

на правах рукопису


Степченко Олександр Станіславович

ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СИСТЕМИ ТУРБОАГРЕГАТ - ФУНДАМЕНТ

01.02.06 - динаміка, міцність машин,
приладів і апаратури

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків-1994р.





710 31.079

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі динаміки та міцності машин
Харківського державного політехнічного університету

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент
Журавльова Алефтина Матвіївна

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Воробьов Юрій Сергійович

– кандидат технічних наук, доцент
Зайцев Юрій Іванович

Провідна організація – НВО "ТУРБОАТОМ", м. Харків

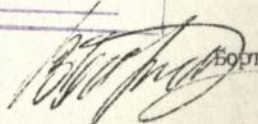
Захист дисертації відбудеться "20" січня 1995 року
у 10⁰⁰ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 068.39.06
при Харківському державному політехнічному університеті
(310002, м. Харків-2, ДСП, вул. Фрунзе, 21)

З дисертацією можливо ознайомитися у бібліотеці університета

Автореферат розісланий "19" грудня 1994р.

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради


Болтовой В.Р.

Актуальність проблеми. Велика трудомісткість і вартість, а часто і відсутність можливості проведення повномасштабних експериментальних досліджень, при великій різноманітності конструктивних рішень турбоагрегатів та фундаментів для теплових електростанцій, обумовлює актуальність розробок методів і програмного забезпечення для розрахунку їх динамічної міцності.

У практиці проектування турбоагрегатів та фундаментів нормуються величини допустимих динамічних податливостей опор підшипника ротору. Методик, дозволяючих надійно визначати ці величини, практично немає. Через те, що елементи системи турбоагрегат – фундамент розробляються та виготовляються різними організаціями, методи розрахунку, які використовуються в практиці проектування, дуже приблизно оцінюють динамічну взаємодію елементів системи. Проте, результати чисельних натурних випробувань на ТЕС і АЕС показують значну зміну динамічних характеристик елементів системи у порівнянні з розрахунковою при роботі системи в цілому.

Особливо великий вплив на динамічну податливість опор ротору робить циліндр низького тиску (ЦНТ) турбіни, який являє складну просторову пластинчато – стержневу конструкцію великих габаритних розмірів. Відомі роботи, у яких пропонується оцінювати вплив чи пружньо-інерційних властивостей ЦНТ, як системи умовних мас та жорсткостей, при розрахунку фундаменту, чи пружних властивостей фундаменту, у виді системи зосереджених жорсткостей при розрахунку корпусу ЦНТ. Проте одержати певні результати при даних підходах не вдається. Тому уявляє практичний інтерес розробка ефективної методики розрахунку стаціонарних коливань системи турбоагрегат – фундамент з обліком пружньо-інерційних характеристик ЦНТ турбіни, а також збудування моделі системи, яка адекватно відображає динамічну взаємодію її елементів.

Метою роботи є:

- розробка загальної ефективної методики розрахунку стаціонарних коливань складних просторових механічних систем з розподіленими параметрами;
- застосування цієї методики до розрахунку власних та вимушених коливань фундаменту, ротору, статорних елементів турбоагрегату, як систем з розподіленими параметрами;
- збудування розрахункової моделі системи турбоагрегат-фундамент;
- створення комплексу програм и виконання розрахунків для реальних турбоагрегатів;
- аналіз впливу елементів системи турбоагрегат – фундамент на ди-

намічні податливості опор ротору.

Дисертаційна робота виконувалась у відповідності з Постановою Держстрою СРСР від 30.01.86. (НП 0.55.09, завдання 05.10.02.), Державною НП ДНТ України 5.1.1. "Високоєфективне обладнання для парогазових та газотурбінних енергетичних комплексів", планами науково-дослідницьких робіт, проводжуваних у Харківському Державному політехнічному університеті.

Наукова новизна. В дисертаційній роботі пропонується модифікація методу синтезу форм (МСФ) та суперелементного підходу метода кінцевих елементів з блочним виключенням внутрішніх параметрів (МСЕ). При визначанні власних частот та форм суперелементів використовується традиційна схема МКЕ для пластинчато-стержневих елементів системи турбоагрегат - фундамент, і метод початкових параметрів (МПП) для елементів ротору. Проведено зіставлення двох суперелементних підходів і вибраний найбільш ефективніший.

Розроблений алгоритм розрахунку власних та вимушених стаціонарних взаємозв'язаних коливань роторів і складних просторових пластинчато-стержневих конструкцій на основі загального методу.

Здобуті матриці напружень для трикутного та прямокутного пластинчатого кінцевого елемента (КЕ) згину і плоскої задачі, стержневого КЕ згину у двох площинах, скруту, растягу-стиску і розроблений алгоритм розрахунку параметрів НДС просторових систем на основі суперелементного підходу.

На основі аналізу власних та вимушених коливань фундаменту і статорних елементів турбоагрегату, а також системи в цілому, збудована модель системи турбоагрегат - фундамент, яка урахує пружно-інерційні характеристики ЦНТ турбіни та ротору.

Здобуті практичні результати для оцінки динамічних характеристик корпусу ЦНТ у системі турбоагрегат - фундамент.

