

ПРИНЦИП РОБОТИ ТА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ УЩІЛЬНЕНЬ З ПЛАВАЮЧИМИ КІЛЬЦЯМИ

Шевченко Сергій Станіславович

кандидат технічних наук

Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Е. Пухова НАН України

ORCID 0000-0002-5425-9259

e-mail: s.shevchenko@united.productions

Щільні ущілювання роторів відцентрових машин є найбільш простим і надійним типом ущілювань, які крім функції ущілювати, виконують не менш важливу функцію - покращувати вібраційний стан ротора. Ці функції знаходяться у взаємному протиріччі, оскільки підвищення гідравлічного опору погіршує динамічні якості ущілювань, їх гідростатичну жорсткість і демпфування. Альтернативою звичайним щільним ущілюванням є ущілювання з плаваючими кільцями, здатні забезпечити необхідну надійність і герметичність. Розглянуто принцип роботи та методику розрахунку ущілювань з плаваючими кільцями. Поведінка плаваючих кілець визначається співвідношенням сил у кільцевому і торцевому дроселях. Ущілювання з плаваючими кільцями представляють сукупність торцевого і щільного ущілювань, що працюють в полегшених умовах: здатність плаваючого кільця центруватися відносно вала, що обертається, завдяки гідродинамічним силам в кільцевій щільності, дозволяє зменшувати радіальні зазори і тим самим значно знижувати протікання. Плаваюче кільце, що самоцентрується, можна розглядати як коливальну систему з чотирма ступенями свободи, що здійснює вимушені коливання під дією кінематичного збудження з боку вала. Проаналізовано можливі варіанти умов роботи плаваючих кілець. Показано, що умовно рухливі кільця є більш ефективними і надійними, оскільки мають підвищену статичну та динамічну стійкість, забезпечуючи необхідну герметичність і підвищений ресурс ущілювань. Отримано вирази, що визначають умови радіальної і кутової нерухомості кілець. Зроблено висновок, що ущілювання з плаваючими кільцями в багатьох випадках виявляються більш ефективними, якщо кільця позбавлені можливості плавати.

Ключові слова: щільне ущілювання, плаваюче кільце, умови нерухомості

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.1.11>

Вступ

Безконтактні ущілювання роторів відцентрових машин є найбільш простим і надійним типом ущілювань, що забезпечує герметизацію і вібраційну надійність. Особливість відцентрових машин полягає в тому, що ці завдання взаємопов'язані і в більшості випадків можуть бути задовільно вирішені за рахунок правильного вибору конструкції щільних ущілювань.

Динамічні характеристики особливо важливі для ущілювань швидкооборотних роторів [1]. Щільні ущілювання, крім функції ущілювати, виконують не менш важливу функцію - покращувати вібраційний стан ротора. На жаль, ці функції знаходяться у взаємному протиріччі: конструктивні заходи, спрямовані на підвищення гідравлічного опору, найчастіше погіршують динамічні якості ущілювань, їх гідростатичну жорсткість і демпфування [2]. Зусилля конструкторів спрямовані на гармонізацію цих функцій. Одним з досягнутих в цьому напрямку результатів є створення ущілювань з плаваючими кільцями [3].

У деяких випадках, особливо для ущілювання внутрішніх порожнин високооборотних машин, вони є найбільш доцільною альтернативою звичайним щільним ущілюванням. Широке поширення цих ущілювань пояснюється порівняно простою конструкцією і можливістю при відповідному доведенні забезпечити необхідну надійність і герметичність.

1. Типова схема ущілювання і принцип роботи

Ущілювання з плаваючим кільцем (рис. 1) являється комбінацією кільцевого дроселя В (безконтактне щільне ущілювання) і торцевого контакту С, що виконує роль механічного торцевого ущілювання. Дросель В, утворений поверхнею обертового вала 1 і внутрішньою циліндричною поверхнею плаваючого кільця 4. Попередній підтиск кільця до опорної поверхні кришки 2 здійснюється пружинними елементами (пружинами) 5, розташованими у втулці 6, закріпленій

в корпусі 7. Можливому обертанню кільця разом з валом запобігають штифти 3. Штифти 3, пружини 5 і втулка 6 не є обов'язковими елементами конструкції.

