

7. **Gromadskiy V.** Investigation of stiffness of drilling flight of roller-bit drilling mill RBDM-250 / Gromadskiy Anatoly, Gorbachov Yurii, Gromadskiy Viktor // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipropetrovsk, 2015. – №7. – С. 374–377.
8. **Gromadskiy V.** Investigation of influence of operating regime on the productivity and energy costs of roller-bit drilling mills of RBDM-250 / Gromadskiy Anatoly, Gorbachov Yurii, Gromadskiy Viktor // Metallurgical and Mining Industry. – Dnipropetrovsk, 2015. – №8. – С. 556–559.
9. **Громадський В.А.** Разработка и исследование способа ликвидации флаттера бурового инструмента / В.А. Громадский // Горное оборудование и электромеханика. – М. – 2015. – № 1. – С. 39–41.
10. **Громадський В.А.** Флаттер бурового інструмента, условия появления и ликвидации экстремальных нагрузок при бурении скважин станками СБШ / В.А. Громадский // Сталій розвиток промисловості та суспільства : міжнар. наук.-техн. конф., 22–25 трав. 2012 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2012. – С. 289–290.
11. **Громадський В.А.** Исследование устойчивости буровых ставов станков шарошечного бурения СБШ-250 в карьерах Кривбасса / В.А. Громадский // Актуальні питання проблеми створення та експлуатації технічних систем : вузівська наук.-практ. конф., 18 квіт. 2013 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2013. – С. 82–87.
12. **Громадський В.А.** Причины появления флаттера бурового инструмента и методы его устранения на станках шарошечного бурения / В.А. Громадский // Сталій розвиток промисловості та суспільства : міжнар. наук.-техн. конф., Сталій розвиток промисловості та суспільства 2014 р. : тези доп. – Кривий Ріг. – 2014. – С. 158–159.
13. **Декл. пат. № 67285** Україна, Е 21В 3/00. Верстат шарошкового буріння / **Громадський В.А., Громадський Влад.А.** // № 67285 Е 21В 3/00, опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.
14. **Пат. № 102287** Україна, Е 21В 3/00. Верстат шарошкового буріння/ **Громадський В.А., Громадський Влад.А.** // опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.
15. **Декл. пат. № 93458** Україна, Е 21С 41/00. Спосіб ліквідації флаттера бурового інструменту верстатів шарошкового буріння / **Громадський В.А.**, опубл. 10.10.2014, Бюл. № 19.

Рукопись поступила в редакцию 18.04.2018

УДК 621.165:622

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

КОНСТРУКТИВНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТАЛОСТІ ВРІВНОВАЖЕНОГО ПОЛОЖЕННЯ ВАЛІВ РОТОРНИХ МАШИН В ОПОРАХ КОВЗАННЯ

Мета. Встановлено, що у процесі експлуатації роторних машин спостерігаються вібрації, викликані втратою стійкості стаціонарного руху роторів.

Методи. Проведено розрахунок оцінки стійкості валів роторних машин, через визначення функціонального зв'язку між безрозмірним коефіцієнтом навантаженості опори підшипника і параметрами стійкості та впливу частоти обертання і гнучкості ротора, частоти власних коливань гнучкого ротора. Встановлено, що особливо небезпечною робота машин є з незначним рівнем несучої здатності підшипника, так як зі збільшенням горизонтальної складової ексцентриситету, відбуваються збудження горизонтальних вібрацій, і ризик втрати стійкості стає більшим. Отже, потрібно виконати більш поглиблене дослідження основних закономірностей, що впливають на поведінку ротора та визначають закони його прецесії.

Наукова новизна. Зроблено аналіз параметрів експериментальних досліджень положення осі ротору та розглянуто графік впливу нахилу лінії центрів, коефіцієнту навантаженості опори підшипника та величини ексцентриситету осі ротора. Встановлено, що при збільшенні несучої здатності підшипника, зберігається умова забезпечення стійкості ротора, так як відбувається зменшення параметру нахилу лінії центрів, а також збільшення величини ексцентриситету, що приводить до значного зростання відцентрових сил, вібраційних навантажень і наслідком стає втрата стійкості ротора.

Практична значимість. Розглядалась задача забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора. Аналіз параметрів визначення *раціональної області сталості положення ротора*, приводить до висновку про неможливість зменшення рівня питомого тиску на підшипник без зміни (зменшення) експлуатаційних навантажень роторної машини. З цього витікає, що умова сталості стійкості ротора від зростання загрози автоколивань досягається при роботі машини в дорезонансній зоні.

