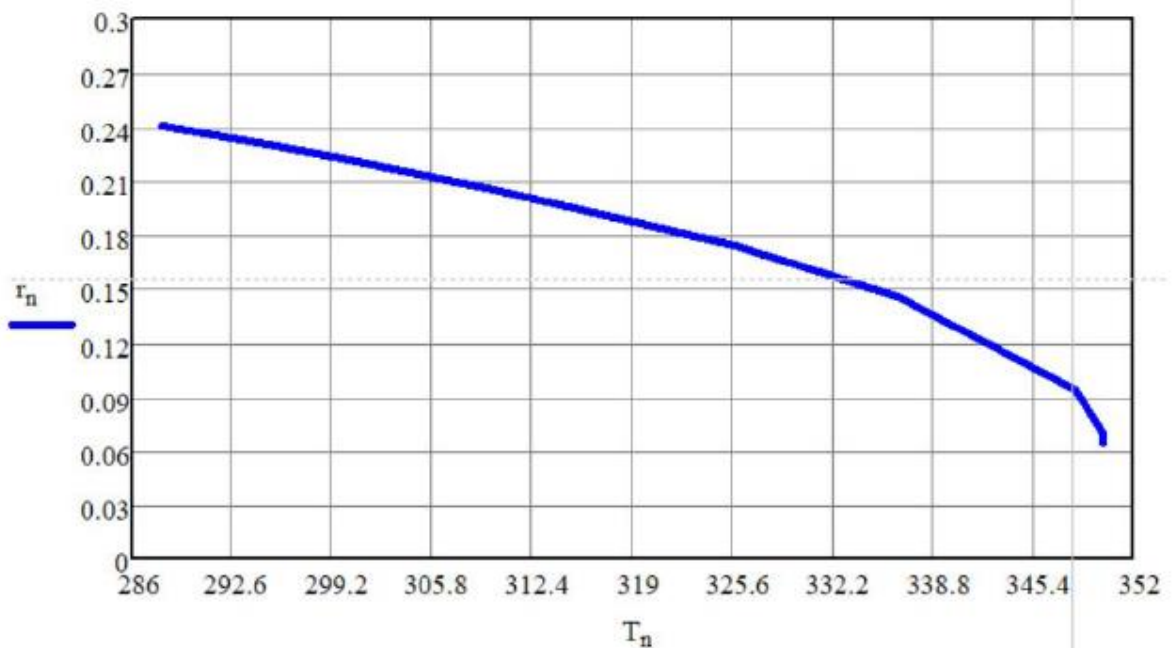


Рис. 2.2. Зміна температури диска вздовж радіусу.

Для матеріалу ЕІ437Б розраховуємо значення модуля пружності і коефіцієнта лінійного розширення у всіх перетинах диска

Графічне відображення залежності модулю пружності наведено на рис.2.3

$$\alpha_n := \left(1.178 \cdot 10^{-5} - 3.44 \cdot 10^{-9} \cdot T_n \right) + 9.42 \cdot 10^{-13} \cdot (T_n)^2$$

$$E_n := \text{if}(T_n > 700, 285103 - 197.004 \cdot T_n, 197831 - 70.5193 \cdot T_n)$$

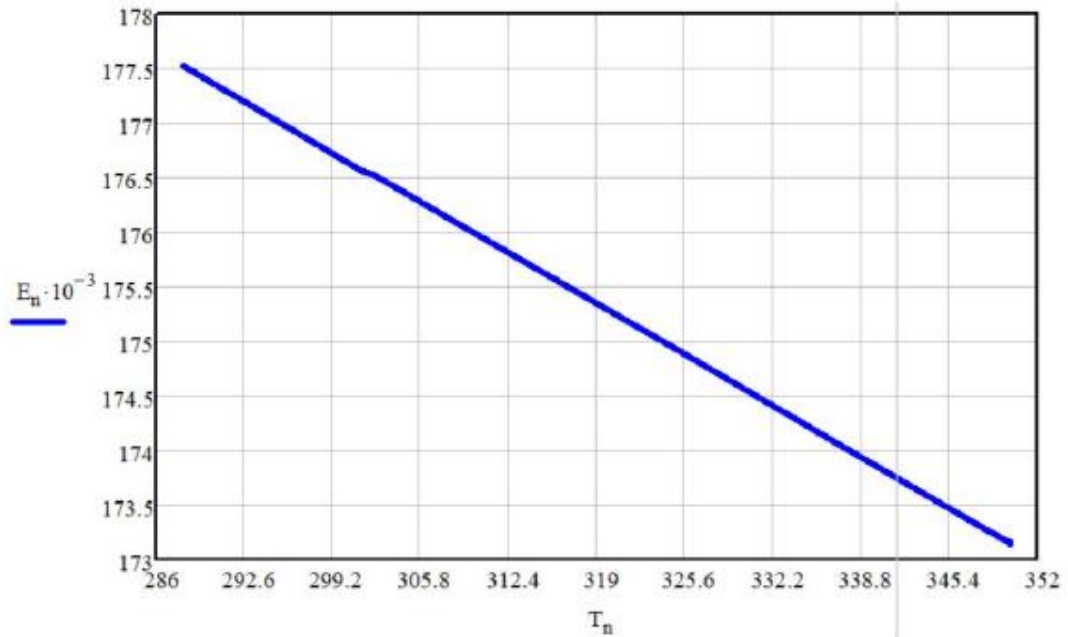


Рис. 2.3. Залежність модуля пружності.

Розраховуємо допоміжні функції:

$$\theta_n := \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1$$

$$C_n = \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{\text{ТВД}}}{30} \right)^2 \cdot (r_{n-1})^2$$

$$\zeta_n = 3 - \frac{r_n}{r_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}}$$

$$\psi_n = \frac{E_n + E_{n-1}}{2} \cdot (\alpha_n T_n - \alpha_{n-1} T_{n-1})$$

$$\lambda_n = \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 - \mu \cdot \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right)$$

$$\phi_n = 1 - \frac{r_n}{r_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}}$$

Визначаємо початкові коефіцієнти A, B, N, Q:

$$A_n = n$$

$$B_n = n$$

$$N_n = n$$

$$Q_n = n$$

Обчислюємо ці коефіцієнти для всіх перетинів диска:

$$N(n) = N(n-1) \cdot \phi_n + A(n-1) \cdot \lambda_n$$

$$A(n) = A(n-1) \cdot \zeta_n + N(n-1) \cdot \theta_n$$

$$B(n) = B(n-1) \cdot \zeta_n + (Q(n-1) - C_n) \cdot \theta_n$$

$$Q(n) = Q(n-1) \cdot \phi_n + B(n-1) \cdot \lambda_n - \mu \cdot C_n \cdot \theta_n$$

Напруга в нульовому перетині дорівнює:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{\kappa_{15}} - B_{15}}{A_{15} \cdot 0.1} \quad \sigma_0 = 2.471 \times 10^7$$

Визначаємо напруги у всіх перетинах диска:

$$\sigma_{R_n} = (A_n \cdot \sigma_0 + B_n) \cdot 10^{-6} \quad \sigma_{T_n} = (N_n \cdot \sigma_0 + Q_n) \cdot 10^{-6}$$

Межа тривалої міцності матеріалу ЕІ437:

Графічне відображення межі міцності по радіусу наведено на рис.2.4.

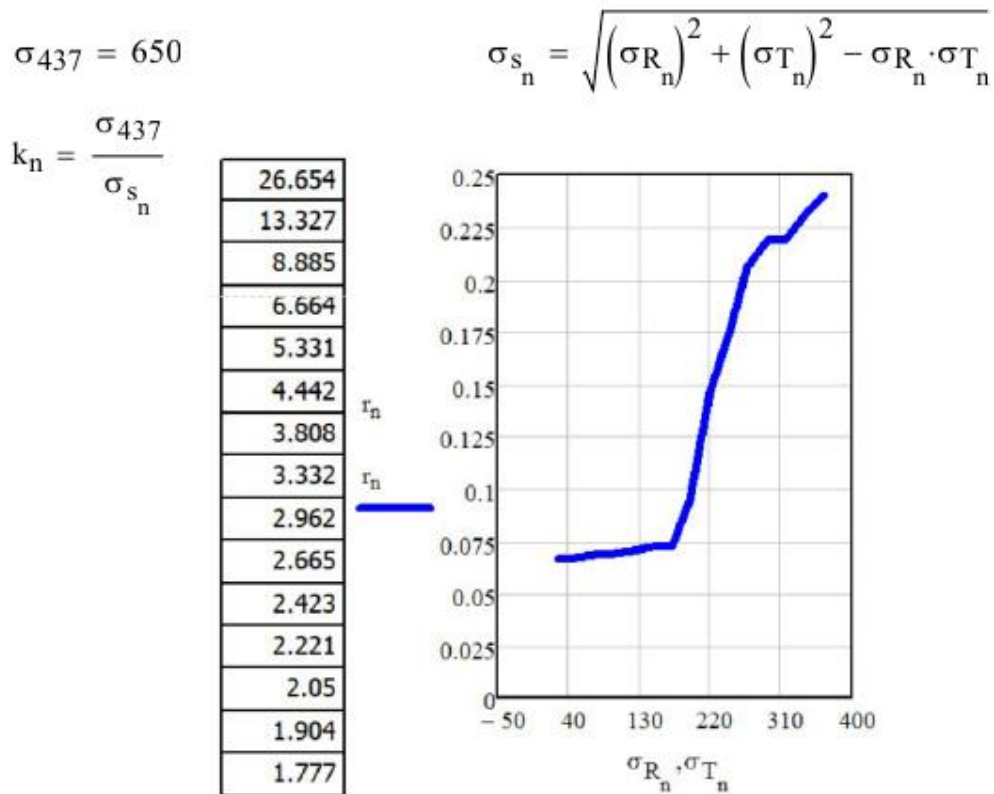


Рис. 2.4. Зміна межі міцності по радіусу диску

Висновок:

По вимогах коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.5.....2.5. У нашому випадку диск виконаний зі сплаву ЕІ437Б и мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає $k_{min} = 1.836$ виконані.

2.2. Розрахунок на міцність вала турбіни ТВТ

Для створення моделі використано методику [8].

На вал турбіни діють зовнішні навантаження:

- а) крутний момент від потужності, що передається валом;
- б) сили дії маси частин ротора (валу, дисків, втулок), що викликають вигин валу;
- в) осьові зусилля, що викликають розтягувальні напруги;
- г) відцентрові сили неврівноваженої маси ротора. Найчастіше діаметри валу ротора вибирають не з розрахунку на міцність від вигину та скручування, а з розрахунку валу на критичну частоту обертання, а потім вал перевіряється на міцність.

Графічне відображення епюри валу наведено на рис.2.5.

