

**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 10 МВт з
розробкою системи вібраційного контролю»**

Виконавець: _____ Пшеничний Данило Антонович

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

Нормоконтролер _____

Київ 2022

ВСТУП

На сьогоднішній день парк газоперекачувальних агрегатів та лінійна частина магістральних газопроводів морально і фізично застаріли.

Постановка проблеми. В умовах переходу до ринкової економіки НАК «Нафтогаз України» змушений вишукувати найбільш економічно ефективні шляхи експлуатації й подальшого вдосконалювання єдиної системи газопостачання (ЄСГ), відповідно до сучасних вимог. При цьому ставиться завдання пошуку, з одного боку, збалансованого варіанту фінансування ЄСГ, а з іншого - проведення оптимальної технічної реструктуризації системи, яка передбачає її реконструкцію й модернізацію з метою забезпечення подачі необхідної кількості газу в задані райони з усуненням «вузьких місць» в ЄСГ.

Основну частку компресорних станцій та магістральних газопроводів які підлягають реконструкції складають цехи з агрегатами потужністю 10 МВт.

У 80 – ті роки ХХ ст. на компресорних станціях газопроводів Київ – Західний кордон України, Прогрес, Союз були введені в експлуатацію газоперекачувальні агрегати ГПА – 10 - 01 потужністю 10 МВт виробництва Невського заводу ім. Леніна (м. Санкт-Петербург, Росія). Ці ГПА складаються з 10-мегаваттного газотурбінного приводу і нагнітача природного газу продуктивністю 36 млн.м³/добу.

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 21,2% проти 27% паспортних;
- підвищена питома витрата паливного газу;
- часте руйнування лопаткового апарату компресорів, турбіни ВТ і інших вузлів газогенератора, що викликало необхідність ремонту роторів в заводських умовах і що стало просто неможливим після 1991 року;
- малий ресурс базових вузлів і деталей (20 тис. мотогодин);
- дорожняча ремонтів, капремонт обходився в \$ 1,2 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.

В теперішній час в експлуатації на транспорті газу знаходяться двигуни різних поколінь, перше покоління двигунів відрізняється низької контроле-придатністю, експлуатаційною технологічністю та низькою економічністю (ККД-19%) [25].

На сьогоднішній день, з точки зору економічної ефективності ГТУ одним з найсучасних є двигун АИ-336-2-10 розробки АТ «Мотор Січ» (Шевченківському районі міста Запоріжжя).

Вся робота у відповідності з технічним завданням складається з трьох розділів:

- Аналітичної частини.
- Проектної частини.
- Спеціальної частини.

Аналітична частина містить матеріали курсового проекту з дисципліни «Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів» та переддипломної практики.

В основу проектної частини покладено також курсову роботу з «Теорії газотурбінних установок» та курсовий проект з «Конструкції, міцність та надійності газотурбінних установок і компресорів».

Третій розділ використовує матеріали переддипломної практики і представляє з себе спеціальну частину роботи, в якій вирішується питання виявлення дефектів пов'язаних з вібрацією при роботі ГТУ на рівні сучасних вимог.

Дослідження основних понять про вібрацію та віброконтроль ГТУ та систем їх вимірювання.

Вивчення основних вимог до роботи системи віброконтролю та аналізу її інформації (попередження та вимикання), розробка функціональної системи роботи віброконтролю, її алгоритм та вибір датчиків для контролю вібрації.

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

Предмет дослідження – робочий процес проектуваного ГТУ та система його виброконтролю.

Метод дослідження – аналіз функціональних параметрів і конструктивних схем, технічних рішень.

Мета роботи – розробка ГТУ ефективною потужністю 10МВт на рівні ескізного проекту та системи його вібраційного контролю.

Для досягнення мети дипломної роботи необхідно вирішити наступні **завдання** і провести:

- аналіз напрямів підвищення ефективності ГТУ ГПА;
- ескізне проектування (термодинамічний та газодинамічний розрахунки ГТУ) ГТУ призначеного для перекачування газотранспортній системі в системі у складі ГПА використовуючи як прототип ГТУ АИ-336-1/-2-10;
- конструктивну розробку одного з вузлів ГТУ;
- розрахунок основних систем, що забезпечують роботу ГТУ;
- провести ескізну розробку системи віброконтролю для оцінки технічного стану ГТУ.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Вибір ГТУ-прототипа

На сьогоднішній день, а також при вивченні кон'юнктури ринку сучасних ГТУ вибір впав на АИ-336-2-10 розробки АТ «Мотор Січ» (Шевченківському районі міста Запоріжжя).

Двигун АИ-336-2-10 має більш високий ККД в порівнянні з ГПА-10-01 (34% проти 27%). Використовується як привод газоперекачувальних, газліфтних і нафтоперекачувальних агрегатів потужністю 10 МВт. ГТП мають модульну конструкцію, працюють у різних кліматичних зонах при температурі навколишнього повітря від -60°C до $+60^{\circ}\text{C}$ на висоті над рівнем моря до 2000 м. Запуск ГТП можливий як від повітряного турбостартера, так і електростартера.

Основні переваги:

- Висока економічність;
- Стабільність параметрів;
- низька вартість обслуговування;
- ремонтпридатність без демонтажу з промислової установки;
- надійність та безвідмовність;



Рис 1.1 Зовнішній вигляд АИ-336-2-10

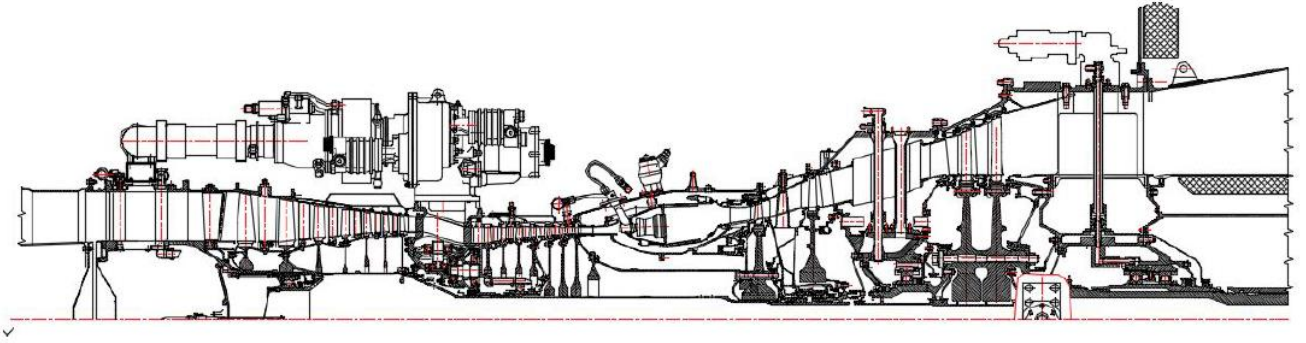


Рис.1.2 Схема АИ-336-2-10

На відміну від ГТУ ГПА-10-01 капітальний ремонт двигуна проводиться на підприємстві-виробнику, що гарантує високу якість ремонтних робіт.

Вхідний пристрій двигуна осьового типу. Компресор двигуна – осьовий, двокаскадний, чотирнадцятиступінчастий, складається з навколосвукового компресора низького тиску (КНД) та дозвукового компресора високого тиску (КВД). Камера згоряння кільцевого типу, призначена для підігріву повітря після стиснення його в компресорі рахунок згоряння в ній палива і для отримання заданої температури газів на вході в турбіну. Турбіна двигуна осьова, реактивна, п'ятиступінчаста.

Таблиця 1.1

Порівняльні характеристики ГТУ ГПА-10-01 і АИ-336-1/-2-10

№п.п.	Найменування параметра	ГПА-10-01	АИ-336-1/-2-10
1	Номінальна потужність, МВт	10	10
2	Ефективний (паспортний) ККД, %	27	34,5
3	Номінальна витрата палива, м ³ /година	3600	2085
4	Ступінь стиснення ОК	12,5	21,55
5	Номінальна частота обертання СТ, об/хв	6500	6500
6	Повний встановлений ресурс, мотогодин	60000	100000

У якості двигуна-прототипу обрано АИ-336-1/-2-10, що як привод газоперекачувальних, газліфтних і нафтоперекачувальних агрегатів потужністю 10 МВт.

1.2 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу, вибір і обґрунтування параметрів робочого процесу ГТУ [11,12].

Номінальна потужність двигуна при стандартних атмосферних умовах ($T_n=288\text{K}$; $p_n=101325\text{Па}$) складає $N_n=10\text{ МВт}$ при частоті обертання вільної турбіни.

Для забезпечення параметрів робочого процесу ГТУ, що проектується треба провести термодинамічний розрахунок дійсного циклу.

Основні вихідні дані:

- номінальна потужність установки $N_n=10\text{ МВт}$;
- температура газу перед турбіною компресора $T_2^*=1350\text{ К}$;
- сумарна степінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_k^*=21$;
- розрахункові умови: $T_n=288\text{K}$, $p_n=101325\text{Па}$.
 - $R = 287,2\text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, $\kappa = 1,41$;
 - $R_T = 288\text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, $\kappa_T = 1,33$.

У якості двигуна-прототипу обрано АИ-336-1/-2-10 [15], що призначений для приводу КС ГПА.

1.3 Термодинамічний розрахунок дійсного циклу ГТУ

Для виконання термодинамічного та газодинамічного розрахунків ГТУ використовується розрахункова схема, яка представлена на рис.1.3.

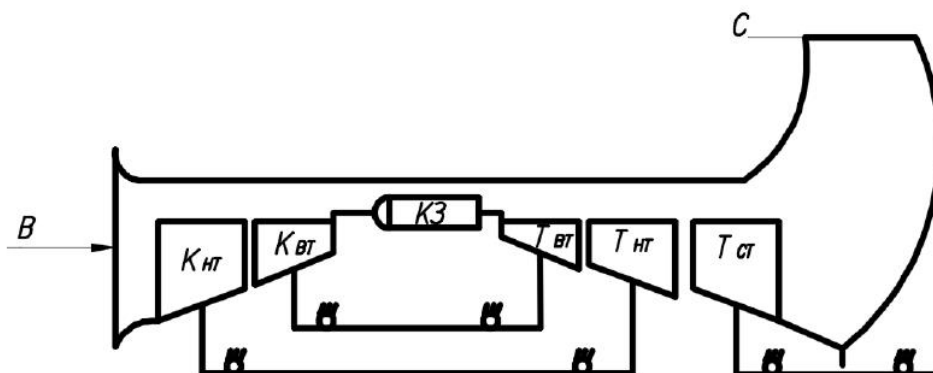


Рис.1.3 Розрахункова структурна схема ГТУ

Метою термодинамічного розрахунку є визначення основних параметрів робочого тіла в характерних перерізах проточної частини ГТУ, питомої потужності та питомої витрати палива.

1.4 Розрахунок параметрів робочого тіла

Можливі принципові схеми газотурбінних установок із силовою турбіною показані в, де позначені перетини проточної частини установки, в яких визначаються параметри робочого тіла.

Параметри повітря (температура і тиск) на вході в установку.

$$T_{в*} = T_{н*} = T_{н} = 288 \text{ К},$$

$$p_{в} = p_{н} \cdot \sigma_{вх} = 98791.875 \text{ Па}$$

де $\sigma_{вх} = 0,97 \dots 0,98$ - коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску в системі всмоктування повітря (перед компресором) [6,19]

Згідно приймаємо $\sigma_{вх} = 0,975$.

Визначаємо роботу, що витрачається для стиснення 1 кг повітря у компресорі, і параметри повітря на виході з компресора.

$$L_k = k \cdot R \cdot T_{в} \cdot \left[\frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(k-1) \cdot \eta_{с.к}} \right] = 1.4 \cdot 287.2 \cdot 288 \cdot \left[\frac{21^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{(1.4-1) \cdot 0.9} \right]$$
$$= 471524.248 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$\eta_k = \left[\frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{k-1}{(k \cdot \eta_{с.к})} - 1} \right] = \left[\frac{21^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1}{21^{\frac{1.4-1}{(1.4 \cdot 0.9)}} - 1} \right] = 0.851$$

при $k=1,4$; $R=287,2$ кДж/кг; $\eta_{с.к}^* = 0,89 \dots 0,91$ - ККД ступеня компресора,

Згідно приймаємо $\eta_{с.к}^* = 0,9$ [6,17]

Температура і тиск повітря на виході з компресора розраховуємо за формулами

$$T_k = T_{в} + \frac{L_k}{\left(\frac{k \cdot R}{k-1} \right)} = 288 + \frac{471524.248}{\left(\frac{1.4 \cdot 287.2}{1.4-1} \right)} = 757.085 \text{ К}$$

$$p_k = p_{в} \cdot \pi_k = 98791.875 \cdot 21 = 2074629.375 \text{ Па}$$

Визначаємо параметри робочого тіла перед турбіною компресора. Для цього визначимо теплоємність продуктів згоряння в інтервалі температур $T_e^* \div T_k^*$. Із задовільною точністю середня теплоємність газів у камері згоряння ГТУ визначається за узагальненим рівнянням

$$c_{кз} = 878 + 0.208 \cdot (T_{\Gamma} + 0.48 \cdot T_{\text{К}}) = 878 + 0.208 \cdot (1350 + 0.48 \cdot 757.085) \\ = 1234.387 \frac{\text{Дж}}{\text{К}}$$

Відносну витрату палива в камері згоряння розраховуємо за формулою

$$g_{\text{п}} = c_{кз} \cdot \frac{(T_{\Gamma} - T_{\text{К}})}{Hu \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{(1350 - 757.085)}{50 \cdot 10^6 \cdot 0.975} = 0.015$$

де $Hu=(49...52) \cdot 10^6$ Дж/кг - нижча теплота згоряння газоподібних вуглеводневих палив, приймаємо $Hu=50 \cdot 10^6$ Дж/кг;

$\eta_z=0,97...0,98$ - коефіцієнт, що враховує неповноту згоряння палива і втрати тепла через стінки камери, приймаємо $\eta_z=0,975$.

Обчислюємо питоме підведене тепло в камері згоряння

$$q_1 = c_{кз} \cdot (T_{\Gamma} - T_{\text{К}}) = 1234.387 \cdot (1350 - 757.085) = 731886.779 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Тиск на виході з камери згоряння

$$p_{\Gamma} = p_{\text{К}} \cdot \sigma_{кз} = 2074629.375 \cdot 0.98 = 2033136.787 \text{ Па}$$

де $\sigma_{кз} = 0,97...0,99$ - величина, яка характеризує втрати повного тиску в камері згоряння, приймаємо $\sigma_{кз} = 0,98$. [6]

Загальний коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{п}} \cdot L_0} = \frac{1}{0.015 \cdot 18} = 3.7$$

де $L_0=18$ кг повітря/кг газу - кількість повітря, теоретично необхідне для згорання 1 кг газоподібного палива.

Визначення роботи розширення 1 кг газу в турбіні приводу компресорів і параметрів газу за турбіною компресорів.

$$L_{TK} = \frac{L_{\text{К}}}{[(1+g_{\text{п}})(1-g_{\text{ox}}-g_{\text{в}}) \cdot \eta_{\text{м.к}}]} = \frac{471524.248}{[(1+0.015)(1-0.038-0.015) \cdot 0.993]} = 494007.079 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

де $g_{\text{ox}}=0,03...0,04$ - величина відносної витрати повітря [6], що відбирається на виході з компресора для охолодження деталей турбіни, приймаємо $g_{\text{ox}}=0,038$;

$g_6=0,01...0,02$ – відносна витрата повітря що відбирається для технологічних потреб ГТУ [6], приймаємо $g_6=0,015$;

$\eta_{м.к}=0,99...0,995$ – механічний ККД турбокомпресора [6], приймаємо $\eta_{м.к}=0,993$.

Знаходимо температуру і тиск на виході з турбіни приводу компресора

$$T_{гс} = T_{г} - \frac{[L_{TK} \cdot (k_{г} - 1)]}{(k_{г} - R_{г})} = 1350 - \frac{[494007.079 \cdot (1.33 - 1)]}{(1.33 - 288)} = 924.399\text{К}$$

$$p_{гс} = p_{г} \cdot \left[1 - \frac{(T_{г} - T_{гс})^{\frac{k_{г}}{(k_{г}-1)}}}{T_{г} \cdot \eta_{т.к}} \right] = 2033136.787 \cdot \left[1 - \frac{(1350 - 924.399)^{\frac{1.33}{(1.33-1)}}}{1350 \cdot 0.905} \right]$$

$$= 361891.084 \text{ Па}$$

де $k_2=1,33$; $R_2=288$ Дж/(кг·К);

$\eta_{м.к}^*=0,9...0,91$ – ККД турбіни приводу компресора, приймаємо $\eta_{м.к}^*=0,905$ [6].

Визначаємо роботу розширення газу в силовій турбіні і параметри газу на виході з неї.

Звичайно тиск на виході із силової турбіни приймається рівним

$$p_m^*/p_n=(1,03...1,05). \quad \text{Отже,} \quad p_{т} = p_{н} \cdot 1.04 = 1.04 \cdot 1.04 = 105378$$

У цьому випадку ступінь зниження тиску в силовій турбіні і робота в ній

$$\pi_{с.т} = p_{гс} \cdot \frac{\sigma_{п}}{p_{т}} = 361891.084 \cdot \frac{0.985}{105378} = 3.383$$

$$L_{с.т} = \frac{(k_{г} \cdot R_{г} \cdot T_{гс})}{k_{г} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{с.т}^{\frac{k_{г}}{k_{г}-1}}} \right) \cdot \eta_{с.т} = \frac{(1.33 \cdot 288 \cdot 924.399)}{1.33 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{3.383^{\frac{1.33-1}{1.33}}} \right) \cdot 0.9$$

$$= 251985.273 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

де $\eta_{с.м}^*=0,89...0,91$ – ККД [6] силової турбіни, приймаємо $\eta_{с.м}^*=0,9$;

$\sigma_n=0,98...0,99$ - коефіцієнт втрат тиску між турбінами, приймаємо $\sigma_n=0,985$.

Температура газу на виході з турбіни

$$T_m = T_{гс} - \frac{L_{с.т}}{(k_{г} \cdot R_{г})} = 924.399 - \frac{251985.273}{(1.33 \cdot 288)} = 707.306 \text{ К}$$

Задаємо величину зведеної швидкості у межах $\lambda_m=0,5...0,75$ та визначаємо швидкість газу на виході з турбіни, статичну температуру і тиск газу

$$c_T = \lambda_T \cdot \left[\frac{(2 \cdot \kappa_r \cdot R_r \cdot T_m)^{0.5}}{\kappa_r + 1} \right] = 0.6 \cdot \left[\frac{(2 \cdot 1.33 \cdot 288 \cdot 707.306)}{1.33 + 1} \right]^{0.5} = 289.344 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_T = T_m \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_r - 1) \cdot \lambda_T^2}{\kappa_r + 1} \right] = 707.306 \cdot \left[1 - \frac{(1.33 - 1) \cdot 0.6^2}{1.33 + 1} \right] = 671.243 \text{ К}$$

$$p_m = p_T \cdot \left[\left[1 - \frac{(\kappa_r - 1) \cdot (\lambda_T)^2}{\kappa_r + 1} \right]^{\frac{\kappa_r}{\kappa_r - 1}} \right] = 105378 \cdot \left[\left[1 - \frac{(1.33 - 1) \cdot (0.6)^2}{1.33 + 1} \right]^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} \right]$$

$$= 85339.412 \text{ Па}$$

1.4.1 Розрахунок основних параметрів газотурбінної установки

Питома потужність ГТУ

$$Ne_n = \eta_{m.c} \cdot L_{c.T} \cdot (1 + q_{п}) = 0.992 \cdot 251985.273 \cdot (1 + 0.015) = 253722.197 \text{ Вт}$$

де $\eta_{m.c}=0,99...0,995$ – механічний ККД силової турбіни [6], приймаємо $\eta_{m.c}=0,992$.

ККД циклу газотурбінної установки

$$\eta_e = \frac{L_{c.T}}{q_1} = \frac{251985.273}{731886.779} = 0.344$$

Коефіцієнт корисної роботи

$$\eta_{к.р} = \frac{L_{c.T}}{L_{ТК} + L_{c.T}} = \frac{251985.273}{494007.079 + 251985.273} = 0.338$$

Питома витрата палива

$$c_e = \frac{3600 \cdot g_{п}}{Ne_n} = \frac{3600 \cdot 0.015}{253722.197} = 0.000213 \frac{\text{кг}}{\text{Вт} \cdot \text{год}}$$

Номінальна годинна витрата газоподібного палива

$$Q_{пал} = c_e \cdot \frac{Ne}{\rho_{пал}} = 0.000213 \cdot \frac{10000000}{0.682} = 3123.41 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де $\rho_{пал}=0,682 \text{ кг/м}^3$ – густина розрахункового газу;

$Ne=10 \text{ МВт}$ – задана потужність на валу силової турбіни.

Витрата повітря через компресор

$$G_k = \frac{Ne}{Ne_n} = \frac{10000000}{253722.197} = 39.413 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

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

Пшеничному Данилу Антоновичу

1. Тема дипломної роботи: « Газотурбінна установка простого циклу потужністю 10 МВт з розробкою системи вібраційного контролю »
« 13 ” 05 2022 р. № 507 /ст

2. Термін виконання роботи : 14.05.2022 - 19.06.2022

3. Вихідні дані до роботи:

- номінальна потужність ГТУ

$N_n=10$ 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: конструктивно-силова схема, функціональна схема масляної системи ГТУ, блокова схема системи віброконтролю, алгоритм роботи системи віброконтролю.

За результатами розрахунків побудуємо графіки зміни величин p^* і T^* вздовж проточної частини ГТУ рис.1.4.

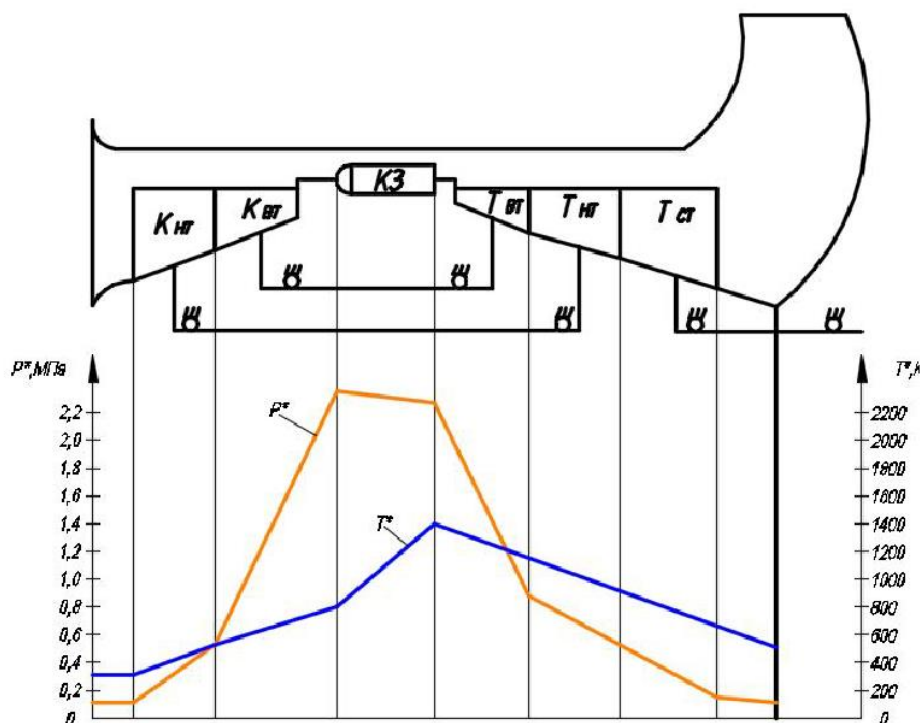


Рис. 1.4 Зміна температури і тиску за трактом ГТУ.

