

## ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ СКОРОЧЕННЯ РЕСУРСУ ОПОР КОВЗАННЯ РОТОРНИХ МАШИН ВІД ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДЕФЕКТІВ

*Проведено розрахунок величини додаткових навантажень від дії неконтрольованих експлуатаційних дефектів. Зроблено аналіз впливу робочих навантажень, статичної та динамічної невірноваженості робочого органу на ресурсні характеристики опор машини.*

**Ключові слова:** опора ротору, аналіз, навантаження.

**Вступ.** Стаціонарні роторні машини (СРМ) знаходять широке застосування в самих різних галузях та об'єднують великий клас пристроїв (насоси, генератори, вентилятори, турбіни, двигуни, компресори та ін.), призначених для перетворення енергії та здійснення корисної роботи. Невід'ємним елементом будь-якого агрегату є роторна система, роторно-опорний вузол. Слід зазначити, що роторно-опорний вузол, різко обмежує надійність і ресурс СРМ через недослідженість впливу створеного експлуатаційним дефектами динамічного розцентрування, рівень навантаження вузла, як найбільш відповідального елемента конструкції. [1]

**Огляд останніх джерел досліджень і публікацій.** Велика кількість досліджень і публікацій, обумовлена тенденцією збільшення швидкостей і навантажень СРМ, вдосконалення їх конструкцій, застосуванням нових мастильних матеріалів і, як наслідок, необхідністю вивчення процесів спрацювання, накопичення пошкоджень, дефектів, що мають помітний вплив на експлуатаційні властивості працездатність агрегату, а також розробкою методів їх виявлення, аналізу та запобігання досягнення граничних станів. Створення математичних моделей для визначення експлуатаційних властивостей роторно-опорного вузла, повністю адекватних реальному об'єкту, представляє значні труднощі з огляду величезного числа факторів, що вимагають їх врахування. У зв'язку з цим, в дослідженнях є теоретична тенденція, це власне динаміка роторів, задача якої є вивчення руху і стійкості роторів. В цьому випадку в описі роторної системи визначальну роль відводиться факторам, які належать безпосередньо до ротора як твердого, в тому числі деформівного тіла з пружними і інерційними властивостями, а вплив опор зводиться до лінеаризованих реакціям їх мастильних шарів. При цьому найбільш впливовішою групою факторів, на його стан, є експлуатаційні, такі як, зміна параметрів монтажу та налагодження умов центрування, зміна під впливом часу та виробничих умов пружно - деформівних характеристик опор обладнання, зміна умов динамічної рівноваги СРМ, робота обладнання в умовах, які не відповідають області використання, несвоєчасне проведення технічного обслуговування, невідповідність режиму навантаження технічним вимогам документації та інше [2]. Стверджується, що від надійної й безаварійної роботи стаціонарного обладнання в значній мірі залежать продуктивність праці, безпека виробничих процесів, економічні показники виробництва.

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.** Встановлено виняткову суттєвість впливу технічного стану стаціонарних роторних машин на ефективність їх використання, та недостатню дослідженість закономірностей формування, зростання, експлуатаційних навантажень при наявності та розвитку дефектів технічного стану СРМ, недостатню вивченість впливу додаткових навантажень, а особливо рівня динамічного роз-

центрування агрегатів, на ресурсні характеристики та безвідмовність СРМ. Головною метою проведення досліджень є забезпечення стійкої роботи роторної машини, з врахування впливу експлуатаційних дефектів на характер і рівень навантаження, величину скорочення ресурсу опор ковзання СРМ.

**Постановка завдання.** Факти скорочення ресурсу підшипникових опор СРМ від дії експлуатаційних факторів обумовлюють задачу теоретичного пояснення процесів їх спрацювання. Необхідно дослідити зміну стану механізму в залежності від дії неконтрольованих експлуатаційних факторів та зробити аналіз впливу робочих навантажень, статичної та динамічної неврівноваженості робочого органу на ресурсні характеристики опор машини, та засобами математичного моделювання встановити вагомість впливу динамічного розцентрування на ступінь скорочення ресурсу опор машини.

