

УДК 621.51: 622.44

М.В. КІЯНОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., О.В. БОНДАР, ст. викладач  
Криворізький національний університет

## ВПЛИВ ЗМІЩЕННЯ ГОЛОВНОЇ ОСІ ІНЕРЦІЇ АГРЕГАТУ НА РЕСУРС ОПОР КОЧЕННЯ СТАЦІОНАРНИХ ГІРНИЧИХ МАШИН

Встановлено, що фактичні терміни експлуатації стаціонарних гірничих машин (СГМ) в 4-10 разів менше проектного. У дослідженнях розкрита закономірність скорочення ресурсу опор кочення стаціонарних гірничих машин при зміні головного вектора дисбалансу робочого органу від впливу експлуатаційних факторів. Проведено розрахунки величини додаткових навантажень від дії неконтрольованих експлуатаційних дефектів. Зроблено аналіз впливу робочих навантажень, статичної та динамічної невірноваженості робочого органу на ресурсні характеристики опор машини. Виконано аналіз впливу робочих навантажень та статичної невірноваженості робочого органу на ресурсні характеристики опор кочення СГМ при симетричному навантаженні ротора (варіант абсолютно жорстких опор). Встановлено недостатню ефективність існуючих методів діагностики СГМ роторного типу. Виявлено, що в розрахунках ігноруються просторові коливальні рухи ротора. Зафіксоване значне осьове навантаження на опори СГМ яке впливає на стійкість осі обертання робочого органу машини та призводить до виникнення динамічного розцентрування. Цей факт є джерелом формування додаткових динамічних навантажень, що пояснює низькі ресурсні показники СГМ роторного типу. Відповідно до чинної методики підбір підшипників кочення ведеться без урахування динамічних дій дисбалансів. Невраховане в розрахунку додаткове навантаження скоротить термін служби підшипників в  $s$  разів, що адекватно збільшенню їх навантаження в  $s^{0.3}$  раз. Ресурсні характеристики СГМ повинні уточнюватись на підставі діагностичного моніторингу навантажень впродовж експлуатації для оперативного запобігання скороченню ресурсу засобами ТОіР. Подальші дослідження повинні визначити вплив косиметричних дисбалансів робочого органу на інтенсивність спрацювання опор, що характерно для моментного та динамічного невірноваження робочого органу, особливо для роторних СГМ консольного типу: насоси збагачувальних виробництв, односекційні шахтні насоси, димососи, ексгаустери, вентилятори та інші.

**Ключові слова:** ротор, опора, колювання, дисбаланс, навантаження, спрацювання, ресурс.

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Експлуатація стаціонарних гірничих машин (СГМ) свідчать, що фактичні терміни експлуатації в 4-10 разів менше проектного [1,2]. Це викликає значні експлуатаційні витрати, порушення сталості виробничих процесів. Факти скорочення ресурсу підшипникових опор СГМ обумовлюють задачу теоретичного пояснення процесів їх спрацювання для розробки адекватних регламентів технічного обслуговування та ремонтного відновлення.

**Аналіз досліджень та публікацій.** Серед процесів втрати працездатності опор роторних машин переважають процеси накопичення пошкоджень у виді механічного, абразивного та втомного зношення. Відповідно до класичної теорії зношення інтенсивність спрацювання робочої поверхні пропорційна питомому навантаженню  $p$  та відносній швидкості руху поверхонь  $v$ , що утворюють пару тертя  $\lambda = kp^m v^n$  [3], що вимагає контролю неперевикнення названих параметрів у експлуатації.

В процесах експлуатації обладнання переважно контролюють правильність монтажних налаштувань установки, центрування, залишкових дисбалансів робочих органів, радіальних та осьових зазорів, роботи систем змащення, режими та рівень виробничих навантажень [4-7] дотримання виконання заходів технічного обслуговування та графіків проведення поточних та капітальних ремонтів. Незважаючи на ретельність виконання всіх регламентів експлуатації досягти проектних значень надійності СГМ не вдається. Це збільшує кількість непланових ремонтів, величину експлуатаційних витрат, резервування СГМ у виробничих системах гірничого виробництва [8,9].

