

на правах рукопису

Овчарова Галина Борисівна

**РОЗВИТОК МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛИВАНЬ
БАГАТООПОРНОГО РОТОРА З ПОПЕРЕЧНОЮ ТРИЩИНОЮ**

05.02.09. - динаміка, міцність машин, приладів та апаратури

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Харків-1997



00752365 (S)

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі "Опір матеріалів" Харківського державного політехнічного університету та у відділі вібраційних і термоміцнісних досліджень Інституту проблем машинобудування НАН України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук,

Шульженко Микола Григорович

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Голоскоков Євген Григорович,

кандидат технічних наук, доцент

Карінцев Іван Борисович

Провідна організація: : Інститут проблем міцності НАН України (м. Київ)

Захист відбудеться "27" травня 1997 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.16 у Харківському державному політехнічному університеті (310002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського державного політехнічного університету.

Автореферат розісланий "24" 04 1997 року.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Бортовий В.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. У зв'язку з підвищенням одиначної потужності турбоагрегатів ТЕС та АЕС і значним збільшенням витрат за непередбачених аварійних зупинок енергоблоку задача своєчасного виявлення тріщин валопроводу набула за останнє десятиріччя великого значення. У світовій практиці експлуатації турбін відома достатня кількість випадків, коли поперечні тріщини досягали істотних розмірів, розвиваючись з зон конструктивних концентраторів напружень на зовнішній поверхні. Тільки в США та Канаді у 80-і роки було зареєстровано 28 аварій, пов'язаних з розвитком тріщини від втомленості в роторі турбіни. У країнах колишнього СРСР також відомі випадки появи поперечних тріщин в роторах потужних турбін.

Накопичений досвід свідчить про те, що розвиток тріщин супроводжується, як правило, зміною вібраційного стану турбоагрегату. Тому регулярний контроль і аналіз вібрацій ротора з врахуванням можливих ознак наявності та розвитку тріщини є основним способом її виявлення без виводу енергоблоку з експлуатації.

Метою роботи є розвиток моделей і методів розрахунку коливань багатоопорних роторів з поперечною тріщиною, аналіз впливу наявності тріщини на характеристики вібрації ротора, встановлення ознак присутності тріщини.

Наукова новизна роботи полягає у запропонованій моделі тріщини з урахуванням зламу пружної осі в місці її виникнення; розробленій методиці пошуку характеристик коливань ротора зі зломом пружної осі; результатах дослідження впливу тріщини на характеристики коливань конкретних систем.

Достовірність і обґрунтованість отриманих результатів оцінювалась співставленням з результатами натурних випробувань та експериментального моделювання, які наведені в літературі, а також з даними розрахунків інших авторів.

Практична цінність і впровадження роботи. Дисертаційна робота виконана автором у 1993-1997 рр. в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт відділу вібраційних та термоміснських досліджень ІПМмаш НАН України:

"Створення системи діагностики, контролю надійності і прогнозування ресурсу основних елементів ГТУ і ПГУ", №д.р. 0193U007797; "Розробка теоретичних моделей і обчислюваних засобів динамічної та тривалої міцності енергомашинобудівних конструкцій", № д.р. 01910026712.

Апробація роботи. Основні положення і результати роботи доповідались і були схвалені на XXV міжнародній науково-технічній нараді з проблем міцності двигунів (м. Москва, 1994 р.), міжнародній науково-технічній конференції "Удосконалення енергетичних і транспортних турбоустановок методами математичного моделювання, обчислювального і фізичного експерименту" (м. Зміїв, 1994 р.), міжнародній конференції "Динаміка роторних систем" (м. Каменець-Подільський", 1996 р.), а також на розширеному науковому семінарі кафедри динаміки та міцності машин ХДПУ.

Публікації. За темою дисертації опубліковано три статті, тези трьох доповідей і депонована одна наукова робота.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновку і списку літератури, що містить 105 найменувань. Загальний обсяг роботи 120 сторінок, у тому числі 110 сторінок друкарського тексту, 42 рисунків, 3 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність теми, її наукова новизна та практична значимість, сформульовані мета і основні задачі досліджень, дається коротка характеристика дисертаційної роботи, вказується на її зв'язок з програмами та планами наукових досліджень.

У першому розділі проводиться огляд публікацій, присвячених проблемі вібрації ротора з поперечною тріщиною. Проаналізовані підходи різних авторів до питання моделювання тріщини та способів врахування втрати жорсткості на відповідній ділянці; вибору досліджуваної моделі ротора. Показано, що різні підходи до моделювання коливань роторних систем з тріщиною призводять до різноманітності методів виявлення тріщин і діагностичних ознак.

В кінці розділу сформульовані основні задачі дослідження:

- дослідження спектра вібропереміщень, зумовлених тріщиною, в залежності від значення амплітуди вимушених коливань та статичного прогину, початкової орієнтації і розмірів тріщини при малих статичних деформаціях;
- створення моделі "дихаючої" тріщини, що враховує злам пружної осі, розв'язок задачі про коливання багатоопорного ротора з розвитою поперечною тріщиною і дослідження спектра його вібропереміщень в залежності від кута зламу при різних співвідношеннях вібраційних та статичних переміщень, початкової орієнтації і розмірів тріщини;
- аналіз вібраційних характеристик роторів конкретних турбомашин і визначення характерних ознак наявності тріщини.

У другому розділі наводиться опис розв'язання задачі про згинальні коливання вагомого багатоопорного ротора з розподіленими параметрами на пружнодемпферних опорах з залишковим дисбалансом і малою поперечною тріщиною, що знаходиться у перерізі кільцевидної форми. При цьому вважається, що амплітуда коливань від появи тріщини значно менше амплітуди вимушених коливань від дисбалансу, а пружна лінія вала не має зламу від тріщини.