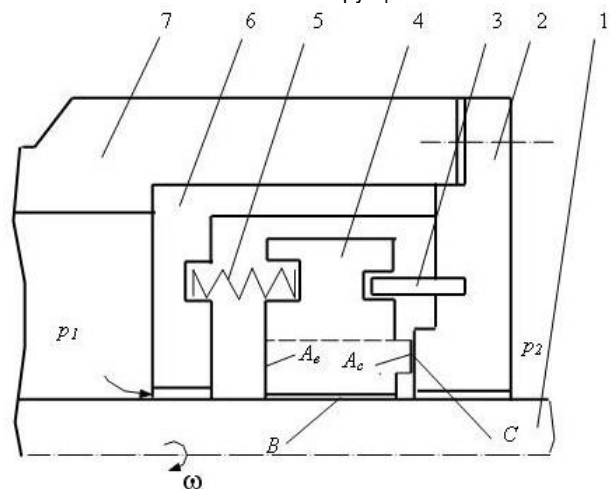


Рис. 1. Схема щільного ущілювання з плаваючим кільцем

За рахунок тиску, що ущілюється p_1 , на навантажувальній поверхні A_e створюється осьова сила $F_c = A_e p_1$, що забезпечує необхідну щільність торцевого контакту С. Радіальна гідродинамічна сила F_y , що виникає в щільному ущілюванні В і пропорційна ексцентриситету кільця щодо вала, сприяє самоцентруванню кільця, якщо за величиною вона перевищує силу тертя $R_c \cong fF_c$ в торцевому контакті.

Завдяки здатності плаваючого кільця до самоцентрування, радіальний зазор в кільцевому дроселі можна робити в кілька разів меншим, ніж в звичайних щільних ущілюваннях, не побоюючись зіткнень кільця з валом, що

обертається і можливих задирих. Оскільки витрати через кільцевий дросель пропорційні кубу зазору (H^3) для ламінарного режиму течії, і $H^{3/2}$ для турбулентного [4], ущільнення з плаваючими кільцями здатні забезпечити значне зниження протікання в порівнянні зі звичайними щільними ущільненнями.

Герметичність торцевого стику С залежить від відношення контактного тиску $p_c = F_c/A_c$ до ущільнюваного тиску p_1 . Контактний тиск, в свою чергу, визначається коефіцієнтом навантаження. Коли немає протитиску ($p_2 = 0$), $p_c = kp_1$, $k = A_e/A_c$. Конструкція ущільнення дозволяє змінювати цей коефіцієнт в широких межах, задовольняючи вимоги герметичності. Плаваюче кільце не обертається, тому втрати потужності на тертя в торцевому стикі на порядок менше, ніж в механічних торцевих ущільненнях. Завдяки цьому відпадає проблема відведення тепла від поверхонь контакту, а ущільнення не має жорстких обмежень по окружній швидкості вала $v = \omega r$ і по тиску p_1 , що ущільнюється. Іншими словами, фактор $p_1 v$ для щільних ущільнень з плаваючими кільцями не є визначальним.

З механізму роботи ущільнення витікає, що кільце плаває, якщо виконується умова самоцентрування, тобто $F_{y \max} > R_c$. Однак якщо ця умова не виконується і кільце не плаває, то воно все ж зміщується в радіальному напрямку під дією ударів з боку вала. Маючи на увазі, що енергія удару обмежена роботою сили тертя на торцевому стикі, можна підібрати матеріали, для яких легкі епізодичні зіткнення не є небезпечними. Кільце порівняно легко займає нейтральне положення, в якому забезпечується безударна

робота. Необхідно тільки, щоб амплітуда поперечних коливань вала не перевищувала величини радіального зазору, а матеріал ущільнюючих поверхонь протистояв задирам при короточасних контактах на перехідних режимах. У багатьох випадках такі «напіврухливі» або умовно рухливі кільця виявляються більш ефективними, оскільки мають підвищену статичну та динамічну стійкість [2].