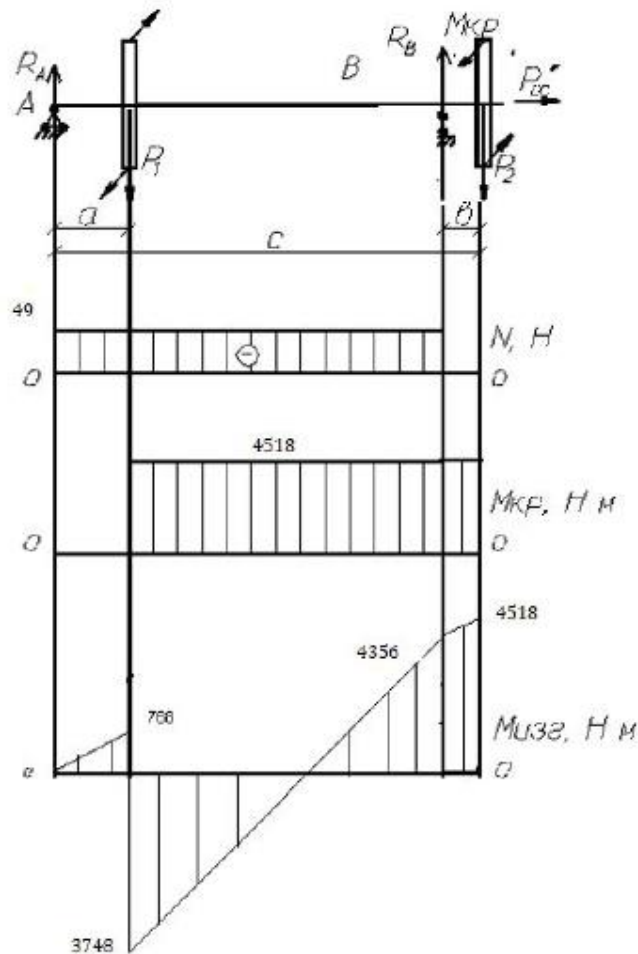


Рис.2.5 епюра діючих сил на вал.

Вихідні дані для розрахунку

$a=0,16\text{м}; b=0,1\text{м}, c=1\text{ м}$

Маса: - компресора $M_k=340\text{ кг},$

- турбіни $M_t=140\text{ кг}.$

Діаметр вала $D=0,15\text{м}.$

Матеріал ЭИ-696.

Осьова сила, що діє на вал ТВТ

$$P_{oc} = G_m (C_{1z} \sin \alpha_1 - C_{2z}) + \frac{\pi(D_{1z}^2 - D_{6m1}^2)\rho_{1z} \cdot 10^6}{4} - \frac{\pi(D_{2z}^2 - D_{6m2}^2)\rho_{1z} \cdot 10^6}{4}$$
$$P_{oc} = 26.2 \cdot (632 \cdot \sin 15 - 197) + \frac{3.14 \cdot (26.2^2 - 0.342^2) \cdot 5.15 \cdot 10^6}{4} -$$
$$\frac{3.14(25.734^2 - 0.352^2) \cdot 5.15 \cdot 10^6}{4} = 104937997 \text{ Па}$$

Статична температура газу на вході в РК ТВТ

$$T_{1z} = T_{1z}^* - \frac{C_{1z}^2}{2C_{pz}}$$

$$T_{1r} = 1300 - \frac{632^2}{2 \cdot 1109} = 1119 \text{ К}$$

Статичний тиск

$$P_{1z} = P_{1z}^* \left(\frac{T_{1z}}{T_{1z}^*} \right)^{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1}}$$

$$P_{1r} = 1926390 \left(\frac{1109}{1300} \right)^{\frac{1.3}{1.3-1}} = 967593 \text{ Па}$$

Щільність газу на вході в РК

$$\rho_{1z} = \frac{P_{1z}}{R_{1z} \cdot T_{1z}}$$

$$\rho_{1r} = \frac{10139654}{288 \cdot 1109} = 31.746 \quad \text{кг/м}^2$$

На виході з РК ТВД:

$$T_{2z} = T_{2z}^* - \frac{C_{2z}^2}{2C_{pz}}$$

$$T_{2r} = 1109 - \frac{197^2}{2 \cdot 1019} = 1089 \quad \text{К}$$

$$P_{2z} = P_{2z}^* \left(\frac{T_{2z}}{T_{2z}^*} \right)^{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1}} = 914320 \left(\frac{1192}{1216} \right)^{1,33 - 1} = 843736 \text{ (Па)}$$

$$\rho_{2z} = \frac{P_{2z}}{R_z \cdot T_{2z}} = \frac{843736}{288 \cdot 1192} = 2,45 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$$

$$P_{oc} = 26.5 \cdot (674 \cdot \sin 15 - 273) + 3.14 \cdot (0.428^2 - 0.342^2) \cdot \frac{3.03}{4} \cdot 10^6 - 3.14 \cdot (0.410^2 - 0.352^2) \cdot \frac{3.03}{4} \cdot 10^6 = 49 \text{ Н}$$

При масі компресора 340 кг і масі турбіни 140 кг приймаємо значення дисбалансу неврівноважених мас:

$$G_{нк} r = G_{нт} r = 14 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Відцентрова сила від неврівноважених мас:

Поперечні сили від маси роторів і неврівноважених мас:

$$P_1 = M_{к} \cdot q + P_{нк}$$

$$P_1 = 340 \cdot 9.8 + 1868 = 5200 \quad \text{Н}$$

$$P_2 = M_{т} \cdot q + P_{нт}$$

$$P_2 = 140 \cdot 9.8 + 1868 = 3240 \quad \text{Н}$$

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ.....	2
РЕФЕРАТ	4
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ГТУ	30
1.1 Конструкція ГТУ	10
1.2. Газодинамічний розрахунок ГТУ	20
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ ГТУ	17
2.1. Розрахунок на міцність диску ТВТ	42
2.2. Розрахунок на міцність вала турбіни ТВТ	47
2.4.Визначення довговічності радіально - упорного підшипника	53
РОЗДІЛ 3.ІНОВАЦІЙНА ЧАСТИНА	20
3.1.ДІАГНОСТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГТУ.....	56
3.2.Характерні дефекти гту.....	66
3.3.Представлення діагностичного параметра, отриманого з параметра функціонування, який не є ознакою стану і не має нормативного граничного значення.	70
3.4.Вимірювання параметри та підбір датчиків для їхнього вимірювання.....	71
3.5.Створення еталоної моделі робочого процесу проектованого ГТУ.....	74
ВИСНОВКИ	82
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	83

Вісь ротора нерухома в просторі, тому гіроскопічні моменти на ротор не діють.

Момент, що крутить, на валу ВД

$$M_{кр} = 9,55 \alpha \frac{G}{\pi n_{ед}^2}$$

$$M_{кр} = 9.55 \cdot 266 \cdot \frac{26.5}{14897} = 4518 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

Реакції опор

$$R_A = \frac{P_1 a + P_2 (c + e)}{c}$$

$$R_A = \frac{5200 \cdot 0.16 + 3240(1 - 0.1)}{1} = 3748 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$R_B = \frac{P_1 (c - a) - P_2 e}{c}$$

$$R_B = \frac{5200 \cdot (1 - 0.16) - 3240 \cdot 0.1}{1} = 4356 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

Внутрішній діаметр вала турбіни

$$\alpha = 0,95 D$$

$$a = 0.95 \cdot 0.16 = 0.152 \text{ м}$$

Площа перетину вала:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(200^2 - 190^2)}{4} = 3063 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Момент опору вигину

$$W_u = \frac{\pi D^3 \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)}{32} = \frac{\pi \cdot 200^3 \left(1 - \left(\frac{190}{200}\right)^4\right)}{32} = 145686 (H \cdot m)$$

Напруга вигину в небезпечному перерізі

$$\sigma_u = \frac{M_{изг}}{W_u} = \frac{6508 \cdot 10^3}{145486} = 2,8 (МПа)$$

Напруга розтягання

$$\sigma_p = \frac{P_{oc}}{F} = \frac{35}{3063} = 1,01 (МПа)$$

Напруга крутіння

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2W_u} = \frac{6508 \cdot 10^3}{2 \cdot 145486} = 22 (МПа)$$

Складна напруга по третій теорії міцності

$$\sigma_{сл} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(2,8 + 1,1)^2 + 4 \cdot 22^2} = 44 (МПа)$$

Гранично припустима напруга для матеріалу ЭИ-696 $\sigma_{0,2} = 700 (МПа)$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{сл}} = \frac{700}{44} = 16$$

Визначення критичної частоти обертання вала турбіни

Осьовий момент інерції вала

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (0,2^4 - 0,19^4) = 1,4569 \cdot 10^{-5} (м^4)$$

Без обліку диска турбіни

$$\omega_1 = \frac{54,25}{c} \sqrt{\frac{EI}{c \cdot M_r \cdot q \left(1 - \frac{\theta}{c}\right) \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{\theta}{c} - \frac{1}{3} \left(\frac{\theta}{c}\right)^2\right)^{3/2}}$$

$$\omega_1 = \frac{54,25}{0,94} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1,4569 \cdot 10^5}{0,94 \cdot 185 \cdot 9,8 \left(1 - \frac{0,1}{1,12}\right) \left(\frac{2 \cdot 0,1}{3 \cdot 1,12} - \frac{1}{3} \left(\frac{0,1}{1,12}\right)^2\right)^{3/4}} = 34697 \left(\frac{\text{рад}}{c}\right)$$

Критична кутова швидкість обертання вала без обліку ваги вала з формули

$$\frac{1}{\omega_{кр}^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2}$$

$$\omega_{кр} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2}{\sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2}} = \frac{12722 \cdot 34697}{\sqrt{12722^2 + 34697^2}} = 11944 \left(\frac{\text{рад}}{c}\right)$$

Критична частота обертання вала

$$n_{кр} = \frac{30 \cdot \omega_{кр}}{\pi} = \frac{30 \cdot 11944}{3,14} = 114114 \left(\frac{\text{рад}}{c}\right) = 18161 \left(\frac{\text{об.}}{\text{хв}}\right)$$

$$n_{кр} \gg n_{вд} = 11227 \text{ (об/хв)}$$

Умова запобігання резонансу виконується.

Запас стійкості вала

$$L = \frac{18161}{11227} = 1.61$$

2.3.Визначення довговічності радіально - упорного підшипника

Для створення моделі використано методику [3,5].

Розрахункова довговічність підшипника

$$n_{розр} = \frac{1}{n} \cdot \frac{c^{3,33}}{Q},$$

де n -частота обертання ротора $n = 11227$ об/хв

c -коефіцієнт працездатності

Q -приведене навантаження

$$Q = (k_{кн} + R + m \cdot P_{ос}) \cdot k_{\sigma} \cdot k_m,$$

де $k_{кн}$ -кінематичний коефіцієнт, дорівнює 1 при обертанні внутрішнього кільця

$k_{\sigma}=1,1$ -динамічний коефіцієнт

m - коефіцієнт приведення осьового навантаження до умовної радіальної

$$m = \frac{1}{3,8 \cdot \operatorname{tg} 26^{\circ}} = \frac{1}{3,8 \cdot 0,4877} = 0,54$$

k_m -коефіцієнт, що враховує твердість матеріалу, дорівнює 1,1.