Висновок: Згідно отриманого графіка можна зробити висновок, що проведений термодинамічний розрахунок відповідає умовам нормальної роботи ГТУ.

1.5 Газодинамічний розрахунок ГТУ

Метою газодинамічного розрахунку є визначення діаметральних розмірів в характерних перерізах проточної частини установки, кількості роторів і частот їх обертання, кількості ступенів компресора і турбіни, розподілу роботи стиснення (розширення) між каскадами та ступенями, уточнення параметрів ГТУ

Як вихідні дані використовують результати термодинамічного розрахунку дійсного циклу установки.

В процесі газодинамічного розрахунку згідно до статистичних даних існуючих конструкцій ГТУ вибираємо осьову складову швидкості повітря на вході у компресор – $c_{ав}$ і колову швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса (РК) першого ступеня компресора – $u_{вк}$.

Зазначені параметри значною мірою визначають діаметральні габарити ГТУ, кількість ступенів компресора і турбіни, а також осьові габарити і масу установки.

1.5.1. Газодинамічний розрахунок компресорів низького та високого тисків.

для сучасних ГТУ з силовою турбіною осьову складову швидкості повітря на вході у компресор складає величину в межах $c_{ав}=150...180$ м/с, приймаємо $c_{ав}=160$ м/с [19].

Визначимо зведену швидкість і газодинамічну функцію щільності потоку

$$\lambda_{ав} = \frac{c_{ав}}{18.3 \cdot \sqrt{T_B}} = \frac{160}{18.3 \cdot \sqrt{288}} = 0.512 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$q_{\lambda_{ав}} = \left(\frac{\kappa + 1}{2}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \lambda_{ав} \cdot \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{ав}^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} =$$

$$= \left(\frac{1.4 + 1}{2}\right)^{\frac{1}{1.4-1}} \cdot 0.515 \cdot \left(1 - \frac{1.4 - 1}{1.4 + 1} \cdot 0.515^2\right)^{\frac{1}{1.4-1}} = 0.726$$

Знаходимо площу проточної частини на вході в компресор

$$F_B = G_{\kappa} \cdot \frac{(T_B)^{0.5}}{p_B \cdot q_{\lambda_{ав}} \cdot m_n} = 39.413 \cdot \frac{(288)^{0.5}}{98791.875 \cdot 0.726 \cdot 0.0403} = 0.217 \text{ м}^2$$

де $m_n=0,0403$ [6,16].

Вибираємо відносний діаметр втулки робочого колеса $d_b=D_{в_гм}/D_{в_к}$ ($d_b=0,5...0,6$), [6,14] приймаємо $d_b=0,55$ і визначаємо зовнішній діаметр робочого колеса на вході в компресор

$$D_{в.к} = \left[\frac{4 \cdot F_B}{3,14 \cdot [1 - (d_b)^2]} \right]^{0.5} = \left[\frac{4 \cdot 0.217}{3,14 \cdot [1 - (0.55)^2]} \right]^{0.5} = 0.629 \text{ м}$$

Приймаємо $D_{в_к}=0,5$ м та обчислюємо діаметр втулки, довжину лопатки першого ступеня компресора на вході та середній діаметр

$$D_{в_т} = \left(D_{в.к}^2 - \frac{4 \cdot F_B}{\pi} \right)^{0.5} = \left(0,499^2 - \frac{4 \cdot 0.217}{3.14} \right)^{0.5} = 0.346 \text{ м}$$

$$h_B = 0,5 \cdot (D_{в.к} - D_{в_т}) = 0,5 \cdot (0.629 - 0.217) = 0.141 \text{ м}$$

$$D_{в.сер} = D_{в_т} + h_B = 0.217 + 0.141 = 0.488 \text{ м}$$

Визначимо діаметральні розміри компресора на виході шляхом завдання осьової складової швидкості повітря на виході з компресора $c_{ак}$. Для забезпечення

стійкого процесу в камері згоряння установки, величина $c_{ак}$ приймається в межах 110...140 м/с, приймаємо $c_{ак} = 130$ м/с.

Обчислюємо зведену швидкість

$$\lambda_{а.к} = \frac{c_{ак}}{18,3 \cdot (T_k)^{0,5}} = \frac{130}{18,3 \cdot (757,085)^{0,5}} = 0,258 \frac{м}{с}$$

Знаходимо газодинамічну функцію щільності потоку та площу проточної частини на виході з компресора

$$q_{\lambda_{а.к}} = 1,5774 \cdot \lambda_{а.к} \cdot (1 - 0,166 \cdot \lambda_{а.к}^2)^{2,5} = 1,5774 \cdot 0,258 \cdot (1 - 0,166 \cdot 0,258^2)^{2,5} = 0,396$$

$$F_k = \frac{G_k \cdot (T_k)^{0,5}}{p_k \cdot q_{\lambda_{ар}} \cdot m_n} = \frac{39.413 \cdot (757.085)^{0,5}}{2074629.375 \cdot 0.396 \cdot 0.043} = 0.031 \text{ м}^2$$

Вибираємо форму проточної частини компресора та обчислюємо зовнішній діаметр робочого колеса на виході із компресора, діаметр втулки, середній діаметр і довжину лопатки останнього ступеня компресора на виході.

Отже,

$$D_k = const$$

$$D_{кк} = D_{в.к} = 0.499 \text{ м}$$

$$D_{квт} = \left(\frac{D_{кк}^2 - 4 \cdot F_k}{\pi} \right)^{0,5} = \left(\frac{0.499^2 - 4 \cdot 0.031}{3.14} \right)^{0,5} = 0.201 \text{ м}$$

$$h_k = 0.5 \cdot (D_{кк} - D_{квт}) = 0.5 \cdot (0.629 - 0.295) = 0.149 \text{ м}$$

$$D_{ксер} = D_{квт} + h_k = 0.295 + 0.167 = 0.35 \text{ м}$$

$$h_k > 0.015 \text{ м}$$

$$0.149 \text{ м} > 0.015 \text{ м}$$

умова виконується

У випадку, коли $\pi_k^* > 12 \dots 13$ компресор виконують двокаскадним, тобто складається з компресорів низького (КНТ) та високого (КВТ) тисків [6,16].

Заданий ступінь підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_k^* = 15,85$, отже компресор двокаскадний. У такому разі визначаємо роботи КНТ та КВТ за умови

$$L_{к.н} = 0.43 \cdot L_k = 0.43 \cdot 471524.248 = 202755.426 \frac{Дж}{кг}$$

$$L_{к.в} = L_{к} - L_{к.н} = 471524.248 - 202755.426 = 268768.821 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо ступінь підвищення тиску

$$\pi_{кн} = \left[1 + \eta_{кн} \cdot \frac{L_{к.н} \cdot (к - 1)}{к \cdot R \cdot T_{н}} \right]^{\frac{к}{к-1}} = \left[1 + 0.864 \cdot \frac{202755.426 \cdot (1.4 - 1)}{1.4 \cdot 287.2 \cdot 288} \right]^{\frac{1.4}{1.4-1}}$$

$$= 5.24$$

де $\eta_{кн}^*$ - величина ККД КНТ, що на 1...2% більша за прийняту в термодинамічному розрахунку, приймаємо

$$\eta_{кн} = \eta_{к} \cdot 1.015 = 0.851 \cdot 1.015 = 0.864$$

$\eta_{к}^*$ - обчислений ККД в термодинамічному розрахунку.

Знаходимо тиск повітря $p_{кн}^*$ і температуру $T_{кн}^*$ за КНТ

$$p_{кн} = \pi_{кн} \cdot p_{в} = 5.24 \cdot 98791.875 = 517666.05 \text{ Па}$$

$$T_{кн} = T_{в} \cdot \left[1 + \frac{\frac{(к-1)}{\pi_{кн}^{\frac{к}{к-1}}} - 1}{\eta_{кн}} \right] = 288 \cdot \left[1 + \frac{5.24^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} - 1}{0.864} \right] = 489.707 \text{ К}$$

Визначаємо величину швидкості повітря за КНТ

$$c_{акн} = 0.5 \cdot (c_{ав} + c_{ак}) = 0.5 \cdot (160 + 130) = 150 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $c_{ав}$, $c_{ак}$ - прийняті швидкості на вході та виході із компресора.

Обчислюємо величини критичної та зведеної швидкостей і функцію щільності потоку

$$c_{кр.кн} = 18.3 \cdot T_{кн}^{0.5} = 18.3 \cdot 489.707^{0.5} = 404.966 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\lambda_{кн} = \frac{c_{акн}}{c_{кр.кн}} = \frac{150}{404.966} = 0.358 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$q_{\lambda_{кн}} = 1.577 \cdot \lambda_{кн} \cdot [1 - (\lambda_{кн}^2)]^{2.5} = 1.577 \cdot 0.358 \cdot [1 - (0.358^2)]^{2.5} = 0.535$$

Знаходимо площу проточної частини за КНТ

$$F_{кн} = G_{к} \cdot \frac{T_{кн}^{0.5}}{p_{кн} \cdot q_{\lambda_{кн}} \cdot m_n} = 39.413 \cdot \frac{489.707^{0.5}}{517666.05 \cdot 0.535 \cdot 0.0403} = 0.073 \text{ м}^2$$

Знаходимо зовнішній діаметр і діаметр втулки за КНТ

$$D_{к} = const$$

$$D_{к.к} = D_{в.к} = 0.499 \text{ м}$$

$$D_{K_{H,BT}} = \left(D_{B,K}^2 - \frac{4F_{K_H}}{\pi} \right)^{0.5} = \left(0.499^2 - \frac{4 \cdot 0.073}{3.14} \right)^{0.5} = 0.395 \text{ м}$$

$$h_{K_H} = 0.5 \cdot (D_{B,K} - D_{K_{H,BT}}) = 0.5 \cdot (0.499 - 0.395) = 0.052 \text{ м}$$

$$D_{K_{H,сер}} = D_{K_{H,BT}} + h_{K_H} = 0.395 + 0.052 = 0.447 \text{ м}$$

$$h_{K_H} > 0.015 \text{ м}$$

$$0.447 \text{ м} > 0.015 \text{ м}$$

Умова виконується

Визначимо кількість ступенів КНТ. Для цього обчислюємо колову швидкість потоку біля втулки РК першого ступеня на вході в компресор

$$u_{BT,КНТ.1} = u_{BK} \cdot \frac{D_{BT}}{D_{B,K}} = 250 \cdot \frac{0.346}{0.499} = 173.489 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $u_{BK}=250\dots350$ м/с - колова швидкість на зовнішньому діаметрі D_{BK} (на вході в компресор), [6,14] приймаємо $u_{BK}=250$ м/с;

$D_{em}=0,27$ м – діаметр втулки РК на вході в КНТ (на вході в компресор);

$D_{BK}=0,5$ м – зовнішній діаметр РК на вході в КНТ;

Визначимо густину ґраток лопаток на діаметрі D_{em} при $(b/t) = 1,5\dots2,0$, приймаємо $(b/t) = 1,6$.

Закрутка потоку повітря на діаметрі D_{em} складатиме величину

$$\Delta\omega_{u,BT,КНТ.1} = \frac{1.55 \cdot c_{ав}}{\left(1 + \frac{1.5}{\frac{b}{t}} \right)} = \frac{1.55 \cdot 160}{\left(1 + \frac{1.5}{1.6} \right)} = 128 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $c_{ав}=160$ м/с – раніше прийнята осьова складова швидкості повітря на вході до компресора.

Робота, яку передають повітряю лопатки, обчислюємо за рівнянням Ейлера

$$L_{BT,КНТ.1} = u_{BT,КНТ.1} \cdot \Delta\omega_{u,BT,КНТ.1} = 173.489 \cdot 128 = 22206.561 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Таким же чином визначаємо роботу біля втулки РК останнього ступеня КНТ.

Обчислюємо колову швидкість

$$u_{BT,КНТ.z} = u_{BK} \cdot \frac{D_{K_{H,BT}}}{D_{B,K}} = 250 \cdot \frac{0.395}{0.499} = 197.773 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $D_{кн.вт} = 0.437$ м - діаметр втулки РК на виході з КНТ.

Приймаємо [16] густину ґраток лопаток на діаметрі $D_{кн.вт} (b/t)_{вт.з.кнт} = 1,4 \div 1,8$,
приймаємо $(b/t)_{вт.з.кнт} = 1,6$.

Закрутка потоку повітря на діаметрі $D_{кн.вт}$ складатиме величину

$$\Delta\omega_{u.вт.кнт.з} = \frac{1.55 \cdot c_{акн}}{\left(1 + \frac{1.5}{\frac{b}{t}}\right)} = \frac{1.55 \cdot 150}{\left(1 + \frac{1.5}{1.6}\right)} = 116 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $c_{акн} = 150$ м/с - швидкості повітря за КНТ.

Робота, яку передають повітряю лопатки, обчислюємо за рівнянням Ейлера

$$L_{з.вт} = u_{вт.кнт.з} \cdot \Delta\omega_{u.вт.кнт.з} = 218.616 \cdot 116 = 22941.6741 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

1.6 Будова і розташування вузлів ГТУ

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

Силова турбіна виконана чотирьохступінчатою, 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.

Силова 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 згорання являє собою трубчато-кільцеву конструкцію, в якій внутрішній кожух і дифузор розташовані над заданим корпусом компресора

високого тиску з нахилом осей жарових труб близько 6^0 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.

1.7 Розрахунок вузла турбіни

1.7.1. Газодинамічний розрахунок ступені ТВТ

Обчислюємо середнє значення роботи одного ступеня та кількість ступенів КНТ [4]

$$L_{\text{сер.ск}} = \frac{L_{\text{ВТ}_{\text{КНТ.1}}} + L_{\text{З.ВТ}}}{2} = \frac{22206.561 + 22941.674}{2} = 28523.1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$z_{\text{КНТ}} = \frac{L_{\text{к.н}}}{L_{\text{сер.ск}}} = \frac{202755.426}{28523.1} = 7.1;$$

де $L_{\text{к.н}} = 202755.426$ Дж/кг – робота КНТ, раніше прийнята величина.

Отриману величину кількості ступенів КНТ, яку округлюємо до цілого числа. Отже $z_{\text{кнт}}=7$

Розподіл роботи між ступенями представлено у вигляді табл.1.2.

Таблиця 1.2

Розподіл роботи по ступенях КНТ

№ ступеня	1	2	3	4	5	6	7
$L_{\text{кн}}$ Дж/кг	17610	18471	19332	20193	21054	21915	22776
$C_{a,m/c}$	160	159	158	157	156	155	154

Вважаємо, що діаметри на вході в КВТ дорівнюють відповідним діаметрами на виході із КНТ. Обчислюємо колову швидкість біля втулки РК першого ступеня на вході в КВТ.

$$U_{1\text{ВТ}} = \frac{u_{\text{а.к}} \cdot D_{\text{к.вТ}}}{D_{\text{в.к}}} = \frac{275 \cdot 0.45}{0.499} = 247.776 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $u_{\text{а.к}} = 275 \text{ м/с}$ – колова швидкість на зовнішньому діаметрі $D_{\text{в.к}}$ (на вході в КВТ);

$D_{\text{к.вТ}} = 0.45 \text{ м}$ - діаметр втулки РК на виході з КНТ;

$D_{\text{в.к}} = 0.499 \text{ м}$ - зовнішній діаметр РК на вході в КВТ.

Приймаємо густину ґраток лопаток на діаметрі $D_{\text{к.вТ}}$ $(b/t) = 1,6 \dots 1,9$, приймаємо $(b/t) = 1,6$ [4].

Закрутка потоку повітря на діаметрі $D_{\text{к.вТ}}$ складатиме величину

$$\Delta W_{u.bt.1} = \frac{1.55 \cdot c_{\text{акн}}}{\left(1 + \frac{1.5}{\frac{b}{t}}\right)} = \frac{1.55 \cdot 150}{\left(1 + \frac{1.5}{1.6}\right)} = 116 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $c_{\text{акн}} = 150 \text{ м/с}$ – раніше прийнята осьова складова швидкості повітря на вході до КВТ.

Робота, яку передають повітряю лопатки, обчислюємо за рівнянням Ейлера

$$L_{1.bt} = U_{1\text{ВТ}} \cdot \Delta W_{u.bt.1} = 247.776 \cdot 116 = 28742.029 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Аналогічно визначаємо роботу біля втулки РК останнього ступеня КВТ. При цьому обчислюємо колову швидкість

$$u_{\text{з.вТ}} = \frac{u_{\text{к.к}} \cdot D_{\text{к.вТ}}}{D_{\text{в.к}}} = \frac{300 \cdot 0.45}{0.499} = 270.301 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $u_{\text{к.к}} = 300 \text{ м/с}$ - колова швидкість на зовнішньому діаметрі $D_{\text{к.к}}$ (на вході в КВТ). Раніше прийнята величина.

$D_{\text{к.вТ}} = 0,45 \text{ м}$ - діаметр втулки РК на виході з КВТ.

Густина ґраток лопаток на діаметрі $D_{\text{к.вТ}}$ $(b/t) = 1,4 \dots 1,8$, приймаємо $(b/t) = 1,6$.

Закрутка потоку повітря на діаметрі $D_{\text{к.вТ}}$ складатиме величину

$$\Delta W_{u.bt.z} = \frac{1.55 \cdot c_{\text{ак}}}{\left(1 + \frac{1.5}{\frac{b}{t}}\right)} = \frac{1.55 \cdot 130}{\left(1 + \frac{1.5}{1.6}\right)} = 104 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $c_{ак} = 130$ м/с - осьова складова швидкості повітря на виході з компресора, раніше прийнята величина.

Робота, яку передають повітряю лопатки, обчислюємо за рівнянням Ейлера

$$L_{z.вт} = u_{z.вт} \cdot \Delta W_{u.bt.z} = 270.301 \cdot 104 = 28111.326 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Обчислюємо середнє значення роботи одного ступеня та кількість ступенів КНТ [4]

$$L_{сер.ск} = \frac{L_{1.bt} + L_{z.вт}}{2} = \frac{28742.029 + 28111.326}{2} = 29591.9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

$$z_{кв} = \frac{L_{к.в}}{L_{сер.ск}} = \frac{268768.821}{29591.9} = 7.2$$

де $L_{к.в} = 268768.821$ Дж/кг – робота КВТ, раніше прийнята величина.

Отриману величину кількості ступенів КВТ округлюємо до цілого числа.

Отже $z_{квт} = 7$

Розподіл роботи між ступенями представлений у вигляді табл 1.3.

Таблиця 1.3

Розподіл роботи по ступеням КВТ

№ ступеня	1	2	3	4	5	6	7
Лк.в, Дж/кг	28742	28672	28602	28531	28461	28391	28321
Са, м/с	150	148	146	143	141	138	136

Газодинамічний розрахунок турбін високого та низького тисків.

В ГТУ з двокаскадним компресором КНТ обертається за допомогою турбіни низького тиску (ТНТ), а КВТ за допомогою турбіни високого тиску (ТВТ).

Обчислюємо роботу ТВТ за формулою

$$L_{ТВТ} = \frac{L_{к.в}}{(1 + g_{п}) \cdot (1 - g_{ох} - g_{в})} = \frac{268768.821}{(1 + 0.015) \cdot (1 - 0.038 - 0.015)}$$

$$= 279616.545 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

де $g_n = 0,015$ - відносна витрату палива в камері згоряння ;

$g_{ox}=0,038$ - величина відносної витрати повітря, що відбирається на виході з компресора для охолодження деталей турбіни ;

$g_s=0,015$ – відносна витрата повітря, що відбирається для технологічних потреб ГТУ ;

Отже, $L_{к.в} = 268768.821$ Дж/кг – робота КВТ.

Визначаємо площу поперечного перерізу проточної частини на виході з першого соплового апарата ТВТ

$$F_{Г.са} = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_T}}{(p_T \cdot \sigma_{кз} \cdot \sigma_{са} \cdot q_{лг} \cdot m_T \cdot \sin(\alpha_1))}$$
$$= \frac{37.884 \cdot \sqrt{1350}}{(2033136.787 \cdot 0.98 \cdot 0.985 \cdot 1 \cdot 0.04 \cdot 0.25)} = 0.072 \text{ м}^2$$

де $T_c^*=1350$ К - температура газу на виході з камери згоряння, задана;

$p_T = 2033136.787$ Па - тиск на виході з камери згоряння, визначений в термодинамічному розрахунку [4];

$\sigma_{кз}=0,98$ – величина, яка характеризує втрати повного тиску в камері згоряння;

$\sigma_{са} = 0,985 \dots 0,995$ – коефіцієнт втрат повного тиску в сопловому апараті, приймаємо $\sigma_{са} = 0,985$;

$$m_c = 0,0396;$$

$q(\lambda_c) = 1$ – функція щільності потоку (в першому ступені турбіни завжди надкритичний перепад тиску);

$$\alpha_l = 150 \dots 200, \text{ приймаємо } \alpha_l = 150;$$

$$G_T = G_K \cdot (1 + g_n) \cdot (1 - g_{ox} - g_s) = 39.413 \cdot (1 + 0.015) \cdot (1 - 0.038 - 0.015) = 37.884 \frac{\text{кг}}{\text{с}} - \text{витрата газу в турбіні};$$

G_K, g_n, g_{ox}, g_s - величини, які визначені у термодинамічному розрахунку.

Задаємо середній діаметр турбіни

$$D_{Г.сер} = 1.1 \cdot D_{в.к} = 1.1 \cdot 0.4 = 0.447 \text{ м}$$

де $D_{в.к} = 0,4$ м – зовнішній діаметр РК на вході в КНТ, визначений у газодинамічному розрахунку.

Визначаємо довжину лопатки і зовнішній діаметр РК

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Вступ	25.04. – 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 10 МВт	27.05. – 30.05.22.	<i>виконано</i>
4.	Система вібраційного контролю	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. Якушенко О.С.
(підпис керівника) (П.І.Б.)

Завдання прийняв до виконання _____ Пшеничний Д.А.
(підпис студента) (П.І.Б.)

$$h_r = \frac{F_{r.ca}}{3.14 \cdot D_{r.cер}} = \frac{0.072}{3.14 \cdot 0.447} = 0.012 \text{ м}$$

$$D_{rк} = D_{r.cер} + h_r = 0.447 + 0.012 = 0.459 \text{ м}$$

обчислюємо діаметр втулки

$$D_{r.вт} = D_{r.cер} - h_r = 0.447 - 0.012 = 0.435 \text{ м}$$

Знаходимо величину колової швидкості на середньому діаметрі турбіни компресора

$$u_{r.в.cер} = \frac{u_{к.квт} \cdot D_{r.cер}}{D_{к.к}} = \frac{370 \cdot 0,45}{0,45} = 407 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де $u_{к.квт}=370$ м/с - колова швидкість на зовнішньому діаметрі $D_{кнк}$ (на вході в КВТ);

$D_{к.к}=D_{вк}=0,45$ м - зовнішній діаметр робочого колеса на виході із компресора.

