

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

**ТАРАСЕВИЧ ЮЛІЯ ЯРОСЛАВІВНА**

УДК 621.67

**РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ РОТОРІВ В ШПАРИННИХ  
УЩІЛЬНЕННЯХ**

**05.02.09 - динаміка та міцність машин**

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків, 2006

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Сумському державному університеті

Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник -**

доктор технічних наук, професор,

Заслужений діяч науки і техніки України

**Марцинковський Володимир Альбінович**

Сумський державний університет,

завідувач кафедри

загальної механіки і динаміки машин

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор

**Жовдак Валерій Олексійович,**

Національний технічний університет

“Харківський політехнічний інститут”,

професор кафедри

динаміки та міцності машин;

кандидат технічних наук, доцент

**Гулий Олександр Миколайович,**

Сумський державний університет,

доцент кафедри

прикладної гідроаеромеханіки

**Провідна установа -**

Інститут проблем машинобудування

ім. А.М. Підгорного НАН України

Захист відбудеться 20 вересня 2006 р. о 16<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” (61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21)

Автореферат розісланий 16 серпня 2006 р.

**В.о. вченого секретаря**

**спеціалізованої вченої ради**

Д.В. Бреславський

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Відцентрові насоси широко використовуються у всіх галузях промисловості. Останнім часом найраціональнішим способом підвищення напору є збільшення частоти обертання ротора. Збільшення напору, що розвиває один ступінь, і кількості ступенів насоса призводить до зростання перепадів тиску на ущільнюючих зазорах робочих коліс та міжступеневих ущільнень і до збільшення загальної кількості ущільнень. У типовій конструкції сучасного багатоступінчатого відцентрового насоса більше половини довжини його вала займають робочі колеса з шпаринними ущільненнями. Гідродинамічні сили, що виникають в малих зазорах шпаринних ущільнень, у значній мірі впливають на динамічні характеристики роторів. Залежно від конструкції та умов роботи ущільнюючих вузлів ці сили можуть викликати втрату динамічної стійкості і привести до руйнівних для машини автоколивальних ротора, або ж навпаки, стабілізувати його рух і знизити рівень вібрацій. Як правило, жорсткість ущільнень або порівнянна, або перевищує жорсткість підшипників ковзання. Тому ущільнення виконують роль додаткових проміжних опор, які визначають вібраційні характеристики ротора: ротор, “гнучкий” без урахування ущільнень, стає “жорстким” в ущільненнях.

Внаслідок взаємозв'язку гідродинамічних процесів у робочих колесах і ущільненнях ротор відцентрової машини є генератором вібрацій, значно потужніших і ширших за спектральним складом, ніж в інших машинах. Тому аналіз динаміки і визначення способів зниження віброактивності є однією з актуальних задач, вирішення якої дозволяє підвищити якість машини в цілому. При визначенні й аналізі динамічних характеристик машини слід враховувати, що пружні і демпферні характеристики ротора мають випадкову природу, оскільки вони визначаються випадковими параметрами шпаринних ущільнень (радіальним зазором, конусністю, перекосом).

Важливою проблемою сучасного насособудування є дослідження виникнення автоколивальних режимів роторів і розробка методів їх усунення. Оскільки в більшості випадків ці режими можуть привести до виходу насоса з ладу, виявлення областей нестійкості має велике практичне значення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету при виконанні робіт з держбюджетної тематики відповідно до координаційного плану МОН України і реалізована при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи: “Дослідження гідромеханічних систем “ротор-опори-ущільнення” і розробка методів підвищення екологічної безпеки відцентрових машин”

(№ державної реєстрації 0100U003222), де здобувачем були виконані окремі розділи.

**Мета і задачі дослідження.** *Мета роботи:* розробка уточнених методів розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень і вібраційного стану ротора в шпаринних

ущільненнях.

Для досягнення поставленої мети сформульовані такі основні задачі:

- провести розрахунок гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень;
- зробити аналіз впливу гідродинамічних сил у шпаринних ущільненнях на динаміку ротора відцентрового насоса;
- експериментально перевірити розроблений метод розрахунку радіальних сил в шпаринних ущільненнях;
- провести ймовірнісну оцінку власних частот і меж динамічної стійкості роторів багатоступінчатих відцентрових насосів;
- розробити програму розрахунку динамічних характеристик багатоступінчатих відцентрових машин з урахуванням випадкової зміни їх параметрів.

*Об'єкт дослідження* – багатомасовий ротор відцентрової машини, що обертається в шпаринних ущільненнях.

*Предмет дослідження:* гідродинамічні характеристики шпаринних ущільнень; детерміновані та ймовірнісні характеристики власних і вимушених коливань ротора в шпаринних ущільненнях.

*Методи дослідження:* методи дослідження гідродинаміки в'язкої рідини, що використовувалися для отримання розподілу тиску в зазорі ущільнення; методи теорії коливань і стійкості, що дозволили проаналізувати вплив шпаринних ущільнень на динамічні характеристики ротора та його стійкість; метод початкових параметрів, що дозволив визначити власні частоти і форми багатомасових роторів насосів; метод Монте-Карло, за допомогою якого моделювалися технологічні відхилення геометричних параметрів ущільнень; статистичні методи, що використані для визначення характеристик статистичного розподілу та інші методи теорії ймовірності.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Набув подальшого розвитку розрахунок гідродинамічних характеристик найбільш загальної моделі шпаринного ущільнення, в результаті якого:

- визначено величину інерційної складової витрати для різних режимів течії;
- проведено оцінку величини та впливу сил і моментів, обумовлених інерційними властивостями рідини, на динамічні характеристики ротора в шпаринних ущільненнях;
- теоретично обґрунтовані причини виникнення коливань, що самозбуджуються, ротора в ущільненнях, який не обертається, і проведено експериментальне підтвердження одержаних результатів.