**Постановка завдань.** Для побудови регламентів експлуатації адекватним інтенсивності процесів спрацювання СГМ потрібно, з врахуванням характеру впливу названих факторів, знайти теоретичне пояснення причинам різкого зниження ресурсу опор СГМ, потрібно визнати їх непереборність чи встановити заходи їх здолання в регламентах експлуатації. Обґрунтувати рівень експлуатаційних витрат та нормування обсягів запасних частин та ремонтно-відновлювальних ресурсів.

**Викладення матеріалу та результати.** Будь який промисловий агрегат роторного типу і в тому числі СГМ готується до експлуатації з перевіркою технічних параметрів переважно у ста-

тиці (балансування, центрування, монтажні налагодження, готовність систем змащення, контролю, захисту та інші) [10, 11]. Цей процес зображено на рис.1 на прикладі шахтного компресора К-500-61-1.

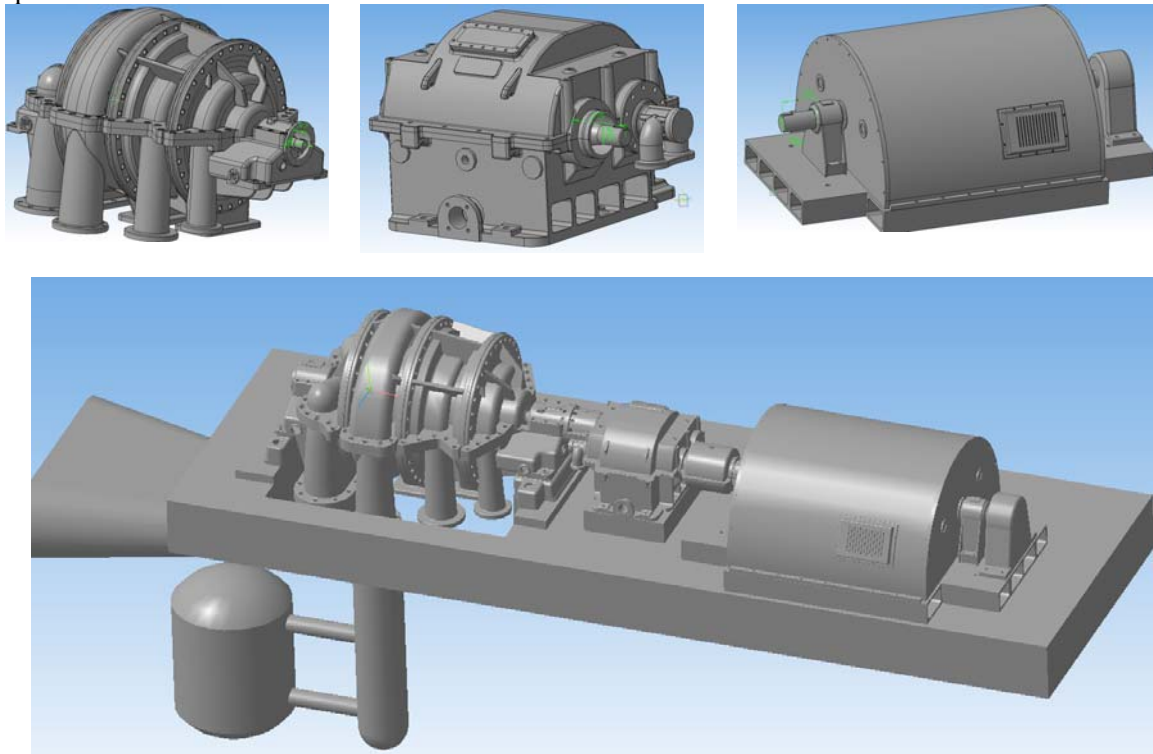


Рис. 1. Приклад підготовки до експлуатації повітряного компресора

При експлуатації під впливом неспіввісності опор валів, різниці у величині зазорів в опорах валів, різниці у фактичних значеннях податливості опор валів та корпусів машин агрегату відбувається динамічне розцентрування агрегату за різними схемами [12, 13].

Це формує нові умови навантаження на опори відповідно рис. 2, що не передбаченні жодними проектними розрахунками.