Певність результатів та висновків дисертаційної роботи ґрунтується на використуванні методів теорії коливань, варіаційних принципів та на старанному обґрунтуванні прийнятих допущень при збудуванні механічних та математичних моделей досліджуваних об'єктів; на зіставленні результатів рішення тестових задач з точними методами; на доброму узгодженні результатів чисельних рішень с даними натурних випробувань виконаних НПО "ТУРБОАТОМ" на реальній системі турбоагрегат - фундамент, а також використуванні апробованих чисельних методів для визначання власних частот та форм.

Практична цінність роботи в розробленій методиці та моделі розрахунку вібраційної міцності системи турбоагрегат - фундамент з

урахуванням пружньо-інерційних властивостей статорних елементів турбоагрегату і пружності мастильної плівки підшипника ротору. Розробленим на базі методики комплексом програм були проведені розрахунки коливань реальної системи турбоагрегат - фундамент:

- стаціонарних вимушених коливань турбоагрегату К-220-44-3 ПОАТ ХТЗ на залізобетонному фундаменті;
- динамічних податливостей опору підшипника ротору корпусу ЦНТ турбоагрегату К-220-44-3 ПОАТ ХТЗ.

Результати роботи, які реалізовані у виді комплексу програм, моделі статорних елементів турбін та системи турбоагрегат - фундамент, практичних рекомендацій конструкторам, використовуються при проектуванні турбоагрегатів, що підтверджується відповідними актами, про упровадження.

Апробація роботи. Результати дисертації доповідались на: Міжреспубліканській студентській НТК "Проблеми підвищення міцності елементів машинобудівних конструкцій" (Пермь, 1983р.), Всесоюзних конференціях по вібраційній техніці (Телаві, 1984р., Кобулеті, 1987р.), ІV, V Республіканських НТК "Математичне моделювання процесів та конструкцій енергетичних та транспортних установок в системі їх автоматизованого проектування" (Готвальд, 1985р., 1988р.), Всесоюзній науково-технічній нараді "Підвищення надійності енергетичних споруджень при динамічних впливах" (Москва, ВДНГ, 1987р.), семінарі "Сучасні проблеми механіки та керування в машинобудуванні" (Іркутск, 1988р.), Всесоюзній науковій конференції "Автоматизація дослідження, проектування та випробування складних технічних систем" (Калуга, 1989р.), XXIII і XXIV Всесоюзних наукових нарад по проблемам міцності двигунів (Москва, 1990р., 1992р.), I Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (Львів, 1993р.).

Публікації. Основний зміст роботи опублікований у 9 друкованих роботах, список яких доведений в кінці реферату.

Обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів та заключення, викладених на 131 сторінці машинописного тексту, списку літератури з 107 найменувань та прикладу. В роботу включено 42 малюнки та 10 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ

В вступі міститься обґрунтування актуальності задачі, наукова новизна та практична цінність теми дисертації. Також приведена

скорочена характеристика роботи.

В першій главі проведено вивчення становища питання про теоретичні методи та результати експериментальних досліджень динамічних характеристик фундаментів, турбін, генераторів, роторів і взаємозв'язаних систем їх. Ціми питаннями займалися Абрсімов Н.А., Аграновський Г.Г., Бабський Е.Г., Богомолів С.И., Воробьов Ю.С., Глаговський В.Е., Гуров А.Ф., Дондошанський В.К., Журавльова А.М., Крюков К.А., Натанзон В.Я., Поздняк Е.Л., Філішов А.П., Фрідман В.М., Шейнін І.С., Шелковий С.К., Шульженко Н.Г. та ін. Показані переваги та недоліки методів, пропонуємих вищепереліченими авторами, обґрунтовуються переваги суперелементних підходів МКЕ до рішення задачі про коливання системи турбоагрегат - фундамент. Такими питаннями займалися: Аргіріс Дж., Бемптон М.С., Гайан Р.Дж., Галагер Р., Зенкевич О.К., Крейг Р.Р., Макніал П.М., Нагаматсі А., Образцов Н.Ф., Рубін С., Постнов В.А., Сахаров Л.С., Хайнц Р.М., Хархурім І.Я., Чанг С.Дж. та ін.

На основі проведеного огляду досліджень ставиться задача про збудування моделі та розрахунку стаціонарних коливань системи турбоагрегат - фундамент.

У другій главі пропонується методика розрахунку власних та вимушених коливань складних просторових пластинчато-стержневих конструкцій на основі суперелементних підходів МКЕ. Конструкція розбивається на підконструкції (суперелементи). В підконструкціях виділяються ступіні волі відповідні "внутрішнім" та "зовнішнім" вузлам. Під "внутрішніми" вузлами порозумляються такі вузли, у яких зовнішні сили відсутні і реакції зв'язків з іншими суперелементами зрівноважені. "Зовнішніми" вузлами є вузли з'єднання підконструкцій та можуть бути інші.

Для системи, рівняння сталих стаціонарних гармонічних вимушених коливань без тертя маєт такий вид:

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = \{P\} \sin(\omega t), \quad (1)$$

де $[K]$, $[M]$ - відповідно матриці жорсткості та мас системи, $\{q\}$, $\{P\}$ - відповідно вектори дискретних параметрів системи та амплітуди зовнішнього навантаження. Рішення рівняння (1) шукається у вигляді $\{q\} = \{X\} \sin(\omega t)$.