Коефіцієнт працездатності:

$$c = 6,1 \cdot k \cdot z^{0,7} \cdot d_0^2 \cdot \varphi \cdot \cos \beta,$$

де $k_{кн}=1,2$ -коефіцієнт, що враховує якість виготовлення підшипника, z - кількість кульок, $z=24$; $d_0=20$ мм

Поправочний коефіцієнт:

$$\varphi = \frac{1}{1 + 0,02 \cdot 20} = 0,71$$

$$c = 6,1 \cdot k \cdot z^{0,7} \cdot d_0^2 \cdot \varphi \cdot \cos \beta = 6,1 \cdot 1,2 \cdot 24^{0,7} \cdot 20^2 \cdot 0,71 \cdot \cos 26^{\circ} = 17284$$

Визначимо осьову силу, яка сприймається ротором

$$P_{ос} = G_m (C_{1z} \sin \alpha_1 - C_{2z}) + \frac{\pi(D_{1z}^2 - D_{вм1}^2)\rho_{1z} \cdot 10^6}{4} - \frac{\pi(D_{2z}^2 - D_{вм2}^2)\rho_{1z} \cdot 10^6}{4}$$

$$P_{oc} = 26.6 \cdot (689.66 \cdot \sin 18 - 197) + \frac{3.14 \cdot (725^2 - 675^2) \cdot 3.03 \cdot 10^6}{4} - \frac{3.14 \cdot (697^2 - 652^2) \cdot 3.03 \cdot 10^6}{4} = 428 \text{ Н}$$

Знак “мінус” в результатах розрахунку значення осьової сили вказує на напрям дії сили, так як осьова сила векторна величина.

де $G_{стат}$ - масова витрата через турбіну високого тиску, $G_{стат}=26.5$ кг/с

C_{1a} і C_{2a} –осьові складові абсолютної швидкості на вході та виході із турбіни високого тиску. Графічне відображення епюри підшипнику наведено на рис.2.6.

$$C_{1a} = 204 \text{ (м/с)} \quad C_{2a} = 222 \text{ (м/с)}$$

$\rho_{г}$ = Щільність газу на вході в РК

$R = 4285 \text{ (Н)}$ - радіальне зусилля

k_m - температурний коефіцієнт, враховуючий вплив температурного режиму

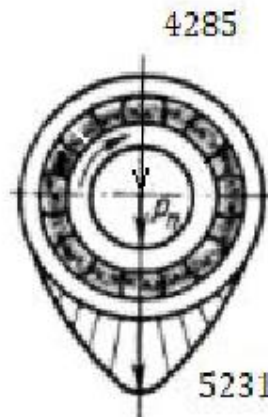


Рис.2.6. Епюра підшипнику

Розрахунок на довговічність підшипника.

Приведене навантаження:

$$Q = (k_{KH} + R + m \cdot P_{oc}) \cdot k_{б} \cdot k_m$$

$$Q = (1 + 4285 + 0.54 \cdot 35) \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 5404$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$n_{розр} = \frac{1}{n} \frac{c^{3.33}}{Q} = \frac{1}{11759} \cdot \frac{17284^{3.33}}{5404.94} = 200837 \text{ (год)}$$

Висновок: був проведений загальний розрахунок на міцність елементів ГТУ та отримані такі параметри: коефіцієнт лінійного розширення у всіх перетинах диска, мінімальний запас тривалої міцності матеріалу ЕІ437 – диску турбіни 1.836, критична частота обертання валу 11227 (об/хв), запас міцності валу 16, запас стійкості вала 1.61, довговічність підшипника 208370 год.

РОЗДІЛ 3. ІНОВАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1. ДІАГНОСТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГТУ

Протягом тривалого періоду розробляються комп'ютеризовані моделі для діагностики та прогнозування продуктивності газової турбіни. Використання надійного, продуктивного та адаптованого методу технічного обслуговування суттєво підвищує постійну якість та доступність газової турбіни і таким чином, зводить до мінімуму непередбачені відмови, час простою та експлуатаційні витрати. Реалізація законної методології профілактичного обслуговування або технічного обслуговування дозволяє інженерам з технічного обслуговування перевіряти стан газової турбіни та виявляти несправності, що виникають. Це дозволить їм завчасно прийняти відповідне обслуговування, що згодом призведе до підвищення надійності та доступності системи, зниження витрат на обслуговування та зменшення кількості операцій обслуговування.

Технічна діагностика (ТД) - область знань, що охоплює теорію, методи та засоби визначення технічного стану об'єкта [10,7]. Як будь-яка наука вона оперує відповідними поняттями, термінами та визначеннями, які використовуються як у літературі, присвяченій загальним питанням технічної діагностики, так і питанням діагностики авіаційної техніки, у тому числі діагностики авіаційних двигунів.

Технічне діагностування – процес визначення технічного стану об'єкта діагностування з певною точністю. Використання ТГД параметрів як носіїв діагностичної інформації дозволяє оцінити стан двигуна як «працездатне» чи «непрацездатне», а й визначити місце несправності (локалізація дефекту). У цьому випадку, за інформацією, яку несуть ТГД параметри, за допомогою математичних моделей об'єкта діагностування визначають причини несправного стану. Основними завданнями при такому підході до діагностування є побудова адекватної моделі об'єкта діагностування, вибір найбільш інформативних параметрів, що вимірюються, і т.д. , оплавлення чи деформація деталей гарячої частини тощо. Несправності мають різну локалізацію та величину і, відповідно, призводять до зміни основних характеристик та параметрів двигуна – частот

обертання роторів, витрати палива, температури та тиску повітря та газу, тяги чи потужності двигуна тощо. Частина цих параметрів вимірюється штатними приладами, встановленими на ПС, і за допомогою цих приладів можна визначити наявність несправностей.

На ТГД параметри впливають несправності елементів проточної частини, що змінюють геометрію та розміри деталей, а також несправності САУ двигуна. До таких несправностей відносяться абразивне зношування лопаток компресорів, збільшення радіальних зазорів в компресорах і турбінах, деформація і часткові руйнування лопаток компресорів і турбін з різних причин, прогари жарових труб камер згорянь і СА турбін, забруднення та інші відкладення на лопатках компресорів. Дефекти, що не призводять до зміни геометрії деталей – тріщини лопаток, валів, дисків, дефекти підшипників у початковій стадії розвитку тощо, не впливають на ТГД параметри та не можуть бути виявлені методами параметричного контролю. Ступінь пошкодження елементів проточної частини та їх характер залежать від умов та терміну експлуатації двигуна. Має місце також поступове погіршення характеристик унаслідок невеликих накопичених змін елементів проточної частини – зношування, забруднення тощо. Методи контролю та діагностики показано на рис.3.1.



Рис.3.1. Методи контролю та діагностики

Групи параметрів, що реєструються

- 1) термогазодинамічні параметри: температура повітря на вході в двигун, температура повітря на виході з компресора, температура газів (перед) за турбіною (-ами), тиск повітря на вході у двигун, тиск повітря на виході з компресора, оберти роторів всіх каскадів, кути установки установки ВНА;
- 2) оливи: тиск олії на вході в двигун, температура оливи на вході в двигун, температура олії, що відводиться від опор двигуна (як правило, - тільки від задньої опори, опор турбін), сигналізація мінімального тиску олії, стружки в олії;
- 3) палива: тиск палива за підкачуючим та основним насосами, сигналізація мінімального тиску палива, сигналізація перепаду тиску на паливному фільтрі;
- 4) вібрації - по вузлах підвіски, опор, в районі коробок приводів.

Локалізація проблем

Це просто знання типів несправностей і місця несправності. Це процес визначення того, який компонент (підсистема, система) вийшов з ладу і який тип несправності існує. Для цього потрібна кореляція між спостережуваною реакцією на дефектний стан і результатом відмови модуля. Для розробки моделі ізоляції несправностей повинні бути доступні дані, що відповідають несправним сценаріям. Таким чином, підготовча інформація буде зібрана конкретно з більшості обладнання протягом терміну служби, або віртуальної моделі. Використовуючи зібрану з недоліками інформацію, буде створено метод усунення несправностей для кожного дефектного стану.

Ідентифікація несправності

Прогнозування величини/розміру та поведінки дефектів. Це оцінка характеру та масштабу несправності (збою). Для більш детального пояснення, ідентифікація — це можливість досліджувати та оцінювати майбутній термін служби двигуна

або час його зупинки. І ідентифікація несправностей буде використовуватися для виявлення несправностей та їх усунення, та отримання від них інформації. Алгоритм прогнозування може бути використаний для забезпечення прогнозування стану обладнання з необхідним рівнем достовірності.

Прогноз

Прогнозування — це здатність передбачати корисний залишок часу наробітку двигуна та деградації двигуна. Дві основні цілі прогнозування:

- визначення наближення несправності
- оцінка залишкового ресурсу двигуна.

Відсутність необхідних даних і похибка вимірювання

Щоб розробити ефективну модель діагностики газотурбінного двигуна, повинні бути доступні необхідні дані про стан (механічних даних двигуна, експериментні дані зібрані протягом усього терміну експлуатації). Крім цього, для системи діагностики необхідно надати непрацездатні дані газотурбінного двигуна. Однак через власність виробника двигуна, високу вартість датчиків і частий ремонт газотурбінного двигуна дані, які є корисними та шкідливими, дуже обмежені. Відповідно, для розробки ефективної діагностичної моделі дослідники отримують дані, застосовуючи підхід на основі моделі та використовуючи термодинамічні рівняння. У разі помилки вимірювання, через робоче середовище, неправильну інтеграцію датчика, неправильне калібрування датчиків або несправність, дані, зібрані з реального двигуна під час його роботи, не є чистими даними/безпомилковими. Залежно від розв'язуваної задачі режим роботи ГПА може характеризуватися різними абсолютними або зведеними параметрами. Наприклад, для виявлення дефекту камери згоряння режим роботи ГПА доцільно визначати середньою температурою газів за турбіною. За характерні параметри треба приймати такі параметри процесу, зі зміни яких можуть бути зроблені висновки про розвиток даного дефекту. Для виявлення дефектів камери згоряння за характерні параметри доцільно прийняти параметри температурного поля за

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВНА – вхідний направляючий пристрій
ГТД - газотурбінний двигун;
ГТУ - газотурбінна установка;
ГПА- газоперекачуючий агрегат
ККД - коефіцієнт корисної дії;
КЗ - камера згоряння;
КНТ- компресор низького тиску
КВТ- компресор високого тиску
КЗ - камера згоряння
НА - напрямний апарат
ОК - осьовий компресор.
ПС - підстанція
РЛ - робоча лопатка
РК - робоче колесо;
СА- сопловий апарат;
СТ - силова турбіна;
СА - сопловий апарат
СТ - силова турбіна
САУ – система автоматичного управління
ТВТ- турбіна високого тиску
ТГД - термогазодинамічні
ТД - технічна діагностика
ТО – технічне обслуговування

турбіною, значення яких визначаються за сигналами змонтованих за турбіною термопар.