Результати. Отже, забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора стає можливим при коригуванні (зменшенні кривизни опорної поверхні), величини відносного зазору у межах задовільної несучої здатності підшипника і мінімізації ексцентриситету осі інерції і геометричної осі ротора.

Ключові слова: ротор, гідродинаміка, змащення, коливання, рівновага, працездатності підшипника ковзання.

doi: 10.31721/2306-5451-2018-1-47-112-116

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. У процесі експлуатації роторних машин (особливо великої потужності) часто спостерігаються їх вібрації, викликані втратою стійкості стаціонарного руху роторів. У більшості досліджень встановлено [1-5], що найбільш частою і серйозною причиною, що викликає втрату сталості врівноваженого обертального руху ротора є: поява самозбудних коливань від реакції змащувального (опорного) шару у підшипниках ковзання та втрата умов ламінарності потоку оливи (за критерієм Рейнольдса); відхилення осі інерції ротора від геометричної осі опори через особливості гідродинамічного режиму обертання ротора (рис. 1).

Інтенсивність коливань ротора, що самозбуджуються, може бути така велика, що їх амплітуди перевищуватимуть резонансні амплітуди роторів з великим ступенем незбалансованості [6,7]. Особливо недослідженим залишається явище несталості положення лінії центрів валу і підшипника, несталості кутів $\varphi_1, \varphi_2, \beta, e$ (параметри гідродинамічної теорії тертя, рис. 1) у працюючій опорі при збільшенні інтенсивності коливань ротора.

У теорії та практиці [8-12] оцінка стійкості валів роторних машин зводиться до визначення функціонального зв'язку між безрозмірним коефіцієнтом навантаженості опори підшипника ξ (1), що фіксує положення цапф на траєкторії рухомої рівноваги, і параметрами стійкості φ (2) та впливу частоти обертання і гнучкості ротора (відносна швидкість) γ (3), частоти власних коливань гнучкого ротора Ω (4)

$$\xi = \frac{F \psi_{ef}^2}{dl \mu_{ef} \omega} \quad (1)$$

де F – вектор навантаження, Н; ψ_{ef} – ефективний (розрахунковий) відносний зазор у підшипнику, %; l – довжина підшипника по твірній, мм; μ_{ef} – ефективна (розрахункова) динамічна в'язкість мастильного матеріалу, Па·с; ω – кутова швидкість, рад/с;

$$\varphi = \frac{2M\omega\psi^3}{l\mu} \quad (2)$$

де M – маса, кг; μ – динамічна в'язкість мастильного матеріалу, Па·с;

$$\gamma = \frac{\omega}{\Omega} \quad (3)$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{M}} \quad (4)$$

де c – питома теплоємність мастильного матеріалу, Дж/(кг·°С).

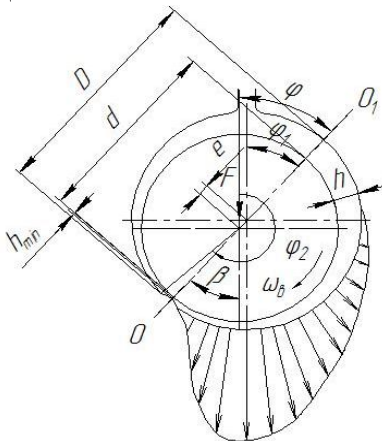


Рис.1. Відхилення осі інерції ротора від геометричної осі опори через особливості гідродинамічного режиму обертання ротора

При цьому кут врівноваженого положення вектору навантаження F і лінії центрів OO_1 (рис. 1) – β (5), ексцентриситет осі ротора e , є несталими динамічними параметрами, що вимагають стабілізації шляхом зміни режимних чи конструктивних параметрів роторної системи.

$$\beta = \arctg \frac{\int_0^{\varphi_2} \int_0^l p \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dz}{\int_0^{\varphi_1} \int_0^l p \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dz} \quad (5)$$