В запропонованій модифікації суперелементного підходу з блочним виключенням внутрішніх параметрів система розбивається на підконструкції двох типів: які апроксимуються базовими кінцевими елементами та по яким проводиться перегонка методом початкових па-

раметрів. Для суперелемента (СЕ) першого типу, який використовувався для фундаменту та корпусних елементів системи, з урахуванням прийнятого розділу вузлів, розв'язальне рівняння вимушених гармонічних коливань запишеться таким чином:

$$\begin{bmatrix} K_{vv} & K_{vc} \\ K_{cv} & K_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_v \\ X_c \end{Bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{vv} & M_{vc} \\ M_{cv} & M_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_v \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{vv} & Z_{vc} \\ Z_{cv} & Z_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_v \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ R_c \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} P_v \\ P_c \end{Bmatrix} \quad (2)$$

де: v, c - число ступенів волі "внутрішніх" та "зовнішніх" вузлів,
 $\{R_c\}$ - вектор реакцій зв'язків з іншими СЕ.

Записав розкладання на верхню та нижню трикутну матрицю, за процедурою Хоlessкого, для матриці динамічної жорсткості суперелементу, рівняння (2) перетворюються к виду:

$$\begin{bmatrix} Z_{vv} & Z_{vc} \\ Z_{cv} & Z_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_v \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} L & 0 \\ R & L_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D & 0 \\ 0 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} L^T & R^T \\ 0 & L_1^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_v \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ R_c \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} P_v \\ P_c \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Розв'язав рівняння (3) відносно $\{X_c\}$, маєм зв'язок між супервузловими параметрами:

$$[Z]_{cy} \{X_c\} = [[Z_{cc}] - [R][D][R]^T] \{X_c\} = \{R_c\} + \{P_c^*\} \quad (4)$$

де: $[Z]_{cy}$ - супервузлова матриця динамічної жорсткості,

$$\{P_c^*\} = \{P_c\} - [R][L_1]^{-1} \{P_v\} - \text{вектор приведенного зовнішнього навантаження.}$$

Вживання трикутного розкладання матриці динамічної жорсткості дозволяє спростити обчислення супервузлових матриць динамічної жорсткості та визначання порядкового номеру власних частот системи.

Суперелементи другого типу використовувалися для апроксимації роторних елементів системи. Коливання ротору розглядалися у двох площинах і для моделювання його були одержані матриці переходу через наступні елементи: безмасовий пружний стержень кільцевого перетину; масовий елемент, який має інерцію поворота; підвішений ковзання з урахуванням пружності мастильної плівки. Для моделювання сил, виникаючих у гідродинамічного підвішника ковзання на мастильному клині, була використована теоретична модель Е.Поздняка.

З умов рівноваги сил та сумісності деформацій у вузлах елементів польоту ротору, зв'язок між його початковими та кінцевими параметрами одриманий в такому виді:

$$\begin{Bmatrix} q_n \\ P_n \\ \alpha \end{Bmatrix} = [G_n] \cdot [G_{n-1}] \dots [G_2] \cdot [G_1] \begin{Bmatrix} q_0 \\ P_0 \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ 0 & 0 & E \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_0 \\ P_0 \\ \alpha \end{Bmatrix} \quad (5)$$

де $[G_i]$ - матриця переходу через i -й елемент ротору, A_{k_i} - блоки матриці переходу через ротор, відповідні геометричним, внутрішнім та зовнішнім силовим параметрам, n - одиничний вектор-стовпець.

Перетворив вираження (5) до такого виду:

$$[Z_{PT}(\omega)] \begin{Bmatrix} q_0 \\ q_n \end{Bmatrix} = \left[\begin{array}{c|c} \begin{matrix} -A_{12} & A_{12} \\ -A_{22} & A_{22} \end{matrix} & \begin{matrix} A_{12} \\ A_{22} \end{matrix} \end{array} \right] \begin{Bmatrix} q_0 \\ q_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_0 \\ P_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0(\omega) \\ F_n(\omega) \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

одержуємо: $[Z_{PT}(\omega)]$ - матрицю динамічної жорсткості ротору, вектори зовнішнього навантаження $\{F_0(\omega)\}$, $\{F_n(\omega)\}$, які спричиняється ексцентриситетом дисків ротору, і елементи яких визначаються такою системою рівностей:

$$\begin{cases} [A_{12}] = -[A_{12}]^{-1} [A_{12}], & [A_{22}] = [A_{22}]^{-1} [A_{12}], \\ \bar{f}_i^0(\omega) = \sum_{j=1}^4 \bar{a}_{ij}^0, & \bar{f}_i^n(\omega) = \sum_{j=1}^4 \bar{a}_{ij}^{23}, \quad i = 1 + 4. \end{cases} \quad (7)$$

Використовування МПП дозволяє одночасно визначити матрицю динамічної жорсткості ротору, яка потім стикується з суперелементами статора турбоагрегата одержаними МКЕ, та вектор зовнішнього навантаження, яке спричиняється небалансом ротору. При цьому використовується невеликий обсяг пам'яті.