Вперше:

- визначені ймовірнісні характеристики витрати через шпаринне ущільнення з урахуванням впливу місцевих гідравлічних опорів;
- одержані ймовірнісні характеристики власної частоти коливань і областей стійкості ротора

з урахуванням технологічних відхилень та ерозійного зносу поверхонь ущільнення;

- проведена ймовірнісна оцінка власних частот роторів багатоступінчатих відцентрових насосів, побудований алгоритм і складена програма розрахунку.

**Практичне значення одержаних результатів.** В результаті теоретичних і експериментальних досліджень вирішена актуальна проблема зниження рівня вібрацій відцентрових насосів. Розроблені та використані наступні методики:

- методика розрахунку динамічних характеристик шпаринного ущільнення з урахуванням впливу місцевих гідравлічних опорів і сил інерції;

- методика розрахунку ймовірнісних характеристик витрати рідини через шпаринне ущільнення;

- методика розрахунку ймовірнісних характеристик власних частот одномасової і багатомасової моделей ротора в шпаринних ущільненнях з урахуванням зміни радіальних зазорів у часі через процес ерозійного зношування матеріалів.

Запропонований алгоритм розрахунку ймовірнісних характеристик власних частот багатомасового ротора реалізований у вигляді програми, яка використовується в процесі розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ “Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного і енергетичного насособудування “ВНДІАЕН” (м. Суми). Результати роботи також використовуються в навчальному процесі в Сумському державному університеті студентами спеціальності “Динаміка та міцність”.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати, викладені в дисертаційній роботі, належать здобувачеві. Серед них: розробка уточненої методики розрахунку витрати через шпаринне ущільнення, гідродинамічних сил і моментів, що діють в ущільненні, розробка методики ймовірнісного розрахунку витрати через шпаринне ущільнення і власної частоти коливань ротора в шпаринних ущільненнях, створення програми розрахунку власних частот коливань ротора в шпаринних ущільненнях з урахуванням ерозійного зносу поверхонь ущільнення і випадкової зміни їх параметрів, планування і проведення експериментальних досліджень.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати роботи були представлені і обговорювалися: на міжнародній науково-технічній конференції “Терметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” (м. Суми, 2002, 2005 рр.); на 6-у міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків в Львові (м. Львів, 2003 р.); на міжнародній науково-технічній конференції “Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання”, (м. Зміїв, 2003 р.); на наукових семінарах кафедри загальної механіки і динаміки машин і науково-технічних конференціях викладачів, співробітників і студентів механіко-математичного факультету Сумського державного університету у 2000-2006 рр.. У повному об’ємі робота доповідалася на розширених наукових семінарах кафедри загальної

механіки і динаміки машин Сумського державного університету та кафедри динаміки та міцності Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 9 наукових праць, серед них 7 – у фахових виданнях ВАК України, 2 - доповіді в збірниках праць міжнародних науково-технічних конференцій.

**Структура і об'єм роботи.** Дисертаційна робота складається з вступу, 6 розділів, висновків і 2 додатків. Повний обсяг дисертації складає 172 сторінки, 37 рисунків по тексту, 4 таблиці на 5 сторінках; 113 найменувань використаних літературних джерел на 10 сторінках і 2 сторінки додатків. Об'єм основного тексту дисертації складає 153 сторінки.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтована актуальність теми, визначені мета і задачі дослідження та викладені основні положення, які мають наукове і практичне значення; приведена загальна характеристика роботи, яка виноситься на захист.

**У першому розділі** освітлені методи, що використовуються при розрахунку динамічних характеристик роторів відцентрових насосів, розглянуто сучасний стан теорії і методів розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень.

Завдяки своїй простоті, низькій вартості, надійності роботи в широкому діапазоні ущільнюваного тиску і швидкостей обертання шпаринні ущільнення є найпоширенішими ущільненнями проточної частини відцентрових насосів. Шпаринні ущільнення (рис.1) являють собою кільцеві дроселі, утворені робочим колесом, що обертається, 1 і нерухомою втулкою 2. Особливістю даного типу ущільнень є їх безпосередній вплив на динамічні характеристики ротора: виникаючі в ущільненнях сили можуть як стабілізувати так і дестабілізувати рух ротора. Окрім свого основного призначення - обмежувати перетікання між порожнинами з різним тиском, вони також виконують роль гідростатичних підшипників, несуча здатність яких визначається не тільки обертанням ексцентрично розташованого валу, але і, в першу чергу, осьовим перепадом тиску, що дроселюється. Власні частоти коливань ротора без ущільнень у декілька разів менші, ніж в ущільненнях.

Аналіз теоретичних і експериментальних даних по впливу безконтактних ущільнень на вібраційні характеристики ротора показав, що дана проблема розв'язана не повністю, оскільки методи аналітичного і чисельного розрахунку гідродинамічних параметрів ущільнень, які є на даний час, відносяться лише до детермінованих моделей і дають результати, що розрізняються між собою. Тому потрібне подальше розширення і поглиблення досліджень гідродинамічних процесів у зазорах ущільнень з метою уточнення їх якісного і кількісного впливу на динаміку роторів

відцентрових машин. Результати аналізу замкнутої гідродинамічної системи “ротор-ущільнення” з урахуванням випадкової зміни гідродинамічних характеристик ущільнень дозволяють вже на стадії проектування ухвалити конструктивні рішення, що забезпечують низький рівень вібрацій, а також з'ясувати і по можливості усунути причини підвищених вібрацій насосів, які знаходяться в експлуатації.