Задаємо коефіцієнт навантаження [4] $y^*=0,55\dots0,65$, приймаємо $y^*=0,55$.

Визначаємо орієнтовану кількість ступенів ТВТ

$$z_{т.в} = \frac{2 \cdot y^2 \cdot L_{твт}}{\eta_{т.в} \cdot u_{т.в.cер}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 279616.545}{0.925 \cdot 407^2} = 1.104$$

де $\eta_{т.в} = 0.02 + \eta_{т.к} = 0.02 + 0.905 = 0.925$ – ККД ТВТ; [2]

$\eta_{т.к}^*=0,905$ – ККД турбіни приводу компресора.

Величину $z_{т.в}$ - кількість ступенів ТВТ [4], округлюємо до найближчого цілого числа і уточнюємо значення коефіцієнта навантаження y^* .

Отже, $z_{т.в}=1$,

$$y_{тв} = \sqrt{\frac{\eta_{т.в} \cdot u_{тв.cер}^2 \cdot z_{тв}}{2 \cdot L_{тв}}} = \sqrt{\frac{0.925 \cdot 330^2 \cdot 1.104}{2 \cdot 279616.545}} = 0.55$$

Значення y не виходить за межі – $0,55\dots0,65$.

Визначаємо роботу ТНТ за формулою

$$L_{тнт} = L_{тк} - L_{твт} = 494007.079 - 279616.545 = 214390.534 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

де $L_{т.к}$ - робота розширення газу турбіни, величина якої визначена у термодинамічному розрахунку;

$L_{твт}$ – робота ТВТ.

Знаходимо температуру та тиск за ТВТ

$$T_{\text{ГН}} = T_{\text{Г}} - \frac{L_{\text{ТВТ}} \cdot (\kappa_{\text{Г}} - 1)}{\kappa_{\text{Г}} \cdot R_{\text{Г}}} = 1350 - \frac{279616.545 \cdot (1.33 - 1)}{1.33 \cdot 288} = 1109.102 \text{ К}$$

$$p_{\text{ГН}} = p_{\text{Г}} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{Г}} - T_{\text{ГН}}}{\eta_{\text{Т.В}} \cdot T_{\text{Г}}}\right)^{\frac{\kappa_{\text{Г}}}{\kappa_{\text{Г}} - 1}} = 2033136.787 \cdot \left(1 - \frac{1350 - 1109.102}{0.925 \cdot 1350}\right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}}$$

$$= 857100.153 \text{ Па}$$

Визначаємо площу поперечного перерізу соплового апарата на вході в ТНТ

$$F_{\text{ГН}} = \frac{G_{\text{Т}} \cdot \sqrt{T_{\text{ГН}}}}{(p_{\text{ГН}} \cdot \sigma_n \cdot q_{\lambda_{\text{ГН}}} \cdot m_{\text{Г}} \cdot \sin(\alpha_1))} = \frac{37.884 \cdot \sqrt{1109.102}}{(857100.153 \cdot 0.985 \cdot 1 \cdot 0.04 \cdot 0.34)}$$

$$= 0.111 \text{ м}^2$$

де $\sigma_n = 0,98 \dots 0,99$, приймаємо $\sigma_n = 0,985$;

$q(\lambda_{2n}) = 1$ - функція щільності потоку;

$\alpha_1 = 20^0 \dots 22^0$, приймаємо $\alpha_1 = 20^0$ [4]

Визначаємо форму проточної частини турбіни: $D_{\text{см}} = \text{const}$.

Визначаємо діаметральні розміри на вході в ТНТ, зовнішній діаметр, середній діаметр, діаметр втулки та довжину лопатки

$$D_{\text{ГН.ВТ}} = D_{\text{Г.ВТ}} = 0.539 \text{ м}$$

$$D_{\text{ГН.К}} = \sqrt{D_{\text{ГН.ВТ}}^2 - \frac{4F_{\text{ГН}}}{\pi}} = \sqrt{0.539^2 - \frac{4 \cdot 0.07}{3.14}} = 0.557 \text{ м}$$

$$h_{\text{ГН}} = 0.5 \cdot (D_{\text{ГН.К}} - D_{\text{ГН.ВТ}}) = 0.5 \cdot (0.557 - 0.539) = 0.009 \text{ м}$$

$$D_{\text{ГН.СЕР}} = D_{\text{ГН.ВТ}} + h_{\text{ГН}} = 0.539 + 0.009 = 0.548 \text{ м}$$

обчислюємо діаметр втулки

$$D_{\text{ГН.СЕР}} = D_{\text{ГН.ВТ}} - h_{\text{ГН}} = 0.539 - 0.009 = 0.53 \text{ м}$$

Знаходимо величину колової швидкості на середньому діаметрі турбіни компресора

$$u_{\text{ТН.СЕР}} = \frac{u_{\text{КН.К}} \cdot D_{\text{ГН.СЕР}}}{D_{\text{КН.К}}} = \frac{250 \cdot 0.53}{0.4} = 260.799 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$D_{\text{КН.К}} = D_{\text{В.К}} = 0,4 \text{ м}$ - зовнішній діаметр робочого колеса на вході в компресор.

Задаємо коефіцієнт навантаження $y^* = 0,55 \dots 0,65$, приймаємо $y^* = 0,55$ [4].

Визначаємо орієнтовану кількість ступенів ТНТ

$$z_{\text{ТН}} = \frac{2 \cdot y^{*2} \cdot L_{\text{ТН}}}{\eta_{\text{Т.Н}} \cdot u_{\text{ТН.СЕР}}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 214390.534}{0.925 \cdot 194.581^2} = 1.2$$

де $\eta_{m.n}^* = \eta_{m.e}^* = 0,925$ – ККД ТНТ. [4]

Величину $z_{m.n}$ - кількість ступенів ТНТ, округлюємо до найближчого цілого числа і уточнюємо значення коефіцієнта навантаження y^*

Отже, $z_{ТН} = 1$

$$y_{ТН} = \sqrt{\frac{\eta_{Т.Н} \cdot u_{ТН.сер}^2 \cdot z_{ТН}}{2 \cdot L_{ТН}}} = \sqrt{\frac{0,925 \cdot 194,581^2 \cdot 2,062}{2 \cdot 214390,534}} = 0,55$$

Значення y^* не виходить за межі – 0,55...0,65.

Газодинамічний розрахунок силової турбіни.

Приймаємо припущення, що діаметральні розміри на виході із турбіни компресора дорівнюють відповідним розмірам на вході в силову турбіну.

Визначаємо площу поперечного перетину на вході в силову турбіну (СТ)

$$F_{Гс} = \frac{G_{СТ} \cdot \sqrt{T_{Гс}}}{(p_{Гс} \cdot \sigma_n \cdot q_{\lambda Гс} \cdot m_{Г} \cdot \sin(\alpha_1))} = \frac{39,404 \cdot \sqrt{924,399}}{(361891,084 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot 0,031 \cdot 0,34)} \\ = 0,32 \text{ м}^2$$

приймаємо $\alpha_1 = 20$; [4]

$\sigma_n = 0,98 \dots 0,99$ - коефіцієнт втрат тиску між турбінами, приймаємо $\sigma_n = 0,985$;

$$G_{СТ} = G_{К} \cdot (1 + g_{П}) \cdot (1 - g_{В}) = 39,413 \cdot (1 + 0,015) \cdot (1 - 0,015) = 39,404 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

витрата газу в турбіні;

Визначаємо діаметральні розміри на вході в СТ, зовнішній діаметр, середній діаметр, діаметр втулки, та довжину лопатки

$$D_{Гс.вт} = D_{Гс.вт} = 0,539 \text{ м}$$

$$D_{Гс.к} = \sqrt{D_{Гс.вт}^2 + \frac{4 \cdot F_{Гс}}{3,14}} = \sqrt{0,539^2 + \frac{4 \cdot 0,539}{3,14}} = 0,74 \text{ м}$$

$$h_{Гс} = 0,5 \cdot (D_{Гс.к} - D_{Гс.вт}) = 0,5 \cdot (0,74 - 0,539) = 0,1 \text{ м}$$

$$D_{Гс.сер} = D_{Гс.вт} + h_{Гс} = 0,539 + 0,1 = 0,64 \text{ м}$$

Визначаємо площу поперечного перерізу на виході із силової турбіни

$$F_{Т} = \frac{G_{СТ} \cdot \sqrt{T_{Т}}}{(p_{Т} \cdot q_{\lambda Т} \cdot m_{Г} \cdot \lambda_{Т})} = \frac{39,404 \cdot \sqrt{671,243}}{(105378 \cdot 0,78 \cdot 0,031 \cdot 0,6)} = 0,67 \text{ м}^2$$

де $q_{\lambda_T} = 0.78$;

$\lambda_m = 0,5 \dots 0,7$, приймаємо $\lambda_m = 0,7$; [4]

Визначаємо форму проточної частини силової турбіни $D_k = \text{const}$.

Визначаємо діаметральні розміри на виході із СТ, зовнішній діаметр, середній діаметр, діаметр втулки та довжину лопатки.

$$D_{T.BT} = D_{ГН.BT} = 0.539 \text{ м}$$

$$D_{T.K} = \sqrt{D_{T.BT}^2 + \frac{4 \cdot F_T}{3.14}} = \sqrt{0.539^2 + \frac{4 \cdot 0.67}{3.14}} = 0.91 \text{ м}$$

$$h_T = 0.5 \cdot (D_{T.K} - D_{T.BT}) = 0.5 \cdot (0.91 - 0.539) = 0.15 \text{ м}$$

З метою забезпечення достатньої міцності лопаток останнього ступеня СТ необхідно, щоб $D_{m.cep} / h_m > 4$.

$$\frac{D_{T.cep}}{h_T} = \frac{0.725}{0.15} = 4.832$$

$$D_{m.cep} / h_m > 4.$$

Вибираємо колову швидкість на середньому діаметрі на вході в СТ

$u_{ст.cep} = 220 \dots 280 \text{ м/с}$, приймаємо $u_{ст.cep} = 250 \text{ м/с}$.

Визначимо кількість ступенів СТ

$$z_{ст} = \frac{2 \cdot y^2 \cdot L_{с.т}}{\eta_{с.т} \cdot u_{ст.cep}^2} = \frac{2 \cdot 0.55^2 \cdot 251985.273}{0.9 \cdot 250^2} = 2.1$$

де $L_{с.т} = 25198.273 \text{ Дж/кг}$ – робота СТ;

$\eta_{с.т}^* = 0,9$ - ККД СТ;

$y^* = 0,55$ - коефіцієнт навантаження СТ, який відповідає коефіцієнту навантаження турбіни компресора. [4]

Величину $z_{с.т}$ - кількість ступенів СТ, округлюємо до найближчого цілого числа. Отже, $z_{с.т} = 2$.

розподіл роботи між ступенями представлений у вигляді табл 1.4.

Розподіл роботи по ступеням силової турбіни

№ ступеня	1	2
$L_{с.т}, \text{Дж/кг}$	92394	83995

Знаходження потужностей та частот обертання роторів низького та високого тисків.

Знаходимо потужності, що витрачені на обертання компресорів низького $N_{к.н}$ і високого $N_{к.в}$ тисків, потужності, які виробляються турбіною компресора високого $N_{т.в}$ та низького $N_{т.н}$ тисків, частоти обертання роторів компресора низького $n_{к.н}$, та високого $n_{к.в}$ тисків і силової турбіни $n_{с.т}$.

$$N_{кн} = G_k \cdot L_{к.н} = 39.413 \cdot 202755.426 = 7991237.218 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

$$N_{кв} = G_k \cdot L_{к.в} = 39.413 \cdot 268768.821 = 10593035.382 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

$$N_{тн} = G_t \cdot L_{т.н} = 37.884 \cdot 214390.534 = 8122003.33 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

$$N_{тв} = G_t \cdot L_{т.в} = 37.884 \cdot 279616.545 = 10593035.382 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

$$n_{кн} = 60 \cdot \frac{u_{кв}}{3.14 \cdot D_{в.к}} = 60 \cdot \frac{250}{3.14 \cdot 0.499} = 9564.799 \frac{\text{об}}{\text{с}}$$

$$n_{к.в} = 60 \cdot \frac{u_{к.квт}}{3.14 \cdot D_{к.н.к}} = 60 \cdot \frac{370}{3.14 \cdot 0.499} = 14155.902 \frac{\text{об}}{\text{с}}$$

$$n_{с.т} = 60 \cdot \frac{u_{ст.сер}}{3.14 \cdot D_{гс.сер}} = 60 \cdot \frac{250}{3.14 \cdot 0.639} = 7468.029 \frac{\text{об}}{\text{с}}$$

де $G_k=39.413$ кг/с – витрата повітря через компресор;

$L_{к.н}=202755.426$ Дж/кг – робота КНТ;

$L_{к.в}=268768.821$ Дж/кг – робота КВТ;

$G_m=23.8$ кг/с – витрата газу в турбіні;

$L_{тн}=214390.534$ Дж/кг – робота ТНТ;

$L_{тв}=279616.545$ Дж/кг – робота ТВТ;

$u_{вк}=250$ м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі $D_{в.к}$ (на вході в компресор);

$u_{к.квт}=370$ м/с – колова швидкість на зовнішньому діаметрі $D_{кн.к}$ (на вході в КВТ);

$u_{с.т.сер}=250$ м/с – колова швидкість на середньому діаметрі на вході в СТ;

$D_{в.к}=0,5$ м – зовнішній діаметр РК на вході в компресор;

$D_{кн.к}=0,5$ м – зовнішній діаметр РК на вході в КВТ;

$D_{с.с.сер}=0,64$ м – середній діаметр на вході в СТ.

Висновки за розділом 1

1. Досліджено актуальність реконструкції компресорних станцій, зокрема, питання заміни двигунів на більш економічні. Для удосконалення ГТУ потужністю 10 МВт, був обран двигун АИ-336-1/-2-10, який відповідає умовам сучасності.

2. За результатами термодинамічного розрахунку ГТУ отримано термодинамічні параметри робочого тіла в характерних перерізах проточної частини ГТУ та підтвержено, що двигун АИ-336-1/-2-10. Проведено ескізне проектування ГТУ з такими параметрами ГТУ: номінальна потужність ГТУ 10 МВт, температура на вході 288 К, тиск 101325 Па, температура газу перед турбіною компресора 1350К, степінь підвищення тиску 21.

3. В результаті проведення газотермічного розрахунку ГТУ отримані такі параметри: робота компресора 471524 кДж/кг, температура на виході з компресора 757 К, ККД циклу газотурбінної установки 34,5%. Тиск повітря за компресором: 2074629 (Па); температура газу за турбіною приводу компресора 924К, тиск за турбіною 361891 Па, тиск на виході з силової турбіни 105378 (Па). Температура газу на виході з силової турбіни: 707К, витрата повітря через компресор: 39,4 (кг/с). Усі розрахункові параметри термодинамічного та газодинамічного розрахунків знаходяться в межах допустимих параметрів.

4. За результатами газодинамічного розрахунку ГТУ було отримано діаметральні розміри в характерних перерізах, розраховано кількість ступенів компресора і турбіни ГТУ.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ГТУ НА МІЦНІСТЬ

2.1 Розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни високого тиску

Вихідні дані

Витрата повітря $G_{пн}$, кг/с = 70 кг/с;

$\pi_{к ВТ}^* = 5,4$;

$T_{п ВТ}^* = 385$ К;

$P_{п ВТ}^* = 0,26$ МПа;

$T_{г}^* = 1340$ К;

$\bar{F} = F / F_{от} = 0,26$

Додаткові дані та припущення, необхідні для проведення попереднього розрахунку:

1. Швидкість повітря на вході в компресор ВТ $C_{п} = 150$ м/с.
2. Відносний діаметр втулки на вході в компресор ВТ $\bar{d}_e = d_в / D_в = 0,709$.
3. Швидкість повітря на виході з компресору ВТ $C_{к} = 100$ м/с.
4. Проточна частина КВТ вибирається з $D_{сер. к} = const$.
5. Тиск у масляних порожнинах $P_{м} = 0,12$ Мпа.
6. Питома теплоємність повітря $c_p = 1005$ Дж/(кг К).
7. Питома теплоємність газу $c_{p з} = 1160$ Дж/(кг К).
8. Показник адіабати для повітря $k = 1,4$.
9. Показник адіабати для газу $k_z = 1,33$.
10. Газова стала для повітря $R_n = 287$ Дж/(кг К).
11. Газова стала для газу $R_z = 288$ Дж/(кг К).
12. Кут абсолютної швидкості газового потоку на вході в робоче колесо (РК) турбіни ВТ $\alpha_l = 25$ град.
13. Статистичний коефіцієнт для визначення масового полярного моменту інерції ротора компресора $k_k = 6$.
14. Статистичний коефіцієнт для визначення масового полярного моменту інерції ротора турбіни $k_m = 9$.
15. Густина матеріалів робочої лопатки і дисків турбіни $\rho = 8,2 \cdot 10$ кг/м³.
16. Межа текучості матеріалу валу турбіни $\sigma_{0,2} = 850$ Мпа.

2.1.1 Порядок попереднього розрахунку

Попередній розрахунок проточної частини ротора високого тиску [9,10], необхідний для одержання вихідних даних про тепловий і напружений стан робочих лопаток турбіни ВТ, виконується в такій послідовності.

1. Статична температура повітря на вході в КВТ [К]

$$T_{\text{вВТ}} = T_{\text{вВТ}}^* - \frac{c_6^2}{2c_p} \quad T_{\text{пВТ}} = 385 - \frac{150^2}{2 \cdot 1005} = 373.806$$

2. Статичний тиск повітря на вході в КВТ [МПа]

$$P_{\text{вВТ}} = P_{\text{вВТ}}^* \left(\frac{T_{\text{вВТ}}}{T_{\text{вВТ}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad P_{\text{пВТ}} = 0.26 \cdot \left(\frac{373.806}{385} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 0.234$$

3. Густина повітря на вході в КВТ [кг/м³]

$$\rho_{\text{в}} = P_{\text{вВТ}} \cdot \frac{10^6}{R_{\text{в}} T_{\text{вВТ}}} \quad P_{\text{п}} = 0.197 \cdot \frac{10^6}{287 \cdot 373.806} =$$

2.185719774

4. Площа перетину проточної частини на вході в КВТ [м²]

$$F_{\text{в}} = \frac{G_{\text{нл}}}{c_6 \rho_{\text{в}}} \quad F_{\text{п}} = \frac{65}{150 \cdot 2.186} = 0.198$$

5. Діаметр РК першої ступені КВТ на вході [м]

$$D_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{в}}}{\pi(1-d_{\text{в}}^2)}} \quad D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.198}{3.14 \cdot (1-0.709^2)}} = 0.712$$

6. Частота обертання ротора ВТ [об./хв.]

$$n_{\text{ВТ}} = \frac{60}{\pi D_{\text{в}}} \sqrt{1.1 k R_{\text{н}} T_{\text{вВТ}} - c_6^2}$$

$$n_{\text{ВТ}} = \frac{60}{3.14 \cdot 0.712} \cdot \sqrt{1.1 \cdot 6 \cdot 287 \cdot 373.806 - 150^2} = 10130$$

7. Діаметр втулки РК першої ступені КВТ [м]

$$d_{\text{в}} = \bar{d}_{\text{в}} D_{\text{в}} \quad d_{\text{п}} = 0.709 \cdot 0.712 = 0.505$$

8. Повний тиск повітря на виході з КВТ [МПа]

$$P_{\text{кВТ}}^* = \pi_{\text{кВТ}}^* \cdot P_{\text{вВТ}}^* \quad P_{\text{кВТ}}^* = 5.4 \cdot 0.234 = 1.266$$

9. Питома робота КВТ (приймаємо $\eta_{\text{ад}}=0,88$) [Дж/кг]

$$L_{кВТ} = \frac{c_p T_{6ВТ}^* (\pi_{кВТ}^{*\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_{ад}}$$

$$L_{кВТ} = \frac{1005 \cdot 385 \cdot \left(5.4^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1\right)}{0.88} = 423500$$

10. Повна температура на виході з КВТ [К]

$$T_{кВТ}^* = T_{6ВТ}^* + \frac{L_{кВТ}}{c_p}$$

$$T_{кВТ}^* = 385 + \frac{423500}{1005} = 806.386$$

11. Статична температура на виході з КВТ [К]

$$T_{кВТ} = T_{кВТ}^* - \frac{c_k^2}{2c_p}$$

$$T_{кВТ} = 806.386 - \frac{100^2}{2 \cdot 1005} = 801.411$$

12. Статичний тиск на виході з КВТ [МПа]

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

$$P_{кВТ} = 1.266 \cdot \left(\frac{801.411}{806.386} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 1.239$$

13. Густина повітря на виході з КВТ [кг/м³]

$$\rho_k = P_{кВТ} \cdot \frac{10^6}{R_n T_{кВТ}}$$

$$\rho_k = 1.239 \cdot \frac{10^6}{287 \cdot 801.411} = 5.387$$

14. Площа перерізу проточної частини на виході з КВТ [м²]

$$F_k = \frac{G_{n1}}{c_k \rho_k}$$

$$F_k = \frac{65}{100 \cdot 5.387} = 0.121$$

15. Зовнішній діаметр проточної частини на виході з КВТ при $D_{сер,к} = const$ [м]

$$D_k = \frac{F_k + 2,293D_6^2}{2,683D_6}$$

$$D_k = \frac{0.121 + 2.293 \cdot 0.712^2}{2.683 \cdot 0.712} = 0.672$$

16. Внутрішній діаметр проточної частини на виході з КВТ [м]

$$d_k = D_6 (1 + \bar{d}_6) - D_k$$

$$d_k = 0.712 \cdot (1 + 0.505) - 0.672 = 0.4$$

17. Середній діаметр турбіни ВТ [м]

$$D_{сер,Т} = 1,1D_{сер,к} = 0,55D_6 (1 + \bar{d}_6)$$

$$D_{сер,Т} = 0.55 \cdot 0.712 \cdot (1 + 0.505) = 0.59$$

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи: “Газотурбінна установка простого циклу потужністю 10 МВт з розробкою системи вібраційного контролю 96 сторінок, 19 рисунків, 6 таблиць.

Ключові слова: ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА, ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИЙ АГРЕГАТ, ГАЗОТУРБІННИЙ ДВИГУН, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, МІЦНІСТЬ, СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, ВІБРОКОНТРОЛЬ, ВІБРОШВИДКІСТЬ

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

Предметом дослідження є оптимізація функціональних параметрів проектуємої ГТУ та виявлення дефектів за допомогою системи вібраційного контролю.

Мета дипломного проекту – розробка ГТУ ефективною потужністю 10МВт на рівні ескізного проекту та виявлення проблем у роботі ГТУ які виникають при вібрації.