Розв'язальне рівняння вимушених коливань системи, яка складається з n -суперелементів, має такий вид:

$$[Z^c(\omega^2)] \{X^c\} = \{P^c\} \quad (8)$$

Супервузлова матриця динамічної жорсткості системи $[Z^c(\omega^2)]$ одержана підсумуванням супервузлових матриць динамічної жорсткості СЕ обох типів, використовуючи принцип сумісності переміщень у граничних вузлах. Здобута матриця динамічної жорсткості системи не може бути розв'язана відносно ω , і для одержання амплітуд вимушених коливань необхідно на кожній частоті будувати супервузлову матрицю динамічної жорсткості системи і вирішувати систему (8).

Частотне рівняння системи: $\det([Z^c(p^2)]) = 0$. Для пошуку власних частот при цьому суперелементному підході використовується метод проб. Число власних частот, які лежать нижче провної частоти для суперелементної системи визначається рівністю:

$$M_c = M + \sum_{i=1}^I (N_i - \sum_{x=1}^{N_i} d_x^i), \quad (9)$$

де: M_c - число власних частот системи, M - число від'ємних коефіцієнтів на діагоналі перетворення матриці динамічної жорсткості системи, N_k - розмірність матриці $[Z_{вв}]$ k -го СЕ, d_k^1 - діагональні елементи матриці $[D]$ k -го СЕ. τ - число СЕ. Точність МСЕ і МКЕ практично однакові.

У другому варіанті суперелементного підходу - модифікації МСФ Крейга-Бемптона, конструкція розбивалася на підконструкції першого типу. Для ротору були отримані матриці жорсткості і мас. КЕ стержня з масами на кінцях, який ураховує інерцію повороту, та КЕ підшипника ковзання з урахуванням пружності мастильної плівки.

Пролонгується така заміна координат (ступенів волі), відповідних параметрам внутрішніх вузлів, на нові - узагальнені координати, зв'язані між собою через статичні форми та власні форми СЕ жорстко-затиснутого у зовнішніх вузлах:

$$\begin{Bmatrix} X_B \\ X_C \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} Q^S \\ X_C \end{Bmatrix}, \text{ где } [T] = \begin{bmatrix} V^S & V^C \\ 0 & E \end{bmatrix}, \quad (10)$$

де: $[E]$ - одинична матриця, $[V^C] = [K_{вв}]^{-1} [K_{вс}]$ - матриця статичних форм СЕ, $[V^S]$ - матриця перших s -власних форм, $\{Q^S\}$ - вектор узагальнених координат СЕ.

З урахуванням (10), рівняння (2) має такий вид:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & \\ & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q^S \\ X_C \end{Bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Q^S \\ X_C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ R_C \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} P^E \\ P_C^* \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Вектори приведенного зовнішнього навантаження дорівнюють:

$$\{P_C^*\} = \{P_C\} + [V_C]^T \{P_B\}; \quad \{P^S\} = [V^S]^T \{P_B\} \quad (12)$$

Блоки матриць $[K]_{св}$ та $[M]_{св}$ визначаються такими рівностями:

$$\begin{cases} [K_{11}] = [V^S]^T [K_{вв}] [V^S] \\ [K_{22}] = [K_{св}]^T - [V^C]^T [K_{вв}] [V^C] \\ [M_{11}] = [V^S]^T [M_{вв}] [V^S] \\ [M_{12}] = -[V^S]^T [M_{вв}] [V^C] + [V^S]^T [M_{вс}] \\ [M_{22}] = -[V^C]^T [M_{вв}] [V^C] + [M_{св}] [V^C] + [V^C]^T [M_{вс}] + [M_{св}] \end{cases} \quad (13)$$

Внаслідок ортогональності власних форм коливань, матриці $[K_{11}]$ та $[M_{11}]$ мають діагональний вид і, при нормованих по матриці мас

власних форм SE , діагональні коефіцієнти дорівнюють: $k_{jj}^{**} = \omega_j^2$, $M_{jj}^{**} = 1$.

Для визначення інших блоків перетворених матриць жорсткості та мас необхідно провести обчислення, виключаючи обернення матриці. Пропонувана модифікація МСФ використовує для обернення матриць алгоритм розкладання матриці жорсткості SE на верхню та нижню трикутні матриці, і для блоків матриці жорсткості SE маємо:

$$[K_{BB}] = [L][L]^T; [K_{BC}] = [L][R]^T; [K_{CB}] = [R][L]^T \quad (14)$$

Матриці $[V^C]$ і $[K_{22}]$ перетворюємо до такого виду:

$$\begin{cases} [V^C] = [L]^{-1} [R]^T \\ [K_{22}] = [K_{CC}] - [R]^T [D] [R] \end{cases} \quad (15)$$

Розкладання по Холецкому вимагає значно меншого числа операцій, чим обернення матриць.

Для системи складеній з n суперелементів, враховується сумісність переміщень граничних вузлів і те, що сума реакцій зв'язків суперелементів дорівнює нулю, рівняння амплитуд вимушених коливань має такий вид:

$$[[K^C] - p^2 [M^C]] \{ Q_1^C, \dots, Q_{i-1}^C, \dots, Q_n^C, X_{cy} \}^T = \{ P^C \} \quad (16)$$

де X_{cy} - граничні ступені волі суперелементів, Q_i - узагальнені координати i -го СЕ, $i=1+n$. З вираження (16) видно, що розмірність скороченої системи визначається числом ступенів волі у граничних вузлах та числом урахуємих власних форм СЕ.