Рис. 1 – Ступінь багатоступеневого відцентрового насоса

(*A* – міжступеневе ущільнення, *B* – переднє ущільнення робочого колеса)

Прийняті в насосо- та компресоробудуванні допуски на розміри поверхонь ущільнень, що складають звичайно 0,03-0,06 мм, порівнянні з величиною середнього радіального зазору шпаринного ущільнення (0,2-0,4 мм), який залежить від багатьох випадкових чинників і тому є випадковою величиною. Зміна зазору, обумовлена ерозійним зношуванням його поверхонь, через випадковість властивостей матеріалу і умов роботи ущільнення, є випадковим процесом. У більшості робіт, присвячених визначенню гідродинамічних характеристик ущільнень, не розглядається вплив випадкової зміни параметрів ущільнень (радіального зазору, конусності, перекосу) на витратні, а також пружні і демпфіруючі характеристики ротора. Крім того, при визначенні гідродинамічних сил і моментів у шпаринних ущільненнях силами інерції зазвичай нехтують і дотепер немає даних про вплив всіх складових сили інерції на динаміку ротора. При розрахунку власних частот коливань і областей стійкості роторів з розподіленими параметрами більшість дослідників використовує чисельні методи. Точність розрахунку залежить як від ступеня дискретизації моделі, так і від достовірності визначення сил у шпаринних ущільненнях.

На підставі проведеного огляду зроблений висновок про необхідність створення уточненої методики розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень і розрахунку власних частот і форм коливань ротора з урахуванням випадкової зміни параметрів шпаринних ущільнень.

**У другому розділі** приведена уточнена методика розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринного ущільнення. Метою розрахунку є визначення статичних і динамічних характеристик ущільнення, а саме: витрат рідини, сил і моментів, що виникають в ущільненні.

На рисунку 2 показана розрахункова схема короткого шпаринного ущільнення, в якому середній радіальний зазор набагато менший ніж довжина ущільнення ( $H/l \ll 1$ ). Розглянуто ізотермічну течію рідини в зазорі, створеному ротором, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_1$ , прецесує з частотою  $\Omega$  та здійснює малі радіальні та кутові гармонійні коливання у взаємно перпендикулярних площинах, та конусною втулкою, що обертається з частотою  $\omega_2$ .

На підставі усереднення рівнянь Нав'є-Стокса руху в'язкої нестисливої рідини, разом з рівнянням нерозривності, було одержане рівняння, що подібно рівнянню Рейнольдса, описує переважаючу осьову течію в короткому кільцевому дреселі:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \frac{h^3}{k} \left( \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} + \frac{l}{2} g \right) \right] = \frac{\mu l^2}{4H^2} (Q_e + Q_g \bar{z}), \quad (1)$$

де  $h$  - радіальний зазор;  $k = \frac{\lambda \text{Re}}{8}$  - модифікований коефіцієнт опору тертя;  $\lambda$  - коефіцієнт тертя;

$C, n$  - постійні, що характеризують режим течії;  $p$  - тиск у зазорі;  $l$  - довжина ущільнення;

$g = \frac{\rho}{h} \left[ \dot{q} + \frac{2}{l} \left( \bar{w} \frac{\partial q}{\partial \bar{z}} + q \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} \right) \right]$  - усереднена по товщині зазору сила інерції;  $\rho$  - густина рідини;  $q$  -

елементарна витрата через ущільнення;

$\bar{w}$  - усереднена по товщині зазору осьова швидкість рідини;  $\mu$  - динамічний коефіцієнт в'язкості;

$\bar{z} = 2z/l$  - безрозмірна осьова координата;  $H$  - середній радіальний зазор у перетині ( $\bar{z} = 0$ );  $Q_e, Q_g$

- віднесені до середнього зазору проекції приведеної швидкості поверхні валу, обумовлені радіальними і кутовими коливаннями валу, а також кутовими швидкостями прецесії осі валу і власного обертання стінок ущільнення.

Рис. 2 – Розрахункова схема короткого кільцевого дреселя

На передньому ущільненні робочого колеса спрацьовується тиск, що створюється робочим колесом, значення якого для високооберткових машин може перевищувати 10МПа, тому течії в зазорах ущільнень, як правило, турбулентні ( $\text{Re} > 10000$ ).

Граничними умовами для рівняння (1) є значення тиску на вході і на виході з ущільнення, які з урахуванням впливу місцевих гідравлічних опорів можна представити у вигляді:

$$p_1 = p_{10} - \zeta_{11} \frac{\rho w_1^2}{2}; \quad p_2 = p_{20} - \zeta_{12} \frac{\rho w_2^2}{2},$$

де  $p_{10}, p_{20}$  - величина тиску на вході і на виході з ущільнення,  $w_1, w_2$ ,  $\zeta_{11}, \zeta_{12}$  - середня осьова швидкість і коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат відповідно у вхідному і вихідному перетинах ущільнення.

Інтегрування усередненого рівняння нерозривності і рівняння Рейнольдса по довжині дозволило визначити елементарну витрату через ущільнення і зміну тиску по довжині з урахуванням місцевих гідравлічних опорів для різних режимів течії рідини в зазорі ущільнення. Повна витрата через ущільнення визначалася інтегруванням по колу складових елементарної витрати. Згідно одержаним виразам інерційна складова повної витрати відмінна від нуля у разі конусної форми зазору ущільнення, а її величина при значеннях параметра конусності  $\theta_0 > 0.2$  порівнянна з витратою напірної течії.

$$Q_{gm} = - \frac{\rho l H^3}{6 \mu k_0} \sqrt{\frac{\zeta_{20}}{\zeta_0}} \pi (\theta_{xm} + 1.73 \theta_0 \varepsilon_m) (\omega^2 + \Omega \Delta \omega) \varepsilon_m -$$

$$- \frac{4 \rho H^2}{\mu k_0 l} q_0^2 \sqrt{\frac{\zeta_{20}}{\zeta_0}} \pi \left( \theta_0 + 0.5 \left( \frac{\Delta \zeta}{2 \zeta_0} \varepsilon_m + \frac{\zeta_m}{\zeta_0} \theta_{xm} \right) \theta_{xm} + 0.5 \frac{\zeta_m}{\zeta_0} \theta_{ym}^2 \right),$$



де  $k_0, q_0$  - коефіцієнт опору тертя, елементарна витрата напірної течії для ущільнення без конусності;  $\zeta_0$  - коефіцієнт повних гідравлічних втрат;  $\theta_0 = \frac{g_0 l}{2H}$  - параметр конусності ущільнення;  $\Delta\zeta = \zeta_{11} - \zeta_{12}$ ,  $\zeta_m = \zeta_{11} + \zeta_{12}$ ;  $\varepsilon_m, \theta_{xm}, \theta_{ym}$  - відносні амплітуди радіальних і кутових коливань валу.