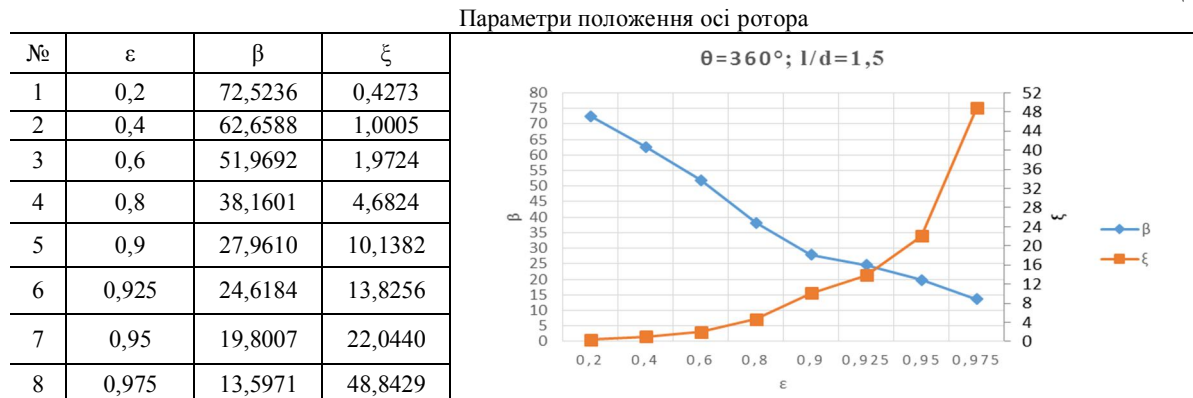
де p – величина питомого тиску на опорну поверхню підшипника від діючих навантажень; φ – кут, що визначає геометричні параметри стійкості ротора.

Особливо небезпечною робота машин є з незначним рівнем несучої здатності підшипника. У зв'язку зі збільшенням горизонтальної складової ексцентриситету, відбуваються збудження горизонтальних вібрацій, а так як в цьому напрямку жорсткість обладнання завжди менше, то ризик втрати стійкості стає більшим [13]. У цьому випадку для забезпечення нормальної експлуатації машин, запобігання серйозних аварій, що призводять до пошкодження і виходу з ладу

опор ковзання, потрібно виконати більш поглиблене дослідження основних закономірностей режимних та конструктивних факторів, що впливають на поведінку ротора та визначають закони його прецесії [14, 15].

Проаналізуємо параметри, експериментальних досліджень, положення осі ротору та розглянемо графік впливу нахилу лінії центрів β , коефіцієнту навантаженості опори підшипника ξ та величини ексцентриситету осі ротора ε . Данні представимо у вигляді табл. 1.

Таблиця 1



У цих дослідженнях встановлено, що при збільшенні несучої здатності підшипника, зберігається умова забезпечення стійкості ротора, так як відбувається зменшення параметру β – нахилу лінії центрів, а також збільшення величини ексцентриситету (особливо горизонтальної складової) – ε , що приводить до значного зростання відцентрових сил, вібраційних навантажень і наслідком стає втрата стійкості ротора.

Аналіз досліджень і публікацій. Експерименти [14] показали, що самозбуджуючі коливання, надалі такі коливання називатимуться автоколиваннями, зазвичай виникають у жорстких роторів та виявляється на частоті близької до половини величини частоти обертання, а також подвоєної першої критичної частоти обертання. У гнучких роторів – при частотах обертання, близьких до його першої критичної частоти обертання. Вказані експериментальні дані відповідають розрахунковому аналізу стійкості роторів на підшипниках ковзання рідинного тертя.

У проектно-конструкторській практиці для уникнення випадків самочинного генерування автоколивань, потрібно враховувати, який вплив на стійкість ротора мають ті або інші геометричні співвідношення підшипника ковзання та аналіз умов його роботи. Цей вплив визначається за допомогою номограми стійкості (рис.2) [15].

Постановка задачі. Забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора.

Викладення матеріалу та результати. Мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) може бути досягнута зменшенням параметру β – кута нахилу лінії центрів (5).

Аналіз параметрів φ_1 , φ_2 (рис.2), що визначають величину β , приводить до висновку про неможливість зменшення рівня питомого тиску на підшипник без зміни (зменшення) експлуатаційних навантажень роторної машини. Кути φ_1 , φ_2 визначають геометричні параметри стійкості ротора, але залежать від режимних, конструкційних факторів ротора і опори (2), де показана значна ступенева залежність від величини відносного зазору, і при цьому потрібно враховувати залежність від жорсткості та пружних характеристик ротора (6)

$$\varphi = \frac{4\xi}{v_0^2}, \quad (6)$$

де ξ – коефіцієнт навантаженості підшипника (несуча здатність підшипника) (1), а v_0 (7) – відносна частота автоколивань, дорівнює