Рішення системи лінійних рівнянь (16) шукається у вигляді розкладання по власним формам коливань системи. При цьому, для отримання амплітуди на частоті вимушених коливань з доброю точністю можливо обмежитися частиною спектру власних частот.

При $p^C = 0$ рівняння (16) дає рівняння власних форм:

$$[[K^C] - p^2 [M^C]] \{ Q^C \} = 0 \quad (17)$$

Виразення (17) є рівняння, яке визначає стандартну узагальнену проблему власних значень, тому власні частоти та форми можливо отримати одним з відомих методів.

МСФ, на відзнаку від МСЕ, приблизний суперелементний підхід, точність якого залежить від числа урахуємих форм СЕ.

Для визначення власних частот та форм системи МСФ, в залежності від розмірності задачі, використовувався чи метод Якобі, чи

метод ітерацій в підпросторі, причому рішення задачі на власні значення для підпростору шукалося теж методом Якобі. При визначенні власних частот та форм, амплітуд вимушених коливань системи МСЕ для рішення системи лінійних рівнянь використовувався метод Холєського.

Для апроксимації форми конструкції застосовувалися: прямокутний та трикутний пластинчаті КЕ згину та плоскої задачі, стержневий КЕ згину у двох площинах, розтягу - стиску та скруту, стержневий КЕ ротора та КЕ підшипника ковзання. Для даних КЕ отримані матриці жорсткості та мас в аналітичному виді. Приведено виведення матриць напружень для стержневого та пластинчатих КЕ.

Розроблена ефективна схема збудування СЕ та складання у систему, яка використовує мінімальний обсяг інформації про систему. Запропонований алгоритм економного схову в пам'яті ЕОМ матриць жорсткості та мас СЕ, і системи в цілому. Усі алгоритми реалізовані у виді комплексу програм на мові PL-1.

У третій главі проводиться аналіз ефективності та точності розробленої методикі дослідження системи турбоагрегат-фундамент на прикладі розрахунку власних і вимушених коливань тестових моделей.

Виконано розрахунок власних коливань стержня та пластини при варіюванні: розбивки на КЕ і СЕ, порівняння з точним рішенням. Для аналізу точності МСФ при розрахунку власних частот пластинчатих конструкцій була обрана модель жорстко - затиснутої по одному боку (консольній) квадратній пластини. Конструкція апроксимувалася трикутними пластинчатими КЕ з трьома ступенями вільності у вузлі. Для даній моделі були отримані перші п'ять власних частот МКЕ та МСФ, при різній суперелементній розбивці (2, 3 и 4 СЕ) та кількості урахуованих форм. Погрішність МСФ відносно МКЕ була менш 1% для перших чотирьох частот вже при урахуванні 2-х форм для моделі з 2-х СЕ та по одній формі для кожного СЕ у інших варіантів. Розбивка практично не дає впливу на точність отриманих власних частот. Аналогічні результати отримані і для жорстко-затиснутого стержня. Здійсненні тестові розрахунки показали швидку збіжність МСФ к результатам МКЕ та високу точність.

Для оцінки точності та ефективності запропонованого алгоритму розрахунку вимушених коливань ротору турбоагрегата в системі ротор - корпус турбіни - фундамент були проведені чисельні дослідження критичних швидкостей тестових роторів МПШ та МКЕ. Результати показали високу стійкість та точність як МПШ, так і МКЕ.

Виконано чисельний аналіз точності використовуваних несумісних пластинчатих КЕ при визначенні параметрів НДС тестових прямокутних пластин, які перебували у плоскому напруженому стані та під дією навантаження згину. Отримані результати показали, що при однаковому числі ступенів волі кінцево-елементної моделі пластини, використовуваний трикутний КЕ дає більш точні значення напружень для задач згину, а прямокутний КЕ - для плоско-напруженого стану. Проте для одержання вірогідних параметрів НДС була потрібна значно більша дрібна сітка розбиття, ніж для одержання власних частот та форм. Точність при визначенні напружень стержневими КЕ залежить тільки від погрешності апроксимації розподіленого навантаження.

У четвертій главі на основі аналізу власних та вимушених коливань елементів реальної конструкції системи турбоагрегат - фундамент (турбіна К-240 ПОАТ ХТЗ) була збудована модель системи в цілому та виконано розрахунок її динамічних характеристик.