Складова витрати, обумовлена рухом стінок ущільнення, на порядок менше інерційної і напірної складових. Одержані результати якісно узгоджуються з експериментальними даними, що є в літературі.

Конусність, ексцентриситет і кути перекосу в ущільненнях реальних машин залежать від багатьох випадкових чинників, тобто є випадковими величинами. Для визначення впливу зміни геометричних параметрів ущільнень на динамічні характеристики ротора окрім звичного розрахунку був проведений ймовірнісний розрахунок. Оскільки ексцентриситет може приймати тільки додатні значення, то у якості функції розподілу ймовірності останнього був обраний усічений розподіл Релея. Для опису густини ймовірності середнього радіального зазору і конусності ущільнення прийняті нормальні закони. Використовуючи метод визначення густини ймовірності витрати як функції випадкових величин, ймовірнісні характеристики витрати. На їх підставі зроблено висновок про те, що випадкова зміна ексцентриситету неістотно впливає на витрату через шпаринне ущільнення. У зв'язку з тим, що в шпаринних ущільненнях відцентрових насосів переважають турбулентні течії, ймовірнісні характеристики витрати як функції випадкових величин  $H, g, e$  з урахуванням місцевих гідравлічних опорів були визначені тільки для турбулентних режимів. Для турбулентних режимів течії математичне очікування відрізняється від детермінованого значення витрати неістотно (2-4 %). У той же час, для турбулентного і автотельної області турбулентного режиму течії середньоквадратичні відхилення слід визнати значними. Максимальна зміна витрати на турбулентних режимах течії з довірчою ймовірністю 99,7% може скласти 60%, а на автотельних режимах - до 53%. Встановлено, що найбільший вплив на характеристики витрати має випадкова зміна середнього зазору та кута конусності ущільнення.

**У третьому розділі** шляхом інтегрування розподілу тиску по довжині ущільнення і по колу одержані проекції сил і моментів для різних режимів течії в зазорі ущільнення з урахуванням місцевих опорів, локальної і конвективної сил інерції. При визначенні осьової складової швидкості враховувалося не тільки ексцентричне розташування поверхонь ущільнення, але й малі переміщення, власне і прецесійне обертання валу. Отримані величини порівнювалися з результатами розв'язання задачі гідродинаміки шпаринного ущільнення без урахування сил інерції, що опубліковані в літературі. Результати порівняння дозволяють рекомендувати одержані вирази для визначення сил і моментів, діючих у шпаринному ущільненні. В існуючих у літературі методиках розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень силами інерції

нехтують, або ж враховують лише локальну складову. Врахування як конвективної, так і локальної сил інерції, дозволило визначити вплив повної сили інерції в рівнянні Рейнольдса на динамічні характеристики ротора.

На ротор у шпаринному ущільненні діють (рис. 3): гідростатична сила  $\bar{F}_s$ , що прагне повернути ротор в концентричне положення; сила  $\bar{F}_e$ , що демпфірує радіальні коливання ротора; циркуляційна сила  $\bar{F}_l$ , що обумовлена власним обертанням валу та істотно впливає на стійкість руху ротора; сила в'язкого лінійного опору  $\bar{F}_c$  та інерційні складові сили  $\bar{F}_g$ , що істотно впливають на демпфіруючі характеристики ротора. Оскільки в рівнянні руху рідини в зазорі ущільнення враховані не тільки локальні, але й конвективні сили інерції, проекції інерційної сили залежать не тільки від радіальних і кутових прискорень, але і від радіальних і кутових швидкостей руху ротора:

$$F_{px} = (k_g - k_{p\ddot{y}}\theta_0)(\zeta_m - \theta_0\Delta\zeta)(\Omega + \Delta\omega)\dot{y} - \left( k_{p\dot{\theta}} + k_{g2} \frac{2l}{3} \left( 1 - \theta_0 \frac{\zeta_m}{\zeta_0} \right) \right) (\dot{\theta}_y + \Delta\omega\vartheta_x) - k_g \frac{l}{30} \theta_0 (\ddot{\theta}_y - \Omega\Delta\omega\vartheta_y + (\Omega + \Delta\omega)\dot{\theta}_x),$$

$$F_{py} = \left( k_{p\dot{\theta}} + k_{g2} \frac{2l}{3} \right) (\dot{\theta}_x + \Delta\omega\vartheta_y) + (k_{p\ddot{y}}\theta_0(\zeta_m - \theta_0\Delta\zeta) - k_g)(\ddot{y} - \Omega\Delta\omega y) - \left( k_{p\ddot{y}} + k_{g2} \frac{2l}{3} \left( 2 - \frac{\Delta\zeta}{\zeta_0} \right) \right) \dot{y} + k_g \frac{l}{15} \theta_0 (\ddot{\theta}_x - \Omega\Delta\omega\vartheta_x - (\Omega + \Delta\omega)\dot{\theta}_y),$$