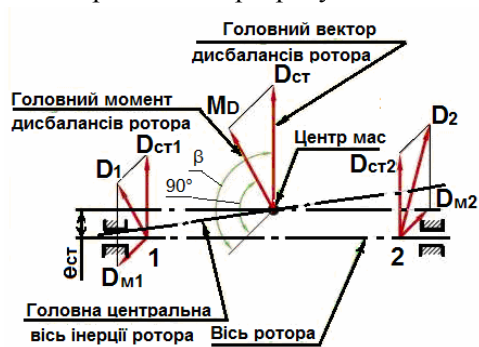


Рис. 2. Умови навантаження опор робочого органу СГМ під впливом експлуатаційних факторів [14]

Під дією названих факторів відбувається зміщення центра мас робочого органу, відхилення центральної осі інерції від осі обертання валу, зростає величина головного вектора дисбалансу, відхилення головного моменту дисбалансів ротора із створенням неконтрольованих осьових навантажень.

З урахуванням характеру впливу названих факторів та задачі знайти теоретичне пояснення причинам різкого зниження ресурсу опор СГМ потрібно з'ясувати ступінь і характер зростання навантажень на опори СГМ і їх відповідність проектним значенням.

Поставлена задача має різні рішення для опор кочення і опор ковзання при різних видах експлуатаційної невірноваженості ротора, режимів навантаження, податливості елементів машини.

Виконаємо аналіз впливу робочих навантажень та статичної невірноваженості робочого органу на ресурсні характеристики опор кочення СГМ при симетричному навантаженні ротора (варіант абсолютно жорстких опор).

Допускаючи, що умови проектування, виготовлення, експлуатації дотримані, при використанні за призначенням СГМ зростає вплив факторів спрацювання, які обумовлюють наявність радіального відхилень осі опор щодо головної центральної осі інерції ротора (див. рис. 2).

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.

У першому випадку при розвитку дефектів статичної невірноваженості 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.

Унаслідок цього ротор стане в загальному випадку статично невірноваженим, тобто порушується умова (1) і (2), що робочий орган СГМ при сталості зовнішніх сил, що обертається з постійною кутовою швидкістю навколо однієї зі своїх головних центральних осей інерції, знаходиться в стані динамічної рівноваги, яка характеризується рівністю нулю суми всіх невірноважених сил і суми всіх моментів цих сил [12]

$$\sum \bar{F}_i = \sum m_i \cdot \bar{r}_i \cdot \omega^2 = m_{rot} \cdot \bar{e}_{st} \cdot \omega^2 = 0 \quad (1)$$

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

де  $\bar{r}_i$  - ексцентриситет  $i$ -ї маси  $m$  (м);  $m_{rot}$  - маса ротора (кг);  $e_{st}$  - ексцентриситет (м);  $\omega$  - кутова швидкість (рад/с).

У разі збільшення ступеню невірноваженості на опори діють додаткові сили (3), тоді

$$\sum \bar{F}_i = m_{rot} \cdot \bar{e}_{st} \cdot \omega^2 \neq 0 \quad (3)$$

В експлуатації СГМ регламентовані значення  $e_{st}$  практично завжди перевищенні через що спричиняються додаткові динамічні навантаження від дії дисбалансів ротора, і як наслідок, відбувається зменшення терміну їх служби підшипникових опор в  $s$  разів (4) [15]

$$s = \left( \frac{m_{rot} \cdot e_{std} \cdot \omega^2}{2 \sum Q_{AB}} + 1 \right)^{3.33} = \left( \frac{K}{2} + 1 \right)^{3.33} \quad (4)$$

де  $Q_{AB}$  - сила від дії навантажень (Н).

Цей висновок пояснює причину зафіксованого в проведених дослідженнях різкого скорочення ресурсу підшипникових опор СГМ (в нашому варіанті тільки з симетричним навантаженням опор).

Для визначення додаткових сил [15] від ефекту статичної невірноваженості, що діють на опори, використовують поняття головний вектор дисбалансів ротора (5) шляхом ділення рівняння (3) на  $\omega^2$

$$\frac{\sum \bar{F}_i}{\omega^2} = \sum \bar{D}_i = m_{rot} \cdot \bar{e}_{st} = \bar{D}_{st} \neq 0 \quad (5)$$

де  $\bar{D}_{st}$  - головний вектор дисбалансів ротора.