Ротор моделюється вагомим стрижнем, який складається з багатьох участків з зосередженими включеннями, а тріщина - вирізом частини поперечного перерізу в області розтягу. Розглядається пряма синхронна прецесія k -ї ділянки ротора, яка містить тріщину, від неурівноваженості (рис.1). Розміри тріщини визначаються різницею відносних координат вздовж цієї ділянки $\xi_2 - \xi_1$ (ξ - безрозмірна координата вздовж осі) і кутом γ (рис.1) у площині перерізу ротора. Прийнято, що для частини тріщини, яка знаходиться в області стиску, межі зімкнуті і вона закрыта, в області розтягу - розімкнуті і вона відкрита; кут повного відчинення тріщини γ менше, ніж π . Перехід тріщини з області розтягу в область стиску описується функціями, які дозволяють врахувати її "віддих": $0 \leq \varphi \leq \pi - \gamma$ - тріщина повністю відкрита ($jj=1$); $\pi - \gamma < \varphi < \pi$ - тріщина відкрита частково- закривається

($jj=2$); $\pi \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma$ - тріщина повністю закрита ($jj=3$); $2\pi - \gamma < \varphi < 2\pi$ - тріщина відкрита частково- відкривається ($jj=4$); де $\varphi(\tau) = \omega\tau + \psi - \beta - 2\pi i$, ω - частота обертання, ψ - початкова фаза, яка є характеристикою взаємного розміщення меж тріщини і осей траєкторії вимушених коливань, β - кут положення нейтральної лінії АВ відносно осей нерухомої системи координат XOY, $i=1,2,3,\dots$ - число оборотів (рис.1).

Послідовність і тривалість кожної з фаз стану тріщини визначається положенням траєкторії відносно начала системи координат XOY. Якщо амплітуда вимушених коливань A_e від неурівноваженості менше статичного переміщення H_{st} , то тріщина, незалежно від її початкової орієнтації ψ і кута розкриття γ , за період обертання послідовно перебуває в кожній з чотирьох вищезазначених фаз. У випадку, коли амплітуда вимушених коливань від неурівноваженості більше статичного прогину, є можливим один із станів "дихаючої" тріщини за одне обертання вала: 1) тріщина повністю відкрита і частково відкрита; 2) тріщина частково відкрита; 3) тріщина повністю відкрита, частково відкрита, повністю закрита; 4) тріщина частково відкрита, повністю закрита. Крім того, можливі варіанти, коли "віддих" тріщини повністю відсутній, і вона або повністю відкрита, або повністю закрита за період повного обертання.

Рівняння коливань вигину k -ї ділянки неурівноваженого ротора з постійними параметрами в нерухомій системі координат XOY мають вигляди:

$$\begin{aligned}
 k I \frac{\partial^4 x}{\partial \xi^4} - 0.5k \left[\delta_1 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} \right) + \delta_2 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right) \right] + m \frac{\partial^2 x}{\partial \tau^2} + \\
 + L^{-1} \sum_{n=1}^N \left(c_{xx} x_n + c_{xy} y_n + \alpha_{xx} \frac{\partial x_n}{\partial \tau} + \alpha_{xy} \frac{\partial y_n}{\partial \tau} \right) \sigma_1 (\xi - \xi_n) = \\
 = M \varepsilon \omega^2 L^{-1} \sigma_1 (\xi - \xi_n) \cos \omega \tau; \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& k I \frac{\partial^4 y}{\partial \xi^4} - 0.5k \left[\delta_6 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} \right) + \delta_7 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right) \right] + m \frac{\partial^2 y}{\partial \tau^2} + \\
& + L^{-1} \sum_{n=1}^N \left(c_{yx} x_n + c_{yy} y_n + \alpha_{yn} \frac{\partial x_n}{\partial \tau} + \alpha_{yn} \frac{\partial y_n}{\partial \tau} \right) \sigma_1(\xi - \xi_n) = \\
& = M \varepsilon \omega^2 L^{-1} \sigma_1(\xi - \xi_0) \sin \omega \tau + mg,
\end{aligned}$$

де $k = E/L^4$, E - модуль пружності; L - довжина ділянки ротора; I - геометричний момент інерції перерізу вала без тріщини; $m = \rho F$, ρ - густина матеріалу, F - площа поперечного перерізу; $c_{xx} \dots c_{yy}$, $\alpha_{xx} \dots \alpha_{yy}$ - відповідно коефіцієнти жорсткості і демпфування анізотропних опорів, які розташовані в точках $\xi = \xi_n$, $n = 1, 2, \dots, N$, N - число опорів; M - неурівноважена маса в точці $\xi = \xi_0$, ε - величина неурівноваженості; g - прискорення вільного падіння; $\delta_1(\xi) = \sigma_0(\xi - \xi_1) - \sigma_0(\xi - \xi_2)$, $\sigma_0(\xi - \xi_0)$ - одинична функція Хевісайда, $\sigma_1(\xi - \xi_0)$ - імпульсна функція. Нелінійні функції часу $\delta_5(\tau)$, $\delta_6(\tau)$, $\delta_7(\tau)$ виражаються через моменти інерції перерізу, послабленого тріщиною, і залежать від тривалості інтервалів відкриття та закриття тріщини. Рівняння (2) доповнюються крайовими умовами для $\xi = 0$ и $\xi = 1$.

Розв'язок (2) шукається у вигляді суми переміщень: статичних x_1, y_1 , зумовлених силою тягіння; стаціонарних x_2, y_2 , зумовлених залишковим дисбалансом; x^*, y^* - нестационарних, зумовлених тріщиною. Останні визначаються з рівняння коливань ротора зі змінною жорсткістю і еквівалентним полігармонічним навантаженням з періодичними, періоду $2\pi/\omega$ коефіцієнтами, які залежать від статичних і вібраційних переміщень ротора, розмірів і початкової орієнтації тріщини. При цьому ліві частини цих рівнянь за виглядом співпадають з лівими частинами рівняння (2), а праві мають вигляд:

$$P_x(\tau) = \sum_{j=0}^5 a_j(\tau) \cos(j\omega\tau) + b_j(\tau) \sin(j\omega\tau), \quad (3)$$

$$P_y(\tau) = \sum_{j=0}^5 c_j(\tau) \cos(j\omega\tau) + d_j(\tau) \sin(j\omega\tau).$$

Для чисельного аналізу динамічних характеристик усього валопроводу використовувався метод, який поєднує ідеї методів діакоптики та динамічних жорсткостей.

За викладеною методикою виконано чисельні дослідження коливань неурівноваженого валопроводу турбоагрегата потужністю 300 МВт з гіпотетичною поперечною тріщиною в роторі низкого тиску. Характеристики коливань визначались в точках опору валопроводу та виникнення тріщини. Оцінювався вплив параметрів γ , ε , ψ , $H_{ст}$ на характеристики вібропереміщень валопровода. Розглядався випадок квазистатичної зміни кута повного розкриття тріщини.