Метод дослідження – проведення віброконтролю для оцінки вібраційного стану установки, аналіз і прийняття рішень про необхідні дії для подальшої експлуатації з отриманих в результаті вимірювань значень.

Встановлено, що віброконтроль є найпростішим та обов'язковим видом контролю стану об'єкта у процесі його роботи. Віброконтроль є найбільш інформативним і доступним, що не потребує великого обсягу вимірювань, ні дорогої апаратури, ні складних методів аналізу та дозволяє завчасно виявляти дефекти у роботі обладнання. Були розроблені функціональна схема та алгоритм роботи пристрою віброконтролю, який дозволяє проводити вимір вібрації та завчасно повідомлювати про незадовільний стан ГТУ.

18. Повний тиск газу на вході в турбіну ВТ (ТВТ) (приймаємо $\sigma_{кз}=0,97$)
[МПа]

$$P_{\Gamma}^* = \sigma_{кз} P_{кВТ}^* \quad P_{\Gamma}^* = 0.97 \cdot 1.266 = 1.228$$

19. Питома робота ТВТ (приймаємо $g_n = \beta_{охол}, \eta_m = 0,99$) [Дж/кг]

$$L_{ТВТ} = \frac{L_{кВТ}}{\eta_m} \quad L_{ТВТ} = \frac{423500}{0.99} = 427800$$

20. Адіабатична робота ТВТ (приймаємо $\eta_e^* = 0,9$) [Дж /кг]

$$L_{ТВТ}^* = \frac{L_{ТВТ}}{\eta_e^*} \quad L_{ТВТ}^* = \frac{427800}{0.9} = 475300$$

21. Повний тиск газу перед РК ТВТ (приймаємо $\sigma_{са}=0,98$) [МПа]

$$P_{1\Gamma}^* = \sigma_{са} \cdot P_{\Gamma}^* \quad P_{1\Gamma}^* = 0.98 \cdot 1.228 = 1.204$$

22. Повна температура газу перед РК ТВТ [К]

$$T_{1\Gamma}^* = T_{\Gamma}^* \quad T_{1\Gamma}^* = 1340$$

22. Абсолютна швидкість газу на вході в РК ТВТ (приймаємо $\lambda_{са}=0,95$ [м/с])

$$c_{1\Gamma} = \lambda_{са} \sqrt{\frac{2k_{\Gamma} R_{\Gamma} T_{1\Gamma}^*}{k_{\Gamma} + 1}} \quad c_{1\Gamma} = 0.95 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 288 \cdot 1340}{1.33 + 1}} = 630.573$$

24. Окружна швидкість газу перед РК ТВТ на середньому радіусі [м/с]

$$u_{сер.Т} = \frac{\pi n_{ВТ} D_{сер.Т}}{60} \quad u_{сер.Т} = \frac{3.14 \cdot 10130 \cdot 0.59}{60} = 312.73$$

25. Відносна швидкість газу на вході в РК ТВТ [м/с]

$$w_1 = \sqrt{c_{1\Gamma}^2 + u_{сер.Т}^2 - 2c_{1\Gamma} u_{сер.Т} \cdot \cos \alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{630.573^2 + 312.73^2 - 2 \cdot 630.573 \cdot 312.73 \cdot \cos 25} = 371.455$$

26. Статична температура газу на вході в РК ТВТ [К]

$$T_{1\Gamma} = \frac{T_{\Gamma}^* - c_{1\Gamma}^2}{2c_{p\Gamma}} \quad T_{1\Gamma} = 1340 - \frac{630.573^2}{2 \cdot 1160} = 1168.611$$

27. Статичний тиск газу на вході в РК ТВТ [МПа]

$$p_{1\Gamma} = p_{1\Gamma}^* \left(\frac{T_{1\Gamma}}{T_{1\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} . \quad p_{1\Gamma} = 1.204 \cdot \left(\frac{1168.611}{1340} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 0.693$$

28. Густина газу на вході в РК ТВТ [кг/м³]

$$\rho_{1\Gamma} = \frac{p_{1\Gamma}}{R_{\Gamma} T_{1\Gamma}} . \quad \rho_{1\Gamma} = \frac{0.693 \cdot 10^6}{288 \cdot 1169} = 2.06021086497$$

29. Площа перерізу проточної частини на вході в робоче колесо ТВТ (приймаємо $G_{\Gamma} = G_{III}$ [м²])

$$F_{1\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{1\Gamma} c_{1\Gamma} \sin \alpha_1} . \quad F_{1\Gamma} = \frac{65}{2.06 \cdot 630.573 \cdot \sin 25} = 0.118$$

30. Зовнішній діаметр РК ТВТ на вході [м]

$$D_{1\Gamma} = \frac{F_{1\Gamma} + \pi D_{cep,\Gamma}^2}{\pi D_{cep,\Gamma}} . \quad D_{1\Gamma} = \frac{0.118 + 3.14 \cdot 0.59^2}{3.14 \cdot 0.59} = 0.654$$

31. Внутрішній діаметр РК ТВТ на вході [м]

$$d_{1\Gamma} = 2D_{cep,\Gamma} - D_{1\Gamma} . \quad d_{1\Gamma} = 2 \cdot 0.59 - 0.654 = 0.526$$

32. Діаметр лабіринту масляної порожнини [м]

$$D_M = 1,4D . \quad D_M = 1.4 \cdot 0.672 = 0.941$$

33. Кут відносної швидкості газу на вході в РК ТВТ [град]

$$\beta_1 = \arcsin \left(\frac{c_{1\Gamma} \sin \alpha_1}{w_1} \right) . \quad \beta_1 = \arcsin \left(\frac{630.573 \cdot \sin 25}{371.455} \right) = 0.717$$

34. Повна температура газу за РК ТВТ [К]

$$T_{2\Gamma}^* = T_{\Gamma}^* - \frac{L_{ТВТ}^*}{c_{p,\Gamma}} . \quad T_{2\Gamma}^* = 1340 - \frac{475300}{1160} = 930.258$$

35. Повний тиск газу за РК ТВТ [МПа]

$$p_{2\Gamma}^* = p_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{L_{ТВТ}^*}{c_{p,\Gamma} T_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} . \quad p_{2\Gamma}^* = 1.228 \cdot \left(1 - \frac{475300}{1160 \cdot 1340} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 0.282$$

36. Відносна швидкість газу на виході з РК ТВТ

(приймаємо $\varphi=0,97$; $\rho_{\Gamma}=0,25$) [м/с]

$$w_2 = \varphi \sqrt{2\rho_T L_{ТВТ}^* + w_1^2}.$$

$$w_2 = 0.97 \cdot \sqrt{2 \cdot 0.25 \cdot 475300 + 371.455^2} = 594.5$$

37. Абсолютна швидкість газу на виході з РК [м/с]

$$c_{2\Gamma} = \sqrt{w_2^2 - u_{сеп.Т}^2}. \quad C_{2\Gamma} = \sqrt{594.5^2 - 312.73^2} = 505.599$$

38. Кут відносної швидкості газу на виході з РК ТВТ [град]

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2\Gamma}}{w_2}\right). \quad \beta_2 = \arctan\left(\frac{505.599}{594.5}\right) = 58.2$$

39. Статична температура газу на виході з РК ТВТ [К]

$$T_{2\Gamma} = T_{2\Gamma}^* - \frac{c_{2\Gamma}^2}{2c_{p\Gamma}}. \quad T_{2\Gamma} = 1032 - \frac{505.599^2}{2 \cdot 1160} = 820.073$$

40. Статичний тиск газу на виході з РК ТВТ [МПа]

$$p_{2\Gamma} = p_{2\Gamma}^* \left(\frac{T_{2\Gamma}}{T_{2\Gamma}^*}\right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}}. \quad p_{2\Gamma} = 0.282 \cdot \left(\frac{820.073}{930.258}\right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 0.17$$

41. Густина газу на виході з РК ТВТ [кг/м³]

$$\rho_{2\Gamma} = p_{2\Gamma} \cdot \frac{10^6}{R_{\Gamma} T_{2\Gamma}}. \quad \rho_{2\Gamma} = 0.17 \cdot \frac{10^6}{288 \cdot 820.073} = 0.719$$

42. Площа перерізу проточної частини на виході з РК ТВТ (приймаємо $G_{\Gamma} = G_{III}$) [м²]

$$F_{2\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{2\Gamma} c_{2\Gamma}}. \quad F_{2\Gamma} = \frac{65}{0.719 \cdot 505.599} = 0.179$$

43. Зовнішній діаметр РК ТВТ на виході [м]

$$D_{2\Gamma} = \frac{F_{2\Gamma} + \pi D_{сеп.Т}^2}{\pi D_{сеп.Т}}. \quad D_{2\Gamma} = \frac{0.179 + 3.14 \cdot 0.59^2}{3.14 \cdot 0.59} = 0.686$$

44. Внутрішній діаметр РК на виході [м]

$$d_{2\Gamma} = 2D_{сеп.Т} - D_{2\Gamma}. \quad d_{2\Gamma} = 2 \cdot 0.59 - 0.686 = 0.493$$

45. Температура в кореновому перерізі робочої лопатки ТВТ [°С]

$$T_{\lambda} = \frac{T_{1\Gamma} + T_{2\Gamma}}{2} - 423. \quad T_{\lambda} = \frac{1169 + 820.073}{2} - 423 = 571.342$$

46. Середня висота пера робочої лопатки ТВТ [м]

$$h = \left(\frac{D_{1\Gamma} + D_{2\Gamma}}{2} - \frac{d_{1\Gamma} + d_{2\Gamma}}{2} \right) / 2.$$

$$h = \frac{\left(\frac{0.654 + 0.686}{2} - \frac{0.526 + 0.493}{2} \right)}{2} = 0.08$$

47. Осьова довжина профілю робочої лопатки ТВТ у кореновому перерізі [м]

$$l = -0,92 + h^{0,018}. \quad l = -0.92 + 0.08^{0.018} = 0.036$$

48. Крок решітки робочих лопаток ТВТ [м]

$$t' = 1,1l. \quad t' = 1.1 \cdot 0.036 = 0.039$$

49. Число робочих лопаток ТВТ (округляють до найближчого, бажано простого, числа [шт.]

$$z = \frac{\pi D_{\text{сер.}\Gamma}}{t'}. \quad z = \frac{3.14 \cdot 0.59}{0.039} = 47.312 = 47$$

50. Радіус коренового перерізу робочої лопатки турбіни [м]

$$r_{\text{вн}} = \frac{d_{1\Gamma} + d_{2\Gamma}}{2}. \quad r_{\text{вн}} = \frac{0.526 + 0.493}{2} = 0.51$$

51. Радіус кінцевого перерізу робочої лопатки турбіни [м]

$$r_{\text{к}} = \frac{D_{1\Gamma} + D_{2\Gamma}}{2}. \quad r_{\text{к}} = \frac{0.654 + 0.686}{2} = 0.67$$

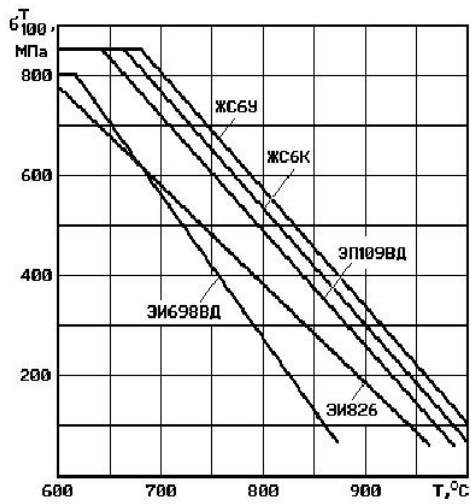


Рис.2.1 Характеристики довготривалої міцності лопатних матеріалів

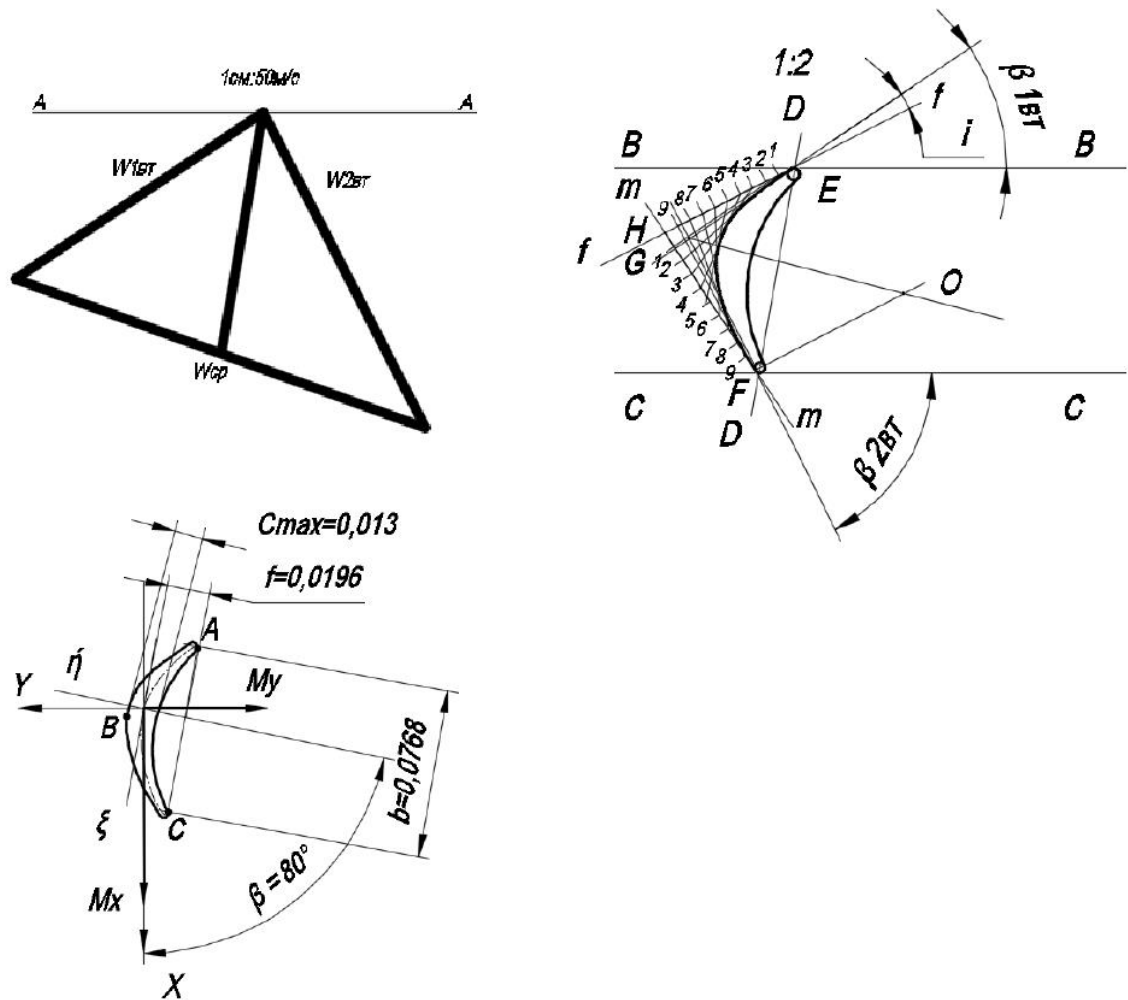


Рис.2.2 Профільовання лопатки

2.1.2 Розрахунок робочої лопатки турбіни ГТД на міцність

Розрахунок робочої лопатки турбіни ГТД на міцність включає [11]:

- визначення необхідних для профілювання кореневого перерізу лопатки параметрів газового потоку;
- побудову профілю кореневого перерізу лопатки і визначення його геометричних характеристик;
- визначення напружень розтягнення від відцентрових сил у кореновому перерізі лопатки;
- визначення напружень згину від газових сил у характерних точках кореневого перерізу лопатки;
- визначення сумарних напружень в трьох точках профілю кореневого перерізу;
- визначення коефіцієнтів запасу довготривалої міцності в кожній з трьох характерних точок кореневого перерізу лопатки;
- висновки про міцність лопатки;

Вихідні дані, необхідні для розрахунку на міцність робочої лопатки ТВТ приведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку робочої лопатки турбіни на міцність

Найменування параметрів, розмірність	Позначення параметрів	Числова величина
1. Відносна швидкість газу на вході в робоче колесо (РК), м/с	w_1	371.455
2. Кут відносної швидкості газу на вході в РК, град	β_1	45.8
3. Відносна швидкість газу на виході з РК, м/с	w_2	594.5
4. Кут відносної швидкості газу на виході з РК, град	β_2	58.2
5. Осьова довжина профілю робочої лопатки турбіни в кореновому перерізі, м	l	0.036

Продовження Таблиці 2.1

6. Радіус кореневого перерізу робочої лопатки турбіни, м	$r_{\text{вГ}}$	0.51
7. Радіус кінцевого перерізу робочої лопатки турбіни, м	$r_{\text{к}}$	0.67
8. Відносна площа кінцевого перерізу робочої лопатки турбіни	\bar{F}	0.23
9. Частота обертання ротора турбіни, об. / хв.	$n_{\text{вд}}$	10130
10. Витрата газу через турбіну, кг/с	$G_{\Gamma} = G_{\text{пл}}$	65
11. Число робочих лопаток турбіни	z	48
12. Статичний тиск газу перед турбіною, МПа	$p_{1\Gamma}$	1.204
13. Статичний тиск газу на виході з РК, МПа	$p_{2\Gamma}$	0.693
14. Температура кореневого перерізу робочої лопатки турбіни, °С	$T_{\text{л}}$	571.342
15. Внутрішній діаметр РК турбіни на вході, м	$d_{1\Gamma}$	0.526
16. Внутрішній діаметр РК турбіни на виході, м	$d_{2\Gamma}$	0.493
17. Зовнішній діаметр РК турбіни на вході, м	$D_{1\Gamma}$	0.654
18. Зовнішній діаметр РК турбіни на виході, м	$D_{2\Gamma}$	0.686
19. Момент інерції кореневого перерізу робочої лопатки турбіни відносно осі ξ , Н·м	J_{ξ}	$3.842 \cdot 10^{-7}$
20. Момент інерції кореневого перерізу робочої лопатки турбіни відносно осі η , Н·м	J_{η}	$2.238 \cdot 10^{-7}$
21. Кут між осями x і η , град.	β	80
22. Координати точки A відносно осі ξ , м	ξ_A	-0.0318
23. Координати точки B відносно осі ξ , м	ξ_B	0.0044
24. Координати точки C відносно осі ξ , м	ξ_C	0.044
25. Координати точки A відносно осі η , м	η_A	-0.0194
26. Координати точки B відносно осі η , м	η_B	0.007
27. Координати точки C відносно осі η , м	η_C	-0.0194
28. Осьова довжина бандажної полицки, м	b'	0.0768

2.1.3 Порядок розрахунку на міцність робочої лопатки турбіни

1. Осьова складової швидкості газу на вході в РК на середньому радіусі [м/с]

$$c_{1a} = w_1 \sin \beta_1.$$

$$C_{1a} = 371.455 \cdot \sin 45.8 = 266.3$$

2. Осьова складової швидкості газу на виході з РК на середньому радіусі [м/с]

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2.$$

$$C_{2a} = 594.5 \cdot \sin 58.2 =$$

505.261

3. Окружна складової швидкості газу на вході в РК на середньому радіусі [м/с]

$$c_{1U} = w_1 \cos \beta_1 + u_{\text{сер.Т}}.$$

$$C_{1U} = 371.455 \cdot \cos 38.829 + 312.73 = 602.101$$

4. Окружна складової швидкості газу на виході з РК на середньому радіусі [м/с]

$$c_{2u} = 0$$

5. Кут відносної швидкості газу на вході в РК [град]

$$\beta_{1\text{вТ}} = \arctg \frac{c_{1a}}{\frac{c_{1u} D_{\text{сер.Т}}}{d_{1\Gamma}} - \frac{u_{\text{сер.Т}} d_{1\Gamma}}{D_{\text{сер.Т}}}}.$$

$$\beta_{1\text{вТ}} = \arctg \frac{266.3}{\frac{602.101 \cdot 0.59}{0.526} - \frac{312.73 \cdot 0.526}{0.59}} = 33.892$$

6. Кут відносної швидкості газу на виході з РК [град]

$$\beta_{2\text{вТ}} = \arctg \frac{c_{2a}}{u_{\text{сер.Т}} d_{2\Gamma} / D_{\text{сер.Т}}}.$$

$$\beta_{2\text{вТ}} = \arctg \frac{505.261}{\frac{312.73 \cdot 0.493}{0.59}} = 62.632$$

7. Відносна швидкість газу на вході в РК у кореневому перерізі [м/с]

$$w_{1\text{вТ}} = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_{1\text{вТ}}}.$$

$$W_{1\text{вТ}} = \frac{266.3}{\sin \cdot 33.892} = 477.558$$

8. Відносна швидкість газу на виході з РК у кореневому перерізі [м/с]

$$W_{2\text{см}} = \frac{c_{2a}}{\sin \beta_{2\text{см}}} \quad W_{2\text{ВТ}} = \frac{505.261}{\sin 62.632} = 568.941$$

Моменти інерції J_ξ і J_η перерізу відносно головних центральних осей ξ і η визначають по наближеним формулам

$$J_\xi = 0,041 b c_{\max} (c_{\max}^2 + f^2); \quad J_\eta = 0,038 b^3 c_{\max},$$

$$J_\xi = 0.041 \cdot 0.0768 \cdot 0.013 \cdot (0.013^2 + 0.096^2) = 3.842 \cdot 10^{-7}$$

$$J_\eta = 0.038 \cdot 0.0768^3 \cdot 0.013 = 2.238 \cdot 10^{-7}$$

2.1.4 Визначення напружень розтягнення відцентровими силами у кореневому перерізі лопатки

Напруження розтягнення в кореневому перерізі робочої лопатки обумовлюють відцентрові сили обертових мас пера лопатки і бандажної полицки [11].

1. Напруження розтягнення в кореневому перерізі від відцентрових сил обертової маси пера лопатки, [МПа]

$$\sigma_p = 4\rho_{\text{л}} U_{\text{сеп.м}}^2 \frac{h}{D_{1\Gamma} + d_{1\Gamma}} \left[1 - \frac{2(1-\bar{F})}{(1+m)(2+m)} \left(1 + \frac{mD_{1\Gamma}}{D_{1\Gamma} + d_{1\Gamma}} \right) \right],$$

$$\delta_p = 4 \cdot (8.2 \cdot 10^3) \cdot 312.73^2 \cdot \frac{0.08}{0.654 + 0.526}$$

$$\cdot \left[1 - \frac{2 \cdot (1 - 0.23)}{(1 + 0.5) \cdot (2 + 0.5)} \cdot \left(1 + \frac{0.5 \cdot 0.654}{0.654 + 0.526} \right) \right] = 103.7$$

де $\rho_{\text{л}} = 8,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $m = 0,5$ (показник степені зміни площі перерізу лопатки по висоті).