де  $k_g = \frac{\rho l^3 \pi}{12H}$ ,  $k_{p\ddot{y}} = \frac{\rho^2 l^2 \pi}{6\mu k_0} q_o$ ,  $k_{g2} = \frac{\rho l^2 \pi}{6H^2 \zeta_0} q_{po}$ ,

$$k_{p\dot{\theta}} = \left( \frac{\rho^2 l^2 \pi}{12\mu k_0 H} \frac{q_o^2}{\zeta_0} \sqrt{\frac{\zeta_{20}}{\zeta_0}} (3\zeta_m + 4\theta_0\zeta_0) - \frac{\rho l^3 \pi}{24H^2} q_o \sqrt{\frac{\zeta_{20}}{\zeta_0}} \right) (\zeta_m - \theta_0\Delta\zeta),$$

$$k_{p\ddot{y}} = \frac{\rho^2 l \pi}{4\mu k_0 H \zeta_0} q_o^2 \sqrt{\frac{\zeta_{20}}{\zeta_0}} (\zeta_0 + \Delta\zeta)(\zeta_m - \theta_0\Delta\zeta) + \frac{\rho l^2 \pi}{4H^2} q_{po} \Delta\zeta,$$

$$q_o = \left[ \frac{4\Delta p H^3}{\rho l C} \left( \frac{2\rho}{\mu} \right)^n \right]^{\frac{1}{2-n}} - \text{елементарна витрата через концентричний кільцевий канал з постійним}$$

зазором для різних режимів течії,  $q_{po}$  - елементарна витрата напірної течії через конусний канал з нерухомими стінками,  $\zeta_{20}$  - коефіцієнт гідравлічних втрат по довжині каналу.

Інерційна складова істотно впливає на демпфіруючі характеристики шпаринного ущільнення, які визначаються дією потоку витискання, що обумовлений радіальними та кутовими коливаннями ротора. Для конусних ущільнень сили інерції можуть змінювати коефіцієнт демпфірування у 2,5 рази. Зокрема для малих перепадів тиску ( $< 0.2$  МПа) в дифузорних ущільненнях саме сили інерції можуть привести до втрати стійкості ротора, що не обертається.

Аналіз отриманих силових коефіцієнтів ущільнення для різних режимів течії дозволив

встановити наступне. При турбулентних режимах течії в зазорі ущільнення власна частота коливань на 10-20% більша ніж частота, визначена за формулами для автотурбулентної області турбулентної течії. Коефіцієнт демпфірування на турбулентних режимах на 20-35% менше ніж на автотурбулентних режимах при тій же геометрії ущільнення. Гідростатична жорсткість ущільнення перевищує жорсткість радіальних підшипників ковзання, тому шпаринні ущільнення доцільно використовувати у якості радіальних опор, що дозволить зменшити масу насоса, покращити віброакустичні характеристики, підвищити надійність та ресурс, а також спростити технічне обслуговування, монтаж та наладку.

Рис. 3 - Сили, що діють у шпаринному ущільненні

Працездатність шпаринного ущільнення значною мірою визначається величиною змінного в часі радіального зазору між валом і втулкою, що приводить до зміни не тільки витратних, але і гідродинамічних характеристик ущільнення. Виходячи з того, що швидкість зношування поверхонь ущільнювачів є не що інше як зміна зазору за одиницю часу, в цьому розділі одержані вирази для середнього радіального зазору як функції часу роботи насоса для різних режимів течії. Показано, що потік витискання збільшує знос поверхонь ущільнень (до 15%).

У четвертому розділі вирази сил і моментів приведені до нерухомої системи координат. Розглянуті сумісні радіально-кутові коливання консольної моделі ротора в шпаринних ущільненнях. Модель ротора має чотири ступені свободи: центр мас ротора може переміщатися уздовж трьох координатних осей, а диск робочого колеса обертатися навколо власної осі і двох осей, перпендикулярних осі обертання. При виведенні рівнянь коливань осьові переміщення ротора не враховувалися. У комплексних змінних:  $u = x + iy$ ,  $v = \theta_x + i\theta_y$ , рівняння коливань ротора, що викликані статичною  $a$  і динамічною  $\Gamma$  невірноваженістю, мають вигляд:

$$\begin{aligned} (1 + a_1)\ddot{u} + a_2\dot{u} + \omega_1^2 u - i(a_3\dot{u} + a_4 u) - i(\alpha_3\dot{v} + \alpha_4 v) - \alpha_2\dot{v} - a_c v &= a\omega^2 e^{i\omega t} \\ (1 + \beta_1)\ddot{v} + \beta_2\dot{v} + \omega_2^2 v - i(\beta_3\dot{v} + \beta_4 v) + i(b_3\dot{u} + b_4 u) + b_2\dot{u} - b_c u &= \Gamma\omega^2 e^{i\omega t}, \end{aligned}$$

де коефіцієнти з індексами 1, 3 характеризують вплив інерційних і гіроскопічних сил і моментів, з індексами 2 і 4 – демпфіруючих і циркуляційних сил і моментів,  $\omega_1^2$ ,  $\omega_2^2$  - парціальні частоти відповідно радіальних і кутових коливань ротора.

Побудовані амплітудні і фазові частотні характеристики. Визначені умови, при яких радіальні і кутові коливання можна вважати незалежними, тоді межі стійкості ротора в шпаринних ущільненнях можна визначати за умовами стійкості радіальних і кутових коливань окремо, що значно спрощує задачу.

Отримані аналітичні вирази для густини ймовірності власної частоти коливань одномасового ротора. Власна частота розглядалася як функція двох випадкових величин (середнього радіального зазору і конусності втулки ущільнення). Згідно одержаних результатів підвищення перепаду тиску, що дроселюється на ущільненні, приводить до збільшення середньоквадратичного відхилення

власної частоти коливань. З урахуванням одержаної зміни зазору в часі, обумовленого ерозійним зношуванням, отримана густина ймовірності власної частоти як функція часу:

$$f(\omega_1, t) = \frac{1}{2\pi\sigma_H\sigma_g} \int_{H_{\min}}^{H_{\max}} \exp\left[-\frac{(H - \bar{H}(t))^2}{2\sigma_H^2}\right] \times \\ \times \left( \exp\left[-\frac{(\psi_1(\omega_1, H) - m_g)^2}{2\sigma_g^2}\right] \left| \psi_1'(\omega_1, H) \right| + \exp\left[-\frac{(\psi_2(\omega_1, H) - m_g)^2}{2\sigma_g^2}\right] \left| \psi_2'(\omega_1, H) \right| \right) dH,$$