На рис.2 показана залежність відносних амплітуд A_j/λ (λ - абсолютна ширина тріщини, $j=1, \dots, 5$ - номер гармоніки) п'яти перших гармонійних складових вібропереміщень ротора, спричинених тріщиною, від кута повного розкриття тріщини γ для різних значень початкового фазового кута ψ ($0 \leq \psi \leq 2\pi$) у випадку, коли амплітуда вимушених коливань ротора A_0 в області тріщини більше статичного прогину h .

Виходячи з отриманих результатів, можна зробити такі висновки:

- склад спектра вібропереміщень, рівень амплітуд та розподіл фаз гармонійних складових вібропереміщень залежить від розмірів тріщини, місця її розташування в роторі, динамічних характеристик системи, співвідношення амплітуд вимушених коливань і статичного прогину, від початкової орієнтації тріщини;
- ідентифікацію тріщини доцільно здійснювати за наявності та зміною амплітуд і фаз третьої і четвертої гармонік, беручи до уваги, що при експлуатації агрегата на першу і другу гармоніки вібропереміщень накладаються відповідно обертова від неурівноваженості та подвійна обертова від нерівножорсткості ротора генератора;

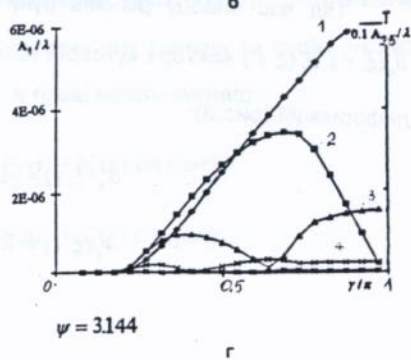
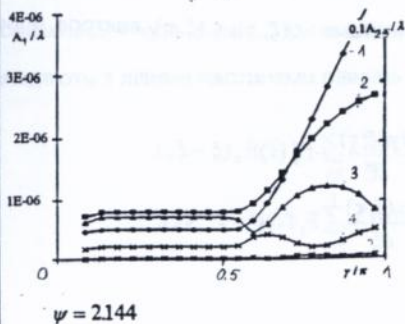
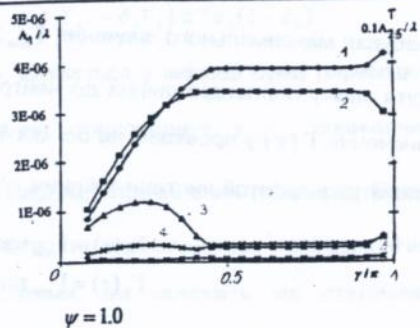
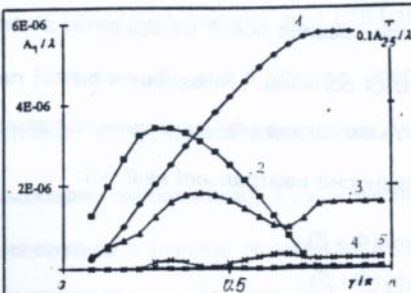
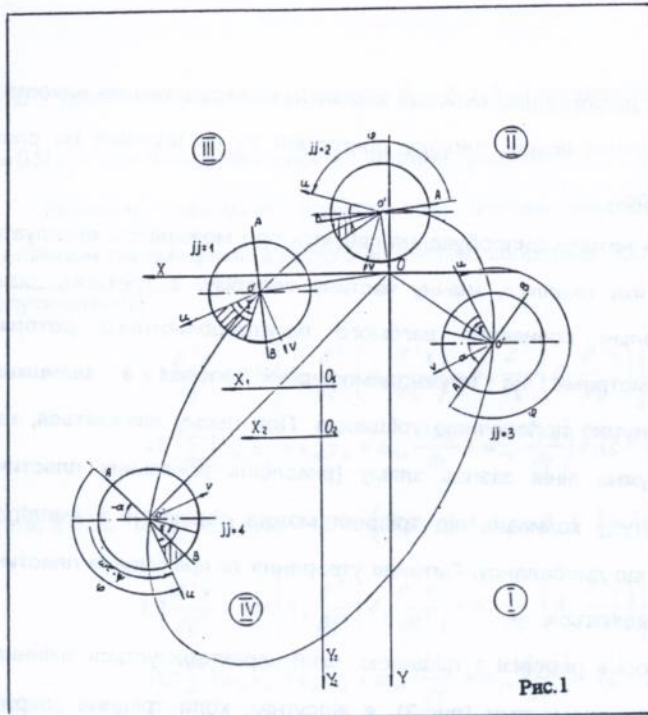


Рис.2

- при малих статичних деформаціях можливі варіанти, коли тріщина не виходить з стислої області на протязі всього періоду обертання та не впливає на спектр вібропереміщень ротора.

Враховуючи, що натурні випробування свідчать про можливість експлуатації ротора з тріщиною, яка охоплює значну частину перерізу, в третьому розділі розглядаються згинальні коливання вагомого багатопрольотного ротора з розподіленими параметрами на пружнодемпферних опорах з залишковим дисбалансом і розвинутою поперечною тріщиною. При цьому вважається, що в вершині тріщини пружна лінія зазнає зламу (внаслідок локальних пластичних деформацій), і амплітуду коливань від тріщини можна порівняти з амплітудою вимушених коливань від дисбалансу. Питання утворення та врахування пластичних деформацій не розглядаються.

Злам пружної осі в перерізі з тріщиною, який характеризується змінним за часом кутом $\Gamma(\tau)$ між нормаллями (рис.3), є відсутнім, коли тріщина закрита, і набуває максимального значення Γ_{\max} , коли тріщина повністю відкрита, а площина кута зламу перпендикулярна до нейтральної осі вала. Виходячи з рис.4, поточне значення $\Gamma(\tau)$ у проєкціях на осі OX і OY має вигляд (Φ - визначає положення осі симетрії відкритої частини тріщини $o'\eta$, відносно нейтральної лінії AB):

$$\begin{aligned}\Gamma_x(\tau) &= \Gamma_{\max} \sin\Phi \cos(\Phi + \beta) \\ \Gamma_y(\tau) &= \Gamma_{\max} \sin\Phi \sin(\Phi + \beta).\end{aligned}\quad (4)$$

Під час виводу рівнянь руху враховуються залежність між компонентами $\vartheta_x(\xi, \tau)$, $\vartheta_y(\xi, \tau)$ вектора кутової і компонентами $x(\xi, \tau)$, $y(\xi, \tau)$ вектора поперечної деформацій (рис.3):

$$\begin{aligned}\vartheta_x(\xi, \tau) &= -L^{-1} \frac{\partial y(\xi, \tau)}{\partial \xi} + \Gamma_x(\tau) \sigma_0 (\xi - \xi_0), \\ \vartheta_y(\xi, \tau) &= L^{-1} \frac{\partial x(\xi, \tau)}{\partial \xi} - \Gamma_y(\tau) \sigma_0 (\xi - \xi_0),\end{aligned}\quad (5)$$

де L - довжина ділянки з тріщиною, $\xi_0 = \xi_1 + \Delta$ - координата перерізу з тріщиною, $\Delta = 0.5(\xi_2 - \xi_1)$ - половина відносної ширини тріщини.