2. Маса бандажної полицки, [кг]

$$M_{\Pi} = \frac{\pi(D_{1\Gamma} + D_{2\Gamma}) \cdot 0,8l \cdot 0,002\rho_{\text{л}}}{2Z},$$

$$M_{\Pi} = \frac{3.14 \cdot (0.654 + 0.686) \cdot 0.8 \cdot 0.036 \cdot 0.002 \cdot (8.2 \cdot 10^3)}{2 \cdot 48} = 0.021$$

3. Діаметр центру ваги бандажної полицки, [м]

$$D_{\text{ц.в.п}} = \frac{D_{1\Gamma} + D_{2\Gamma}}{2} + 0,002. \quad D_{\text{ц.в.п.}} = \frac{0.654 + 0.686}{2} + 0.002 = 0.672$$

4. Відцентрова сила обертової маси бандажної полицки, [Н]

$$P_{B.B.П} = M_{П} \left(\frac{\pi n_{BT}}{30} \right)^2 \frac{D_{Ц.В.П}}{2}.$$

$$P_{B.B.П} = 0.021 \cdot \left(\frac{3.14 \cdot 10130}{30} \right)^2 \cdot \frac{0.672}{2} = 7853$$

5. Площа кореневого перерізу робочої лопатки, [м²]

$$F_{em} \approx 0,7bc_{max}. \quad F_{BT} \approx 0.7 \cdot 0.0768 \cdot 0.013 = 6.989 \cdot 10^{-4}$$

6. Напруження розтягнення в кореновому перерізі робочої лопатки, МПа]

$$\sigma_{P\Sigma} = \frac{(\sigma_P F_{em} \cdot 10^6 + P_{B.B.П}) \cdot 10^{-6}}{F_{em}}.$$

$$\delta_{P\Sigma} = \frac{(103.7 \cdot 6.989 \cdot 10^{-4} \cdot 10^6 + 7853) \cdot 10^{-6}}{6.989 \cdot 10^{-4}} = 114.936$$

2.1.5 Визначення напружень згину від газових сил

Напруження згину від газових сил обчислюють для точок *A*, *B*, *C* кореневого перерізу робочої лопатки.

1. Інтенсивність газових навантажень по осях *x* та *y* [Н/м]:

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

$$q_x = \frac{3.14 \cdot (0.654 + 0.526) \cdot [2.06 \cdot 266.3 \cdot (266.3 - 505.261) + (0.693 \cdot 10^6 - 0.282 \cdot 10^6)]}{2 \cdot 48} = 10970$$

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

$$q_y = \frac{3.14 \cdot (0.654 + 0.526) \cdot 2.06 \cdot 266.3 \cdot (602.101 - 0)}{2 \cdot 48} = 12940$$

2. Згинальні моменти щодо осей *x* і *y* [Н·м]:

$$M_x = \frac{q_y h^2}{2};$$

$$M_x = \frac{12940 \cdot 0.08^2}{2} = 41.622$$

$$M_y = \frac{q_x h^2}{2}.$$

$$M_y = \frac{10970 \cdot 0.08^2}{2} = 35.297$$

3. Згинальні моменти щодо головних центральних осей інерції [Н·м]:

$$M_\xi = M_x \sin \beta + M_y \cos \beta;$$

$$M_\xi = 41.622 \cdot \sin 80 + 35.297 \cdot \cos 80 = 47.119$$

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ.....	2
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ.....	7
ВСТУП.....	10
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....	13
1.1 Вибір ГТУ-прототипа.....	13
1.2 Аналіз основних технічних даних двигуна-прототипу, вибір і обґрунтування параметрів робочого процесу ГТУ.....	15
1.3 Термодинамічний розрахунок дійсного циклу ГТУ.....	15
1.4 Розрахунок параметрів робочого тіла.....	16
1.5 Газодинамічний розрахунок ГТУ.....	20
1.6 Будова і розташування вузлів ГТУ.....	25
1.7 Розрахунок вузла турбіни.....	26
Висновок розділу 1.....	36
РОЗДІЛ 2. ПРОЕКТНА ЧАСТИНА.....	37
2.1 Розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни високого тиску.....	37
2.2 Розрахунок на міцність диску ТВТ.....	51
2.3 Розрахунок на міцність вала турбіни ТВТ.....	56
2.4 Визначення довговічності радіально - упорного підшипника.....	60
2.5 Основні системи проектованої ГТУ.....	62
2.5.1 Система змашування і суфлювання.....	62
2.5.2 Система автоматичного керування і регулювання ГПА.....	64
2.5.3 Паливна система ГТУ.....	65
2.5.4 Система запуску.....	67
Висновок розділу 2.....	73
РОЗДІЛ 3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	
Розробка системи вібраційного контролю газотурбінної установки.....	74

$$M_{\eta} = M_x \cos \beta - M_y \sin \beta .$$

$$M_{\eta} = 41.622 \cdot \cos 80 - 35.297 \cdot \sin 80 = -27.533$$

4. Напруження згину від газових сил у точках A, B, C кореневого перерізу лопатки [МПа]:

$$\sigma_{3A} = -\left(\frac{M_{\xi} \eta_A}{J_{\xi}}\right) + \left(\frac{M_{\eta} \xi_A}{J_{\eta}}\right);$$

$$\delta_{3A} = -\left(\frac{47.119 \cdot -0.0194}{3.842 \cdot 10^{-7}}\right) + \left(\frac{-27.533 \cdot -0.0318}{2.238 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 10^{-5} = 62.921$$

$$\sigma_{3B} = -\left(\frac{M_{\xi} \eta_B}{J_{\xi}}\right) + \left(\frac{M_{\eta} \xi_B}{J_{\eta}}\right);$$

$$\delta_{3B} = -\left(\frac{47.119 \cdot 0.007}{3.842 \cdot 10^{-7}}\right) + \left(\frac{-27.533 \cdot 0.0044}{2.238 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 10^{-5} = -13.999$$

$$\sigma_{3C} = -\left(\frac{M_{\xi} \eta_C}{J_{\xi}}\right) + \left(\frac{M_{\eta} \xi_C}{J_{\eta}}\right).$$

$$\delta_{3C} = -\left(\frac{47.119 \cdot -0.0194}{3.842 \cdot 10^{-7}}\right) + \left(\frac{-27.533 \cdot 0.044}{2.238 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 10^{-5} = -30.343$$

Знаки перед складовими правих частин формул враховують напрямки дії моментів M_{ξ}, M_{η} . Координати точок A, B, C необхідно підставляти в ці формули зі своїми знаками.

Сумарні напруження, в точках A, B, C , визначають за формулами [МПа]:

$$\sigma_{\Sigma A} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3A};$$

$$\delta_{\Sigma A} = 114.936 + 62.921 = 177.857$$

$$\sigma_{\Sigma B} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3B};$$

$$\delta_{\Sigma B} = 114.936 + (-13.999) = 100.937$$

$$\sigma_{\Sigma C} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{3C}.$$

$$\delta_{\Sigma C} = 114.936 + (-30.343) = 84.593$$

2.1.7 Визначення коефіцієнтів запасу довготривалої міцності

Розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни закінчують визначенням коефіцієнтів запасу довготривалої міцності для точок A , B , C , використовуючи характеристики матеріалів [11], вибираємо матеріал ЭИ698ВД .

$$K_A = \frac{\sigma_{100}^{T_d}}{\sigma_{\Sigma A}} = \frac{800}{177.857} = 4.498$$

$$K_B = \frac{\sigma_{100}^{T_d}}{\sigma_{\Sigma B}} = \frac{800}{100.937} = 7.926$$

$$K_C = \frac{\sigma_{100}^{T_d}}{\sigma_{\Sigma C}} = \frac{800}{84.593} = 9.457$$

2.2 Розрахунок на міцність диску ТВТ

При роботі двигуна в дисках газових турбін виникають наступні напруження [9,11,13]:

- 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 заміняється 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.

Приведений нижче метод розрахунку обертових дисків розроблений доцентом А.В. Штода і є найбільш простим. Його перевага полягає в тому, що сумарне напруження від відцентрових сил і від нерівномірності нагрівання знаходиться за допомогою єдиного розрахунку.

Приймаємо температуру в центрі диска:	$T_{\text{ц}} = 350\text{K}$
Оберти вала турбіни високого тиску, (об/хв)	$n_{\text{твд}} = 10130$
Густина матеріала диска, (кг/м ³)	$\rho = 8.2 \cdot 10^3$
Коефіцієнт Пуассона	$\mu = 0.4$
Число лопаток турбіни, (шт)	$z = 47$
Напруження розтягання в кореновому перерізі від дії відцентрових сил, (Па)	$\sigma_{\text{кс}} = 103.7 \cdot 10^6$
Площа коренового перерізу лопатки, (м ²)	$F_{\text{к}} = 6.989 \cdot 10^{-4}$

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 (Рис. 2.3).

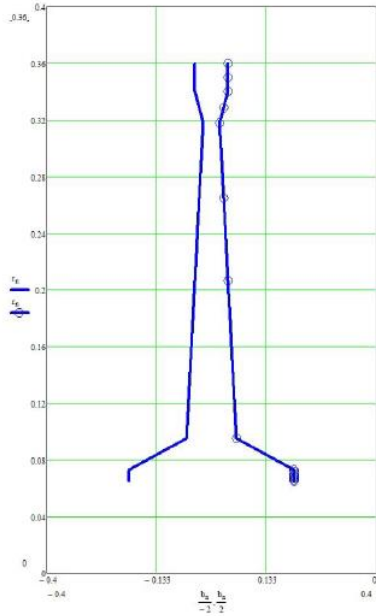


Рис. 2.3 Профіль диску турбіни високого тиску

$$\sigma_{к15} = \frac{\sigma_{кс} \cdot F_k \cdot z + 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot (b_{15} - 0.003) \cdot 0.014 \cdot (r_{15} - 0.005)^2 \cdot (\pi \cdot \frac{n_{ТВД}}{30})^2}{2 \cdot \pi \cdot r_{15} \cdot b_{15}}$$

$$\sigma_{к15} = 62352745.6$$

Значення радіальних контурних напружень від навантажень:

$$\sigma_{к15} = 62352745.6 \text{ Па}$$

Зміну температури диска вздовж радіуса знаходимо за формулою (Рис2.4):

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

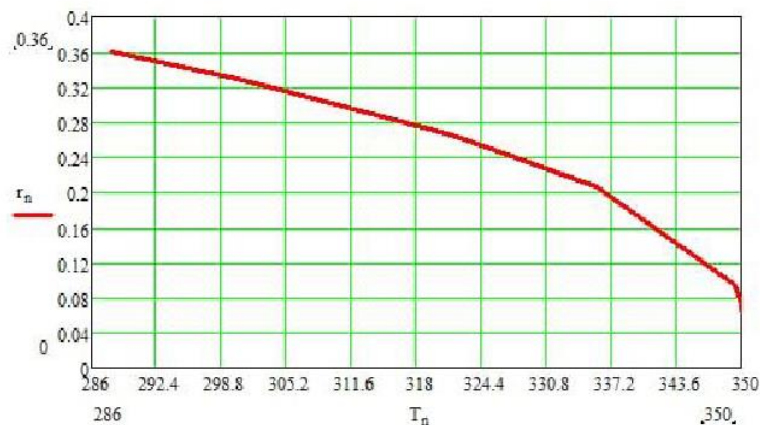


Рис. 2.4 Зміна температури диска вздовж радіусу.

Графічне відображення цієї залежності наведено на рис.2.4.

Для матеріалу ЭИ698ВД розраховуємо значення модуля пружності і коефіцієнта лінійного розширення у всіх перетинах диска:

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

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

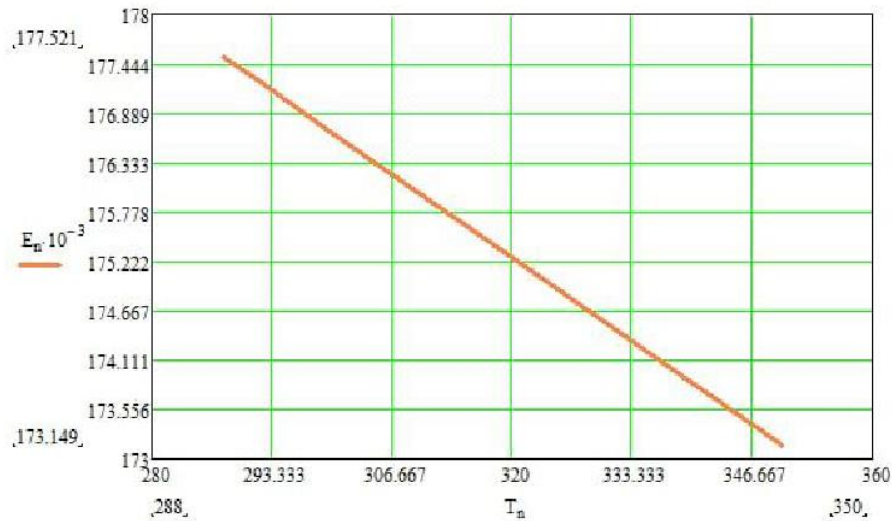


Рис. 2.5 Залежність модуля пружності

Розраховуємо допоміжні функції:

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

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

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

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

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

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:

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

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

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

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

$\theta_n =$	$\phi_n =$	$\zeta_n =$	$\lambda_n =$	$C_n =$	$\psi_n =$
0.015		0.985	0.015	$3.899 \cdot 10^7$	$-1.199 \cdot 10^{-3}$
0.015	0.985	0.985	0.015	$4.02 \cdot 10^7$	$-3.596 \cdot 10^{-3}$
0.015	0.985	0.985	0.015	$4.142 \cdot 10^7$	$-5.994 \cdot 10^{-3}$
0.015	0.985	0.985	0.015	$4.267 \cdot 10^7$	$-8.392 \cdot 10^{-3}$
0.014	0.985	0.986	0.014	$4.393 \cdot 10^7$	-0.011
0.029	0.986	0.971	0.029	$4.522 \cdot 10^7$	-0.029
0.01	0.971	0.99	0.01	$4.784 \cdot 10^7$	-0.013
0.304	0.99	1.396	0.584	$4.882 \cdot 10^7$	-0.997
1.179	0.696	0.155	1.31	$8.303 \cdot 10^7$	-23.149
0.282	-0.173	0.968	0.38	$3.941 \cdot 10^8$	-24.359
0.199	0.724	1.134	0.33	$6.48 \cdot 10^8$	-29.685
0.035	0.807	0.465	-0.166	$9.323 \cdot 10^8$	-7.163
0.034	0.967	0.633	-0.1	$9.983 \cdot 10^8$	-7.506
0.029	0.968	0.971	0.029	$1.067 \cdot 10^9$	-7.066
0.029	0.972	0.971	0.028	$1.13 \cdot 10^9$	-7.346
	0.973				

Напряга в нульовому перетині дорівнює:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{к15} - B_{15}}{A_{15} \cdot 0.1} \quad \sigma_0 = 4.157 \cdot 10^7$$

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 ЭИ698ВД

$$\sigma_{437} = 650$$

$$\sigma_{S_n} = \sqrt{(\sigma_{R_n})^2 + (\sigma_{T_n})^2} - \sigma_{R_n} \cdot \sigma_{T_n}$$

$$k_n = \frac{\sigma_{437}}{\sigma_{S_n}}$$

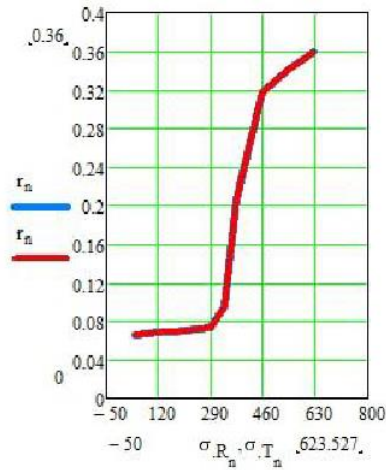


Рис. 2.6 Зміна межі міцності по радіусу диску.

Висновок

По вимогах коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.3.....2.5. У нашому випадку диск виконаний зі сплаву ЭИ698ВД и мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає $k_{min} = 1,42$ виконані.

2.3 Розрахунок на міцність вала турбіни ТВТ

Вихідні дані для розрахунку

$a=0,2\text{м}; b=0,15\text{м}, c=1,2\text{ м}$

Маса: - компресора $M_k=400\text{ кг},$

- турбіни $M_T=190\text{ кг}.$

Діаметр вала $D=0,2\text{м}.$

Матеріал ЭИ698ВД.

Осьова сила, що діє на вал ТВД

$$P_{oc} = G_m (C_{1_2} \sin \alpha_1 - C_{2_2}) + \frac{\pi(D_{1_2}^2 - D_{\text{вм}1}^2)\rho_{1_2} \cdot 10^6}{4} - \frac{\pi(D_{2_2}^2 - D_{\text{вм}2}^2)\rho_{1_2} \cdot 10^6}{4}$$

Статична температура газу на вході в РК ТВД

$$T_{1_2} = T_{1_2}^* - \frac{C_{1_2}^2}{2C_{p_2}} = 1350 - \frac{689,66^2}{2 \cdot 1263} = 1161,70589(K)$$

Статичний тиск

$$P_{1z} = P_{1z}^* \left(\frac{T_{1z}}{T_{1z}^*} \right)^{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1}} = 2033136.787 \left(\frac{1161.70589}{1350} \right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} = 1109786.4 (\text{Па})$$

Щільність газу на вході в РК

$$\rho_{1z} = \frac{P_{1z}}{R_{1z} \cdot T_{1z}} = \frac{1109786.4}{288 \cdot 1161.70589} = 3.31704 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$$

На виході з РК ТВД:

$$T_{2z} = T_{2z}^* - \frac{C_{2z}^2}{2C_{pz}} = 930.258 - \frac{247^2}{2 \cdot 1263} = 906.087 (\text{К})$$

$$P_{2z} = P_{2z}^* \left(\frac{T_{2z}}{T_{2z}^*} \right)^{\frac{\kappa_z}{\kappa_z - 1}} = 914320 \left(\frac{906.087}{930.258} \right)^{\frac{1.33}{1.33 - 1}} = 822274.126 (\text{Па})$$

$$\rho_{2z} = \frac{P_{2z}}{R_z \cdot T_{2z}} = \frac{822274.126}{288 \cdot 906.087} = 3.151 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$$

$$P_{oc} = 24.8 \left(689.66 \cdot \sin 25^\circ - 273 \right) + \pi \left(0.654^2 - 0.526^2 \right) \frac{3.31704}{4} - \pi \left(0.686^2 - 0.493^2 \right) \frac{3.31704}{4} = 1103 (\text{Н})$$

При масі компресора 400 кг і масі турбіни 190 кг приймаємо значення дисбалансу нерівноважених мас:

$$G_{нкr} = G_{нтr} = 14 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Відцентрова сила від нерівноважених мас:

Поперечні сили від маси роторів і нерівноважених мас:

$$P_1 = M_k \cdot q + P_{нк} = 400 \cdot 9.8 + 1868 = 5788 (\text{Н})$$

$$P_2 = M_t \cdot q + P_{нт} = 190 \cdot 9.8 + 1868 = 3681 (\text{Н})$$

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

Момент, що крутить, на валу ВД

$$M_{кр} = 9.55 \alpha_{твд} \frac{G_z}{n_{вд}} = 9.55 \cdot 266.6 \frac{24.82 \cdot 10^3}{10130} = 6239.4 (\text{Н} \cdot \text{м})$$

Реакції опор

$$R_A = \frac{P_1 \cdot (c - a - b) - P_2 \cdot b}{c - b} = \frac{5788 \cdot (1.2 - 0.2 - 0.15) - 3730 \cdot 0.1}{1.05} = 4152.67(H)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot a + P_2 \cdot c}{c - b} = \frac{5788 \cdot 0.2 + 3730 \cdot 1.2}{1.02} = 5365.33(H)$$

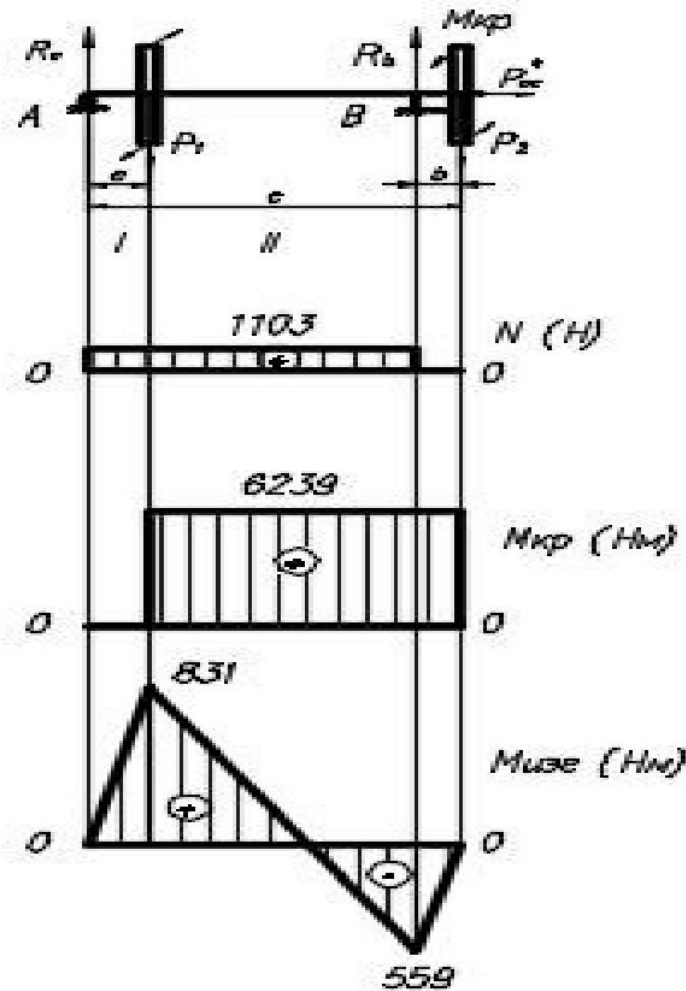


Рис. 2.7 Розрахункова схема вала

Внутрішній діаметр вала турбіни

$$\alpha = 0,95D = 0,95 \cdot 0,2 = 0,19(m)$$

Площа перетину вала:

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

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

$$\sigma_u = \frac{M_{узг}}{W_u} = \frac{1390}{0.00015} = 9541038.26777 (Па) = 9.5 (МПа)$$

Напруга розтягання

$$\sigma_p = \frac{P_{ос}}{F} = \frac{1103}{0.00306} = 359938.483 (Па) = 0.36 (МПа)$$

Напруга крутіння

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2W_u} = \frac{6239}{2 \cdot 0.00015} = 20796666.67 (Па) = 20.8 (МПа)$$

Складна напруга по третій теорії міцності

$$\sigma_{сл} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(9541038.27 + 359938.48)^2 + 4 \cdot 20796666.67^2} = 42755522.67 (Па)$$

=42.8(МПа)

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

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{сл}} = \frac{700}{42.8} = 16.3$$

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

3.1 Основні поняття про вібрацію та віброконтроль ГТУ.....	74
3.2 Розробка системи віброконтролю.....	80
3.2.1 Вибір виірювалшьних точок ГТУ.....	80
3.2.2 Основні вимоги до роботи системи віброконтролю.....	81
3.2.3 Розробка функціональної схеми системи віброконтролю.....	86
3.2.4 Розробка алгоритму роботи системи віброконтролю.....	88
3.2.5 Підбір радіальних і осьових датчиків вібрації.....	88
Висновок розділу 3.....	91
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	92
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	94

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

$$\omega_1 = \frac{54,25}{0,94} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1,4569 \cdot 10^5}{1,2 \cdot 190 \cdot 9,8 \left(1 - \frac{0,1}{1,12}\right) \left(\frac{2 \cdot 0,1}{3 \cdot 1,2} - \frac{1}{3} \left(\frac{0,1}{1,2}\right)^2\right)^{3/4}} = 11968,97614 \left(\frac{рад}{с}\right)$$

Критична кутова швидкість обертання вала без обліку ваги вала з формули

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

$$\omega_{кр} = \frac{\omega_1 \cdot \omega_2}{\sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2}} = \frac{11968,97614 \cdot 34697}{\sqrt{11968,97614^2 + 34697^2}} = 11314,69501 \left(\frac{рад}{с}\right)$$

Критична частота обертання вала

$$n_{кр} = \frac{30 \omega_{кр}}{\pi} = \frac{30 \cdot 11314,69501}{3,14} = 108102,181 \left(\frac{об}{хв}\right)$$

$$n_{кр} \gg n_{вд} = 10130 \left(\frac{об}{хв}\right)$$

Умова запобігання резонансу виконується.