Ущільнення з плаваючими кільцями використовуються в насосах різного призначення, в турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів, в стаціонарних і транспортних відцентрових компресорах, для ущільнення криогенних рідин і високотемпературних середовищ, що мають погані змащувальні властивості. Для ущільнення внутрішніх порожнин високооборотних відцентрових машин такі ущільнення є найбільш доцільною альтернативою звичайним щільним або лабіринтовим ущільненням.

У складних ущільнюючих системах високонапірних машин, в яких не допускаються неконтрольовані витіки, плаваючі кільця використовуються в якості внутрішніх ущільнень, які розділяють порожнини з робочим і буферним або запірним середовищем. Прикладом можуть служити кінцеві ущільнення живильних насосів і відцентрових компресорів високого тиску, системи ущільнення валів головних циркуляційних насосів атомних електростанцій [5].

2. Варіанти умов роботи і завдання розрахунку.

В процесі роботи на плаваюче кільце діють гідродинамічні сили і моменти, що виникають в щелевому ущільненні і змінюються за величиною і напрямком через радіальні і кутові коливання обертового вала. Додатковий момент щодо центру кільця O_2 створює сила тертя R на торцевій контактній поверхні С (рис. 2).

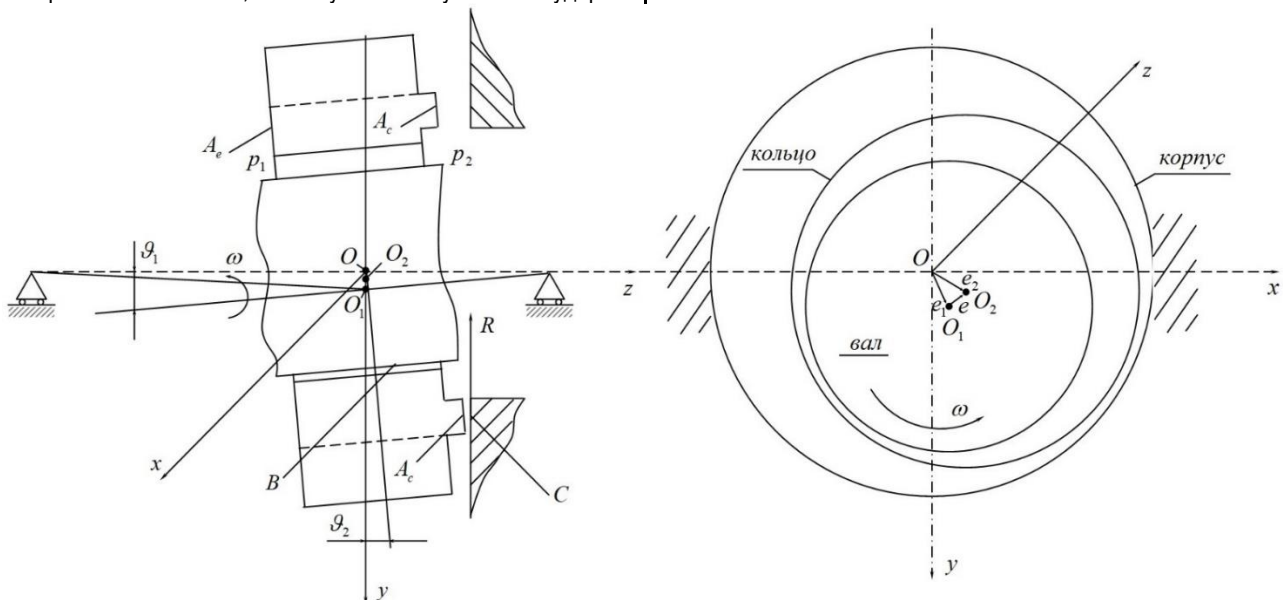


Рис. 2. Радіальні і кутові зміщення плаваючого кільця.