Для дослідження впливу додаткових навантажень на ресурс опор СГМ допустимо, 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  $\bar{Q}_{AB} = \bar{G}_{AB} + \bar{P}_{AB}$  (сума вагового навантаження  $\bar{G}_{AB}$  на опору і радіальною компоненти  $\bar{P}$  від робочих коліс) і невірноважені сили від дисбалансів ротора  $\bar{D}_{AB} \cdot \omega^2$  в площинах опор  $A$  і  $B$ , постійні по величині, але змінні за напрямом, оскільки вектори сил  $\bar{D}_{AB} \cdot \omega^2$  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 (6) яке називаються коефіцієнтами дисбалансу для відповідних опор  $A$  і  $B$

$$\left( \bar{D}_{AB} \cdot \omega^2 \right) / Q_{AB} = K_{AB} \quad (6)$$

За цих умов зменшення терміну служби підшипникових опор  $s$  відповідно виразу (4) може мати різні значення залежно від значення коефіцієнту дисбалансу.

Коли  $K_{AB} < 1$ , підшипники працюють по першому режиму вантаження. При такому  $K_{AB}$  ротор з абсолютно твердого матеріалу обертається навколо своєї осі і вектори невірноважених (динамічних) сил в опорах  $\bar{D}_{AB} \cdot \omega^2$  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  $\omega$ .

Це викличе розгойдування цапфи з частотою обертання ротора в межах кута  $2\alpha$ . При коефіцієнті дисбалансу  $K_{AB} < 1$  відбувається односторонній знос підшипника і рівномірний по колу знос цапфи. При першому режимі вантаження ротор притискається до опор з силою  $Q_{AB}$ , значення якої міняється від  $Q_{ABmin}$  до  $Q_{ABmax}$  по синусоїдальному закону, причому  $Q_{ABmax} - Q_{ABmin} = 2D_{AB} \cdot \omega^2$  дорівнює подвоєній амплітуді синусоїди або її висоті.

Центр тяжіння площі синусоїди розташований на висоті  $0,75$  її амплітуди  $\bar{D}_{AB} \cdot \omega^2$  над лінією  $Q_{AB}$ , що обмежує  $Q_{ABmin}$ .

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

$$Q_{ABek} = Q_{ABmin} + 2 \cdot 0,75 \cdot D_{AB} \cdot \omega^2 = Q_{ABmin} + 1,5 \cdot D_{AB} \cdot \omega^2, \quad (7)$$

що перевищує  $Q_{AB} = Q_{ABmin} + D_{AB} \cdot \omega^2$  на  $0,5D_{AB} \cdot \omega^2$ .

Відповідно до чинної методики підбір підшипників кочення ведеться по навантаженнях  $Q_{AB}$  (без урахування динамічних дій дисбалансів) по коефіцієнту працездатності підшипників кочення

$$C_{AB} = Q_{AB} \cdot (k_1 k_2 \dots) \cdot (nh)^{0,3}, \quad (8)$$

де  $n$  - частота обертання ( $хв^{-1}$ );  $h$  - число годин роботи;  $k_1, k_2$  - коефіцієнти, що визначають умови роботи підшипника.

Невраховане в такому розрахунку  $0,5D_{AB} \cdot \omega^2$  (додаток навантаження) скоротить термін служби підшипників в  $s$  разів, що адекватно збільшенню їх навантаження в  $s^{0,3}$  рази

$$\Sigma Q_{ABek} = s^{0,3} \Sigma Q_{AB} + \Sigma Q_{AB} + 0,5D_{AB} \cdot \omega^2 \quad (9)$$

Прийнявши середнє значення коефіцієнта дисбалансу ротора  $K = (m_{rot} \cdot e_{st} \cdot \omega^2) / (\Sigma Q_{AB})$  знайдемо з (6), що  $K = 2(s^{0,3} - 1)$ .

Якщо  $K_{AB} = 1$ , то підшипники працюють по другому режиму навантаження. В цьому випадку

$$R_{AB} = 2D_{AB} \omega^2 \cos^2 \frac{\omega}{2} t, \text{ де } t - \text{ час.}$$

При  $K=1$  сила  $R$  притискає цапфу до підшипника, поки центр цапфи знаходиться нижчим за горизонтальний діаметр підшипника, і відриває цапфу від підшипника, коли центр цапфи піднімається вище.

Після відриву цапфа рухається по кривій (рис. 2), до зіткнення з підшипником і притискання до нього.

Далі процес повторюється. Частота ударів рівна частоті обертання ротора.

Робота машин з такими ударами приводить до руйнування підшипників значно раніше їх зносу.

Досвід показує, що такий режим роботи настає вже поблизу  $K=1$ .