Підхід до діагностики (загальна діагностика ГТУ)

Ідентифікація та моніторинг технічного стану ГТУ з точки зору їх потужності та енергоефективності здійснюються в рамках різних експлуатаційних процедур (діагностики, технічного обслуговування і ремонту, оцінки якості та технічного рівня та ін.), що стимулює розробку єдиних критеріїв оцінки і показників технічного стану ГТУ, якими могли б користуватися всі учасники зазначених процесів. В якості критеріїв стабільності показників і характеристик газотурбінних установок і відцентрових газових компресорів використовуються коефіцієнти технічного стану або значення фактичних номінальних наведених потужностей і ККД (по суті, це взаємозамінні показники). Сучасне оснащення засобами автоматизації, а також характер і рівень «деградації» обладнання дозволяють з певною вірогідністю здійснювати поточний моніторинг параметричних показників ГТУ. Завдання технологічної параметричної діагностики можливо вирішувати з використанням розробленої інформаційно аналітичної технології параметричної діагностики, що представляє собою комплекс базових даних, розрахункових методик і алгоритмів, уніфікованих для застосування в різних елементах автоматизованих систем управління [11].

Основні принципи уніфікації критеріїв оцінки технічного стану ГТУ:

- єдність номенклатури і методик їх розрахунку.
- реальні показники можуть відрізнятися;
- створення бази даних еталонних теплотехнічних і газодинамічних характеристик типових ГТУ;
- оцінка технічного стану без зміни режимів експлуатації (поряд з результатами експлуатаційних випробувань);

Гармонізація з існуючими інформаційно-аналітичними системами і нормативно-технічною документацією використання багаторічних результатів попередніх досліджень і розробок. Уніфікована система параметричних показників ефективності і технічного стану, методи та попереднє оцінення алгоритмів

забезпечує єдність і порівнянність результатів в різних областях супроводу експлуатації ГТУ(випробування, діагностика, проектні та диспетчерські розрахунки та ін.).

- 1) Показники технічного стану ГТУ встановлені окремо.
- 2) Метод контролю технічного стану ГТУ полягає у визначенні поточних технологічних показників на основі штатних вимірювань і порівняно їх з еталонними показниками і характеристиками.
- 3) Вимірювання витрати технологічного газу може бути забезпечене таруванням вхідного пристрою на повітрі або за допомогою накладного ультразвукового датчика витрати (переважно) номінальні параметри ГТУ специфіковані для умов атмосферного повітря (температура 288,15 К, тиск 101,3 кПа);
- 4) Фактичні номінальні параметри ГТУ специфіковані за фактичними значеннями параметрів обмеження (уставок) режимів даного ГПА;
- 5) Обмеження режимів ГТУ по обертам (вібрація, температура підшипників, межа помпажу і т.д.) є факторами технічного стану по потужності і контролюються через «уставку» або диспетчерським обмеженням;
- 6) Номінальні параметри специфіковані, при цьому номінал і оптимальне значення можуть не збігатися;
- 7) Еталонними енергетичними показниками приводу і компресора приймаються показники потужності і ефективності, передбачені для нової (чистої) машини, і абсолютна безвідмовність в межах робочого часу.

Еталонними характеристиками приймаються єдині для даного типу ГТУ паспортні характеристики відповідно до технічних умов та технічними специфікаціями. З цього випливає, що нове обладнання може відрізнитися від одиниць в межах допусків. Експлуатаційні показники визначаються щодо еталонних. Допущення для створення еталонних характеристик: для ГТУ - режимні характеристики відповідають лінії оптимумів силової турбіни по обертам. Процеси деградації технологічних показників і їх причини досить добре вивчені і описані.

Такі процеси складаються з двох частин – оперативно-відновлюваної і невідновлювальної. В даний час питання підвищення показників надійності, ремонтпридатності і економічності ГТУ мають особливу актуальність. Одна з важливих умов тривалої надійної експлуатації ГТУ в широкому спектрі режимів роботи є проведення своєчасної та якісної технічної діагностики, основними функціями якої є оцінка поточного стану установки, виявлення поломок і дефектів, прогнозування залишкового ресурсу, моніторинг технічного стану. Будучи частиною технічного обслуговування, технічна діагностика спрямована не тільки на забезпечення надійної експлуатації, але і на підвищення ефективності роботи установки, зниження витрат на обслуговування, скорочення витрат, пов'язаних з простоями для проведення ремонту.

Візуально-оптичне діагностування виявляє деформації, тріщини і розриви матеріалів, пошкодження покриттів високотемпературних деталей і вузлів. Методика і терміни проведення діагностики встановлюються в спеціальних регламентах і інструкціях з прив'язкою до конкретного типу установки.

Моніторинг температури масла в маслопроводах. Оцінка технічного стану вузлів і деталей ГТД, що омиваються маслом, виконується методами трібодіагностики. При параметричному аналізі оцінюється вплив несправностей на параметри маслосистеми, які вимірюються за допомогою штатних чутливих елементів - датчиків і сигналізаторів. За допомогою методів трібодіагностики оцінюється стан вузлів і деталей ГТД по продуктам зносу, що містяться в олії. Правильна змащення дотичних елементів є вкрай важливою складовою при експлуатації газової турбіни. Коли масло не може правильно функціонувати, газова турбіна опиняється в критичній ситуації.

Існує 4 основних причини погіршення мастила:

- окислення;
- термічна деструкція;
- забруднення;
- втрата властивостей присадок.

Кращий спосіб підтримувати мастило в робочому стані - це програма моніторингу. Погіршення якості мастила найчастіше пов'язано з тривалістю його використання і впливом температури. Швидкість, з якою відбувається окислення мастила, прямо пропорційна температурі. Темп погіршення якості мінерального масла подвоюється з кожними 10°C після 60°C . Синтетичні масла, як правило, мають більш високу стійкість до окислення. Температуру мастила потрібно постійно контролювати, для того, щоб воно виконувало свою функцію максимально довго. Для охолодження масла використовуються теплообмінники. Температура масла контролюється за допомогою термопар. Також важливо контролювати температури зливу масла з підшипників. Аномальне підвищення температури на 10°C між входом і стоком ініціалізує сигнал до зупинення газової турбіни.

Трібодіагностика є метод діагностування технічного стану на основі аналізу продуктів зношування, що потрапляють в масло та омивають деталі. Інформація про кількість продуктів зношування, динаміці його зміни, наявність стружки, матеріалі стружки і частинок продуктів зношування дозволяє проводити кількісну та якісну оцінку процесу зношування деталей ГТУ. До ефективних методів діагностики відноситься діагностування ГТУ по спектру шуму, що виходить від газової турбіни, компресора і обертових деталей. Визначення складових шумового діапазону і відстеження їх зміни в ході експлуатації надає важливу інформацію для оцінки стану установки. Крім цього, в умовах експлуатації ГТУ проводять діагностування температури нагріву деталей і нерівномірності температури газів в турбіні. Ці дані допомагають оцінювати знос деталей, виявляти неправильну роботу форсунок і фільтрів, дефекти ділянок і полум'яних труб. За допомогою візуально-оптичного діагностування виявляють деформації, тріщини і розриви матеріалів, пошкодження покриттів високотемпературних деталей і вузлів. Методика і терміни проведення діагностики встановлюються в спеціальних регламентах і інструкціях з прив'язкою до конкретного типу установки.

Саме моніторинг стану обладнання є тим засобом, за допомогою якого можна виявляти зміну стану об'єкта безпосередньо в процесі експлуатації, що дає можливість визначити зародження і розвиток дефекту, який викликає відхилення

роботи агрегату від нормального стану. У зв'язку з цим, пошук і розробка підходів до підвищення надійності та ефективності експлуатації енергетичного обладнання на основі створення та впровадження систем вібромоніторингу його стану є актуальною задачею, що має важливе наукове і практичне значення.

Неруйнівний контроль. Серед методів неруйнівного контролю відомі візуальний, магнітний, струменевий/струменевий, радіохвильовий, тепловий, оптичний, радіаційний, капілярний. Методи неруйнівного представлені на рис.3.2.

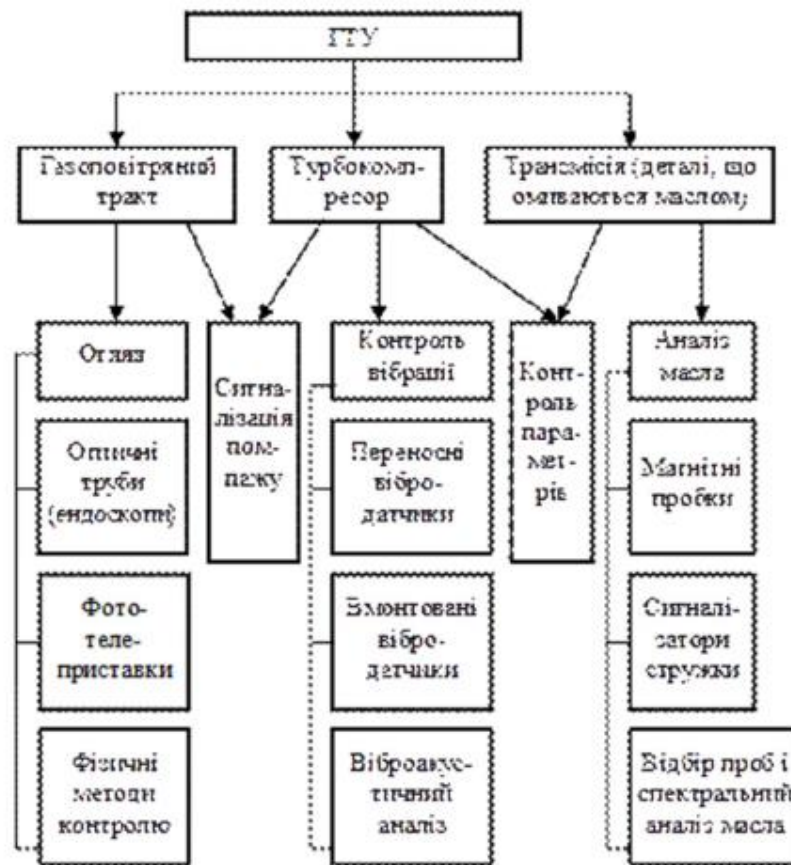


Рис.3.2.Методи неруйнівного контролю

Вібродіагностика. Вібраційний контроль є найважливішим інструментом для оцінки стану ГТУ. Виміряні в ході вібраційного діагностування параметри вібросмещення, віброприскорення, віброшвидкості, а також частоти, амплітуди і фази коливань допомагають виявляти порушення в роботі роторних машин, серед яких несоосність і розцентровки валів, дефекти підшипникових вузлів, підвищений

знос деталей, збільшені люфти і зазори. Для достовірного розпізнавання несправностей в ГТУ першорядне значення має якість вихідної інформації, яка залежить не тільки від місця установки датчиків і типу вимірюваного параметра, але і вибору віброакустичних діагностичних ознак для опису технічного стану машини. Більш кращі ознаки, що базуються на фізичній інтерпретації того чи іншого явища. Це дозволяє виявити дефекти на ранній стадії їх виникнення, визначати вид несправності і їх усунення, тобто забезпечувати необхідну глибину діагностування. Використання загального рівня вібрації в широкій смузі частот доцільно лише для грубих відхилень параметрів технічного стану від норм. Для виявлення локальних несправностей типу зачіпання лопаток, відколи або задири, які контактують з робочою поверхнею корисно використовувати параметри, що характеризують зміну (на окремих частотах або в невеликому діапазоні) структури сигналу. До особливостей вібродіагностики ГТУ в робочих умовах без демонтажу слід віднести необхідність виділення слабкого сигналу (що характеризує розвиток дефекту) на тлі великого рівня перешкод або оцінку величини малого збільшення вібрації, у розвиваючомуся дефекті.