2.4 Визначення довговічності радіально - упорного підшипника

Розрахункова довговічність підшипника [1]:

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

де n -частота обертання ротора $n=11759$ 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

$$m = \frac{1}{3,8 \cdot \operatorname{tg} 24^{\circ}} = \frac{1}{3,8 \cdot 0,445} = 0,591$$

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:

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

$$c = 6,1 \cdot k \cdot z^{0,7} \cdot d_0^2 \cdot \varphi \cdot \cos \beta = 6,1 \cdot 1,2 \cdot 24^{0,7} \cdot 20^2 \cdot 0,71 \cdot \cos 24^{\circ} = 17673,5$$

Визначимо осьову силу, яка сприймається ротором

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

$$P_{oc} = 24,8 \left(689,66 \cdot \sin 25^{\circ} - 273 \right) + \pi \left(0,654^2 - 0,526^2 \right) \frac{3,31704}{4} - \pi \left(0,686^2 - 0,493^2 \right) \frac{3,31704}{4} = 1103(H)$$

де $G_{змет}$ - масова витрата через турбіну високого тиску, $G_{змет}=24,8$ кг/с

C_{1a} і C_{2a} – осьові складові абсолютної швидкості на вході та виході із турбіни

високого тиску

$$C_{1a} = 689,66 \text{ (м/с)} \quad C_{2a} = 273 \text{ (м/с)}$$

ρ_{1z} = Щільність газу на вході в РК

$R = 4447(H)$ - радіальне зусилля

k_m - температурний коефіцієнт, враховуючий вплив температурного режиму на довговічність підшипника.

Приведене навантаження:

$$Q = (k_{кн} + R + m \cdot P_{oc}) \cdot k_{\sigma} \cdot k_m = (1 + 5365,3 + 0,54 \cdot 1102,51059) \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 7282,4$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$n_{розр} = \frac{1}{n} \frac{c^{3,33}}{Q} = \frac{1}{10130} \cdot \frac{17673,5^{3,33}}{7282,4} = 1886664,1 \text{ (год)}$$

2.5 Основні системи проектованого ГТД

2.5.1. Система змащення і суфлювання

Система змащення і суфлювання - замкнута, циркуляційна, під тиском. В системі можуть використовуватись масла: ТП-22С (по ТУ 38.101821-83), ИПМ-10 (по ТУ 8.101299-90) МС-8П (по ОСТ 38.01167-63) та інші. Витрата масла не більше за 0,3 л/год. Прокачка масла на номінальному режимі і температурі на вході 60-70°C складає 31 ± 3 л/хв., тепловіддача - не більше 3142,5 кДж/хв [10].

Тонкість фільтрації - 10 мкм.

При роботі ГТУ контролюється наступні параметри масла:

- тиск масла на вході (норма 0,245-0,441 МПа);
- температура на вході (норма 5-85°C);
- температура на виході (не вище 135°C);
- температура в маслобаці при якій дозволений запуск без підігрівачу - не менше 15°C;
- кількість масла в баці - не менше 200 л.

В системі також застосовані наступні сигналізатори раннього виявлення несправностей в ній та в деталях які обмиваються маслом:

- мінімального тиску масла (спрацьовує якщо тиск менший 157кПа);
- забруднення фільтра тонкої очистки (спрацьовує коли перепад тиску на фільтрі досягає $58,8 \pm 11,8$ кПа);
- появи феромагнітної стружки, або перевищення допустимої температури масла в магістралях відкачування із підшипників компресорів і турбін;
- появи феромагнітної стружки в магастралі відкачування мастила із системи приводів.

Система змащення діє так [10]. Масло із маслобаку самопливом через фільтр поступає до нагнітаючого насоса маслоагрегата і через фільтр до місця змащення. Тиск масла на вході в ГТУ підтримується в заданих межах за допомогою редуційного клапана.

Розрахунок параметрів системи змащення ГТД

Прокачка масла через двигун

$$W = \frac{Q_M}{C_M \rho_M \Delta T}, \text{ (л/хв)}$$

C_M - питома теплоємність масла. $C_M=2,1$ (кДж/кг)

ρ_M - густина масла, $\rho_M=0,9$ (кг/л)

ΔT - підвищення температури масла в двигуні, $\Delta T=30(^{\circ}\text{C})$

Q_M – тепловіддача в масло. Визначається по статичним даним.

Для ТВД $Q_M=9\div 15$ на кожні 100 кВт еквівалентної стендової потужності

$Q_M=1600$ кДж/кг

$$W = \frac{1600}{2,1 \cdot 0,9 \cdot 30} = 28,2 \text{ (л / хв)}$$

Циркуляційний запас масла:

$$V = W \cdot t_u,$$

де t_u - час здійснення одного циклу прокачки масла через двигун

$$V_u=28,2 \text{ (л)}$$

Повний запас масла, л $V_q = q \cdot t_{\max}$

t_{\max} – час роботи двигуна. Приймаємо $t_{\max}=2800$ (год)

q – погодинна витрата масла. Для ТВаД $q=0,4$ (л/год) на кожні 100 (кВт) потужності²

$$V_q = 2800 \cdot 0,4 = 1120 \text{ (л)}$$

Кількість заливаемого масла:

$$V_3 = V_u + V_q + V_n,$$

$$V_3 = 1120 + 3,4 + 28,2 = 1151,6 \text{ л}$$

де V_n - кількість масла, яке необхідне для заповнення трубопроводів, масло радіатора і інших масляних порожнин.

$$V_n = 0,12 V_4$$

$$V_n = 0,12 \cdot 28,2 = 3,4 \text{ (л)}$$

Ємність маслобака, л

$$V_6 = 1,2 \cdot V_3$$

$$V_6 = 1,2 \cdot 3487,6 = 4185,12(l)$$

Продуктивність нагнітаючого насосу

$$W_H = 2 \cdot \pi \cdot d_{ш} \cdot l \cdot m \cdot n \cdot \eta_H \cdot 10^{-6} ,$$

де η_H - коефіцієнт об'ємної подачі насоса ($\eta_H=0,8$)

n - частота обертання шестерень $n=4000$ об/хв.

m - модуль зубів шестерень ($m=2,5$)

$d_{ш}$ - діаметр ділильної окружності шестерень

$$d_{ш} = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} \cdot 10^3 ,$$

де U - окружна швидкість шестерень на діаметрі ділильної окружності, $U=12$ м/с

$$d_{ш} = \frac{60 \cdot 12}{3,14 \cdot 4000} \cdot 10^3 = 57,296(мм)$$

$$W_H = 2 \cdot 3,14 \cdot 57,296 \cdot 2,5 \cdot 1,2 \cdot 4000 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6} = 34,6(l/хв)$$

Потужність нагнітаючого насосу задовольняє вимогам прокачки масла через двигун з необхідним запасом.

2.5.2 Система автоматичного керування і регулювання ГПА

Склад і призначення станції контролю та керування ГПА [10].

Станція включає:

-комп'ютер;

-монітор з промисловою клавіатурою (праворуч від монітору) і

функціональними клавішами (під монітором);

-промислову мишку;

-пульт оператора з кнопками екстреного останову (ЕАО), деблокування (ДБЛ), аварійного останову (АО), нормального останову (НО);

-кабелі підключення.

Система автоматичного керування і регулювання складається із електронно-технічного і програмно-процесорного обладнання, до основи якого покладені програмне забезпечення і елементна база ПТЗ.

Головними функціями програмного забезпечення є:

- обробка подій, аварій та інших даних процесу в реальному часі;
- створення та зберігання історій процесу;
- графічне представлення даних процесу, а також можливість керування вводом - виводом параметрів процесу;
- виконання математичних розрахунків і імітація процесу;
- контроль несанкціонованного доступу до керування процесом;
- друк звітів (добові відомості, поточні параметри роботи агрегату, поточні події, тренди);
- підтримка механізму динамічного обміну даними з іншими програмами;
- підтримка прикладного проектування.

2.5.3 Паливна система ГТУ

Паливна система ГТУ призначена для подачі паливного газу до камери згорання [10].

Паливний газ до турбоагрегату поступає із блоку підготовки паливного газу де проходить попередню очистку, осушення, та підігрів. Призначення кранової обв'язки паливної системи:

- 12р – ручний кран паливного газу на агрегат;
- 12 – пневматичний (автоматичний) кран паливного газу на агрегат;
- 9 – свічний кран;
- СК – стопорний клапан;
- РК – регулюючий клапан;

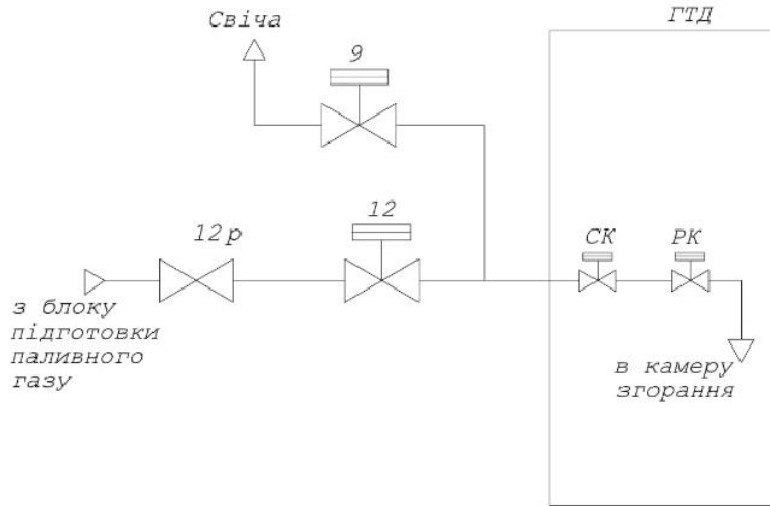


Рис.2.8 Принципова схема паливної системи

Розрахунок паливної системи

Розрахунок паливної системи включає у себе визначення діаметрів жиклерів пускової і робочої форсунок [10]. Для цього використовується рівняння витрати пального через камеру згорання:

$$G_{\Pi} = \mu i F_{\text{Ж}} \sqrt{2\rho \Delta p},$$

де G_{Π} – витрата пального за секунду, кг/с; μ – коефіцієнт швидкості; i – кількість форсунок; $F_{\text{Ж}}$ – площа перерізу жиклера, м²; ρ – густина палива, кг/м³; Δp – перепад тиску на форсунці, Па.

Звідки $F_{\text{Ж}} = \frac{G_{\Pi}}{\mu i \sqrt{2\rho \Delta p}}$, а $d_{\text{Ж}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{Ж}}}{\pi}}$, [м²] – діаметр жиклеру.

При розрахунку діаметру жиклеру пускової форсунки $i = 2$ тому, що в прототипі два запальника; $\mu = 0,6 \dots 0,8$, приймаємо $\mu = 0,8$; перепад тиску береться для режиму холостого ходу у діапазоні $\Delta p_{\text{хх}} = (2,5 \dots 3,5) 10^5$ (Па), приймаємо $\Delta p_{\text{хх}} = 3,0 \cdot 10^5$ Па; густина природного газу $\rho = 1,293$ кг/м³ [] при нормальних умовах, а при $p_{\Pi} = 0,6$ МПа і нормальній температурі $\rho = 7,758$ кг/м³ тому, що $\rho = \frac{P}{RT}$; витрата пального також береться для режиму холостого

ходу, тобто $G_{II}=165$ кг/год. Тоді $F_{ЖПФ} = \frac{165}{3600 \cdot 0,8 \cdot 2 \sqrt{2 \cdot 7,758 \cdot 300000}} = 1,33 \cdot 10^{-5}$

(м²), а $d_{ПФ} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000133}{3,14}} = 4,1 \cdot 10^{-3}$ (м).

При розрахунку діаметру жиклеру робочої форсунки $i = 16$; $\mu = 0,3 \dots 0,5$, приймаємо $\mu = 0,5$; перепад тиску береться для розрахункового (номінального) режиму у діапазоні $\Delta p_p = (6 \dots 9) 10^5$ Па, приймаємо $\Delta p_p = 9,0 \cdot 10^5$ Па; густина природного газу при тиску $p_{II} = 2,0$ МПа та температурі у двічі більшої за нормальну буде $\rho = 12,93$ кг/м³; витрата пального також береться для розрахункового режиму $G_{II} = 1510$ кг/год. Тоді

$F_{ЖрФ} = \frac{1510}{3600 \cdot 0,4 \cdot 16 \sqrt{2 \cdot 12,93 \cdot 900000}} = 1,4 \cdot 10^{-5}$ (м²), а $d_{рФ} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000014}{3,14}} = 4,1 \cdot 10^{-3}$ (м).

2.5.4 Система запуску

Система запуску ГТУ використовується стартер для включення компресора на достатню швидкість для ініціювання і підтримки згорання.

Перша вимога до пускача - прискорити роботу компресора, щоб забезпечити достатній потік повітря і тиск для підтримки горіння в пальниках. Після подачі палива і запуску двигуна стартер повинен продовжувати розганяти компресор вище самопідтримуючий швидкості двигун. Стартер повинен забезпечувати достатній крутний момент для подолання інерції ротора, а також тертя і повітряних навантажень. У момент займання паливоповітряної суміші через двигун має проходити достатня кількість повітряного потоку. Після того, як двигун досягне своєї самопідтримуваної або самоускоряючої швидкості, стартер можна відключити. Якщо стартер відключений нижче самопідтримується швидкості, двигун може сповільнитися, оскільки у нього недостатньо енергії для подолання власного тертя і експлуатаційних втрат. Він також може страждати від "зависання запуску", при якому він працює на холостому ходу з такою низькою швидкістю, що не може розігнатися настільки, щоб отримати належні робочі параметри. Двигун з завислим запуском може перегрітися через нестачі охолоджуючого повітря. Стартер повинен продовжувати збільшувати обороти двигуна значно вище самопідтримуються

оборотів, щоб уникнути гарячого або завислого (помилкового) запуску або поєднання того й іншого двигуна.

У систему запуску входять[10]:

– блок автоматичного запуску, призначений для автоматичного керування запуском і холодним прокручуванням двигуна.

Режим роботи повторно-короткочасний (циклами). Принцип дії блоку полягає у формуванні електричних команд на включення і відключення агрегатів запуску двигуна в залежності від частоти обертання ротора ВТ чи за часом. Принцип дії пристрою по частоті обертання заснований на порівнянні періоду сигналу датчика оборотів з еталонним інтервалом часу, формованим у пристрої. При періоді сигналу датчика оборотів, рівному еталонному чи менший, видається команда.

– агрегат запалювання зі свічами, служить для розпалювання газоповітряної суміші, що надходить у запалювачі камери згоряння при запуску. Агрегат запалювання має два незалежних канали, що працюють кожний на свою свічу. Кожен канал має підвищувальний трансформатор, керований транзисторним безконтактним перетворювачем (інвертором).

– стартер, служить для розкручування двигуна до частоти обертання, рівної 30% від максимальної, при досягненні якої стартер відключається. Стартером також здійснюється холодне прокручування двигуна. Стартер установлюється на коробці приводів агрегатів. Турбіна стартера приводиться в обертання природним газом: $P_2^* = 25 \text{ кгс/см}^2$, $T_2^* = 288 \text{ К}$.

Електромагнітна енергія постійного струму перетвориться в імпульси перемінного струму і через розрядників подається на високовольтні виводи агрегату. Свічі служать для запалення паливно-повітряної суміші у запалювачах камери згоряння. [10].

– датчик оборотів – призначений для видачі електричного сигналу, частота якого пропорційна частоті обертання ротора ВТ. Сигнал з обмотки датчика надходить у блок автоматичного запуску, у якому на заданих оборотах формуються команди керування агрегатами запуску.

Процес запуску ГТУ можна розбити на три основні етапи (рис.2.9)

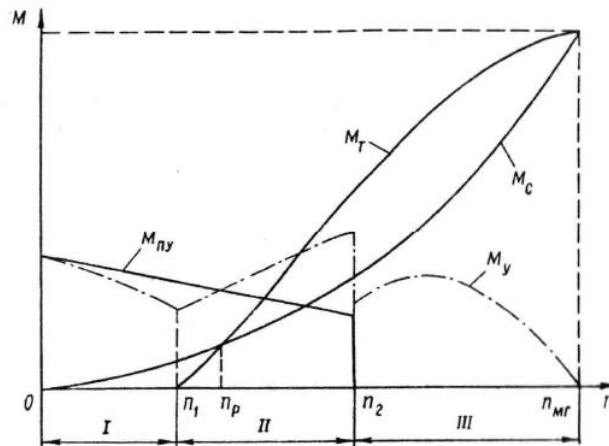


Рис. 2.9 Етапи запуску двигуна.

На першому етапі розкрутка ротора двигуна здійснюється тільки ПП [8]

$$M_{y1} = M_{ПУ} - M_C$$

Де M_{y1} - момент, на прискорення ротора ГТУ; Р

$M_{ПУ}$ - момент, що розвиває ПУ;

M_C - момент опору обертанню ротора ГТУ.

Другий етап запуску починається з моменту запалення паливно-повітряної суміші в камері згоряння.

Момент прискорення на цьому етапі рівний:

$$M_{yII} = M_{ПУ} + M_T - M_C$$

На третьому етапі ротор ГТУ розкручується тільки турбіною двигуна

$$M_{yIII} = M_T - M_C$$

Даний етап завершується виходом двигуна на режим малого газу.

Розрахунок пускової системи

При розрахунку пускової системи визначається необхідна максимальна потужність пускового пристрою та тривалість пуску ГТУ [10].

Визначення потужності пускового пристрою

Запуск ГТУ з вільною (силовою) турбіною забезпечується пусковими пристроями, що мають питому потужність $\bar{N}_{III} = 3,5 \dots 4,0$ кВт/МВт. Необхідна максимальна потужність пускового пристрою $N_{III \max} = \bar{N}_{III} N_e = 3,5 \times 6,3 = 22,05$

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

Позначення	Розмірність	Назва
1	2	3
$\sigma_{вх}$	-	коефіцієнт, що враховує втрати повного тиску у вхідному пристрої
$\eta_{с.к}^*$	-	ККД ступеня компресора
T_k	К	Температура на виході з компресора
p_k	Па	тиск повітря на виході з компресора
q_1		питоме підведене тепло в камері згоряння
T_v^*	К	Температура повітря на вході в установку
p_v	Па	тиск повітря в на вході в установку
$C_{кз}$	Дж/кг·К	середня теплоємність газів
g_p		відносна витрата палива
H_u	Дж/кг	нижча теплота згоряння газоподібних вуглеводневих
η_r	-	коефіцієнт, що враховує неповноту згоряння палива і втрати тепла
p_r	Па	тиск на виході з камери згоряння
$\eta_{м.к}$	-	механічний ККД турбокомпресора
$g_{ох}$		величина відносної витрати повітря
L_0		кількість повітря необхідна для згоряння 1кг
α	-	загальний коефіцієнт надлишку повітря
g_v		відносна витрата повітря
σ_n	-	коефіцієнт втрат тиску між турбінами
$\eta_{т.к}^*$	-	ККД турбіни приводу компресора
T_m	К	температура газу на виході з турбіни
$T_{гс}$	К	температура на виході з КЗ
T_T	К	статична температура на виході з турбіни
η_e	-	ККД циклу
$\eta_{с.т}^*$	-	ККД силової турбіни
c_T	м/с	швидкість газу на виході з турбіни
λ_T	-	зведена швидкість
p_T	Па	тиск газу на виході з турбіни
$L_{с.т}$	Дж/кг	робота розширення газу в силовій турбіні

кВт. Для забезпечення ГПА власною електричною енергією в якості генератора та пускового пристрою вибираємо існуючий стартер-генератор типу ГС-24 потужністю у стартерному режимі 24 кВт.

Побудова діаграми запуску [10]

Приймаємо характерні для режиму пуску відносні частоти обертання розкручуемого ротора (каскаду високого тиску):

$$\bar{n}_T = 0,1; \bar{n}_p = 0,25; \bar{n}_{OTK} = 0,45; \bar{n}_{xx} = 0,6. \text{ При } n_p = 10130 \text{ об/хв}$$

$$n_T = 0,1 \times 10130 \approx 1013 \text{ об/хв,}$$

$$n_p = 0,25 \times 10130 \approx 2532 \text{ об/хв, } n_{OTK} = 0,45 \times 10130 \approx 4559 \text{ об/хв, } n_{xx} = 0,6 \times 10130 \approx 7056 \text{ об/хв.}$$

Для широкого класу стартерів характерна лінійна залежність моменту пускового пристрою $M_{пп}$ від частоти обертання ротору n : $M_{пп} = M_o - \epsilon n$, де M_o - пусковий момент, ϵ – коефіцієнт нахилу характеристики, n – поточна частота обертання ротору на запуску.

$$M_o = \frac{60 N_{ПП\max}}{\pi n_M} \quad , \quad \epsilon = \frac{30 N_{ПП\max}}{\pi n_M^2} \quad ,$$

де n_M – частота обертання ротора, що відповідає максимальній потужності стартера. Для турбовальних двигунів $n_M = n_{OTK} / (1,5 \dots 1,7)$, тоді $n_M = 4559 / 1,6 = 2850$ об/хв.

$$\text{Таким чином } M_o = \frac{60 \cdot 24000}{3,14 \cdot 2850} = 161 \text{ (Н}\cdot\text{м)}, \text{ а } \epsilon = \frac{30 \cdot 24000}{3,14 \cdot 2850^2} = 0,02823.$$

Для побудови моменту опору ротору M_c використовуємо наступну

$$\text{залежність: } M_c = M_{\max} \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^x \quad , \text{ де } n \text{ – поточна частота обертання ротора, } n_{\max}$$

– розрахункова частота обертання ($n_{\max} = 101300$ об/хв), $x = 2,4 \dots 2,6$,
обираємо $x = 2,5$.

$$M_{\max} = 1,2 \cdot 10^4 \frac{G_{нов} T_B (\pi K^{*0,286} - 1)}{n_{\max}} \quad , \text{ (Н}\cdot\text{м)},$$

де $G_{нов}$ - витрата повітря через компресор у кг/с;

$$G_{ПОВ} = G_{КНТ} \frac{101300}{P_{КНТ}} \sqrt{\frac{T_{КНТ}}{288}}$$

$$G_{ПОВ} = 24,24 \frac{101300}{458893} \sqrt{\frac{467}{288}} = 6,808$$

T_B – температура повітря на вході у компресор високого тиску у градусах Кельвіну; π^*_k – ступень підвищення тиску у компресорі високого тиску.

$$M_{\max} = 1,2 \cdot 10^4 \frac{24,22 \cdot 467,0 (3,386^{0,286} - 1)}{101300}$$

Визначити момент опору ротору:

$$M_{c(nm)} = 1182 \left(\frac{1013}{10130} \right)^{2,5} = 3,73781;$$

$$M_{c(np)} = 1182 \left(\frac{2532,5}{10130} \right)^{2,5} = 36,938;$$

$$M_{c(номк)} = 1182 \left(\frac{4558,5}{10130} \right)^{2,5} = 160,564;$$

$$M_{c(nxx)} = 1182 \left(\frac{7055,4}{10130} \right)^{2,5} = 478,518.$$

Перевизначаєм обороти вступу роботи турбіни.