**Основний матеріал і результати.** Аналіз проведених досліджень показав низьке значення ресурсних характеристик СРМ, що вимагає дослідження причин і факторів, що їх обумовлюють. З цією метою проведено аналіз та дослідження коефіцієнту відмов для більшості СРМ. В результаті статистичного аналізу по величині коефіцієнта відмов встановлено, що під дією експлуатаційних факторів виникає додаткове неконтрольоване навантаження на опорах конструкції, що призводить до зниження працездатності та скорочення ресурсу машини. [3]

Серед процесів втрати працездатності, що погіршують ресурсні характеристики, переважають процеси накопичення пошкоджень у виді механічного, абразивного та втомного зношення опор роторів, робочих поверхонь роторів та корпусів СРМ. Відповідно до класичної теорії зношення інтенсивність спрацювання робочої поверхні опори пропорційна питомому навантаженню  $p$ , яке має тенденцію неконтрольованого зростання від дії динамічної неврівноваженості та динамічного розцентрування, і відносній швидкості руху поверхонь  $v$ , що утворюють пару тертя:

$$\lambda = kp^m v^n \quad (1)$$

З врахуванням характеру впливу названих факторів та задач, потрібно з'ясувати відповідність експлуатаційних навантажень на опори СРМ їх проектним значенням. Дopusкаючи, що умови проектування, виготовлення, експлуатації дотримані, при використанні за призначенням, зростає вплив факторів спрацювання, які обумовлюють наявність радіального відхилення осі опор щодо головної центральної осі інерції ротора.

Нехтуючи пружними реакціями ротора можна розглядати паралельний зсув осі такого ротора щодо його головної центральної осі інерції, як суму дефектів статичного центрування та дефектів опор. В першому випадку при розвитку дефектів статичної неврівноваженості робочого органу від експлуатаційного зростання зазорів у підшипникових вузлах абсолютно жорсткі опори примушують ротор обертатися вже навколо іншої осі ротора, не співпадаючої з його головною центральною віссю інерції. Внаслідок цього ротор стане в загальному випадку статично неврівноваженим, тобто порушується умова (2) і (3), яка характеризується рівністю нулю суми всіх неврівноважених сил і суми всіх моментів цих сил [3].

$$\sum \bar{F}_i = \sum m_i \cdot \bar{r}_i \cdot \omega^2 = m_{\text{рот}} \cdot \bar{e}_{\text{см}} \cdot \omega^2 = 0 \quad (2)$$

$$\sum \bar{M}_i = \sum [\bar{l}_i \cdot \bar{F}_i] = \sum [\bar{l}_i \cdot \bar{r}_i] \cdot \omega^2 = 0 \quad (3)$$

де  $\bar{r}_i$  - ексцентриситет  $i$ -ї маси  $m$ ;  $\omega$  - частота власних кутових коливань ротора;  $m_{\text{рот}}$  - маса ротора;  $l$  - відстань між опорами;  $\bar{F}_i$  - додаткова сила, що виникає від дії дисбалансу.

У разі збільшення ступеню неврівноваженості на опори діють додаткові сили:

$$\sum \bar{F}_i = m_{\text{рот}} \cdot \bar{e}_{\text{см}} \cdot \omega^2 \neq 0 \quad (4)$$

В експлуатації СРМ регламентовані значення  $e_{ст}$ , практично завжди перевищенні, через що виникають додаткові динамічні навантаження від дії дисбалансів ротора, і як наслідок, відбувається зменшення терміну служби підшипникових опор в  $s$  разів.

$$s = \left( \frac{e_{cm\ дод} \cdot m_{ром} \cdot \omega^2}{2 \sum Q_{AB}} + 1 \right)^{3.33} = \left( \frac{K}{2} + 1 \right)^{3.33} \quad (5)$$

Цей висновок пояснює різке скорочення ресурсу підшипникових опор СРМ, але тільки в випадку з симетричним навантаженням опор.