де  $\psi_{1,2}(\omega_1, H)$  - функція, зворотна до функції витрати;  $m_H, \sigma_H, m_g, \sigma_g$  - математичне очікування і середньоквадратичне відхилення середнього радіального зазору і параметра конусності ущільнення відповідно;  $\bar{H}(t)$  - закон зміни радіального зазору в часі, обумовлений ерозійним зносом поверхонь ущільнення. Зі збільшенням часу роботи насоса власна частота коливань ротора в шпаринних ущільненнях зміщується в область нижчих частот. За стандартами необхідний час напрацювання для живильних насосів ТЕС і АЕС складає 6300 годин, а ресурс до капітального ремонту – 20000-30000 годин. До першого капітального ремонту середній радіальний зазор в шпаринних ущільненнях з корозійностійкої хромистої сталі 30X13 може збільшитися до двох разів, при цьому власна частота коливань ротора падає на 10-25%, а коефіцієнт корисної дії насоса зменшується на 2%. Отже, збільшується ймовірність появи резонансних режимів і зменшується область стійкої роботи насоса.

Отримана густина ймовірності власної частоти дозволила визначити густину ймовірності критичної по стійкості частоти обертання ротора.

**У п'ятому розділі** наведено результати експериментальних досліджень, проведених з метою перевірки запропонованої методики розрахунку гідродинамічних параметрів ущільнень і їх впливу на динамічні характеристики ротора в шпаринних ущільненнях. У роботі використана експериментальна установка з консольним валом, розроблена в проблемній лабораторії вібраційності та герметичності відцентрових машин Сумського державного університету. Основні параметри установки: діаметр досліджуваного ущільнення – 70 мм, частота обертання ротора – 0-1500 рад/с, робочий тиск – 0-3 МПа, робоче середовище – вода.

Проведені експериментальні дослідження з ротором, що не обертається, підтвердили існування області від'ємного демпфірування, в якій з'являються коливання ротора, що самозбуджуються. На рис. 4 представлені траєкторії руху ротора, що не обертається, в дифузорному шпаринному ущільненні при різних перепадах тиску.

Рис. 4 – Траєкторії руху ротора, що не обертається,  
в дифузорному шпаринному ущільненні ( $\theta_0 = -0,3$ )

Порівняння експериментальних амплітудних частотних характеристик з теоретичними (рис. 5), підтвердило істотний вплив сил інерції на амплітуду вимушених коливань і критичну частоту

ротора, а їх задовільний якісний та кількісний збіг дозволяє використовувати знайдені вирази сил і моментів для розрахунку вібраційного стану ротора в шпаринних ущільненнях.

У шостому розділі представлена розроблена програма і проведений розрахунок власних частот багатомасового ротора з розподіленими параметрами з урахуванням випадкової зміни середнього радіального зазору і конусності ущільнення. Запропонована методика розрахунку базується на методі початкових параметрів у поєднанні з елементами математичного моделювання випадкових величин і дозволяє оцінювати зміну в часі власних частот ротора. Вихідними даними розрахунку є: детерміноване значення власних частот коливань, передбачуваний теоретичний закон розподілу, математичне очікування, середньоквадратичне відхилення та зміна в часі математичного очікування першої власної частоти коливань.

Рис. 5 – Експериментальна і теоретичні амплітудно-частотні характеристики коливань ротора в шпаринних ущільненнях  $H = 3 \cdot 10^{-4}$  м,  $l = 0.02$  м,  $\Delta p = 0.1$  МПа

(1- експеримент, 2-без урахування сил інерції, 3-з урахуванням сил інерції)

Власна частота коливань ротора в шпаринних ущільненнях визначається жорсткістю самого ротора і жорсткістю рідкого шару в зазорах шпаринних ущільнень. Тому при побудові моделі ротора методом початкових параметрів враховувалися гідростатичні сили і моменти в шпаринних ущільненнях робочих коліс, міжступеневих ущільнень, а також у шпаринному і торцевому ущільненнях гідроуп'ятти, що визначалися по запропонованій методиці розрахунку.

Аналіз впливу випадкової зміни параметрів шпаринного ущільнення на власні частоти ротора проводився на основі методу статистичного моделювання (Монте-Карло). Для обробки одержаних масивів власних частот використовувалися методи математичної статистики, зокрема метод гістограм. Для перевірки адекватності теоретичної кривої застосовувався критерій Пірсона. Приклад результатів розрахунку представлений на рис. 6.

Згідно нормам розрахунку на міцність обладнання і трубопроводів атомних енергетичних установок, умовою відстроювання власних частот коливань елементів конструкцій є:

$$\begin{cases} \omega_{раб} \geq 1.3\omega_{кр}, \\ \omega_{раб} \leq 0.7\omega_{кр}. \end{cases}$$

Рис. 6 – Гістограма і теоретичний розподіл власної частоти коливань ротора шістнадцятиступеневого відцентрового насоса ЦНС 630-1800

Проведені чисельні розрахунки показали, що для більшості насосів, у яких є розвинена система ущільнень і на яких спрацьовуються значні перепади тиску, власна частота, обчислена з урахуванням ерозійної зміни зазору, може зменшуватися на 5-25% після 10000 год. роботи насоса. Якщо ж окрім ерозійного зносу поверхонь ущільнення враховувати випадкову зміну зазору в межах допусків останнього, то зменшення власної частоти може перевищити 30%, що може привести до

порушення умови відстроювання від резонансної частоти та роботи насоса з підвищеним рівнем вібрації.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-практичної задачі – розробці методів зниження вібрацій в насосних агрегатах. Розроблена уточнена методика розрахунку характеристик шпаринного ущільнення і розрахунку власних частот ротора в шпаринних ущільненнях. Практичну цінність складають розроблені математичні моделі шпаринного ущільнення і ротора в ущільненнях, методики розрахунків витратних і гідродинамічних характеристик ущільнення з урахуванням впливу випадкової зміни параметрів ущільнення, програмне забезпечення та проведені на їх основі дослідження.