При  $K_{AB} > 1$  підшипники працюють по третьому режиму вантаження. Якщо  $K > 1$ , то цапфа весь час притиснута до підшипника і по ньому ковзатиме однією і тією ж стороною.

У цьому випадку в підшипнику відбуватиметься односторонній знос цапфи, що призводить до подальшого збільшення  $K$  і нерівномірному зносу підшипника по колу.

З усіх трьох режимів навантаження для підшипників кочення допустимий лише перший і третій.

Одне із завдань ТОіР - забезпечити ці умови роботи для кожного підшипника.

У загальному випадку коефіцієнти дисбалансу різні для кожного підшипника опор  $A$  і  $B$ .

Враховуючи складність теоретичного визначення значення коефіцієнтів  $K_{AB}$  для реальних машин, ресурсні характеристики СГМ повинні уточнюватись на підставі діагностичного моніторингу навантажень впродовж експлуатації для оперативного запобігання скороченню ресурсу засобами ТОіР.

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Відповідно до чинної методики підбір підшипників кочення ведеться по навантаженнях  $Q_{AB}$  (без урахування динамічних дій дисбалансів) по коефіцієнту працездатності підшипників кочення  $C_{AB}$  (8).

Невраховане в такому розрахунку  $0,5 \cdot \bar{D}_{AB} \cdot \omega^2$  (додаток навантаження) скоротить термін служби підшипників в  $s$  разів, що адекватно збільшенню їх навантаження в  $s^{0,3}$  рази.

Встановлено зменшення терміну їх служби підшипникових опор СГМ під дією експлуатаційних факторів  $s$  разів, де  $s$  знаходиться за виразом (4).

З усіх трьох режимів навантаження для підшипників кочення допустимий лише перший і третій. Одне із завдань ТОіР - забезпечити ці умови роботи для кожного підшипника.

У загальному випадку коефіцієнти дисбалансу різні для кожного підшипника опор  $A$  і  $B$ .

Враховуючи складність теоретичного визначення значення коефіцієнтів  $K_{AB}$  для реальних машин, ресурсні характеристики СГМ повинні уточнюватись на підставі діагностичного моніторингу навантажень впродовж експлуатації для оперативного запобігання скороченню ресурсу засобами ТОіР.

Подальші дослідження повинні визначити вплив кососиметричних дисбалансів робочого органу на інтенсивність спрацювання опор, що характерно для моментного та динамічного невірноваження робочого органу, особливо для роторних СГМ консольного типу: насоси збагачувальних виробництв, односекційні шахтні насоси, димососи, ексгаустери, вентилятори та інші.

### Список літератури

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, 2010. - Вип.25 - с. 195-198.
3. Кіяновський М.В., Бондар О.В. Визначення величини скорочення ресурсу опор ковзання роторних машин від впливу експлуатаційних дефектів // Вісник ПолтНТУ – Полтава, 2014. - Вип.2(41) - с. 372-375.
4. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. - Пермь, 2012. – 198 с.
5. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с.
6. Surveillance des machines par analyse des vibrations: Du depistage au diagnostic/ Boulenger A., Pachaud C. –2e tirage. –Paris: AFNOR, 1998. –8, 213 p.
7. Vibration and wear in high speed rotating machinery. –Dordrecht etc: Kluwer Acad., 1990. –6, – 852 p. Vol. 174.
8. Vibration dampes for cryogenic turbomachinery./A. Palozzolo, A. Kascak, E. Olan, S. Ibrahim. –New York, 1990. – 9 p.
9. Vibrations / W. Bogus, Z. Dzygadło, D. Rogula. Et al. – warszawa: PWN; Dordrecht et al.; Kluwer acad. publ., - 13, 1992. – 488 p.
10. Wavelets for mechanical and structural damage identification/ Staszewski W. J. –Gdansk, 2000. – 175 p.
11. 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.
12. Васильев Ю.Н. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. — М.: Недра, 1987. – 197 с.
13. Барков А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Учеб. пособие/ Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю. –СПб., 2000. – 158 с.
14. Википедия [Електронний ресурс]. Режим доступа: <http://uk.wikipedia.org/wiki>.
15. Олійник П.Б. Перекос у звичайному підшипнику кочення обертового обладнання. // Гідротехнології, навігація, керування рухом та конструювання авіаційно-космічної техніки: VI міжнародна наукова конференція, Київ, 26- 27 квітня 2007 р. - К., 2007. - с. 196-206.