З умови лінійності зміни моментальної характеристики турбіни і її перевищення в порівнянні з характеристикою опору ротору: $n_m = 2500$ об/хв, $n_p = 2950$ об/хв.

За умовою $M_y = \sum M_i$

Час запуску визначається за умовою:

$$\tau_z = \tau_I + \tau_{II} + \tau_{III}$$

$$\tau_z = \frac{\pi}{30} \cdot I_p \left(\int_0^{nm} \frac{dn}{M_y} + \int_{nm}^{номк} \frac{dn}{M_y} + \int_{номк}^{nxx} \frac{dn}{M_y} \right),$$

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{4\pi^2 I_z} (\Delta M_{ст} + M_{ст}) = \frac{1}{4\pi^2 I_z}$$

де: $I_p = I_k + I_m = \kappa_k \cdot z_k \cdot D_k^4 + \kappa_m \cdot z_m \cdot D_m^4$

$$I_p = (6 \cdot 7 \cdot 0,538^4) + (10 \cdot 1 \cdot 0,616^4) = 4,9$$

Час першого етапу:

$$\tau_I = \frac{\pi}{30} \cdot I_p \left(\frac{500}{122} + \frac{500}{110} + \frac{500}{96} + \frac{500}{84} + \frac{500}{71} \right) = 13,9 \text{ с}$$

час другого етапу:

$$\tau_{II} = \frac{\pi}{30} \cdot I_p \left(\frac{500}{72} + \frac{500}{82} + \frac{500}{86} + \frac{500}{90} + \frac{500}{88} + \frac{500}{86} + \frac{500}{82} \right) = 21,8 \text{ с}$$

час третього етапу: $\tau_{III} = \frac{\pi}{30} \cdot I_p \left(\frac{500}{54} + \frac{500}{45} + \frac{500}{37} + \frac{500}{16} \right) = 33,8 \text{ с}$. Визначаємо

час запуску, як сума часів етапів: $\tau_3 = 13,9 + 21,8 + 33,8 = 69,5$ секунд [8].

Висновки за розділом 2

1. Були виконані розрахунки елементів ГТУ:

- проведено розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни на основі якого обрано матеріал для її виготовлення ЭИ698ВД.

- проведено розрахунок на міцність диску ТВТ, по вимогах коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.5.....2.5. У нашому випадку диск виконаний зі сплаву ЭИ698ВД (коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.3.....2.5. , мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає $k_{min} = 1,42$.) що відповідає умовам проекту.

- виконано розрахунок на міцність валу ТВД ГТУ (запас міцності дорівнює $n=16,3$, та критична частота обертання вала дорівнює $n_{кр}=108102,181$ об/хв), що запобігає виникненню резонансу;

- виконано розрахунок довговічності радіально-упорного підшипника, який дорівнює $n_{розр}=1886664$ год, що відповідає нормальному терміну роботи до заміни;

2. Були проаналізовані параметри систем ГТУ на відповідність до завдання проекту:

- система змащення і суфлювання;

- система автоматичного керування і регулювання ГПА

- паливна система ГТУ;

- система запуску.

На підставі отриманих даних можна зробити висновок, що вибраний двигун відповідає умовам проекту.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Основні поняття про вібрацію та віброконтроль ГТУ

3.1.1 Що таке вібрація

Вібрація (механічні коливання) ГТУ - це його реакція на дію прикладених сил. Інтенсивність і характер вібрації визначаються характером сил, що реагують (числом, частотою, амплітудою, місцем і способом застосування) і властивостями двигуна як коливальної системи. Реакційні сили, що діють у ГТУ, залежать від принципу дії та особливостей конструкції двигуна, а також умов його експлуатації. Основними джерелами вібрації ГТУ є ротори, аеродинамічні ґрати компресорів та турбін, зубчасті передачі, повітряний гвинт та підшипникові вузли. Найбільш інтенсивну вібрацію збуджують ротори, тому бортова (штатна) віброапаратура призначається зазвичай вимірювання роторної вібрації двигуна. [2]

Будь-яку складну вібрацію можна у вигляді сукупності простих гармонійних коливань. Вібрація, що збуджується ротором, також близька до гармонійних коливань, тому розглядається співвідношення та параметри, що використовуються для її опису. Так вібропереміщення будь-якої точки системи при гармонійних коливаннях описується законом синусу [2]:

$$S(t) = S_a \cdot \sin(2\pi f \cdot t).$$

де $S(t)$ і s_a - відповідно поточне значення і амплітуда вібропереміщення:

f - частота коливань.

Амплітуди вібропереміщення S_a , віброшвидкості V_a і віброприскорення пов'язані між собою співвідношеннями

$$V_a = 2\pi f \cdot S_a ; a_a = 4\pi^2 f^2 \cdot S_a = 2\pi f \cdot V_a$$

Для отримання спектра коливань необхідно виконати перетворення тимчасової реалізацією вібрації, тобто розкласти її в ряд Фур'є. Графік спектру гармонійних коливань є відрізок прямої, паралельної осі ординат, яке довжина дорівнює амплітуді коливань (рис. 3.1,а) [2]

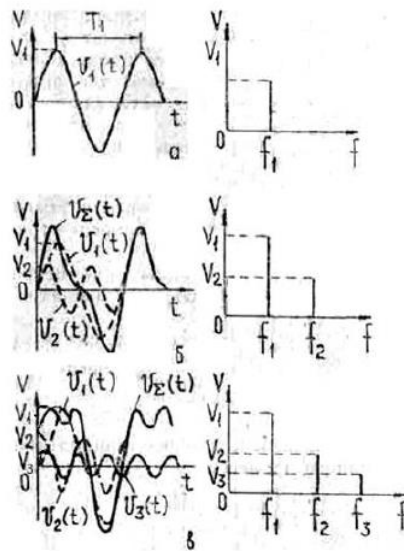


Рис.3.1 Часове $V(t)$ та спектральне $V(f)$ уявлення вібрацій:

а – однокомпонентної $V_{\Sigma}=V_1(f)$;

б – двокомпонентної $V_{\Sigma}=V_1(f)+V_2(f)$;

в – трикомпонентної $V_{\Sigma}=V_1(f)+V_2(f)+V_3(f)$;

Сучасні ГТУ виконані, як правило, за дво- або тривальною схемою. Тому загальна роторна вібрація цих двигунів є сумою коливань окремих роторів. Приблизно роторну вібрацію двовального двигуна можна уявити сумою двох, а тривального двигуна - сумою трьох грамонічних коливань[2]

Величина роторної вібрації дає можливість оцінити не тільки стан самого ротора, а й двигуна з опорами (підвіскою) в цілому. Досвід експлуатації показує, що до несправностей, що викликають зміну рівня вібрації, відносяться:

- руйнування елементів ротора - обрив робочих лопаток, болтів і т. д. (викликає «стрибок» рівня вібрації);
- порушення з'єднань роторів - витяжка сполучних елементів, зміщення сполучних деталей;
- виникнення і розвиток тріщин в дисках компресора і турбін;
- зношування деталей ротора - робочих лопаток, лабіринтових ущільнень, підшипників;

- тріщини робочих лопаток турбіни і компресорів (викликають стрибок рівня вібрації);
- розбандожування лопаток робочих коліс (викликає «розкид» рівня вібрації двигунів);
- утворення великих вибоїн, загинів робочих лопаток (викликає стрибок рівня вібрації).

Коли ротор розганяється до робочої частоти обертання, він може один або кілька разів потрапляти в резонанс з різними формами коливань. Частоти обертання, на яких ротор потрапляє в резонанс, є найнебезпечнішими для роботи ГТУ. З точки зору механіки ротор являє собою згинально-крутильну систему, в процесі роботи якої виникають різні форми коливань і які можна розділити на дві групи:

- коливання поступального характеру (осьові і радіальні), пов'язані з вигином осі обертання і її зміщенням щодо опор;
- коливання крутильного характеру, пов'язані з кутовими зсувами різних точок, віддалених від осі обертання щодо їх номінальних швидкостей

Кожній формі коливань відповідає своя власна частота, що залежить від розмірів ротора і його маси. На значення частот впливають жорсткість підшипників, корпуси (турбіни, компресора, генератора) і фундаменту. Однією з основних причин коливань ГТУ є динамічна неврівноваженість роторів. Залишкова неврівноваженість ротора сприяє появі періодичних відцентрових сил, які породжують складний вібраційний процес в ГТУ. Згодом при експлуатації агрегату зношування деталей збільшується, зростає забруднення проточної частини, що в підсумку призводить до появи коливань, які поступово інтенсифікуються [20,21].

Найбільш істотна складова вібрації - перша роторна гармоніка, частота якої дорівнює частоті обертання ротора. Рівень першої роторної гармоніки значно перевищує (2,5-5 разів) рівень інших частотних складових частотного спектру і є домінуючим в загальному рівні вібрації ГТУ. Тимчасова форма вібрації періодична або майже періодична з періодом коливань рівним першої роторної гармоніці.

3.1.2 Що таке віброконтроль

Віброконтроль у техніці – це технології вимірювання вібрації машин та обладнання та порівняння результатів із нормованими (пороговими) значеннями вібрації. Робочий діапазон частот та порогові значення вібрації регламентуються або державними стандартами або ТУ на контрольовану машину, або іншими документами, що регламентують [22]. Віброконтроль є найпростішим та обов'язковим видом контролю стану об'єкта у процесі його роботи. За відсутності вбудованих датчиків інших фізичних параметрів, віброконтроль вважається найбільш інформативним і доступним, що не потребує великого обсягу вимірювань, ні дорогої апаратури, ні складних методів аналізу. Відповідно до вимог ГОСТ ІСО 10816 та ГОСТ 25364 віброконтроль обертових машин в основному проводиться на частинах, що не обертаються, в низькочастотному діапазоні:

від 10 до 1000 Гц - для машин зі швидкістю обертання від 600 об/хв (10 Гц) та вище;

від 2 до 1000 Гц – для машин зі швидкістю обертання від 120 до 600 об/хв (10 Гц)

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.

До переліку стандартних способів вилучення корисної інформації в застосовуваних алгоритмах відносяться:

- оцінка пікового і середньоквадратичного значення сигналу;
- низькочастотна, високочастотна і полосова фільтрація;
- оцінка фазового зсуву між двома сигналами;
- форми орбіт;
- вузькосмуговий спектральний аналіз;
- порядковий аналіз (виділення кратних гармонік).

До переліку нестандартних методів обробки сигналів, що сприяють виділенню складових з сигналу, що генеруються ушкодженнями вузлів при експлуатації ГТУ відносяться:

- синхронна фільтрація (для виділення кратних гармонік основної частоти збудження в роторних системах);
- аналіз форм орбіт, кривої спливання вала ротора і фазових співвідношень для кратних гармонік основної частоти збудження коливань;
- амплітудна демодуляція в зоні частоти вимушених коливань (для виявлення ексцентриситету, несоосности і локальних ушкоджень, поломки лопаток турбіни і т.д.);
- фазова демодуляція в зоні вимушеної частоти (для виявлення типу прихоплювання контактуючих поверхонь, зачіпання ротора про статор).

Для вимірювання вібрації ГТУ зазвичай використовуються п'єзоелектричні та індукційні датчики Рис. 3.2.

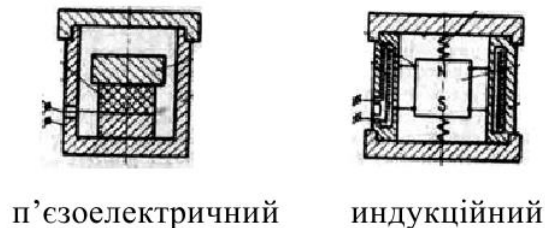


Рис. 3.2 П'єзоелектричні та індукційні датчики

Як правило апаратура контролю вібрації ГТУ містить один або кілька віброперетворювачів, електронний блок, світлову сигналізацію перевищення рівня вібрації і показчик величини вібрації. У сучасних засобах моніторингу та діагностики, основним видом аналізованих процесів стає вібрація [20,21].

3.1.3 Як вимірюється вібрація

Вібрація характеризується, головним чином, амплітудою (розмахом коливань), віброшвидкістю, частотою і фазою. Іноді використовується і віброприскорення. Вимірюють вібрації у вертикальному, поперечному й осьовому напрямку.

Вимірювальна апаратура, призначена для газових турбін, повинна забезпечувати вимір вібрації в широкій смузі частот, нижня межа якої дорівнює 10 Гц, а верхня - не менше ніж в шість разів перевищує максимальну частоту обертання ротора. Однак якщо вимірювальне обладнання призначене також для діагностичних цілей, може знадобитися проведення вимірювань в більш широкому діапазоні частот і, можливо, спектральний аналіз вібрації. Якщо необхідно порівняти результати вимірювань, отриманих для двох різних установок, ці вимірювання повинні бути проведені в одному і тому ж діапазоні частот.

Повинні бути відомі характеристики вимірювальної системи з урахуванням впливу на них таких факторів як:

- коливання температури;
- магнітні поля;
- звукові поля;
- коливання напруги;
- довжина кабелю;
- орієнтація датчика.

Пікове значення зсувів характеризує максимальне відхилення тіла, що коливається, що важливо, наприклад, при виборі величин зазорів між тілами, що коливаються. Пікове значення прискорень використовується для оцінки найбільших інерційних сил. Середнє значення вібрації визначається як середнє арифметичне миттєвих значень (без урахування знаку; середнє значення з урахуванням знаку за повний період дорівнює нулю) [20,21]

N_e	Вт	задана потужність на валу силової турбіни
$c_{ав}$	м/с	осьова складова швидкості повітря
$\lambda_{ав}$	м/с	зведена швидкість потоку
$\eta_{м.с}$	-	механічний ККД силової турбіни
$d_{в}$	м	відносний діаметр втулки
$\eta_{к.р}$	-	коефіцієнт корисної роботи
C_e		питома витрата палива
G_k	кг/с	витрата повітря через компресор
$D_{в.сер}$	м	середній діаметр РК на вході в компресор
$\rho_{пал}$	кг/м ³	густина палива
$D_{в.к}$	м	зовнішній діаметр на вході в компресор
$F_{в}$	м	площа проточної частини
$D_{вт}$	м	діаметр втулки
$\lambda_{а.к}$	м/с	зведена швидкість
$q_{\lambda а.к}$	-	функція щільності потоку
$h_{в}$	м	довжина лопатки першого ступеня компресора на вході
F_k	м ²	площа проточної частини на виході з компресора
$Z_{кнт}, Z_{квт}$	-	кількість ступенів компресора високого та низького тиску
$u_{вт.кнт.1}$	м/с	колова швидкість біля втулки
$u_{вк}$	м/с	колова швидкість на зовнішньому діаметрі
(b/t)	-	густина ґраток
$\Delta\omega_{у.вт.кнт.1}$	м/с	закрутка потоку повітря
$u_{вт.кнт.z}$	м/с	робота біля втулки РК останнього ступеня компресора
$L_{сер.ск}$	Дж/кг	середнє значення роботи одного ступеня компресора
$L_{1.bt}$	Дж/кг	робота, яку передають повітрю лопатки
$F_{г.са}$	м ²	площа поперечного перерізу проточної частини
G_T	кг/с	витрата газу в турбіні
g_{ox}	-	величина відносної витрати повітря
$g_{в}$	-	відносна витрата повітря, що відбирається для потреб
$\sigma_{кз}$	-	коефіцієнт втрати повного тиску
$\sigma_{са}$	-	коефіцієнт втрат повного тиску

3.2. Розробка системи віброконтролю

3.2.1 Вибір вимірювальних точок ГТУ

Вимірювальні точки вибирають таким чином, щоб вимірювана вібрація містила достатню інформацію про динамічні сили, що діють в машині, і, разом з тим, в ній не повинно надмірно проявлятися вплив сторонніх джерел: зубчастого зачеплення, процесів згоряння палива і тощо. Як правило, це вимагає проведення вимірювань в двох ортогональних радіальних напрямках на кришці або опорі кожного підшипника. Напрямок вимірювань вібрації опори або корпусу підшипника допускається вибрати довільно, але кращими є горизонтальні і вертикальні напрямки. Допускається проводити вимірювання не в двох, а тільки в одному напрямку з використанням одного датчика за умови, це дозволить отримувати достатньо повну інформацію про вібрації підшипника. Однак слід враховувати, що обрана орієнтація єдиного датчика може не забезпечувати отримання максимального значення вібрації даного підшипника [20,21,22].

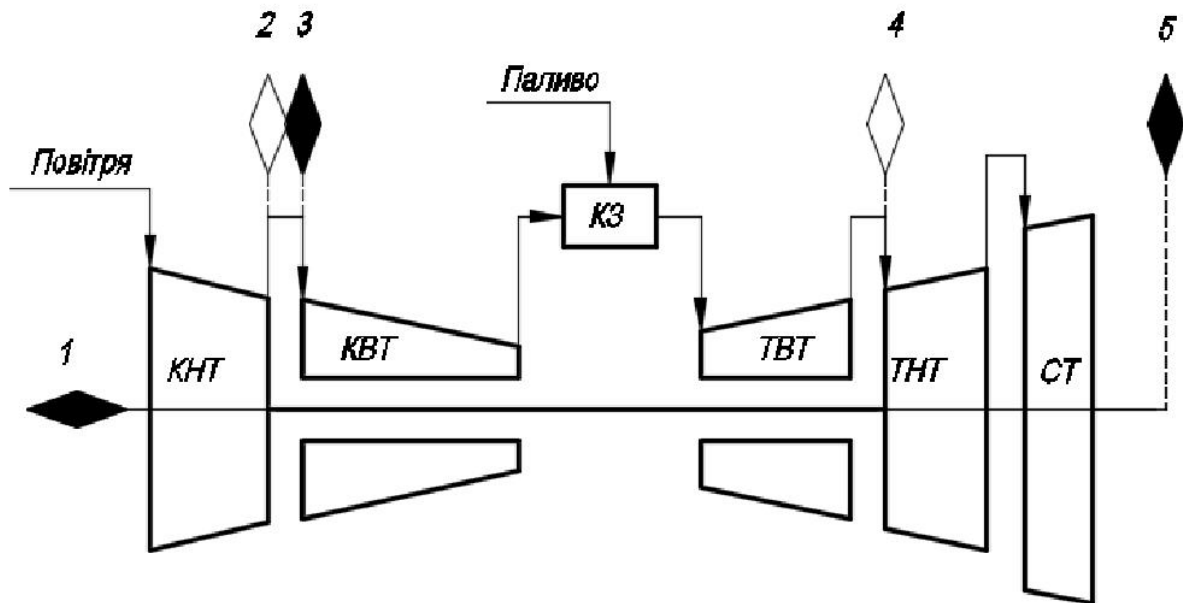


Рис.3.2 Схема ГТУ і точок вимірювання вібрації. Чорні ромби – точки стаціонарного вимірювання вібрації; Білі ромби – точки додаткового вимірювання. На схемі позначені: КНТ-компресор низького тиску, КВТ-компресор високого тиску, КЗ – камера згоряння, ТВТ – турбінна високого тиску, ТНТ – турбінна низького тиску, СТ – силова турбіна.

Точки вимірювання вібрації ГТУ:

1-точка виміру осьової вібрації, встановлена на корпусі компресора;

2-точка виміру радіальної вібрації вертикальної пошини, встановлена на проміжному корпусі КНТ і КВТ;

3-точка виміру радіальної вібрації, встановлена біля опор КВТ;

4-додаткова точка у виміру радіальної вібрації встановлена на проміжному корпусі ТВТ і ТНТ;

5-точка виміру радіальної вібрації, встановлена на опрі силової турбини.

3.2.2 Основні вимоги до роботи системи віброконтролю

Абсолютні значення вібрації

Цей критерій пов'язаний з визначенням кордонів для абсолютного значення параметра вібрації, встановлених з умови допустимих динамічних навантажень на підшипники і допустимої вібрації, яка передається назовні на опори і фундамент. Максимальне значення параметра, що вимірюється на кожному підшипнику або опорі, порівнюють з межами зон для даного напрямку вимірювань. Ці зони встановлено виходячи з міжнародного досвіду проведення досліджень. Вібраційний стан установки визначають за найбільшою з отриманих в результаті вимірювань значень.

Зони стану

Для якісної оцінки вібрації установки і прийняття рішень про необхідні дії в конкретній ситуації встановлено такі зони стану.

Зона А - в цю зону потрапляє, як правило, вібрація нових установок, що вводяться в експлуатацію.

Зона В - установки, вібрація яких потрапляє в цю зону, зазвичай вважають придатними для експлуатації без обмеження термінів.

Зона С - установки, вібрація яких потрапляє в цю зону, зазвичай вважають непридатними для тривалої безперервної експлуатації. Такі установки можуть функціонувати обмежений період часу до початку ремонтних робіт.

Зона D - рівні вібрації в даній зоні зазвичай можуть викликати серйозні пошкодження установок.

Чисельні значення меж зон не призначені для їх використання в якості умов випробувань при прийманні продукції. Такі умови повинні бути встановлені за угодою між виробником і споживачем машини (ГТУ). Однак використання інформації про встановлені межі зон дозволяє уникнути непотрібних витрат на зниження віброактивності установок і пред'явлення надмірно завищених вимог. У деяких випадках специфічні особливості конкретної установки допускають встановлення інших границь (більш низьких або більш високих). У таких випадках, як правило, виробник повинен пояснити причину зміни граничних значень і, зокрема, підтвердити, що налаштування не буде піддавати небезпеки при експлуатації з більш високими рівнями вібрації.