На основі аналізу особливостей системи - симетрії, наявності зосереджених факторів, збудовані кінцево-елементні моделі симетричних частин елементів турбоагрегату (корпусу ЦНТ, кришки корпусу ЦНТ) та фундаменту. Виконано докладний аналіз власних та вимушених коливань корпусу ЦНТ для різних моделей симетричної (1/4) частини, параметри яких приведені у таблиці 1 (варіанти 1-3). Розглядено взаємозв'язок площинних та згинових коливань конструкції корпусу і вплив мас кришки корпусу, картера, конденсатора. При порівнянні результатів обчислення для моделей корпусу ЦНТ з спрощеною опорою підшипника та моделі з точкою опорою підшипника (таб.1, варіанти 2 та 3 відповідно) був проведений аналіз впливу опори підшипника ротору на динамічні характеристики корпусу та збудована спрощена стержнева модель її, що значно знизило загальну розмірність задачі. Проведений аналіз впливу умов опираювання на власні частоти корпусу, показав значну зміну величин площинних власних частот (найбільш небезпечних для системи) при варіюванні жорсткості опор, та можливість зміщення їх до робочого діапазону турбіни.

Збудована кінцево-елементна модель кришки корпусу ЦНТ та, на основі аналізу її власних коливань при різних умовах опираювання, показана необхідність урахування її пружно-інерційних характеристик, а не масових, при розрахунку системи.

Розрахунок власних частот та форм фундаменту був виконаний трьома методами МКЕ, МСФ та МСЕ. Кінцево-елементна модель фундаменту складалася з 86 КЕ и була розбита на 5 СЕ, загальною число ступенів волі - 424. При розрахунку МСЕ було узято у якості грани-

Таблиця 1.

Параметри розрахункових моделей.

№	ВИД МОДЕЛІ СИСТЕМИ	Кільк-	Кільк-	Кільк-	Кільк-
		КЕ	СЕ	ст. волі загал.	ст. волі суп. вузл.
1	КОРПУС ЦНТ (площина)	120	22	500	129
2	КОРПУС ЦНТ (сегин. - площ. 1)	120	22	800	226
3	КОРПУС ЦНТ (сегин. - площ. 2)	178	24	1200	370
4	МАСИ ТУРБОУАГР. - ФУНДАМЕНТ	86	5	424	140
5	КОРПУС ЦНТ - ФУНДАМЕНТ	256	10	870	272
6	ЦНТ - ФУНДАМЕНТ	452	14	1334	360
7	РОТОР-ЦНТ+МАСИ-ФУНДАМЕНТ	542	15	1694	360

Таблиця 2.

Власні частоти фундаменту.

№ част	М К Е	М С Е	М С Ф			ε % МСФ/МСЕ
			5 × 1	5 × 2	5 × 3	
1	2.75	2.7	2.785	2.884	2.953	9.2
2	19.07	18.86	19.122	19.035	19.048	1.0
3	21.19	21.075	22.068	21.459	21.392	1.47
4	24.49	24.25	25.025	24.524	24.322	0.29
5	24.94	24.575	25.281	24.693	24.606	0.16
6	25.13	25.065	25.466	25.132	25.108	0.17
7	25.21	25.13	25.626	25.252	25.189	0.23
8	25.46	25.4	26.081	25.68	25.59	0.75
9	25.62	25.605	26.539	26.987	26.921	0.42
10	25.845	25.835	27.367	28.022	28.013	0.65
11	26.035	26.01	28.417	28.277	28.256	0.94
12	26.48	26.125	29.864	28.54	28.34	0.69
13	26.985	26.295	31.193	28.617	28.58	1.1

чних 140 ступенів волі, а при розрахунку МСФ - 63 ступенів волі + число урахуованих форм. Результати розрахунку перших 13-ти частот приведені у таблиці 2. Час обчислення одної власної частоти на ЕСМ ЕС-1045 був для МСФ - близько 10 секунд, для МСЕ - 194 секунди. Аналіз результатів показав: при значному скороченні розмірності розрахункової системи рівнянь МСФ зберігає добру точність як по частотам, так і по формам; МСФ показує високу швидкість збіжності

результатів; час обчислення однієї власної частоти МСФ більш ніж на порядок менш чим МСЕ.

Для оцінки впливу елементів системи на динаміку системи турбоагрегат - фундамент в цілому та остаточної доробки моделі системи, виконано розрахунок вимушених коливань чотирьох різних моделей системи. Розглядалися такі моделі: фундамент - маси турбоагрегату; фундамент - корпус ЦНТ; фундамент - корпус ЦНТ - кришка корпусу; фундамент - корпус ЦНТ - кришка корпусу - маси збудника, генератора та ЦВТ. Параметри моделей приведені у таблиці 1 (варіанти 4-7). Порівняльний аналіз результатів показав, остання модель найбільш адекватно відображує динаміку системи. Розроблена кінцево - елементна модель симетричної (1/2) частини реальної системи турбоагрегат-фундамент (параметри приведені у таблиці 1, варіант 7), з урахуванням пружно-інерційних властивостей ЦНТ зображена на малюнку 1. Модель урахує симетрію конструкції уздовж осі ротору. Фундамент і ЦНТ апроксимуються стержневими та пластинчастими КЕ. Збудник генератора, генератор, циліндр високого тиску (ЦВД) ураховуються у виді зосереджених мас, розміщених у точках опирання на фундамент. Кінцево-елементна модель системи розбивалася на 14 суперелементів: 5 СЕ фундаменту, 4 СЕ кришки корпусу ЦНТ, 5 СЕ корпусу ЦНТ.