Під дією цих сил і моментів плаваюче кільце може коливатися в своїй площині (по осях Ox, Oy), а також здійснювати кутові коливання навколо цих осей. Кутові коливання супроводжуються деяким зміщенням центру ваги кільця в осьовому напрямку. Однак, амплітуди цих зсувів в два рази менше амплітуд змін торцевого зазору в стикі С,

які і при кутових коливаннях вимірюються мікрометрами. Тому в першому наближенні осьові коливання можна не враховувати.

Таким чином, плаваюче кільце можна розглядати як коливальну систему з чотирма ступенями свободи, що здійснює вимушені коливання під дією кінематичного збудження з боку вала. Маса кільця, як правило, мала в порівнянні з

масою ротора, тому зворотним впливом коливань кільця на вібрації ротора можна знехтувати.

Поведінка плаваючих кілець визначається співвідношенням сил у кільцевому і торцевому дроселях. Характеристики торцевого дроселя можуть змінюватися в залежності від контактної тиску p_c . Якщо контактний тиск не перевищує тиску ущільнюваного середовища ($p_c \leq p_1$), то на торцевій поверхні забезпечується рідинний режим тертя (рис. 3, а). В іншому випадку режим тертя стає граничним і

може наблизитися до режиму сухого тертя (рис. 3, б). В цьому випадку, якщо виконується умова самоцентрування, коливання кільця стають нелінійними. Третій варіант - умова самоцентрування не виконується, кільце втрачає радіальну рухливість, і можливі лише кутові коливання (рис. 3, с), коли сумарний момент, діючий на кільце, розкриває торцевий стик. Нарешті, крайній випадок, коли системи сил і моментів, що діють на кільце, врівноважені, кільце при відсутності зіткнень з валом нерухоме.