Параметрична діагностика - це комплекс показників, критеріїв, режимних характеристик, методик розрахункових алгоритмів, що дозволяє оцінювати і контролювати технічний стан і ефективність ГТУ на єдиній методологічній основі за допомогою штатних вимірювань системи автоматичного керування ГПА. До найбільш значущих і часто використовуваних методів діагностування ГТУ, відносять параметричні методи, використовуючи які немає необхідності зупиняти і розбирати установку. Параметрична діагностика дозволяє отримувати інформацію про стан ГТУ і окремих її конструктивних елементах, вузлах і системах, зміни параметрів працюючого агрегату. Основним параметричним методом є діагностування по термогазодинамічним параметрам, наприклад:

- Потужності.
- Продуктивності.
- ККД.
- витрата палива і іншим паливно-енергетичними показниками.

Практика показує, що під час тривалої експлуатації параметричні показники ГТУ істотно змінюються. Аналіз результатів і порівняння фактично отриманих даних з нормативними характеристиками дозволяє оцінювати поточний стан агрегату, динаміку його зміни, прогнозувати подальшу роботу, вибудовувати систему планово-попереджувальних ремонтів. До числа параметричних методів можна віднести вібраційні методи і трібодіагностики, хоча досить часто їх розглядають в якості окремих методів. Вібраційний контроль є найважливішим інструментом для оцінки стану ГТУ. Виміряні в ході вібраційного діагностування параметри віброзміщення, віброприскорення, віброшвидкості, а також частоти, амплітуди і фази коливань допомагають виявляти порушення в роботі роторних машин, серед яких несоосність і розцентровки валів, дефекти підшипникових вузлів, підвищений знос деталей, збільшені люфти і зазори.

3.2. Характерні дефекти гту

Пошкодження вихідної кромки лопатки компресора - часто зустрічається на робочих лопатках перших ступенів компресорів ГТУ. Графічне відображення пошкодження вихідної кромки лопатки компресора наведено на рис.3.3. Причиною появи подібних «забоин» є потрапляння в проточну частину сторонніх предметів. Конкретні пошкодження не перевищують допустимі межі і можуть бути усунені при найближчій плановій інспекції ручною механічною обробкою [14,15].



Рис.3.3. Вихідні кромки лопатки компресора

Пошкодження лопаток 1-го ступеня турбіни

Пошкодження лопаток 1-го ступеня турбіни - стан робочих лопаток на знімку характерно для більшості робочих лопаток 1-х ступенів тракту гарячих газів ГТУ, відпрацьованих до чергової С-інспекції, і підлягають заміні. Даний стан відповідає нормальному зносу. Особливої актуальності проблема аномального зміщення фронту полум'я придбала в сучасних камерах згоряння, до яких висуваються жорсткі обмеження на викиди оксидів азоту, пов'язані з боротьбою за екологію. При спалюванні в камері згоряння природного газу основним джерелом оксидів азоту є локальні високотемпературні області, де співвідношення повітря і паливного газу виявляється близьким до стехіометричної. Графічне відображення пошкодження лопаток 1-го ступеня турбіни наведено на рис.3.4.



Рис.3.4. Ерозійний знос вхідний кромки

Дефекти жарових труб

Пошкодження жарових труб - наведені пошкодження (оплавлення, деформація) патрубків жарових труб в зоні з'єднання з трубками перехресного розпалювання

свідчать про перевищення допустимих температур вихлопних газів в даній зоні. Причини можуть бути різні, але при виявленні подібних дефектів, вони повинні бути встановлені і усунені найближчим часом. Графічне відображення пошкодження жаровихтруб наведено на рис.3.5. Конкретні пошкодження знаходяться в допустимих межах і можуть бути усунуто.

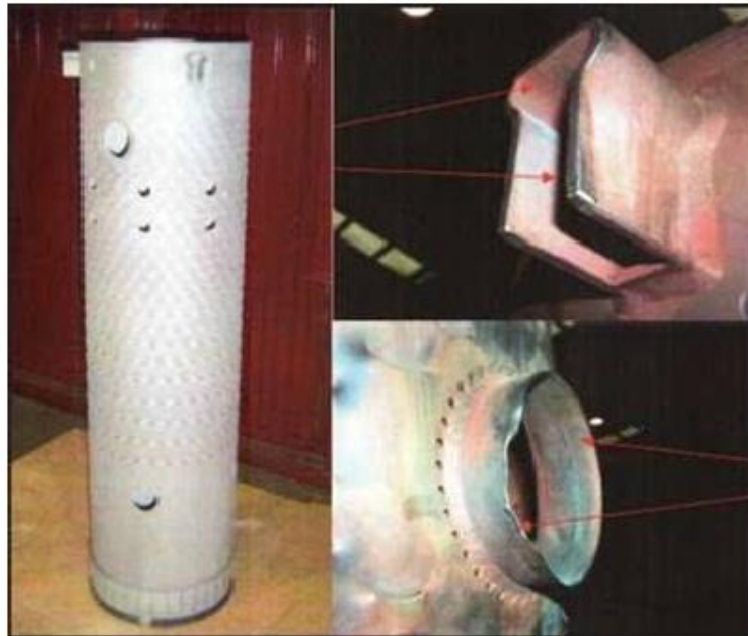


Рис.3.5 Пошкодження жарових труб. Знос і деформації

Дефекти завихрювачів

Забруднення і ерозія завихрювачів - стан на знімку характерний для більшості ГТУ, відпрацьованих до чергової В - інспекції. Забруднення отворів пов'язане з неякісною підготовкою паливного газу. Забруднення призводить до нерівномірності температурного поля на виході з турбіни, і як наслідок, пошкодженнь лопаток турбіни. . Графічне відображення дефектів завихрювачів наведено на рис.3.6.



Рис.3.6 Забруднення і ерозія завихрювачів

Забруднення і ерозія лопаток

Забруднення і ерозія лопаток 1-ої ступені компресора. Графічне відображення забруднення і ерозія лопаток наведено на рис.3.7. - стан робочих лопаток на знімку характерний для більшості робочих лопаток 1-х ступенів компресорів ГТУ відпрацьованих до чергової С-інспекції. Конкретні забруднення оцінюються як значні, видаляються при проведенні інспекції вручну необразивним матеріалом.



Рис.3.7. Забруднення і ерозія лопаток 1-ої ступені компресора

ВСТУП

Актуальність теми. Енергоозброєність газової промисловості визначається потребами технологічних процесів видобутку, транспортування, зберігання, переробки та розподілу природного газу. Для підвищення енергоефективності компресорних станцій (КС) у проектах нових вітчизняних магістральних газопроводів застосовані такі технологічні рішення:

- підвищення робочого тиску газу,
- зниження гідравлічного опору лінійної частини,
- застосування газоперекачувальних агрегатів (ГПА) підвищеної ефективності

Одночасно з проектами, що експлуатуються, реалізуються програми реконструкції, які використовують технічні рішення, які в даний час не повністю реалізують техніко-технологічний потенціал щодо підвищення енергоефективності КС.

Як показує практика, в умовах збільшення обсягів видобутку та транспорту газу за наростаючих темпів морального та фізичного старіння експлуатованого компресорного парку, програми реконструкції необхідно доповнити новими методами підвищення енергоефективності КС. 80-х років ХХ ст. на компресорних станціях газопроводів встановлений на газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-6.3 та ін. потужністю 6 МВт використовуються у якості приводів газоперекачувальних та газліфтних агрегатів потужністю 6,3 МВт. Можуть використовуватись у якості приводів нафтоперекачувальних агрегатів. Приводи успішно працюють у різних кліматичних зонах при температурі навколишнього повітря від -60°C до $+50^{\circ}\text{C}$. Передбачалася планово-попереджувальна система ТО і ремонту, яка складається з періодичних форм ТО, середніх і капітальних ремонтів стаціонарних ГТУ.

У процесі освоєння ГПА виявилися проблеми по двигуну:

- низький ККД: фактично 25% проти 29% паспортних;
- підвищена питома витрата паливного газу;
- часте руйнування лопаткового апарату компресорів, турбіни ВТ і інших вузлів газогенератора.

3.3. Представлення діагностичного параметра, отриманого з параметра функціонування, який не є ознакою стану і не має нормативного граничного значення.

При цьому перетворенні необхідно за параметрами стану, які несуть інформацію про умови, режим роботи та ТС ГПА отримати ознаки стану, які характеризують переважно його ТС. Для цього найчастіше використовують діагностичні відхилення, які іноді називають нев'язками. Ці діагностичні відхилення можуть бути розраховані за однією з наступних залежностей [17]

$$\Delta_{II} = P_{зв} - P_{зв}^{em} \quad (3.1)$$

$$\Delta_{II} = P - P^{em} \quad (3.2)$$

де P - поточне значення параметра функціонування; P^{et} - значення параметра P на тому ж режимі й у тих же умовах роботи ГПА, розраховане для еталонного (середньостатистичного, нового, ремонтного) об'єкта; $P_{зв}$, $P_{зв}^{et}$ – поточне і базове значення параметра P , зведені до заданих зовнішніх умов роботи (найчастіше до стандартних атмосферних умов).

Вибір залежності (3.1) або (3.2) залежить від використовуваного метода розрахунку базового (еталонного) значення параметра. При використанні залежності (3.1) достатньо мати спрощену математичну модель робочого процесу ГПА та виконувати зведення параметра P до стандартних атмосферних умов. Перевагою такого підходу є простота використовуваної моделі та її швидка робота. Недоліком є необхідність використовувати зведення параметра до умов роботи, що вносить додаткову похибку у результати діагностування. Для залежності (3.2) необхідно розробити досить складну математичну модель, розрахунки за якою потребують великого об'єму математичних операцій, але при використанні цієї моделі відсутні похибки, пов'язані зі зведенням параметрів.