Основні результати роботи полягають в наступному:

1. Проведений огляд існуючих методик розрахунку шпаринних ущільнень, на підставі якого зроблений висновок про те, що точність і достовірність визначення гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень та їх впливу на вібраційний стан ротора недостатня, оскільки, як правило, при розрахунку враховується вплив місцевих гідравлічних опорів тільки на гідростатичні складові витрати, сил і моментів; не враховується вплив конвективних складових сили інерції і випадкової зміни параметрів ущільнення.
2. Визначена повна витрата рідини через шпаринне ущільнення з урахуванням як місцевих гідравлічних опорів, так і конвективних сил інерції для різних режимів течії в зазорі ущільнення. Розроблена методика розрахунку ймовірнісних характеристик витрати через шпаринне ущільнення з урахуванням випадкової зміни ексцентриситету, середнього радіального зазору і кута конусності ущільнення.
3. Визначені сили і моменти, що діють з боку рідкого шару на стінки ущільнення. Показано істотний вплив місцевих гідравлічних опорів і сил інерції на характеристики жорсткості та демпфірування коливань ротора в шпаринних ущільненнях.
4. Проведений чисельний аналіз гідродинамічних і витратних характеристик шпаринного ущільнення, в результаті якого встановлено, що сили інерції істотно впливають на амплітуди вимушених коливань ротора в шпаринних ущільненнях.
5. Одержані ймовірнісні характеристики (математичне очікування, середньоквадратичне відхилення, функція розподілу) власної частоти коливань одномасового ротора в шпаринних ущільненнях з урахуванням випадкової зміни середнього радіального зазору і конусності втулки ущільнення. При визначенні останніх врахована зміна середнього радіального зазору, обумовлена ерозійним зносом.

6. Проведені експериментальні дослідження коливань консольного ротора в шпаринних ущільненнях. Можливість застосування отриманих теоретичних результатів підтверджується їх задовільним узгодженням з експериментальними (розбіжність не перевищує 14%) і наявними в літературі даними (до 20%) .
7. Створена програма для розрахунку критичних частот багатомасових роторів з урахуванням гідродинамічних сил і моментів, що виникають в ущільненнях проточної частини. Програма дозволяє отримувати критичні частоти роторів з урахуванням випадкової зміни параметрів шпаринного ущільнення і зміни середнього радіального зазору з часом.
8. На основі аналізу впливу параметрів шпаринних ущільнень на динамічні характеристики ротора видані практичні рекомендації по проектуванню шпаринних ущільнень відцентрових насосів та можливостей їх використання, зокрема у якості опор з підвищеною несучою здатністю в конструкціях так званих “безвальних” насосів.
9. Розроблена методика уточненого розрахунку впроваджена у ВАТ “Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного і енергетичного насособудування “ВНДІАЕН” (м. Суми) та в навчальному процесі в Сумському державному університеті.

### **СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Тарасевич Ю.Я., Савченко Е.Н. Исследование гидродинамических характеристик плоского канала с колеблющимися стенками // Вісник Сумського державного університету. – Суми: Вид.-во Сумського державного університету. - 2000.- №19- С.16-22  
*Особистий внесок здобувача – розробка математичної моделі плоского каналу з рухливими стінками, визначення гідродинамічних сил та моментів.*
2. Тарасевич Ю.Я. Нестационарный поток рідини в плоскому каналі з рухомою стінкою // *Машинознавство*. – Львів: Національний університет “Львівська політехніка”. – 2003. - №1 – С. 31-35
3. Тарасевич Ю.Я. Исследование устойчивости колебаний стенки плоского канала при нестационарном течении жидкости // Вісник Сумського державного університету.– Суми: Вид.-во Сумського державного університету. -2003. - №3 –С.51-57
4. W. A. Marcinkowsky, J. Tarasewicz, C. Kundera Dynamika wirnika w uszczelnieniach szczelinowych // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницьк: Технологічний університет Поділля.- 2003. - №6 – С. 205-209  
*Особистий внесок здобувача – визначення гідродинамічних сил в шпаринному ущільненні.*
5. Тарасевич Ю.Я. Влияние щелевых уплотнений на вибрационные характеристики роторов центробежных насосов // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання. – Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. -

Т.2, 2003. - С. 602-606

6. Тарасевич Ю.Я. Вероятностные характеристики расхода через щелевое уплотнение // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків: Українська державна академія залізничного транспорту Міністерства транспорту України, Технологічний центр. - 2005. - № 4. – С.70-73

7. Тарасевич Ю.Я. Ймовірнісні характеристики власних частот ротора в шпаринних ущільненнях // Машинознавство. – Львів: Національний університет “Львівська політехніка”. – 2006. - №2 – С. 30-33

8. Тарасевич Ю.Я. Оценка устойчивости колебаний стенки плоского канала при нестационарном течении жидкости // Праці 10-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Герметичність, вібраційність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” - “ГЕРВІКОН-2002”. - Суми: Вид-во СумДУ. - 2002. – Т 2. – С.80-88

9. Тарасевич Ю.Я. Влияние технологических отклонений на гидродинамические характеристики щелевых уплотнений // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Герметичність, вібраційність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” - “ГЕРВІКОН-2005”. - Суми: Вид-во СумДУ. - 2005. – Т 2. – С. 274-284

## АНОТАЦІЇ

Тарасевич Ю.Я. Розробка методів розрахунку вібраційного стану роторів в шпаринних ущільненнях. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09-“Динаміка та міцність машин”. – Національний технічний університет “ХПІ”, Харків, 2006

Дисертація присвячена розробці методики розрахунку вібраційного стану ротора в шпаринних ущільненнях, що включає розв’язання задачі гідродинаміки короткого кільцевого ущільнення, задачі визначення ймовірнісних характеристик витрати через ущільнення та впливу випадкової зміни параметрів шпаринних ущільнень на власну частоту коливальності ротора.