Межі зон вібраційного стану

Значення межі зон вібраційного стану, відносяться до вимірювань вібрації на всіх корпусах і опорах підшипників в сталому режимі роботи на номінальній швидкості обертання. Однак слід зазначити, що на вібрацію установок можуть впливати система кріплення і пристрою зчленування з приводним обладнанням. У цьому стандарті кордону зон встановлені безвідносно до жорсткості фундаменту (опори), оскільки наявні експериментальні дані не дозволяють встановити різні критерії для установок, наприклад, на масивних бетонних і на легких сталевих фундаментах. Оцінку вібраційного стану такого обладнання необхідно проводити на основі вимірів віброшвидкості. У ряді випадків вимірювання проводять за допомогою приладів, еталонних для зчитування НЕ середнеквадратических значень, а пікових значень віброшвидкості. Якщо сигнал вібрації має форму, близьку до синусоїди, існує просте відповідність між піковим і середнеквадратическим значеннями; кордони зон в таблицях можна привести до пікових значень, множачи їх на коефіцієнт. Для установок характерно переважання в спектрі вібрації гармоніки зворотної частоти.

Вібрація в осьовому напрямку

Такі вимірювання здійснюють зазвичай під час періодичних оглядів і при проведенні діагностичних процедур. При вимірюванні осьової вібрації підшипників використовують критерії, передбачені для радіальної вібрації.

Зміни значень вібрації

Цей критерій заснований на порівнянні виміряного значення широкосмугового вібрації в сталому режимі роботи установки з попередньо встановленим значенням (базовою лінією). Значна зміна значення широкосмугової вібрації в бік збільшення або зменшення може вимагати прийняття певних заходів навіть у разі, коли межа зони за критерієм 1 ще не досягнута. Такі зміни можуть бути швидкими або поступово наростаючими в часі і вказують на пошкодження машини в початковій стадії або на інші неполадки. Вимірювання вібрації слід проводити при одному і тому ж положенні і орієнтації датчиків вібрації в одному і тому ж режимі роботи установки. При виявленні значних змін вібрації необхідно досліджувати можливі причини таких змін, щоб запобігти виникненню небезпечних ситуацій. Якщо зміни вібрації перевищують 25% значення верхньої межі зони В, такі зміни слід розглядати як значні, особливо коли вони носять раптовий характер. У цьому випадку необхідно провести діагностичні дослідження, щоб виявити причини такої зміни і визначити, яких заходів необхідно вжити.

Примітка - Зміни вібрації на 25% зазвичай розглядають як значні, проте при експлуатації конкретної машини можуть виявитися допустимими інші значення; наприклад для деяких насосів допускаються великі зміни.

Обмеження функціонування

При довготривалій експлуатації машин зазвичай встановлюють обмеження функціонування, пов'язані з вібрацією. Ці обмеження мають такі форми.

ПОПЕРЕДЖЕННЯ - для вказівки, що вібрація або зміни вібрації досягли певного рівня, коли може знадобитися проведення відновлювальних заходів. Як правило, при досягненні рівня **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** машину можна експлуатувати

протягом деякого періоду часу, поки проводять дослідження причин зміни вібрації і визначають комплекс необхідних заходів.

ВИМИКАННЯ - для визначення значення вібрації, при перевищенні якого подальша експлуатація машини може призвести до її пошкодження. При досягненні рівня **ВИМИКАННЯ** слід вжити негайних заходів щодо зниження вібрації або зупинити машину.

Для проведення аналізу вібрації, рівень якої поступово підвищуються наближається до рівня **Остання**, слід вжити спеціальних заходів, наприклад зменшити робочу швидкість або навантаження установки, що дозволить стабілізувати вібрацію на постійному або більш низькому рівні [22].

Установка рівня ПОПЕРЕДЖЕННЯ

Для різних установок рівень **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** може істотно змінюватися: збільшуватися або зменшуватися. Зазвичай цей рівень встановлюють щодо деякого базового значення (базової лінії), що визначається для конкретної установки і певного положення, і напрямку вимірювань з досвіду експлуатації цієї установки. Рекомендується встановлювати рівень **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** вище базової лінії на значення, рівне 25% значення верхньої межі зони В. Якщо базове значення мало, рівень **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** може перебувати нижче зони С. Якщо базове значення не визначене, наприклад для нових установок, початкову установку рівня **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** слід проводити або виходячи з досвіду експлуатації аналогічних машин, або щодо узгодженого прийняттого значення. Через деякий час за спостереженнями за вібрацією установки слід встановити постійну базову лінію і відповідним чином скорегувати рівень **ПОПЕРЕДЖЕННЯ**.

Якщо сигнал в сталому режимі роботи установки є нестационарним, для отримання базової лінії цей сигнал слід будь-яким способом усереднити. Рекомендується, щоб рівень **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** не перевищував верхню межу зони В більш ніж в 1,25 рази. Зміна базового значення (наприклад внаслідок капітального ремонту установки) може зажадати відповідного зміни рівня **ПОПЕРЕДЖЕННЯ** [22].

Установка рівня ВИМИКАННЯ

Рівень ВИМИКАННЯ зазвичай пов'язують з необхідністю збереження механічної цілісності установки; він може залежати від різних конструктивних особливостей установки, що застосовуються для того, щоб установка могла протистояти впливу аномальних динамічних сил. Таким чином, рівень Остання, як правило, буде одним і тим же для установок аналогічних конструкцій і не буде пов'язаний з базовою лінією. Внаслідок різноманіття установок різних конструкцій не представляється можливим дати чітке керівництво по точному встановленню рівня ВИМИКАННЯ. Зазвичай рівень ВИМИКАННЯ встановлюють в межах зон З або D, але рекомендується, щоб він не перевищував більш ніж в 1,25 рази верхню межу зони С, хоча, виходячи з досвіду експлуатації конкретної установки, може бути встановлено і інше значення [22].

Оцінка вібраційного стану на основі векторного представлення інформації

Оцінки, що розглядаються в цьому стандарті, обмежені використанням широкосмугового вібрації без урахування частотних складових або фазових співвідношень. У багатьох випадках це відповідає вимогам випробувань при прийманні продукції і експлуатаційного контролю. Однак для довготривалого контролю або діагностування бажано використовувати інформацію про складові вібрації в векторній формі для виявлення та ідентифікації змін в динамічному стані машини. Такі зміни можуть залишитися невиявленими при використанні тільки вимірювань широкосмугового вібрації

Межі зон стану

Межі зон вібраційного стану, засновані на вимірі віброшвидкості корпусу (опори) підшипника для установок зі швидкістю обертання валу від 3000 до 20000 хв.

Розподілення віброшвидкості по межах зон.

Межі зон	С.К.З. віброшвидкості, мм/с
A/B	4,5
B/C	9,3
C/D	14,7

3.2.3 Розробка функціональної схеми системи віброконтролю

Блокова схема розробленої системи наведена на Рис.3.4.



Рисунок 3.4 Блокова схема системи віброконтролю

Розроблена система контролю вібрації складається з наступних компонентів:

- система контролю вібрації для поточного контролю та усвідомлення фактичних рівнів вібрації на гармоніках обертання ротора (основний рівень);

- додатковий спеціалізований мікроконтролер для аналізу «нормальної вібрації» з метою прогнозування або виявлення невеликих пошкоджень систем і деталей двигуна (допоміжний рівень);

- програмне забезпечення для обробки сигналів «нормальної вібрації» для діагностики пошкоджень, прогнозування та прийняття рішення про стан ГТД.

На головному рівні сигнали після попереднього перетворення та фільтрації передаються від датчиків вібрації до аналого-цифрового перетворювача (АЦП), а потім по паралельній шині даних (ШД) цифрові дані передаються на мікроконтролер МС1. Сигнали від датчиків частоти обертання також передаються на мікроконтролер МС1. Дані вібрації та сигнали частоти обертання використовуються для визначення величин вібрації на гармоніках ротора. Значення поточної частоти обертання ротора використовується як центральна частота стеження смугового фільтра для виділення вібрації на гармоніках ротора. Центральна частота смугового фільтра стеження змінюється синхронно зі зміною частоти обертання на нестаціонарних режимах ГТД. Для цього на цифрові входи МС1 надходить виконавчий сигнал зі змінною частотою. Отримані значення вібрації (вібраційної швидкості) на гармоніках ротора порівнюються з встановленими пороговими значеннями для прийняття рішення про поточний вібраційний стан ГТД. Перш за все, значення вібрації порівнюється з пороговим значенням «небезпечної вібрації». Потім, якщо зазначене порогове значення не перевищено, значення вібрації порівнюється з пороговим значенням «надмірної вібрації». Сигнал про поточне значення вібрації ротора передається на інформаційну панель оператора і, якщо вібраційний сигнал перевищує порогове значення «небезпечної вібрації» або « надлишкової вібрації », сигнал передається від виходу МК1 через ЦАП для управління двигуном.

Додатковий рівень системи контролю вібрації призначений для аналізу «нормальної вібрації» з метою прогнозування або виявлення невеликих пошкоджень систем і деталей двигуна. Для цього комплементарні Спеціальний мікроконтролер МС2 використовується зі спеціальним програмним забезпеченням для обробки сигналів.

3.2.4 Розробка алгоритму роботи системи віброконтролю

Для виявлення початкових тріщин на лопатках турбінного двигуна можна використовувати спектральний аналіз вищого порядку та визначення безрозмірних пікових характеристик. Результати обробки сигналів передаються у зовнішні інформаційні мережі та/або зберігаються в енергонезалежній пам'яті [20].

Принцип роботи системи пояснюється алгоритмом на рис.3.5.

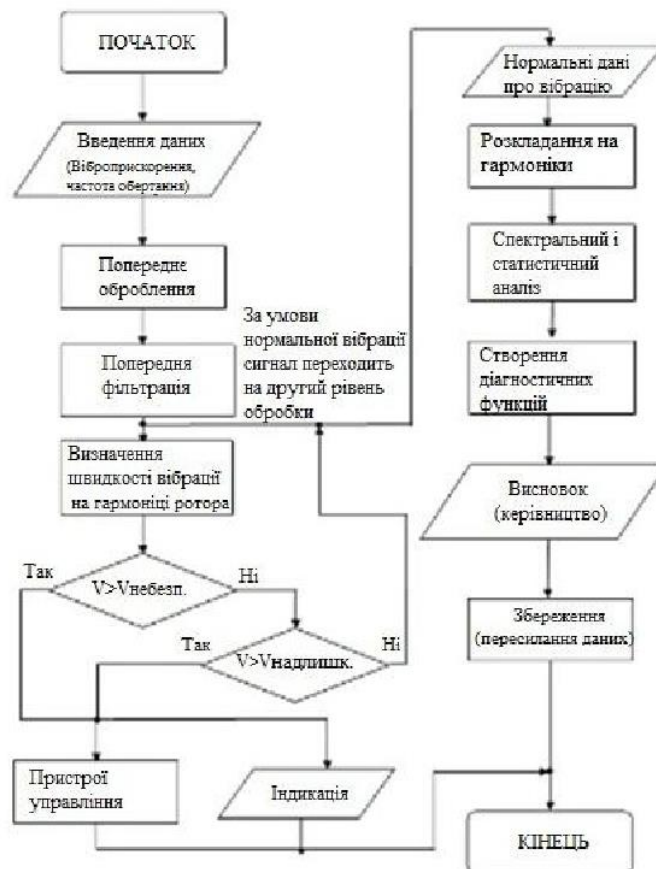


Рисунок 3.5 Алгоритм роботи системи віброконтролю

3.2.5 Підбір радіальних і осьових датчиків відбрації

Правильний вибір датчика, який надає важливу робочу інформацію, підвищує безпеку як обладнання, так і персоналу. Різноманіття датчиків визначається різними умовами роботи обладнання, такими як граничні температури, магнітні поля, діапазон вібрацій, частотний діапазон,

електромагнітна сумісність і електростатичний розряд і необхідну якість сигналу [23].

Вузли вимірювання та місце їх розміщення.

Радіальні вібрації ротора – лицьва або опорна частина підшипника.

Вібрації ротора в осьовому напрямку - встановлюються в упірному підшипнику для діагностики напруження



Рис. 3.6 Датчик п'єзоелектричний ДПЭ23МВП

Нижче наведено основні параметри обраного датчика

Параметр	значення
Діапазони вимірювання розмаху віброперемещенія, мкм	10 - 250; 10 -500
Діапазон частот розмаху віброперемещенія, Гц	5 – 200
Вихідний сигнал розмаху віброперемещенія, МА	1 - 5; 4 – 20
Границі основної приведенної похибки вимірювання розмаху віброперещенія на базовій частоті,%	± 2,5
Нелінійність амплітудної характеристики від номінального значення на базової частоти,%	± 4,0
Нерівномірність амплітудно-частотної характеристики,%	+ 5,0; 15,0
Опір навантаження, Ом, не більше:	
- для вихідного сигналу від 1 до 5 мА	2000
- для вихідного сигналу від 4 до 20 мА	500

Перелік скорочень

АО – аварійний останов;

ГТУ – газотурбінна установка ;

ГТД – Газотурбінний двигун;

ДБЛ – деблокіровка;

ЕАО – екстрений аварійний останов;

КВТ – Компресор високого тиску;

КНТ – Компресор низького тиску;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

НО – нормальний останов ;

ТВТ – турбіна високого тиску;

ТНТ – турбіна низького тиску;



Рис.3.7 Датчик п'єзоелектричний вібропереміщення CPS400.610M

Нижче наведено основні параметри обраного датчика [22]

Діапазони вимірювання і сигналізації

розмаху віброперешкоди

(Від і до включ.),

Мкм 10 - 1000

Діапазон частот вимірювання,

Гц (розмаху вібропереміщення)

0,7 - 200

Нелінійність амплітуди характеристик розмаху

Вібропереміщення по базовій частоті на основному,

уніфікованому струмовому виходу

$\pm 2,0$

Нерівномірність амплітудно-частотної

характеристики (АЧХ) в діапазонах частот%:

- (від 0,7 до 2 включно.) Гц

+5,0; -20,0

- (св. 2 до 160 включ.) Гц

$\pm 5,0$

- (св. 160 до 200 включ.) Гц

+5,0; -10,0

Базова частота вимірювань, Гц

40

Висновки за розділом 3

1. Досліджено основні поняття про вібрацію та віброконтроль ГТУ.
2. Був проведений аналіз виявлення дефектів, пов'язаних із вібрацією, які можуть виникати під час роботи ГТУ.
3. Проаналізовані способи й технології вимірювання вібрації машин та обладнання і порівняння результатів із нормованими (пороговими) значеннями вібрації.
Визначено розміщення датчиків на системі ГТУ (осьовий та радіальний напрямки) . Перший датчик виміру осьової вібрації, встановлена на корпусі компресора; Другий датчик виміру радіальної вібрації вертикальної пошини, встановлена на проміжному корпусі КНТ і КВТ; Третій датчик виміру радіальних вібрацій, встановлена біля опор КВТ; Четвертий датчик виміру радіальної вібрації встановлена на проміжному корпусі ТВТ і ТНТ; П'ятий датчик виміру радіальної вібрації, встановлена на опрі силової турбини.
4. Обрано основні вимоги до роботи системи віброконтролю та аналізу її інформації (попередження та вимикання).
5. Розроблено функціональну схему системи віброконтролю.
6. Розроблено алгоритм роботи системи віброконтролю.
7. Обрано датчики для віброконтролю ГТУ.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В розділі «Аналітична частина» проведено газотермічного розрахунок ГТУ були отримані такі параметри: робота компресора 471524 кДж/кг, температура на виході з компресора 757 К, ККД циклу газотурбінної установки 34,5%. Тиск повітря за компресором: 2074629 (Па); температура газу за турбіною приводу компресора 924К, тиск за турбіною 361891 Па, тиск на виході з силової турбіни 105378 (Па). Температура газу на виході з силової турбіни: 707К, витрата повітря через компресор: 39,4 (кг/с). Усі розрахункові параметри термодинамічного та газодинамічного розрахунків знаходяться в межах допустимих параметрів. За результатами газодинамічного розрахунку ГТУ було отримано діаметральні розміри в характерних перерізах, розраховано кількість ступенів компресора і турбіни ГТУ.

В розділі «Розрахунок елементів на міцність», 1) Були виконані розрахунки елементів ГТУ:

- проведено розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни на основі якого обрано матеріал для її виготовлення ЭИ698ВД.

- проведено розрахунок на міцність диску ТВТ, по вимогах коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.5.....2.5. У нашому випадку диск виконаний зі сплаву ЭИ698ВД (коефіцієнт запасу міцності для дисків турбін повинний лежати в межах 1.3.....2.5. , мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає $k_{min} = 1,42$.) що відповідає умовам проекту.

- виконано розрахунок на міцність валу ТВД ГТУ (запас міцності дорівнює $n=16,3$, та критична частота обертання вала дорівнює $n_{кр}=108102,181$ об/хв), що запобігає виникненню резонансу;

- виконано розрахунок довговічності радіально-упорного підшипника, який дорівнює $n_{розр}=1886664$ год, що відповідає нормальному терміну роботи до заміни;

2) Були проаналізовані параметри систем ГТУ на відповідність до завдання проекту:

- система змащення і суфлювання;

- система автоматичного керування і регулювання ГПА
- паливна система ГТУ;
- система запуску.

На підставі отриманих даних можна зробити висновок, що вибраний двигун відповідає умовам проекту.

3. В розділі **«Спеціальна частина»**, яка присвячена проведенню віброконтролю ГТУ були:

- Були розміщені датчики на системі ГТУ (осьовий та радіальний напрямки). Перший датчик виміру осьової вібрації, встановлена на корпусі компресора; Другий датчик виміру радіальної вібрації вертикальної пошини, встановлена на проміжному крпусі КНТ і КВТ; Третій датчик виміру радіальної вібрації, встановлена біля опор КВТ; Четвертий датчик виміру радіальної вібрації встановлена на проміжному крпусі ТВТ і ТНТ; П'ятий датчик виміру радіальної вібрації, встановлена на опрі силової турбини.

- розроблені функціональна схема та алгоритм роботи системи віброконтролю, які виявляють початкові тріщини на лопатках турбінного двигуна.

- підібрані датчики вібрації для отримання робочої інформації від системи віброконтролю, були вибрані датчики ДПЭ23МВП і CPS400.610М.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения : справочник / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Перель, Л.Я. Ціпкин. – 6-е изд., перераб., доп. – М. : Машиностроение, 1975.- 572 с.
- 2 Бржозовский, Борис Максимович. Вибромониторинг газоперекачивающих агрегатов : монография / Б. М. Бржозовский, В. В. Мартынов, Д. В. Грачев. - Самара , 2007. - 157, [2] с. : ил., табл
- 3 Ветров, А.М.. Конструкція та міцність авіаційних двигунів. Опори, редуктори, системи, поршневі двигуни: Конспект лекцій /А.М. Ветров, Є.М. Карпов , М.С. Кулик . – К.: КМУЦА, 1999. – 80 с.
- 4 Гай Л.Д., Шпакович М.І., Моца В.Г., та інші. Термодинамічний та газодинамічний розрахунки компресорів та ГТУ: Методичні вказівки до дипломного проектування Київ: 2002 - 79 с.
- 5 Игуменцев, Е. А. Приборы, системы и методология спектрально-корреляционного виброконтроля предаварийного состояния газотранспортного оборудования : дис... д-ра техн. наук: 05.11.13 /Е.А. Игуменцев; Украинская инженерно-педагогическая академия. - Харьков, 1999. - 337 с.
- 6 Комисаров Г.А., Микиртичан В.М., Хайт М.В. Методика газодинамического расчета осевого компрессора. Технический отчет ЦИАМ. – М.: ЦИАМ,1962. – 132 с.
- 7 Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / С.А. Вьюнов, Ю.И. Гусев, А.В. Карпов и др.; Под общ. ред. Д.В. Хрониной.– М.: Машиностроение, 1989. – 566 с.
- 8 Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. / Л.П. Лозицкий, А.Н. Ветров, С.М. Дорошко и др.– М.: Воздуш. транспорт, 1992. – 536 с.
- 9 Конструкція та міцність авіаційних двигунів. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок: методичні рекомендації до виконання

- курсів та дипломних проектів студентів з напрямів підготовки 6.070103 «Обслуговування повітряних суден», 6.050604 «Енергомашинобудування» / укладачі: В. В. Козлов, М. М. Митрахович, С. І. Йовенко, Е. П. Ясиніцький. – К. : НАУ, 2014. – 90 с.
- 10 Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів. Розрахунок масляної, паливної та пускової систем ГТД, ГТУ: Методичні вказівки до виконання курсових та дипломних проектів / М.С. Кулик, В.В. Козлов, Гвоздецькій І.І., С.І.Йовенко – К.: НАУ, 2021.– 55 с.
 - 11 Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів. Конструкція та міцність авіадвигунів: лабораторний практикум/ уклад. В.В. Козлов, М.М. Митрахович., – К.: НАУ-Друк, 2014. – 98 с.
 - 12 Кравченко И.Ф. Исследование влияния параметров пульсации давления в камере сгорания на устойчивость ГТД/ И.Ф. Кравченко, В.Н. Журавлев, С.А.Борзов// Авиационно-космическая техника и технология.- 2013.- №8(105).- С.136-142
 - 13 Кулик М.С. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів: підручник/М.С. Кулик, О.А. Тамаргазін, В.В. Козлов. – К.: Нац. Авіа. ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 480 с.
 - 14 Паллей, З.С. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей /З.С. Паллей, М.И. Королев, Э.В. Ровинский .– М.: Транспорт, 1967.– 426с.
 - 15 Розрахунки мастильної системи газотурбінних установок/ Склав В.В.Козлов.- К.:НАУ,?- 13 с.
 - 16 Секистов, В.А. Конструкция авиационных двигателей / В.А. Секистов. – К.: КВИАВУ ВВС, 1970. – 636 с
 - 17 Скубаческий, Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели/ Г.С.Скубачевский. - М.: Машиностроение, 1981. – 548 с
 - 18 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.

- 19 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. Якубович, Владимир Александрович. Вибрационный контроль и
- 20 диагностика : учебное пособие для подготовки специалистов по методу неразрушающего контроля / В. А. Якубович, С. Г. Горбунов. - Москва : МАКС Пресс, 2007. - 195, [2] с. : ил., табл.; 20 см
- 21 Якубович, Владимир Александрович. Оценка технического состояния промышленного оборудования по параметрам вибрации (нормы вибрации) : справочное пособие / В. Я. Якубович. - Москва : МАКС Пресс, 2008. - 287, [2] с. : ил., табл.; 20 см.

Інформаційні ресурси в Інтернеті

- 22 A Review of NDT/Structural Health Monitoring Techniques for Hot Gas Components in Gas Turbines. Веб-сайт: URL <https://www.mdpi.com/1424-8220/19/3/711/htm> (Дата звернення 03.04.2022)
- 23 Барков С.В. Как выбрать средства мониторинга диагностики машин и механизмов:вибрационная диагностика веб-сайт: URL. <https://vibro-expert.ru/kak-vibirat-sredstva-monitoringa-i-diagnostiki-mashin-i-mexanizmov.html> (Дата звернення 05.04.2022)
- 24 ДАТЧИКИ. Аппаратура и системы контроля энергетического оборудования: Каталог-справочник веб-сайт: URL. <https://docplayer.com/83931129-Datchiki-apparatura-i-sistemy-kontrolya-energeticheskogo-oborudovaniya-katalog-spravochnik.html> (Дата звернення 06.04.2022)
- 25 Офіційний сайт ДК «УкрТрансГаз» веб-сайт: URL. <http://utg.ua/utg/gts/trunk-pipelines.html>.