На рис.3.8. показано розрахунок величини Δ_{II} за залежністю (3.1).

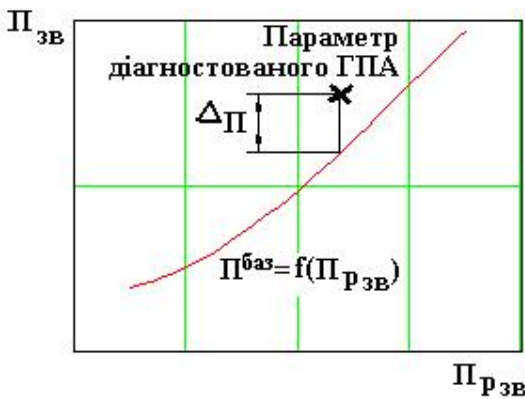


Рис.3.8. Обчислення діагностичного відхилення параметра. $\Pi_{рзв}$ – зведення значення режимного параметра.

Для обох залежностей (3.1) – (3.2) справному (еталонному) стану ГПА відповідає значення 0.

Базову (еталонну) модель бездефектного об'єкта можна побудувати трьома способами: еталон по групі, коли модель будується за результатами обстеження групи бездефектних ГПА; еталон по історії конкретного екземпляра ГПА, коли простеживши за змінами діагностичного параметра на початковій стадії експлуатації конкретного об'єкта, визначивши тренд для цього параметра й припустимі відхилення, ці значення використовуються як еталон цього параметра даного об'єкта на час подальшої експлуатації (еталон по історії); виконавши ту ж роботу в початковій стадії конкретного виміру діагностичного параметра, можна отримати еталон на другу частину одного виміру (миттєвий еталон).

3.4. Вимірювання параметри та підбір датчиків для їхнього вимірювання

Для створення моделі використано методику [18].

Датчик граничної температури робочого тіла. Первинний чутливий елемент системи управління ГТУ, який безпосередньо реагує на зміну температури і вихідний сигнал якого проходить через відповідні перетворювачі на систему захисту від граничного перевищення температури.

Температура відхідних газів - основний параметр, за яким можна судити про роботу газової турбіни в цілому. Надлишкова температура відхідних газів може

означати проблеми в проточній частині турбіни, проблеми з компресором.

Надлишкова температура також призводить до значного зниження ресурсу основних компонентів - лопаток, соплового апарату та елементів камери згоряння. Тому дуже важливо проводити моніторинг відхідних газів і контролювати температурне поле.

Для контролю температури використовуються термопари. Їх кількість збігається з кількістю форсунок. **Термопара** - широко використовуваний тип датчика температури, який являє собою електричний пристрій, що складається з двох провідників різного матеріалу. В основу роботи термопари покладено термоелектричний ефект - залежність різниці потенціалів на кінцях від температури.

Термопари мають ряд незаперечні переваги у порівнянні з іншими способами вимірювання температури. Наприклад, для термопари не потрібно автономне живлення і будь-яка зовнішня форма порушення. Також, більше термопар уніфікується, забезпечується стандартними роз'ємами. Крім цього, термопари мають можливість вимірювати широкий діапазон температур - від -250°C до 2500°C . Графічне відображення термопари наведено на рис.3.9.



Рис.3.9. Термопара 328A8478P109 THERMOCOUPLE

Характеристики термопари

Діапазон вимірювальних температур – від 250°C до 1800°C .

Похибка вимірювань 0.6%

Датчик тиску

На сьогоднішній день в світі існує велика кількість різних засобів для вимірювання тиску. Датчики вимірювання тиску генерують сигнали в залежності від збільшення або зменшення тиску. Найчастіше, такі сигнали електричні, оптичні, зорові або звукові. У промисловості одним з найпоширеніших і сучасних прикладів такого обладнання є п'єзоелектричні датчики вимірювання тиску. Їх принцип дії заснований на п'єзоелектричному ефекті. Графічне відображення датчику тиску наведено на рис.3.10. Електричний сигнал створюється п'єзоелементом. Даний сигнал пропорційний тиску, що діє на нього. Найчастіше датчики п'єзоелектричного типу застосовуються для вимірювання швидкозмінних тисків. Основним елементом п'єзоелектричного датчика є мембрана з кварцовими пластинами в металевому корпусі з корозійностійкого матеріалу для забезпечення надійності і герметичного з'єднання. Основні переваги п'єзоелектричних датчиків вимірювання тиску - широкий діапазон вимірювань, надійність, можливість роботи в агресивних середовищах, малу вагу і габарити.



Рис.3.10. датчик тиску **L44723P01 SENSOR**

Характеристики датчику тиску **L44723P01 SENSOR**

Діапазон тиску від 100 -2000 кПа.

Похибка 0.1%

Вибухозахищений

Датчик палива (паливний клапан)

Основне призначення регулюючого паливного клапана – здійснення постійного контролю над подачею палива в камеру згоряння. Графічне відображення датчику палива (паливного клапану) наведено на рис.3.11. Регулюючий клапан – найпоширеніший тип паливних регуляторів. Свою роботу клапан здійснює за рахунок зміни витрати середовища через прохідний переріз. Від нього потрібна велика точність роботи за високої надійності. Паливний клапан зобов'язаний забезпечувати безперервну подачу палива в камеру з постійними характеристиками – витратою та тиском, незалежно від параметрів у трубопроводі, що підводить. Інакше, зміна параметрів призводить до виходу з експлуатації основних компонентів газової турбіни, оскільки зміна витрати палива призводить до зміни температури і нерівномірного нагрівання окремих частин деталей гарячого тракту.



Рис.3.11. Датчик палива (Газовий клапан 5002605 — 5002610 HFG 2.0)

Технічні характеристики клапану 5002605 — 5002610 HFG 2.0

Застосування: газова турбіна потужністю від 1 до 30 МВт

Тиск: макс. 4100 кПа

Температура палива

Від -40°C до 125°C

Час спрацювання <100 мс (від 10% до 90% ходу)

Датчик частоти обертання ротору

У роботі використовуються 2 типи – датчики наближення та магнітні датчики. Графічне відображення датчику наближення наведено на рис.3.12. Використання того чи іншого типу залежить від типу турбіни і параметрів обертання: датчики наближення працюють при будь-яких швидкостях обертання, але складніші в конструкції, тоді як магнітні датчики дешевші і простіші, але працюють тільки при високих швидкостях обертання. По мірі наближення металу до датчика (лопатки) наближення чим сильніше намагнічується метал, тим більше енергії поглинається високочастотним магнітним полем. Це викликає навантаження на коливальний контур. Схема виявлення всередині датчика наближення виявляє зміни в стані коливального контуру, тим самим змінюючи стан виходу і змінюючи значення безконтактного сигналу перемикача з 0 на 1. Форму коливань коливального контуру до та після контакту з можна побачити на наступному малюнку.



Рис.3.12. Датчик обертів (наближення)

Характеристики датчику обертів **XNSD L59095P01**

Діапазон вимірювання частоти від 6000 тис. об/хв. до 13000 тис. об/хв.

Похибка $\leq 0,3 \%$

Постійна робоча температура – 40 ... +800 °C

3.5. Створення еталонної моделі робочого процесу проектного ГТУ

Для реалізації залежностей (3.1.) – (3.2.) буде створено еталонна модель з використання методів математчного моделювання. Графічне відображення еталонної моделі наведено на рис.3.13.

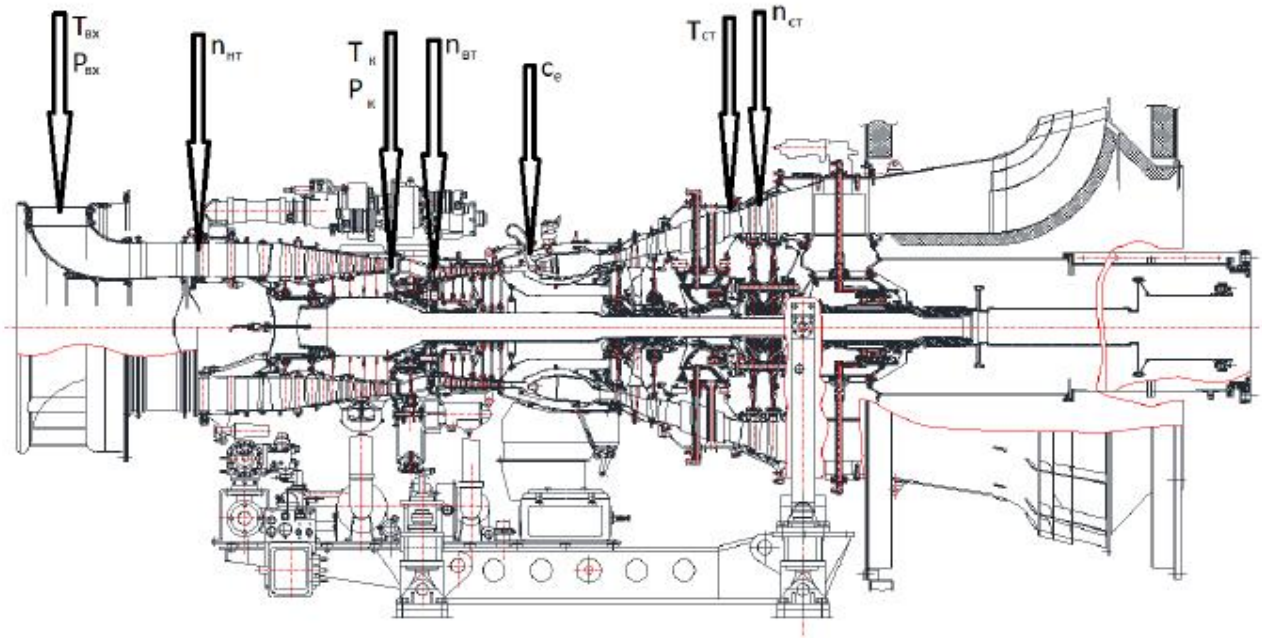


Рис.3.13. Вимірювальні параметри проектного ГТУ

Розрахунок еталонної характеристики проведено для стандартних атмосферних умов при частотах обертання ротора КНТ 84-110% з кроком 4%. Результати розрахунку наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахунок еталоної моделі проєктованого ГТУ