Для даного турбоагрегату НПО "ТУРБОАТОМ" були проведені натурні випробування по визначенню динамічних податливостей опор корпусу ЦНТ. Графіки амплітудно-частотних залежностей для точок на опорах підшипника зображені на малюнку 2, де лінія 1 відповідає чисельним результатам, а 2 - експериментальним. Чисельні результати отримані без урахування тврття. Величини податливостей приведені у мікронах на тону ($10^{-6} \text{ м} / 9.8 \times 10^4 \text{ Н}$), а частот у Герцах. Величини податливостей отримані чисельним шляхом мають фізичну рацію тільки при частотах віддалених від ділянки резонансу. При порівнянні розрахункових величин податливостей та отриманих шляхом випробування, можливо говорити про їх практичний збіг. Порівняння величин резонансних частот, отриманих при експерименту та розрахунку показало, що практично усі площинні власні частоти, отримані чисельним шляхом, мають відповідні їм випробувальні резонанси, величина відносної погрішності лежить в межах $2 \pm 10\%$, абсолютна погрішність $0.5 \pm 2.5 \text{ Гц}$. З урахуванням погрішності експерименту можливо говорити про добру збіжність результатів.

Отримані результати розрахунку реальної конструкції підтверджують, що розроблена модель та алгоритм розрахунку можуть бути

використовані для оцінки динамічної міцності системи турбоагрегат - фундамент на стадії проектування.

У заключенні приведені основні висновки по роботі, а у прикладі - акти про упровадження результатів роботи.

О С Н О В Н І В И С Н О В К И

1) Розроблена методика розрахунку вібраційної міцності системи турбоагрегат - фундамент на основі запропонованих модифікацій методу синтезу форм та суперелементного підходу МКЕ з блочним виключенням внутрішніх параметрів, які значно знижують час обчислення та обсяг використовуваної пам'яті.

2) Алгоритм аналізу динамічних характеристик та параметрів НДС просторових пластинчато-стержневих конструкцій реалізований у виді програм на мові PL-1 для ЕОМ серій ЕС и VAX, а також на мові ас для ЕОМ IBM-PC-AT. Основні програмні модулі універсальні і можуть пристосовуватися для розрахунку різних корпусних конструкцій.

3) Правильність розроблених алгоритмів та певність результатів розрахунку перевірена шляхом порівняння з результатами розрахунків виконаних іншими методами на різних тестових моделях.

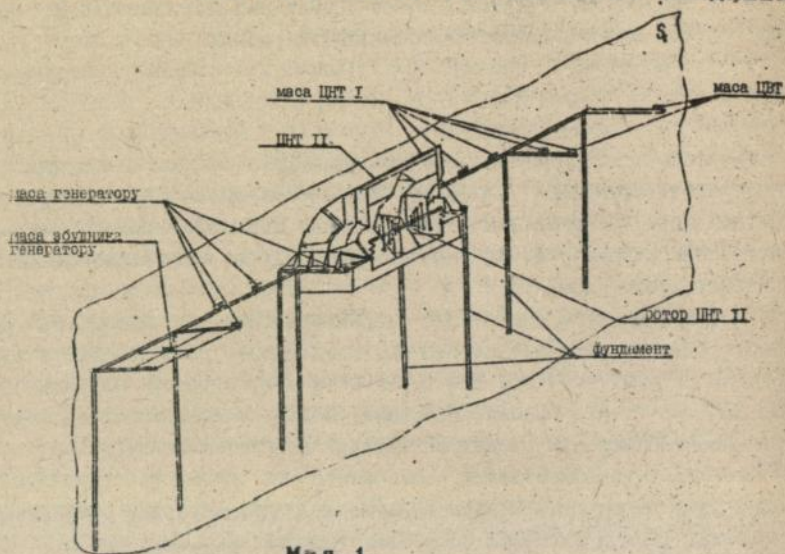
4) Виконано чисельний аналіз динамічних характеристик елементів системи турбоагрегат - фундамент : рамного фундаменту, корпусу ЦНТ турбіни, кришки корпусу ЦНТ. Визначені фактори, які справляють вплив на динамічні характеристики корпусу в системі турбоагрегат - фундамент.

5) Збудована модель системи турбоагрегат - фундамент, яка ураховує пружно-інерційні характеристики ЦНТ турбіни та ротору, а також пружність мастильної плівки підшипника. Виконано розрахунок вимушених сталих коливань системи без урахування тертя при дії сил небалансу ротору.

6) Порівняння чисельних результатів, отриманих при розрахунку розроблених моделей системи турбоагрегат - фундамент, з результатами натурних випробувань показало добру збіжність, як величин резонансних частот, так і динамічних податливостей опор підшипника.