Рівняння згинальних коливань k -ї ділянки неурівноваженого ротора з постійними параметрами в нерухомій системі координат XOY мають вигляд (індекс k опускається):

$$k I \frac{\partial^4 x}{\partial \xi^4} - 0.5k \left[\delta_5 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} \right) + \delta_6 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right) \right] + m \frac{\partial^2 x}{\partial \tau^2} + L^{-1} \sum_{n=1}^N \left(c_{xx} x_n + c_{xy} y_n + \alpha_{xx} \frac{\partial x_n}{\partial \tau} + \alpha_{xy} \frac{\partial y_n}{\partial \tau} \right) \sigma_1 (\xi - \xi_n) = M \varepsilon \omega^2 L^{-1} \sigma_1 (\xi - \xi_0) \cos \omega \tau + L^3 E \left(2I \Gamma_y - \delta_7 \Gamma_y - \delta_8 \Gamma_x \right) \Delta^{-2} \sigma_1 (\xi - \xi_0); \quad (6)$$

$$k I \frac{\partial^4 y}{\partial \xi^4} - 0.5k \left[\delta_6 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} \right) + \delta_7 \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(\delta_1 \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right) \right] + m \frac{\partial^2 y}{\partial \tau^2} + L^{-1} \sum_{n=1}^N \left(c_{yx} x_n + c_{yy} y_n + \alpha_{yx} \frac{\partial x_n}{\partial \tau} + \alpha_{yy} \frac{\partial y_n}{\partial \tau} \right) \sigma_1 (\xi - \xi_n) = M \varepsilon \omega^2 L^{-1} \sigma_1 (\xi - \xi_0) \sin \omega \tau + mg + L^3 E \left(2I \Gamma_x - \delta_7 \Gamma_x - \delta_8 \Gamma_y \right) \Delta^{-2} \sigma_1 (\xi - \xi_0).$$

Розв'язок (6), як і в другому розділі, шукається у вигляді суми переміщень: статичних x_1, y_1 , зумовлених силою тяжіння; стаціонарних x_2, y_2 , спричинених залишковим дисбалансом; x^*, y^* - нестационарних, спричинених тріщиною. Останні визначаються з рівнянь із змінною жорсткістю та еквівалентним полігармонічним навантаженням з періодичними коефіцієнтами, які залежать від статичних і вібраційних переміщень ротора, розмірів і початкової орієнтації тріщини, величини максимального кута зламу. При цьому ліві частини цих рівнянь за своїм виглядом співпадають з лівими частинами рівнянь (6), а праві мають вигляд:

$$P_x(\tau) = \sum_{j=0}^5 a_j^*(\tau) \cos(j\omega\tau) + b_j^*(\tau) \sin(j\omega\tau),$$

$$P_y(\tau) = \sum_{j=0}^5 c_j^*(\tau) \cos(j\omega\tau) + d_j^*(\tau) \sin(j\omega\tau). \quad (7)$$

Враховуючи, що коефіцієнти a_j^*, \dots, d_j^* нелінійно залежать від параметрів траєкторії руху, розв'язок (6) будувався послідовними наближеннями з ітераційним уточненням форми траєкторії. Як початкова обирається траєкторія центра вала, яка отримана з розв'язку задачі про стаціонарні коливання з урахуванням прогину від сили тяжіння. Збіжність розв'язку контролювалась чисельно. Кількість ітерацій залежить від параметрів системи і величини максимального кута зламу осі, і змінюється в виконаних розрахунках від 2 до 40 (рис.5).

Виконано розрахунки коливань валопроводу турбоагрегата потужністю 300 МВт з гіпотетичною поперечною тріщиною в роторі низького тиску. Величина максимального кута злому, викликаного локальними деформаціями в перерізі з тріщиною, змінювалась в межах припустимих значень кутового зміщення осей роторів. Оцінювався вплив зламу на амплітуди і фази перших п'яти гармонійних складових вібропереміщень в залежності від розмірів і початкової орієнтації тріщини, від співвідношення вібраційних і статичних переміщень. З (6) випливає, що амплітуди вібропереміщень пропорційні максимальному куту зламу для фіксованої низки початкових параметрів системи.

На рис.6,а;б наводяться залежності відносних значень амплітуд A_j / λ та фаз $F_j / F_1(0)$ ($j=1, \dots, 5$) гармонійних складових вібропереміщень ротора, зумовлених тріщиною, від кута її повного розкриття γ для $\Gamma_{\max} = 0$, а на рис.6,в;г відповідно, для $\Gamma_{\max} = 5 \cdot 10^{-11}$. Отримані результати показують, що урахування зламу пружної осі валу веде до зростання рівня амплітуд на декілька порядків і до зміни фаз (рис.6,б;г) гармонійних складових. Принципіальних змін в загальному характері залежності амплітуд і фаз від кута повного розкриття тріщини γ з урахуванням зламу пружної осі не спостерігається. Амплітуди третьої гармоніки стають сумірними з амплітудами другої, при цьому для тріщин, які займають більше 20% перерізу, вони, як правило, більше, ніж амплітуди другої гармоніки.