N	0.84	0.86	0.90	0.94	0.98	1.02	1.06	1.1
T_B^*	288	288	288	288	288	288	288	288
P_H	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325	101325
$n_{зв}$ $= n\sqrt{288/T_B^*}$	0.84	0.86	0.9	0.94	0.98	1.02	1.06	1.1
$\pi_{кi}^* = n_{зв}^a$	0.733	0.764	0.829	0.896	0.965	1.036	1.109	1.185
$\pi_k^* = \pi_{кр}^* * \pi_{кi}^*$	13.191	11.757	14.918	16.12	17.363	18.647	19.97	21.333
$\eta_k^* = n_{зв}^b$	0.969	0.976	0.987	0.995	0.999	0.999	0.995	0.986
$\eta_{к1}^* = \eta_{кр}^* * \eta_k^*$	0.828	0.834	0.843	0.85	0.854	0.854	0.85	0.842
$L_k = \frac{kRT_B^*}{k-1} \left(\pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{к1}^*}$	381136	387212	399760	413083	427480	443266	460773	480364
$T_k^* = T_B^* + \frac{L_k}{kR(k-1)}$	667	673	685	698	713	728	746	765
$p_r^* = P_H \pi_k^* \delta_{к.з.р} \delta_{вх.р}$	129017 6	134544 4	145902 0	1576661 8	169819 8	182372 6	195316 6	208648 6
$T_r^* = \frac{T_{г.р.} L_k}{L_{к.р}}$	1086	1103	1139	1177	1218	1263	1313	1368
$C_{кз} = 878 + 0.208(T_r^* + 0.48T_k^*)$	1170	1174	1183	1192	1202	1213	1225	1239
$\frac{g_{пал} = C_{кз}(T_r^* - T_k^*)}{H_u \eta_{гр}}$	0.01	0.01	0.011	0.012	0.012	0.013	0.014	0.015
$\frac{L_{тк} = L_k}{(1 + g_{пал})(1 - g_{ох.р} - g_{в.р.}) \eta_{м.р}}$	401267	407540	420479	434196	448993	465187	483107	503111

Закінчення табл. 3.1

$\frac{T_{гс}^* = T_{г}^* - L_{тк}(k_{г} - 1)}{k_{г}R_{г}}$	740	752	777	803	831	862	896	935
$\frac{p_{гс}^* = p_{г}^* \left(1 - \frac{T_{г}^* - T_{гс}^*}{T_{г}^*} \frac{k}{k-1}\right)}{T_{г}^* \eta_{т.к.р}^*}$	224957	234750	254920	275877	297636	320215	343642	367948
$L_{с.т} = \frac{k_{г}R_{г}T_{гс}^*}{k_{г} - 1} \left(1 - \left(\frac{p_{г.р}^*}{p_{гс}^*}\right)^{\frac{k_{г}-1}{k_{г}}}\right)$	147422	157403	177520	198029	219186	241279	264640	289646
$N_{е.п} = L_{с.т} \eta_{м.с.р.} (1 + g_{пал})$	147714	157763	178039	198744	220141	242532	266264	291733
$G_{к.р} = \frac{p_{г}^*}{p_{г.р}^*} \sqrt{\frac{T_{г.р}^*}{T_{г}^*}}$	341	353	377	401	424	447	470	492
$C_e = \frac{g_{пал}}{3600 N_{е.п}}$	0.00024	0.00023	0.00022	0.00021	0.00020	0.00019	0.00019	0.00018
$N_e = \frac{N_{е.п}}{G_{к}}$	504860 83.8	557874 63.6	671917 31.5	7973351 7.3	935126 84.7	108651 591.9	125298 776.1	143633 505.9
$\frac{Q_{пал}}{(C_e N_e)}$	18151	19354	21934	24779	27933	31450	35394	39842
$\frac{p_{пал}}{N_{реал}}$	10273	10518	11007	11496	11985	12475	12964	13453

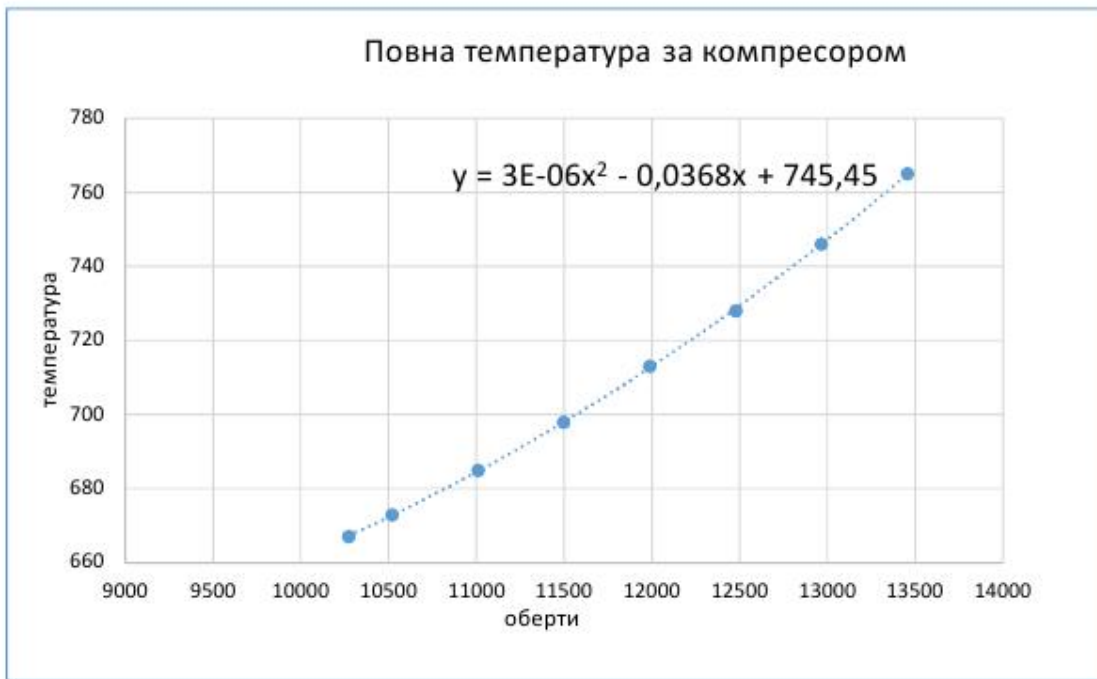


Рис.3.14. Відображення залежності температури за компресором від обертів

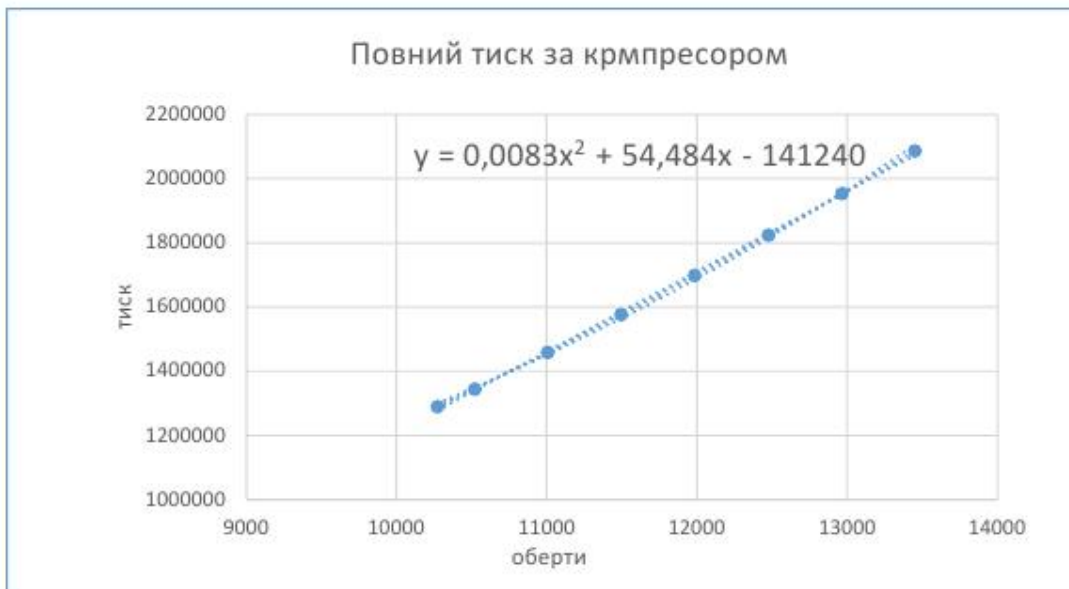


Рис.3.15. Відображення залежності тиску за компресором від обертів

— малий ресурс базових вузлів і деталей (25 тис. мотогодин);

— дорожнеча ремонтів, капремонт обходився в \$ 0.8 млн.

Треба було знайти оптимальний варіант їх заміни на більш нову і сучасну ГТУ для проведення реконструкції ГПА із заміною системи автоматизованого управління і регулювання і повною ревізією нагнітача.

При вивченні кон'юнктури ринку сучасних ГТУ вибір впав на Д-336 тож якості прототипу обираємо ГТУ Д-336 для ГПА розробки та виробництва АТ «МОТОР СІЧ».

Економічне обґрунтування. Д-336 має електрозапуск із змінною частотою обертання. Ресурс Д-336 до капітального ремонту встановлений — 20 тис. мотогодин з перспективою продовження, повний призначений ресурс — 60 тис. мотогодин.

Двигун компонується з двох блоків — газогенератора і силової турбіни і завдяки прийнятній для транспортування масі двигун доставляється на підприємство-виробник автотранспортом.

На заводі двигун, повністю розбирається по вузлах і деталях, які проходять дефектацію і якісний ремонт у відповідних ним спеціально обладнаних цехах. Після цього в складальному цеху двигун збирають і відправляють на випробування у випробувальний цех, в якому проводиться зняття і аналіз робочих параметрів на всіх режимах від 0.25 до 1.25 номінальної потужності.

При цьому як навантаження використовується гідрогальмо або електрогенератор (у разі випробування тільки газогенератора або використання двигуна як енергетичної установки).

Дані умови проведення якісного капремонту двигуна цілком і повністю задовольняють вимогам надійної і безаварійної роботи ГПА.