На основі рівняння Рейнольдса турбулентної течії рідини в короткому кільцевому ущільненні разом з рівнянням нерозривності отримані сили тиску та їх моменти, що діють на стінки ущільнення з урахуванням усіх складових сил інерції та місцевих гідравлічних опорів. Для більш обґрунтованої оцінки витратних характеристик шпаринних ущільнень визначені ймовірнісні характеристики витрати через ущільнення як функції випадкових величин. Проведені експериментальні дослідження, що підтверджують достатню точність запропонованої методики визначення гідродинамічних характеристик шпаринного ущільнення.

Розроблена методика розрахунку ймовірнісних характеристик власної частоти ротора в шпаринних ущільненнях для одномасової та багатомасової моделі ротора. Визначення



характеристик власної частоти ротора в шпаринних ущільненнях проводилося за допомогою створеної програми розрахунку. Проведено тестування запропонованої програми. На основі проведеного аналізу видані рекомендації по конструюванню шпаринних ущільнень.

*Ключові слова:* прикладна теорія коливань, власні частоти коливань, динамічні навантаження, вібраційний стан ротора, амплітудно частотні характеристики, стійкість коливань, шпаринне ущільнення.

Тарасевич Ю.Я. Разработка методов расчета вибрационного состояния роторов в щелевых уплотнениях. – Рукопись

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин – Национальный технический университет “ХПИ”, Харьков, 2006

Диссертация посвящена разработке методики расчета вибрационного состояния ротора в щелевых уплотнениях, включающей в себя решение задачи гидродинамики короткого кольцевого уплотнения, определения вероятностных характеристик расхода через уплотнение и влияния случайного изменения параметров щелевых уплотнений на собственную частоту колебаний ротора. Исследуемыми объектами являются щелевые уплотнения и ротор в щелевых уплотнениях.

Проведенный в работе анализ показал, что вибрационное состояние ротора насоса в значительной мере определяется гидродинамическими характеристиками щелевых уплотнений, достоверность определения которых зависит от принятой модели и допущений при решении уравнений движения жидкости в зазоре уплотнения.

На основе решения уравнения Рейнольдса турбулентного течения жидкости в коротком кольцевом уплотнении совместно с уравнением неразрывности получены силы давления и их моменты, действующие на стенки уплотнения. При определении сил и моментов учитывались как локальные так и конвективные силы инерции жидкости, а влияние местных гидравлических сопротивлений учитывалось не только для гидростатических, но и для гидродинамических составляющих. Показано существенное влияние сил инерции на демпфирующие характеристики уплотнений. Вычислены составляющие полного расхода через щелевое уплотнение, обусловленные напорным течением и движением уплотнительных поверхностей для различных режимов течения. Для более обоснованного подхода к оценке расходных характеристик щелевых уплотнений определялись вероятностные характеристики расхода как функции случайных величин.

Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие достаточную точность предложенной методики определения гидродинамических характеристик щелевого уплотнения.

Разработана методика определения вероятностных характеристик собственной частоты ротора в щелевых уплотнениях для одномассовой и многомассовой моделей ротора с учетом

технологических отклонений геометрических параметров уплотнений и эрозионного изнашивания уплотнительных поверхностей. Для определения вероятностных характеристик собственной частоты ротора в щелевых уплотнениях разработана программа, проведено ее тестирование.

На основе проведенного анализа колебаний ротора в щелевых уплотнениях даны рекомендации по проектированию щелевых уплотнений и возможности их использования в качестве вспомогательных узлов сложных уплотнительных систем и радиальных подшипников скольжения, в частности в конструкциях так называемых “безвальных” насосов.

Результаты диссертационной работы в виде методик и программы расчета внедрены и используются для анализа влияния щелевых уплотнений на вибрационное состояние роторов центробежных насосов в практике проектирования на ОАО “Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения “ВНИИАЭН”, а также в учебном процессе на кафедре общей механики и динамики машин Сумского государственного университета.

*Ключевые слова:* прикладная теория колебаний, собственная частота колебаний, динамические нагрузки, вибрационное состояние ротора, амплитудно-частотные характеристики, устойчивость колебаний, щелевое уплотнение.

Tarasevich Y.Y. Development of calculation method of rotor vibration state in annular seals.

Thesis for degree technical sciences candidate in specialty 05.02.09 – “Dynamic and strength of machines”. – National technical university “HPI”, Kharkov, 2005

Thesis deals with problem of development of calculation technique of rotor vibration state in annular seals. It consists of solving of the short annular seal hydrodynamic problem, determining of probabilistic characteristics of flow in the annular seal problem and effect of random changing of annular seal parameters on natural frequency of rotor oscillations.

Forces and moments, acting on seal walls are determined on the basis of solution of Reynolds equation of turbulent fluid flow in a short annular seal with continuity equation solving. As forces and moments are determined the local and convective components of inertia fluid forces were taking into account and effect of local resistances was accounted. To obtain more adequate estimation of the flow characteristics in the annular seal, the probabilistic characteristics of flow through the annular seal are determined as a functions of random values. Experimental investigations have proved the suggested technique for determination of hydrodynamic characteristics.

The method of probabilistic characteristics of the natural frequency of rotor running in the annular seals for single-mass and multi-masses model of rotor is developed. Solution of the problem of determination of the rotor natural frequency was made by special software. The testing of the software was performed.

*Key words:* applied oscillations theory, natural frequency of oscillations, dynamic loads, vibration state

of rotor, amplitude-frequency characteristics, oscillations stability, annular seal.

Підп. до друку

Папір офс.

Формат 60X84/16.

Замовлення №\_\_\_\_.

Друк офс.

Обл.-вид. арк. 0,9

Наклад 100 прим.

Ум. друк.арк. 1,1.

---

Видавництво СумДУ. Свідоцтво ДК№2365 від 08.12.2005 р.

40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2

Друкарня СумДУ. 40007, м. Суми, вул Римського-Корсакова, 2