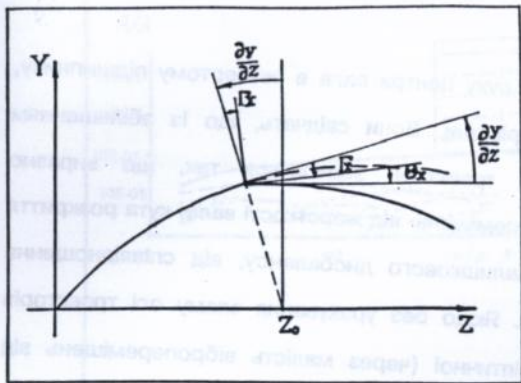


Рис.3

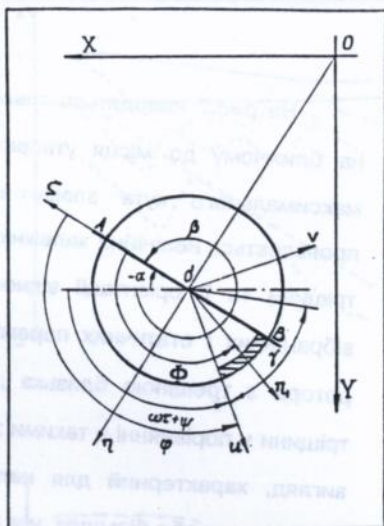


Рис.4

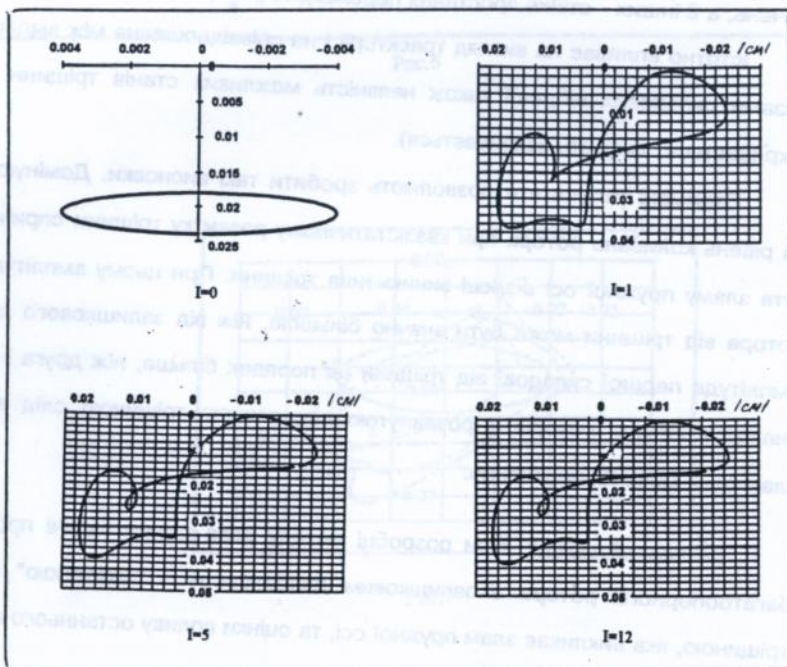


Рис.5

На рис.7 наводяться траєкторії руху центра вала в четвертому підшипнику, на ближчому до місця утворення тріщини. Вони свідчать, що із збільшенням максимального кута зламу вигляд траєкторії змінюється так, що виразно проявляється нелінійна залежність переміщень від жорсткості вала, кута розкриття тріщини та її орієнтації відносно залишкового дисбалансу, від співвідношення вібраційних і статичних переміщень. Якщо без урахування зламу осі траєкторія ротора з трещиною близька до еліптичної (через малість вібропереміщень від тріщини у порівнянні з такими ж від дисбалансу), то з урахуванням зламу вона має вигляд, характерний для нелінійних систем, а рівень вібрацій від тріщини є порівнянним або більшим, ніж рівень коливань від залишкового дисбалансу (рис.7). Зауважимо, що в деяких випадках за певних значень Γ_{\max} не були отримані замкнуті траєкторії, що обумовлюється відсутністю стійких періодичних рішень. При цьому спостерігались неперіодичні зміни траєкторії в межах постійного інтервалу значень, а в інших - стійке зростання переміщень ротора.

Істотно впливає на вигляд траєкторії і на співвідношення між амплітудами та фазами складових вібрацій також наявність можливих станів тріщини (відкрита, закривається, закрита, закривається).

Отримані результати дозволяють зробити такі висновки. Домінуючий вплив на рівень коливань ротора при квазістатичному розвитку тріщини спричиняє зміна кута зламу пружної осі в місці виникнення тріщини. При цьому амплітуда вібрацій ротора від тріщини може бути значно більшою, ніж від залишкового дисбалансу. Амплітуда першої складові від тріщини на порядок більше, ніж друга і третя. При аналізі коливань роторів з розвинутою поперечною тріщиною слід враховувати злам осі в місці її виникнення.

Четвертий розділ. При розробці методу розв'язання задачі про коливання багатоопорного ротора з залишковим дисбалансом і "дихаючою" поперечною тріщиною, яка викликає злам пружної осі, та оцінки впливу останнього на вібраційні