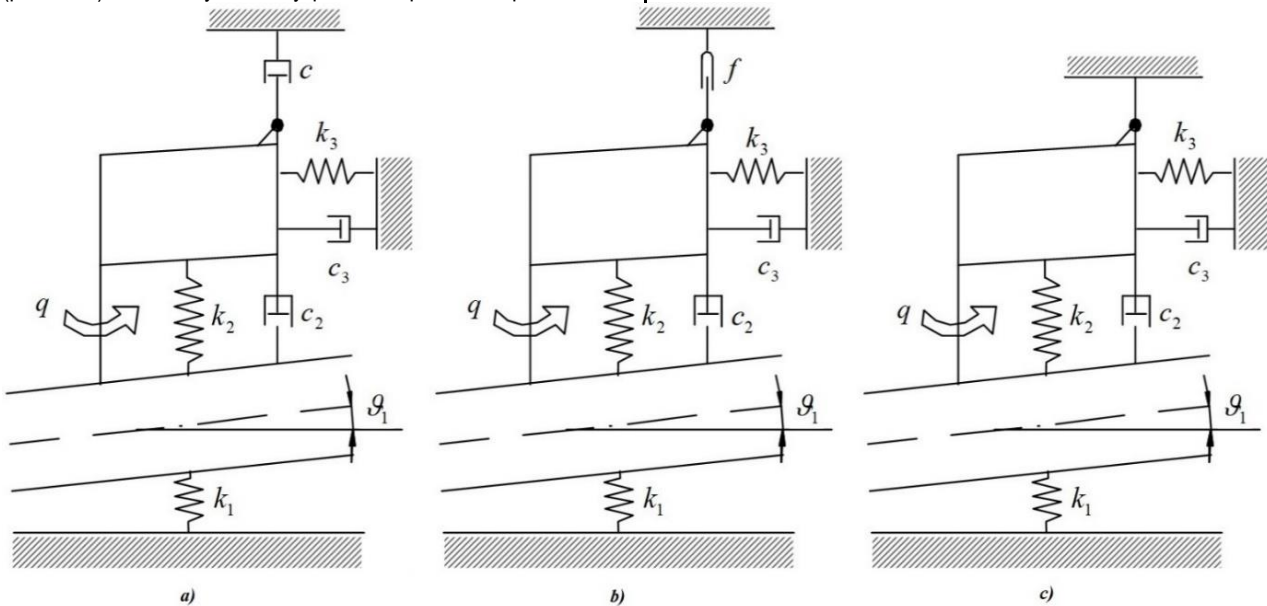


Рис. 3. Варіанти умов роботи плаваючого кільця.

k_1 - коефіцієнт згинальної жорсткості вала; k_2, c_2 - коефіцієнти радіальної гідростатичної жорсткості і демпфування; q_2 - коефіцієнт циркуляційної сили; k_3, c_3 - коефіцієнти кутової жорсткості і демпфування в торцевому зазорі.

Останній варіант умов роботи (умовно рухливе кільце) є найбільш простим і надійним. Плаває кільце працює як нерухоме щільнення ущільнення, а гідродинамічні сили, що виникають в кільцевому зазорі, цілком передаються на ротор, зумовлюючи його вібраційний стан. Проблеми динаміки, що мають першорядне значення для плаваючих кілець, самі по собі відповідають. За рахунок правильного вибору форми зазору можна збільшити коефіцієнти гідростатичної жорсткості k_2 і демпфування c_2 і тим самим зменшити амплітуди поперечних коливань ротора. Таким чином, ущільнення з умовно рухливими кільцями дозволяють, при певних умовах, виключити зіткнення вала і кільця навіть при малих (менше 0,1 мм) зазорах між ними.

Надалі розглядаються конструкції з напіврухомими кільцями (рис.3, с), оскільки такі конструкції можуть забезпечити необхідну герметичність і підвищений ресурс ущільнення.

3. Умови радіальної і кутової нерухомості кілець

Розглянемо умови нерухомості кільця для випадку, коли кут нахилу осі вала до осі опор дорівнює нулю і немає зіткнень вала з кільцем, тобто забезпечується безконтактна робота кільцевого дроселя. Радіальні і кутові зміщення кільця відбуваються під дією гідродинамічної сили і моменту в кільцевому зазорі, а також під дією сили тяжіння і її моменту відносно точки a можливого повороту кільця (рис. 4).

На рис. 4 зображений найбільш несприятливий ви-

падок, коли гідродинамічна центруюча сила збігається за напрямком з силою тяжіння. Те саме можна сказати і щодо моментів цих сил M_x і $mg/2$ (у натуральному вираженні моменту сили тяжіння не враховується мала в порівнянні з довжиною кільця l висота кільцевого контактної бурту). Умови нерухомості кільця мають вигляд:

$$R_c \geq F_y + mg, \quad 0,5F_c(r_1 + r_2) \geq M_x + 0,5mgl. \quad (1)$$

З гідродинамічних сил і моментів, що діють на плаваюче кільце з боку рідинного шару в кільцевому зазорі, будемо враховувати лише гідростатичні складові, пропорційні дроселюючому перепаду тиску [2]. Силу і її момент потрібно обчислювати для максимально допустимих значень ексцентриситету $e_* \approx (0,7 - 0,8)H$ і кута перекосу $0,5l\theta_x \approx 0,7(H - e_*)$, при яких ще можна гарантувати безконтактну роботу ущільнення. Тоді в прийнятих на рис. 2 і рис. 4 позначеннях отримаємо

$$F_y = F_{py2} = k_p [(\theta_0 + N\chi_m)\varepsilon + (1 + 2\Delta\chi)\theta_x],$$

$$M_x = M_{px2} = k_p \frac{l}{6} (N\Delta\chi\varepsilon + 2\chi_m\theta_x), \quad (2)$$