Порівняльні характеристики ГТУ ГПА-Ц-6.3 і Д-336 представлено у табл.В.1

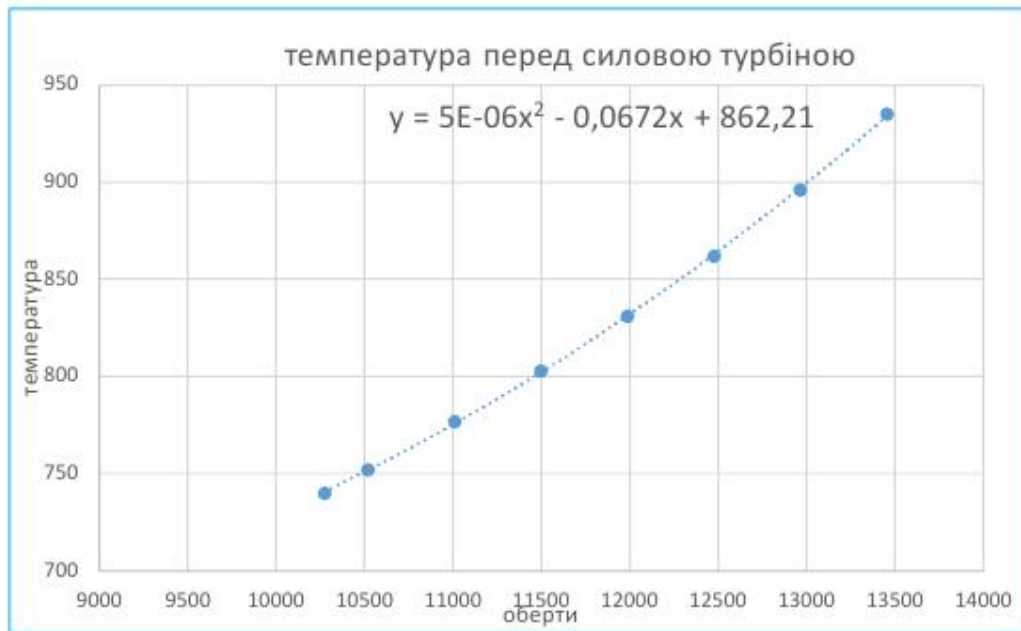


Рис.3.16. Відображення залежності температури перед силовою турбіною від обертів.

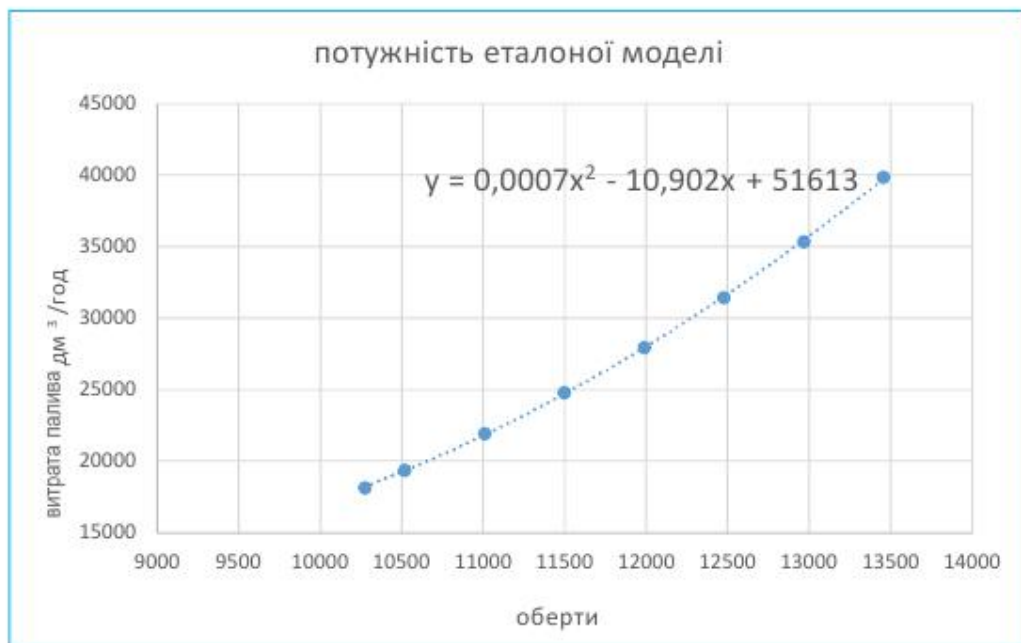


Рис.3.17. Відображення залежності витрати палива від обертів

На рис.3.14, рис.3.15, рис.3.16, рис.3.17, також показано результати апроксимування отриманих даних з використанням поліномів другого ступеня. Отримані поліноми призначено для використання у залежностях (3.1) та (3.2).

Висновки:

по 3 розділ: у проведені дослідження щодо діагностичної моделі робочого процесу ГТУ. В яких безпосередньо визначались:

- Методи дослідження стану ГТУ
- Методів контролю та діагностики
- Реєструючі параметри ГТУ

А також були проведено побудову діагностичні моделі робочого процесу ГТУ.

Розраховані дросельні характеристики проектованої моделі, розраховані результати апроксимації з експериментально отриманих даних.

- Виявлені пошкодження які впливають на ТГД параметри
- Розкриті поняття віброконтроль, вібродіагностика, параметрична діагностика, трібодіагностика.
- Представлені приклади дифектів проточної частини.
- Побудована та розрахована діагностична модель робочого процесу ГТУ

ВИСНОВКИ

1. В першому розділі проведено ескізне проектування ГТУ призначеного для перекачування газу у газотранспортній в системі у складі ГПА використовуючи прототип діагностичної моделі ГТУ, виконано термодинамічний розрахунок дійсного циклу та газодинамічний розрахунок ГТУ, розглянуто будову і розташування вузлів ГТУ, зроблено газодинамічний розрахунок турбін високого та низького тисків. Отримані такі параметри: робота компресора 435178 кДж/кг, температура на виході з компресора 721 К, ККД циклу газотурбінної установки 33.2%, витрата пального в двигуні 0,21 кг/кВт·год. ККД компресора 0.854, тиск повітря за компресором: 1778253.75 (Па). температура газу за турбіною приводу компресора 907К, тиск за турбіною 336848 Па, тиск на виході з силової турбіни 105378 (Па). Температура газу на виході з силової турбіни: 704К, витрата повітря в двигуні: 26.7(кг/с). Усі розрахункові параметри термодинамічного та газодинамічного розрахунків знаходяться в межах допустимих параметрів.

2. В другому розділі виконано розрахунок на міцність елементів ГТУ, розглянуто газодинамічний розрахунок ступені вузла ТВТ. Проведений розрахунок на міцність диску ТВТ, розрахунок на міцність вала турбіни ТВТ також визначена довговічність радіально - упорного підшипника та визначена критична частота обертання вала турбіни. Отримані такі параметри: мінімальний запас тривалої міцності матеріалу ЕІ437 – диску турбіни 1.836, статична температура газу на вході в РК ТВТ 1200 К, статичний тиск 976563, критична частота обертання вала 11227 (об/хв), довговічність підшипника 208370 год.

3. В третьому розділі, який присвячений діагностичній моделі робочого процесу ГТУ проведено дослідження щодо методів діагностики та контролю. Розглянуті основні питання щодо режимів реєстрації діагностичної інформації та реєстрованих параметрів. Побудована діагностична модель робочого процесу ГТУ. Проведений аналіз методів діагностування ГТУ та параметрів які реєструються під час робочого процесу ГТУ. Розглянуте питання що до технічної діагностики ГТУ та що собою являє технічна діагностика ГТУ, які пошкодження та несправності впливають на ТГД параметри.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лозицкий Л.П., Ветров А.Н., Дорошко С.М., Иванов В.П., Коняев Е.А. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей, 1992г.
2. Теорія компресорів та газотурбінних установок : навч. посібник / [Кулик М.С., Моца В.Г., Шпакович М.І.]; за ред. М.С. Кулика. – К.: НАУ, 2002. – 220 с.
3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Машиностроение, 1975г.
4. Теорія теплових двигунів. Газодинамічний розрахунок елементів газотурбінних двигунів : навч. посібник / [Терещенко Ю.М., Капітанчук К.І., Мітрахович М.М. та ін]; за ред. Ю.М. Терещенка. – К.: НАУ, 2015. – 292 с.
5. Розрахунок підшипника на довговічність
<https://studfile.net/preview/2806723/page:4/>
6. Розрахунок на міцність диска компресора
https://studbooks.net/1548229/tovarovedenie/raschet_prochnost_diska_kompressor_a
7. Ю.В. КИСЕЛЕВ, Н.И. ЕПИШЕВ. Диагностирование газотурбинных двигателей и их узлов по термогазодинамическими виброакустическим параметрам Copyright ОАО «ЦКБ «БИБКОМ» & ООО «Агентство Книга-Сервис» 2007г
8. Розрахунок валу на міцність вала: <https://helpiks.org/5-107836.html>
9. Кулик М. С., Моца В. Г., Шпакович М. І. “Термодинамічний і газодинамічний розрахунки компресорів та ГТУ. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування”. Видавництво НАУ, 2002
10. Діагностична модель ГТУ
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320407679>
11. Діагностика та її види: <https://studfile.net/preview/6881899/page:137/>

- 12.«КОНСТРУКЦИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ» Методические указания по выполнению курсовой работы
<https://infopedia.su/7x92e0.html>
- 13.Термодинамічний та газодинамічний розрахунки компресорів та газотурбінних установок: Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування/Уклад: Л.Д. Гай, В.О. Конєв, М.С. Кулик: НАУ, 2002.-80с.
- 14.Системы вибромониторинга и диагностики: <https://dm.energy/gazovye-turbiny/komponenty-gtu/komplektuyushhie/sistemy-vibromonitoringa-i-diagnostiki-bently-nevada>
- 15.види дифектів: <https://dm.energy/gazovye-turbiny/servisnoe-obsluzhivanie>
- 16.Газоперекачувальний агрегат ГПА-Ц-6,3, ТЕХНІЧНИЙ ОПИС
<https://www.turbinist.ru/turbine/gpa-c-63/#techhar>
- 17.Діагностика газотурбінних установок та компресорів: методичні рекомендації до виконання домашніх завдань / уклад. О. С. Якушенко. – К. : Вид-во. Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 32 с.
- 18.Датчики ГТУ:
<https://dm.energy/?s=%D0%B4%D0%B0%D1%82%D1%87%D0%B8%D0%BA%D0%B8>

Порівняльні характеристики ГТУ ГПА-Ц-6.3 і Д-336

№п. п.	Найменування параметра	ГПА-Ц-6.3	Д-336
1	Номинальна потужність, МВт	6.3	6.3
2	Ефективний (паспортний) ККД, %	25	33
3	Фактичний ККД, %	21,7	32
4	Номинальна витрата палива, м ³ /година	5000	4000
5	Ступінь стиснення ОК	15	18
6	Номинальна частота обертання СТ, об/хв	6300	6500
7	Витрата пускового газу, м ³	1200	—
8	Час запуску, хв.	15	20
9	Тип масла, що використовується	ТП-22С	ТП-22С
10	Міжремонтний ресурс, мотогодин	12500	25000
11	Повний встановлений ресурс, мотогодин	60000	100000

Об'єкт дослідження – газотурбінна установка (ГТУ) для привода нагнітача газоперекачувального агрегату.

Предмет дослідження – робочий процес проектного ГТУ.

Метод дослідження – аналіз функціональних параметрів і конструктивних схем, технічних рішень існуючих аналогів, математичне моделювання робочого процесу.

Ціль роботи: розробити діагностичну моделі робочого процесу ГТУ

Основні задачі:

1. Провести ескізне проектування ГТУ призначеного для перекачування газотранспортній системі в системі у складі ГПА використовуючи як прототип ГТУ Д-336
2. Провести розрахунки на міцність елементи ГТУ
3. Провести розробку діагностичної моделі робочого процесу проектного ГТУ