$$v_0 = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{2g}{s}} \quad (7)$$

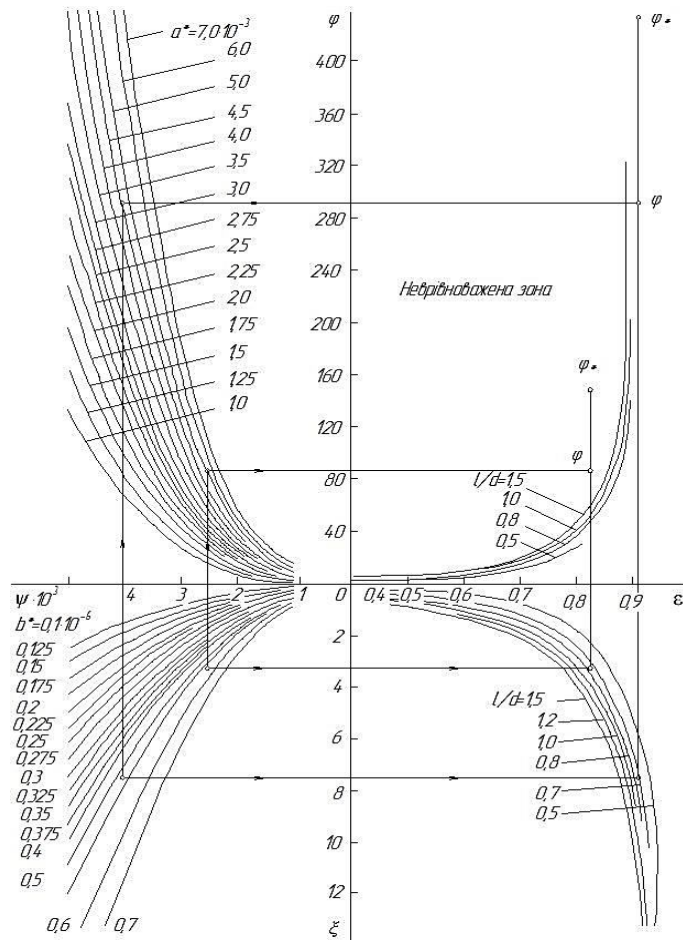


Рис.2. Параметри визначення раціональної області сталості положення ротора

напрямку дії вектору навантаження F , шляхом зменшення кривизни опорної поверхні, без загрози втрати стійкості ротора $\psi_{\text{еф}} < \psi_{\text{гран}}$ (рис.2), і зменшення β до 15-30 градусів.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора стає можливим при коригуванні (зменшенні кривизни опорної поверхні), величини відносного зазору у межах задовільної несучої здатності підшипника і мінімізації ексцентриситету осі інерції і геометричної осі ротора.

Список літератури

1. **Александров А.М.** Динамика роторов / А.М.Александров, под. ред. А.И. Кобрин. - М.: МЭИ, 1995. - 132 с.
2. **Кіянновський М.В., Бондар О.В.** Дослідження впливу експлуатаційних факторів на працездатність гірничого обладнання // Вісник КТУ – Кривий Ріг, 2010. – 125-128 с.
3. **Кіянновський М.В., Бондар О.В.** Визначення величини скорочення ресурсу опор ковзання роторних машин від впливу експлуатаційних дефектів // Вісник ПолтНТУ – Полтава, 2014. – 75-81 с.
4. **Русов В.А.** Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. - М., 2012–198 с.
5. **Komanduri R., Hou Z.B.** Analysis of heat partition and temperature distribution in sliding systems / Wear (251), 2001. – 925-938 p.
6. **Komanduri R., Hou Z.B.** Thermal analysis of dry sleeve bearings / Tribol. Int. 34, 2001. – 145-160 p.
7. Surveillance des machines par analyse des vibrations: Du depistage au diagnostic/ **Boulenger A., Pachaud C.** –2e tirage. –Paris: AFNOR, 1998. – 213 p.
8. Vibration and wear in high speed rotating machinery. –**Dordrecht** etc: Kluwer Acad., Vol. 174, 1990. -6, – 852 p.
9. Vibration dempes for cryogenic turbomachinery./**A. Palozzolo, S. Ibrahim.** –New York, 1990. – 9 p.
10. Vibrations / **W. Bogus, Z. Dzygadlo,** – Warszawa: PWN; Dordrecht et all.; Kluwer acad. publ., -13, 1992. – 488 p.
11. Wavelets for mechanical and structural damage identification/ **Staszewski W. J.** –Gdansk, 2000. – 175 p.
12. **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 // Материалы международного научного симпозиума.- Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2000. - с. 239 - 243.

Запобігання впливу жорсткості ротора на збудження автоколивань і початку процесу втрати стійкості ротора можна досягти використовуючи порогове значення відносної частоти автоколивань

$$v_p = 2\sqrt{\frac{\xi}{\Phi}} (v_p \rightarrow 0,5 \quad \xi \rightarrow 0) \quad (8)$$

де Φ – граничне значення параметра стійкості.