Для визначення додаткових сил від ефекту статичної невірноваженості, що діють на опори використовують поняття головний вектор дисбалансів ротора шляхом ділення рівняння (4) на  $\omega^2$  тоді:

$$\frac{\sum \bar{F}_i}{\omega^2} = \sum \bar{D}_i = m_{ром} \cdot \bar{e}_{cm} = \bar{D}_{cm} \neq 0 \quad (6)$$

де  $\bar{D}_{cm}$  - головний вектор дисбалансів ротора;

Для дослідження впливу додаткових навантажень на ресурс опор СРМ припустимо, що незбалансований абсолютно твердий ротор обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$  навколо горизонтальної осі на двох абсолютно жорстких опорах. Ці опори  $A$  і  $B$  сприймають постійні по величині і напрямку сили:

$$\bar{Q}_{AB} = \bar{G}_{AB} + \bar{P}_{AB} \quad (7)$$

$\bar{G}$  - сума вагового навантаження на опору;

$\bar{P}$  - радіальний компонент від робочих коліс і невірноважені сили від дисбалансів ротора  $\bar{D}_{AB} \omega^2$  в площинах опор  $A$  і  $B$ , постійні по величині, але змінні по напрямку, оскільки вектори сил  $\bar{D}_{AB} \omega^2$  обертаються разом з ротором.

Для ротора з абсолютно твердого матеріалу і при абсолютно жорстких опорах це приведе до коливання його цапф з частотою обертання ротора щодо геометричних центрів підшипників. У зв'язку з тим, що зростання додаткових навантажень викликають непропорційну інтенсивність спрацювання розглянемо співвідношення, яке називається коефіцієнтом дисбалансу для відповідних опор  $A$  і  $B$ .

$$\frac{D_{AB} \omega^2}{Q_{AB}} = K_{AB} \quad (8)$$

При цих умовах зменшення терміну служби підшипникових опор в  $s$  разів відповідно виразу (5) може мати різні значення в залежності від значення коефіцієнту дисбалансу.

Коли  $K_{AB} < 1$ , підшипники працюють по першому режиму навантаження. При такому  $K_{AB}$  ротор з абсолютно твердого матеріалу обертається навколо своєї осі і вектори невірноважених (динамічних) сил в опорах  $\bar{D}_{AB} \omega^2$  обертаються разом з ним. Завдяки цьому сумарний вектор  $\bar{R}_{AB}$  сил, що діють на опору, змінюватиметься, наприклад, при  $K_{AB} = 0,5$  в інтервалі  $0,5 \bar{Q}_{AB} < \bar{R}_{AB} < 1,5 \bar{Q}_{AB}$  з частотою обертання ротора. Це викличе розгойдування цапфи з частотою обертання ротора в межах кута  $2\alpha$  гойдань вектора  $\bar{R}_{AB}$  (рис. 1). При коефіцієнті дисбалансу  $K_{AB} < 1$  відбувається одностороннє зношення підшипника і рівномірне по колу зношення цапфи.

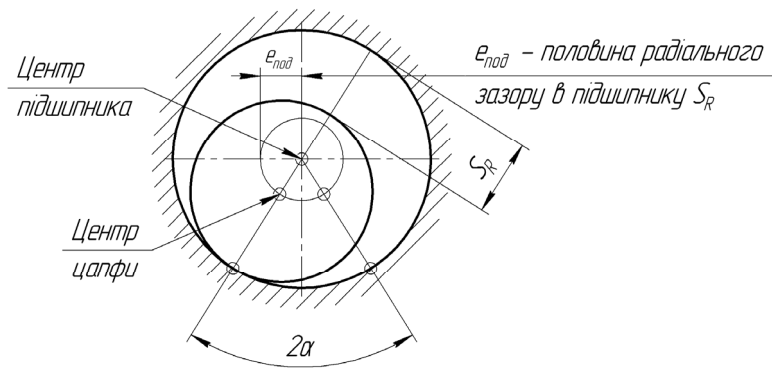


Рис. 1. Характер спрацювання підшипника ковзання при коефіцієнті дисбалансу  $K_{AB} < 1$

Еквівалентні навантаження на підшипники з урахуванням дії дисбалансів в опорах для певної кутової швидкості обертання  $\omega$  ротора визначаються так:

$$Q_{AB \text{ макс}} - Q_{AB \text{ мин}} = 2D_{AB} \omega^2$$

$$Q_{A,B \text{ экв}} = Q_{A,B \text{ мин}} + 2 \cdot 0,75 D_{A,B} \omega^2 = Q_{A,B \text{ мин}} + 1,5 D_{A,B} \omega^2 \quad (9)$$

що перевищує  $Q_{A,B} = Q_{A,B \text{ мин}} + D_{A,B} \omega^2$  на  $0,5 D_{A,B} \omega^2$ .