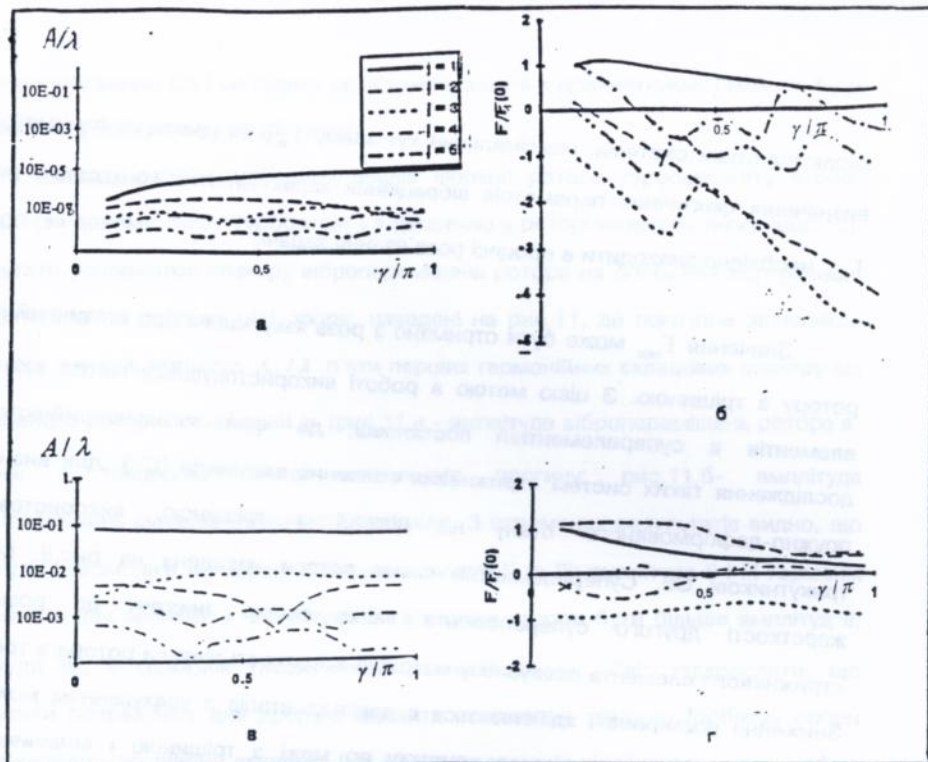


Рис.6

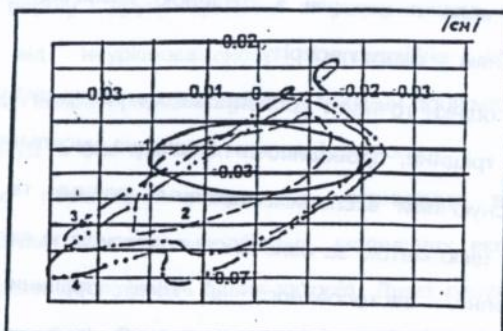


Рис.7

характеристики системи, максимальний кут зламу Γ_{\max} вводився як параметр. При визначенні фактичних параметрів вібраційних характеристик конкретних роторів Γ_{\max} необхідно знаходити в процесі розв'язання задачі.

Значення Γ_{\max} може бути отримано з розв'язку задачі про статичний прогин ротору з тріщиною. З цією метою в роботі використовувався метод скінченних елементів в суперелементній постановці, де крім загальноприйнятих для дослідження таких систем стрижневих скінчених елементів (СЕ), для визначення пружно-деформованого стану на ділянці з тріщиною, використовуються трикутникові СЕ. Суперелементна схема ротора наведена на рис.8. Матриця жорсткості другого суперелемента являє собою знижену до розмірності стрижневого елемента всевузлову матрицю жорсткості ділянки ротора з тріщиною. Зниження розмірності здійснюється в декілька етапів з урахуванням можливості існування різноманітних умов контакту по межі з тріщиною і величини самої тріщини. Зниження розмірності матриці суперелемента для розв'язання задачі про статичний прогин базується на методі статичної конденсації і при значному зменшенні числа узагальнених переміщень дає результат прийнятної точності. Кут зламу осі вала в перерізі з тріщиною визначається за відомим додатковим переміщенням цього перерізу.

Для оцінки точності пропонуємої методики визначення кута зламу осі вала внаслідок тріщини, проводилось порівняння чисельних результатів для тестових валів з існуючими експериментальними даними та даними розрахунків інших авторів. З цією метою за означеною податливістю вала в перерізі з тріщиною від навантаження, застосованого в місці тріщини, визначалась залежність безрозмірної функції податливості $F(\bar{h})$ від глибини тріщини \bar{h} , при цьому довжина СЕ з тріщиною обиралась рівною її глибині. Результати співставлення для одного із модельних роторів показані на рис.9. Їх достатнє погодження є свідотством того,

що запропонований СЕ і методика розв'язання задачі є прийнятними, і можуть бути використані у конкретних розрахунках.

У п'ятому розділі здійснено аналіз вібрації ротора турбоагрегату К-500-65/3000 (за даними НВО "Турбоатом") з тріщиною в роторі низького тиску (рис.10). Результати розрахунків спектру вібропереміщень ротора на опорі №4 від тріщини, що розташована поблизу цієї опори, наведені на рис.11, де показана залежність відносних значень амплітуд A_j / λ п'яти перших гармонійних складових спектру від кута повного розкриття тріщини γ (рис.11,а - амплітуда вібропереміщень ротора в перерізі з тріщиною більше статичного прогину; рис.11,б- амплітуда вібропереміщень менше статичного прогину). З отриманих результатів видно, що амплітуди I гармоніки на порядок більше амплітуд II та III; амплітуда II і III гармонік порівняні, а для великих γ амплітуди III гармоніки можуть бути більше амплітуд II; амплітуди IV, V гармонік також мають значний рівень. Слід підкреслити, що результати розрахунків для другого варіанта положення тріщини (поблизу опори №9) показали, що рівень амплітуд I, II і вищих гармонік відрізняються між собою сильніше (більш ніж на порядок), але на опорі поблизу тріщини амплітуди III гармоніки значно зростають і для окремих γ можуть бути також більше амплітуд II гармоніки. Виходячи з отриманих результатів і враховуючи той факт, що при експлуатації ротора на першу і другу гармоніки вібропереміщень накладаються відповідно обертова від неурівноваженості і подвійна обертова від нерівножорсткості ротора генератора, ідентифікацію тріщини доцільно здійснювати за наявністю і зміні амплітуд та фаз третьої і четвертої гармоніки.

Проведено якісне порівняння результатів, отриманих в роботі, з результатами опублікованих натурних випробувань, модельних експериментів і результатами розрахункових досліджень інших авторів. Деякі результати такого співставлення наведені у табл.1. Спираючись на якісну відповідність отриманих чисельних результатів з результатами натурних випробувань, можна стверджувати, що ознакою існування тріщини в роторі, який обертається з постійною швидкістю