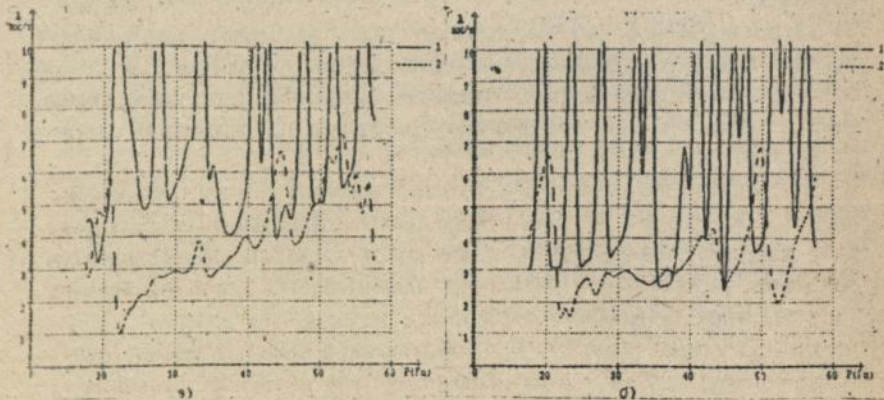
7) Результати теоретичних досліджень, методика та програми розрахунку упроваджені в роботу проектувальників НПО "ТУРБОАТОМ". Одержаний економічний ефект, що підтверджується актами об упровадженні.

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ТУРБОАГРЕГАТ ФУНДАМЕНТ.



Мал. 1.

АЧЗ для опори підшипника.



Мал. 2.

Список работ по теме диссертации

- 1) Журавлёва А.М., Кожухарь Л.С., Степченко А.С., Шелковный С.К. Исследование динамических характеристик пластинчато-стержневого корпуса низкого давления паровой турбины. // Изв. ВНИИГ им. Введенцева. - 1986г. Вып. 197. - С. 53-56.
- 2) Журавлёва А.М., Кожухарь Л.С., Степченко А.С., Шелковный С.К. Исследование динамических характеристик различных моделей корпусов низкого давления турбин методом суперэлементов. // Динамика и прочность машин. - Харьков: Вища шк., 1987г. - Вып. 46. - С. 10-13.
- 3) Степченко А.С., Шелковный С.К. О точности пластинчатых конечных элементов при определении частотных характеристик и параметров НДС // Динамика и прочность машин. - Харьков: Вища шк., 1987г. - Вып. 45. - С. 71-75.
- 4) Степченко А.С. Определение собственных частот фундамента турбоагрегата методом синтеза форм // Харьк. политехн. ин-т. Харьков 1993. - 16с.: ил. - Библиогр.: 7 назв. - Рус. - Деп. в УкрИНТЭИ 01.03.93, №307 - Ук93.
- 5) Журавлёва А.М., Степченко А.С. Суперэлементный комплекс программ для анализа динамики и напряженно-деформированного состояния турбоагрегата и фундамента. // Современные проблемы механики и управления в машиностроении. Тез. докладов сем. - Иркутск. 1988г. - С. 9.
- 6) Журавлёва А.М., Степченко А.С. Исследование динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент // Тезисы докладов XXIII Всесоюзного научного совещания по проблемам прочности двигателей, Москва, 1990г. - С. 91-92.
- 7) Журавлёва А.М., Степченко А.С. Определение собственных частот и форм системы ротор - корпус турбины - фундамент методом синтеза форм // Тезисы докладов XXIV научного совещания по проблемам прочности двигателей, Москва, 1992г. - С. 25.
- 8) Журавльова А.М., Степченко А.С. Порівняльний аналіз суперелементних підходів МКЕ при чисельних дослідженнях динамічних характеристик складних просторових конструкцій // I Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей. Травень 18-20. 1993, Львів, Україна. - С. 109-110.
- 9) Степченко А.С. Исследование совместных колебаний системы фундамент - корпус низкого давления // Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных установок в системе их автоматизированного проектирования; Тезисы докладов V Республицанской научно-технической конференции, Готвальд, сентябрь 1988г. - Харьков: 1988. - С. 119.

АННОТАЦИЯ

Степченко А.С. Численные исследования динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент.

Диссертация на соискания ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.02.06 - динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры. Харьковский Гос. пол. ун-тет, Харьков, 1994г.

Защищается рукопись в которой предлагается методика и модель для расчёта динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент. В основу методики положены две модификации суперэлементного подхода МКЭ: метод синтеза форм и метод блочного исключения внутренних параметров суперэлементов. Проведена сравнительная оценка двух методов при расчетах моделей элементов системы. Результаты расчета динамических характеристик предложенной модели системы турбоагрегат-фундамент сравниваются с результатами натурных испытаний.

Ключові слова : динамічна міцність, власна частота, власна форма, вимушені коливання, напружено-деформований стан, кінцевий елемент, суперелемент, турбоагрегат, циліндр низького тиску турбіни, фундамент, ротор, підшипник.

ANOTATION

Stepchenko A. C. Numerical reseach the dynamic characters of turbine - fundament system.

Thesis on the scienific degree of candidate of technical sciences on speciality 01.02.06 - dynamic, strength of machin, device and apparatus. Kharkov's State Pol. Univ., Kharkov, 1994.

The typescript is defended for proposing the model of turbine - fundament system and the methodic for dynamic characters one is obtained. In base of methodic modification the two supelemets approach of finite-element method have been taked : the substructure modal synthesis, and algebraic reduced. of interface degrees of freedom for supelement. The culculated results for models of parts of system are compared for both approach. The culculated dynamic characters of turbine - fundament system are compared for with experimental ones of real system.

Гипростель, роталит, заказ 100, тираж 100 экз. Харьков-1994

456333

AB 31.674

AB 31.674