Збільшення навантаження  $0,5 D_{A,B} \omega^2$ , скоротить термін служби підшипників в  $s$  разів, що адекватно збільшенню їх навантаження в  $s^{0,3}$  разу. Отже, в силу (6):

$$\sum Q_{A,B \text{ экв}} = s^{0,3} \sum Q_{A,B} + \sum Q_{A,B} + 0,5 D_{A,B} \omega^2 \quad (10)$$

Прийнявши середнє значення коефіцієнта дисбалансу ротора  $K = \frac{e_{cm} m_{ром} \omega^2}{\sum Q_{A,B}}$ , знай-

демо з (7), що  $K = 2(s^{0,3} - 1)$ .

Скорочення ресурсу опори ковзання роторної машини знаходиться в математичній залежності від коефіцієнту дисбалансу, що дає можливість розрахувати ступінь скорочення для встановленого в процесі експлуатації коефіцієнту дисбалансу  $i$ -ї опори.

**Висновки.** Таким чином, представлено розрахунок режимів навантаження для підшипників ковзання, визначено величину скорочення ресурсу опор ковзання роторних машин від впливу експлуатаційних дефектів. Встановлено математичну залежність між коефіцієнтом дисбалансу та ступенем скорочення ресурсу опори ковзання роторної машини. На підставі діагностичного моніторингу навантажень, впродовж експлуатації, відбувається уточнення ресурсних характеристик, з метою оперативного запобігання скороченню ресурсу засобами адекватного технічного обслуговування і ремонту «за фактичним станом».

#### Література:

1. Александров, А.М. Динамика роторов / А.М.Александров, В.В. Филиппов; под. ред. А.И. Кобрин. - М.: Изд-во МЭИ, 1995.- 132 с.
2. Кіяновський М.В., Бондар О.В. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на працездатність гірничого обладнання // Вісник КТУ – Кривий Ріг, 2010р.
3. Савин, Л.А. Исследование динамики системы "ротор-подшипники скольжения" на основе анализа траекторий движения центра цапфы / Л.А. Савин, О.В. Соломин, Д.Е. Устинов // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы международного научного симпозиума.- Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2000. - С. 239 - 243.

© М.В. Кіяновський, О.В. Бондар

УДК 621.165:622

*Н.В. Кияновский, д.т.н., профессор*

*Е.В. Бондарь, старший преподаватель*

*Государственное высшее учебное заведение «Криворожский национальный университет»*

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ СОКРАЩЕНИЯ РЕСУРСА ОПОР  
СКОЛЬЖЕНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДЕФЕКТОВ**

*Проведен расчет величины дополнительных нагрузок от действия неконтролируемых эксплуатационных дефектов. Произведен анализ влияния рабочих нагрузок, статической и динамической неуравновешенности рабочего органа на ресурсные характеристики опор машины.*

**Ключевые слова:** *опора ротора, анализ, нагрузка.*

*UDC 621.165:622*

*N.V. Kiyanovsky, Professor*

*E.V. Bondar, Senior Lecturer*

*State institution of higher education « Krivoy Rog National University»*

**DETERMINATION OF THE RESOURCE REDUCTION SLIDING  
BEARINGS ROTOR MACHINES FROM INFLUENCE OPERATIONAL  
DEFECTS**

*The calculation of the value of the additional loads from the effects of uncontrolled operational defects. The analysis of the impact of workloads, static and dynamic unbalance working body on resource characteristics of the machine feet.*

**Keywords:** *rotor bearing analysis, load.*