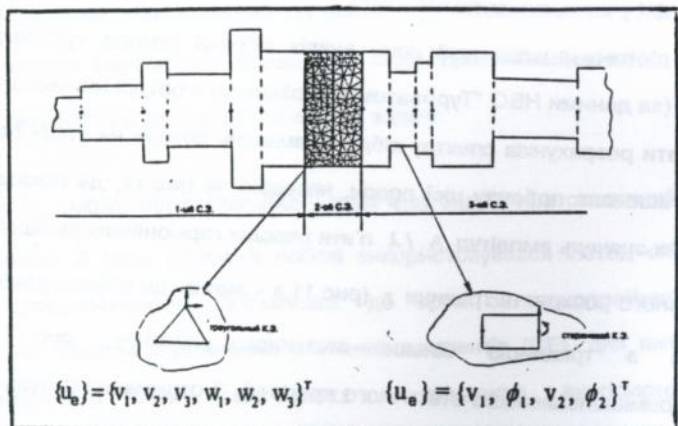


Рис.8

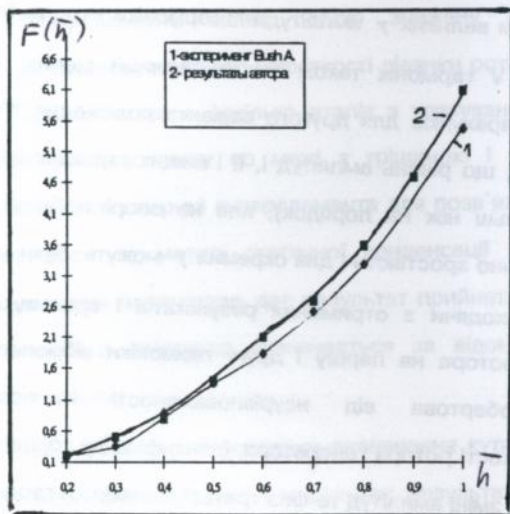


Рис.9

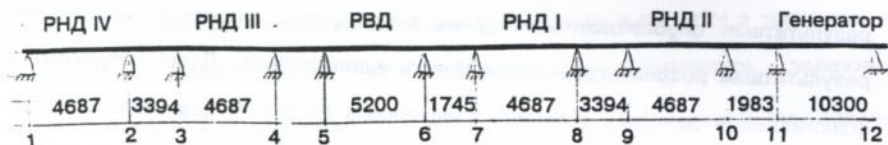


Рис.10

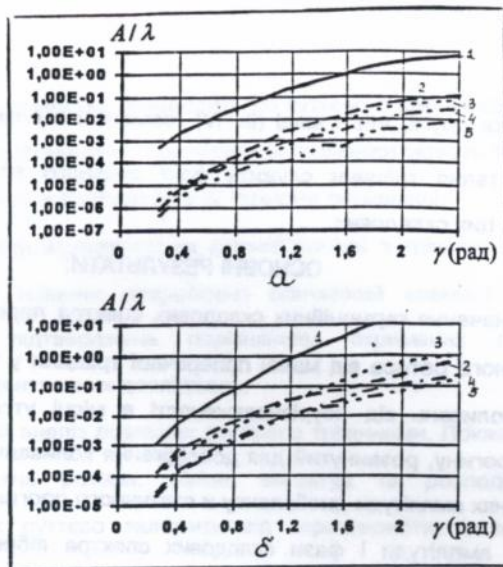


Рис. 11

Таблиця 1

		НАТУРНІ ВИПРОБУВАННЯ		ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ		
		Ротор потужного турбоагрегата з тріщиною (Donald E., [65])	З аналізу рiзн. випадкiв утворення трiщин в роторах (Heard J.G. [74])	Двухопорний одномасовий ротор з "дишаючою" трiщиною (Schmied J [1])	Ротор з розподiленими параметрами i "дишаючою" трiщиною (Grabowski [1])	Турбоагрегат 500МВт, РНТ з трiщиною мiж 4 i 5 опорами. (автор)
I-	A_{op}	незначне зростання	випадок i зростання, i зменшення	несуттєвi змiни	незначне зростання	незначнi змiни
	F_{op}	незначнi	значний перерозподiл	значний перерозподiл	не наведенi	значнi
II-	A_{op}	з'явлення, $A_{op}^{II} < A_{op}^I$	присутнiсть обгрунтована з'явлiш. нерiвножорсткiстю	наявнiсть обумовлена появою нерiвножорстк.	поява та зростання	поява та значне зростання
	F_{op}	значнi	значний перерозподiл	дослiдження не проводилось	не наведенi	значнi
III-	A_{op}	з'явлення i значне зростання, $A_{op}^{III} \approx A_{op}^{II}$	мистяться в спектри	поява i значне зростання, $A_{op}^{III} \approx A_{op}^{II}$	наявнiсть в спектри з амплiтудами	поява i значне зростання, $A_{op}^{III} \geq A_{op}^{II}$
	F_{op}	значнi	вiдмiненi змiни	значнi	дослiдження не проводилось	значнi
IV-V	A_{op}	з'явлення i незначне зростання, $A_{op}^{IV}, A_{op}^V \ll A_{op}^{II}$	в окремих випадках рiвень амплiтуд значний	дослiдження не проводилось	наявнiсть в спектри з амплiтудами	поява i значне зростання, $A_{op}^{IV}, A_{op}^V < A_{op}^{II}$
	F_{op}	суттєвi	значнi	дослiдження не проводилось	дослiдження не проводилось	суттєвi
траєкторiя центра вала		нелiнійний хар-р викликаний наявнiстю вищих гармонiк	дослiдження не проводилось.	нелiнійний хар. викликаний наявнiстю III гармонiки	дослiдження не проводилось	нелiнійний хар-р викликаний наявнiстю вищих гармонiк
основна диагностична ознака наявностi трiщини		I, II гармонiки на резонансних частотах	сукупностi всiх наведених факторiв	виникнення субгармонiйних резонансiв	1. ковання за I II формам; 2. II гармонiка при ω_2	поява i суттєве зростання амплiтуд i змiна фаз III-V гармонiк

ω_p , є не тільки друга, але і вищі (III, IV) гармоніки в спектрі вібропереміщень, а ознакою зростання тріщини служить факт значного взаємного перерозподілу амплітуд і фаз цих складових.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ:

1. Метод визначення гармонійних складових спектра переміщень багатоопорного неурівноваженого ротора від малої поперечної тріщини у випадку, коли амплітуда вимушених коливань від неурівноваженості в місці утворення тріщини менше статичного прогину, розвинутий для дослідження коливань системи при довільних співвідношеннях амплітуди дисбалансу и статичного прогину;
2. Визначені амплітуди і фази складових спектра вібропереміщень конкретної системи, опричинені малою тріщиною, в залежності від величини амплітуди вимушених коливань і статичного прогину, початкової орієнтації і розмірів тріщини. Встановлено, що при квазістатичному зростанні тріщини амплітуди II і III гармонік сумірні, а їх фази змінюються інтенсивніш, ніж фази I гармоніки.
3. Розроблено метод розрахунку спектра вібраційних переміщень багатоопорного неурівноваженого ротора з розподіленими параметрами від розвинутої поперечної тріщини, що зумовлює в місці її утворення злам пружної осі ротора. Розв'язання задачі зводиться до покрокового визначення траєкторії руху центра вала з її ітераційним уточненням в кожній точці, яке враховує зміну положення перерізу, взаємне розташування нейтральної лінії вала і меж тріщини, співвідношення статичних і вібраційних переміщень;
4. Оцінено вплив зламу на амплітуди і фази перших п'яти гармонійних складових вібропереміщень в залежності від розмірів і початкової орієнтації тріщини, від співвідношення амплітуди вібраційних і статичних переміщень. Встановлено, що домінуючий вплив на рівень вібропереміщень ротора при квазістатичному зростанні тріщини виявляє зміну кута зламу осі в місці її утворення; траєкторія ротора з тріщиною приймає вигляд, характерний для нелінійних систем; амплітуда вібрації ротора від тріщини може бути значно більшою, ніж від залишкового дисба-