З цього витікає, що умова сталості стійкості ротора від зростання загрози автоколивань досягається при роботі машини в дорезонансній зоні, а саме, $\omega < v_p$ і від зменшення відцентрових сил $F_{\text{ц}}$, що можливо лише при зменшенні ε до ε_{min}

$$F_{\text{ц}} = M_p \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \quad (9)$$

Отже, існує єдиний шлях забезпечення сталості динамічного врівноваження ротора за рахунок мінімізації відхилення осі інерції ротора (мінімізації ексцентриситету) від геометричної осі підшипника в діапазонах навантаження та швидкості обертання ротора, зменшення ексцентриситету ε , за рахунок локального (конструктивного) приближення зони максимального тиску оливного клина до

13. **Васильев Ю.Н.** Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. — М.: Недра, 1987. — 197 с.

14. **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.

15. **Олійник П.Б.** Перекоп у звичайному підшипнику кочення обертового обладнання. // Гіротехнології, навігація, керування рухом та конструювання авіаційно-космічної техніки: VI міжнародна наукова конференція, Київ, 26- 27 квітня 2007 р. - К., 2007. - с. 196-206.

Рукопис подано до редакції 10.04.2018

УДК 332.3.005

Ю.І. ЗАВЕРШИНСЬКА, магістрант
Криворізький національний університет

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ЗЕМЛЕВПОРЯДКУВАННЯ В УКРАЇНІ

Мета. У зв'язку з переходом аграрного сектора країни до ринкової економіки, особливого значення набуває перехід до нової системи земельних відносин, здатних забезпечити економічне зростання сільськогосподарського виробництва при раціональному використанні насамперед – землі. Мета статті полягає у застосуванні ринкових методичних підходів з метою розрахунку вартості земельної ділянки комерційного призначення.

Методи. Дослідження ґрунтується на загальних принципах економічного і математичного моделювання, математичної статистики, економетрики, фундаментальних і прикладних наукових розробках, які мають концептуальне значення для вирішення поставлених задач і забезпечують цілісно-системний розгляд проблем нормативної грошової оцінки земель населених пунктів.

Наукова новизна. Сучасні трансформаційні зміни, що склалася в Україні у галузі земельних відносин та галузі використання і охорони земель є критичними і вимагають змін без кінцевого розрушення існуючої системи землеустрою, шляхом реформування і створення нового розуміння сутності і форм сучасного землеустрою. Науковою новизною є аналіз нормативно-правової бази оціночної діяльності в Україні та аналіз публікацій з оцінки землі та нерухомого майна, які є актуальними на сьогоднішній день.

Практична значимість. Земля є одним із головних ресурсів життєдіяльності суспільства. Від стану залагодження земельних проблем залежить розвиток сільського господарства і організація форм господарювання сільськогосподарських підприємств. Потреба суб'єктів земельних відносин в інформації, що характеризує стан земельних ресурсів, зумовила створення державного земельного кадастру (ДЗК). Відомості про земельні ресурси, їх місце розташування та правовий режим використання встановлюються єдиною державною геоінформаційною системою відомостей про землі, розташовані в межах державного кордону України, їх цільове призначення, а також про кількісну і якісну характеристику земель, їх оцінку, розподіл між власниками і користувачами, що ведеться уповноваженим органом виконавчої влади з питань земельних ресурсів, що становить головну практичну значимість дослідження.

Результати. Сучасні способи використання земельних ресурсів в Україні не відповідають вимогам збалансованого природокористування. Цінність земель населених пунктів полягає у їх здатності приносити додатковий прибуток.

Ключові слова: оцінка, нерухомість, податок, орендна плата, закордонний досвід, ринок землі, земельні платежі, землевпорядкування.

doi:

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Сучасні трансформаційні зміни, що склалася в Україні у галузі земельних відносин та галузі використання і охорони земель є критичними і вимагають змін без кінцевого розрушення існуючої системи землеустрою, шляхом реформування і створення нового розуміння сутності і форм сучасного землеустрою. Складна ситуація в земельних відносинах та землекористуванні виникла насамперед через відсутність чіткої державної програми проведення розвитку земельних відносин та механізмів її реалізації щодо комплексного розвитку земельного законодавства, формування інвестиційно привабливого землекористування, розвитку ринку земель, проведення та фінансування землеустрою і земельного кадастру, заходів з охорони земель, фундаментальної та прикладної землевпорядної науки [1].

Зросла необхідність в ефективній системі фінансово-економічних і землевпорядних механізмів регулювання земельних відносин та землекористування, розробленні комплексного підходу з врахуванням історичних факторів у реформуванні системи державного земельного кадастру.