лансу; збільшення кута зламу осі призводить до суттєвого перерозподілу амплітуд гармонік спектра вібропереміщень - амплітуди III гармоніки можуть бути більшими, ніж амплітуди II гармоніки, амплітуди II та IV гармонік порівнянні;

5. Для врахування втрати жорсткості на ділянці ротора з тріщиною і оцінки кута злому осі ротора від тріщини розроблено скінченний елемент, ефективність використання якого підтверджена порівнянням отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень;

6. Проведено числений аналіз реальних роторів з тріщинами. Показано, що склад спектру вібропереміщень ротора, рівень амплітуд та розподіл фаз його гармонійних складових суттєво залежить від характеристик валопроводу, що досліджується, і місця розташування тріщини вздовж ротору. Найбільш примітний вплив тріщини виявляється на ближчих до неї опорах, де зростають амплітуди всіх гармонік спектру та перерозподіляються їх фази. Ідентифікацію тріщини доцільно здійснювати за наявністю та зміни амплітуд і фаз третьої та четвертої гармонік;

7. Вірогідність отриманих результатів про вплив тріщини на вібраційні характеристики ротора підтверджена порівняльним аналізом з опублікованими експлуатаційними показниками, результатами експериментального моделювання і чисельних досліджень інших авторів;

8. Програмне забезпечення, яке розроблено в дисертаційній роботі, включено в створений у відділі вібраційних і термоміцнісних досліджень ІПМаш НАН України комплекс програм, який призначено для аналізу вібрацій турбоагрегатів.

Основний зміст дисертаційної роботи викладено в статтях і тезах доповідей:

1. Овчарова Г.Б., Шульженко Н.Г. Расчет вибрационных характеристик многоопорного ротора с поперечной трещиной // Тез. докл. XXV междунаро. науч.-техн. совещ. по проблемам прочности двигателей, г. Москва, апрель 1994 г. - М.- 1994.- С. 44- 45.

2. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б. Вибрационные перемещения многоопорного неуравновешенного ротора с поперечной трещиной // АН УССР Ин-т проблем машиностроения.- Харьков, 1994.- 14 с.-Деп. в ВИНТИ РАН 10.06.1994,- N 1450.

3. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б., Билетченко В.П. Вибрационные характеристики валопровода с малой поперечной трещиной // Тез. докл. Международ. науч.-техн. конф., г. Змиев, сент. 1994 г.- Харьков.- 1994.- Ч. I.- С. 89-90.
4. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б., Билетченко В.П. Расчет характеристик колебаний многоопорного ротора с поперечной трещиной при малых статических деформациях // Пробл. прочности. - 1996.- N2.- С. 92-99.
5. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б. Колебания многоопорного ротора с поперечной трещиной // Динамика роторных систем: сборник трудов Международной конференции", г. Каменец-Подольск, май 1996г.- Хмельницкий.- 1996.- С. 75-77.
6. Овчарова Г.Б. Поперечные колебания неуравновешенного валопровода, вызванные поперечной трещиной // Тез. докл. Intern. Meet. on Inform. Techn. "Micro CAD '96", Kharkov, 30-31 May 1996.- Харьков.- 1996.- С. 20-21.
7. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б. Численное моделирование колебаний многоопорных роторов с поперечной трещиной // Современные проблемы машиностроения: материалы междунаод. науч.-техн. конф., г. Гомель, июль 1996.- Гомель.- 1996.- С. 119-120.

ОСОБИСТИЙ ВНЕСОК АВТОРА.

В [1-4] автор створює алгоритм розв'язання задачі, здійснює його програмну реалізацію, отримує чисельні результати та приймає участь в їх узагальнені. У [5,7] автор приймає участь у розробці методу, створює алгоритм розв'язання задачі, здійснює його програмну реалізацію, отримує чисельні результати, та приймає участь в їх узагальнені.

Summary

Ovcharova G. Development of Calculation Methods and Analysis of Vibration Characteristics of Multi-Supported Rotor Containing a Transverse Crack. The thesis is intended for earning the degree of candidate of technical sciences in speciality 05.02.09 - dynamics, strength of machines, devices and equipment. The flexural vibration of heavy multi-span rotors

on elastic damping supports with a residual unbalance and transverse breathing crack are considered. Two cases are described: small crack (neutral axis without fracture) and developed crack (neutral axis with fracture). The method of solving the problem is worked out. The numerical results for real shafts are obtained. The results are compared with the dates of testes on location and experimental simulation.

Аннотация

Овчарова Г.Б. "Развитие методов расчета и анализ характеристик колебаний многоопорного ротора с поперечной трещиной". Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09.-динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, Харьковский государственный политехнический университет, г. Харьков, 1997.

Рассматриваются изгибные колебания вращающегося многоопорного ротора с распределенными параметрами на нескольких упругодемпферных опорах с остаточным дисбалансом и поперечной трещиной при квазистатическом ее развитии. Исследуются как случай малой трещины, так и значительной трещины, вызывающей излом упругой оси вала. Разработан метод решения задачи. Получены численные результаты для реальных валопроводов. Проведено сравнение с опубликованными данными натурных испытаний и экспериментального моделирования.

Ключові слова: ротор, коливання, поперечна тріщина, вібраційні характеристики.



AB 3057
АВ 37.611

Підп. до друку 17.04.97. Формат 60x84/16. Папір друк.
Ум. друк. арк. 1.0. Тираж 100. Зам. 16-10

Харківський державний політехнічний університет,
редакційно-видавничий відділ.
Надруковано на ризографі ХДПУ.
310002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.