де $\varepsilon = e/H$, $\theta_0 = \vartheta_0 l / 2H$, $\theta_x = \vartheta_x l / 2H$, $\chi_m = \chi_1 + \chi_2$,

$$\Delta\chi = \chi_1 - \chi_2, \quad \chi_1 = \varepsilon_{11} / \varepsilon_0, \quad \chi_2 = \varepsilon_{12} / \varepsilon_0,$$

$$N = 2(1 + n) / (2 - n), \quad k_p = \pi r_o \Delta p l / 2$$

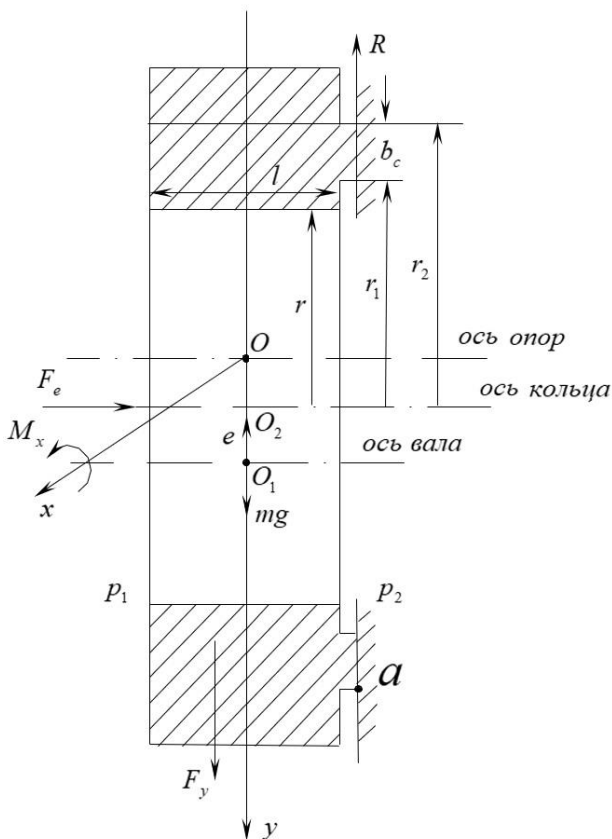


Рис. 4. Розрахункова схема умовно рухомого кільця

Постійна n характеризує режим течії (n, C - показник ступеня і постійна у формулі Блазіуса $\lambda_0 = C Re_0^{-n}$; ламінарна течія: $n=1, C=96$, турбулентна течія: $n=0,25, C=0,316$, автомодельна область: $n=0, C=0,04$), ζ_{11}, ζ_{12} - коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат на вході в кільцевий зазор і на виході з нього, $\zeta_0 = (\zeta_{11} - \zeta_{12}) + \lambda l / 2H$.

У загальному випадку сила контактного тиску $F_c = p_1 A_c + \Delta p (A_e - A_c) = \Delta p A_c (k + p_2 / \Delta p)$, $k = A_e / A_c$, а сила тертя $R_c = f F_c$. Використовуючи вирази сили і моменту (2), приведемо співвідношення (1) до виду:

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} \geq \frac{1}{f \Delta p A_c} \{ k_p [(\theta_0 + N \chi_m) \varepsilon + (1 + 2 \Delta \chi) \theta_x] + mg \}, \quad (3)$$

$$k + \frac{p_2}{\Delta p} \geq \frac{l}{6 f \Delta p A_c r_2} [k_p (N \Delta \chi \varepsilon + 2 \chi_n \theta_x) + 3 mg]. \quad (4)$$

Як правило, нерівність (4) більш слабка, і виконання умови (3) забезпечує як радіальну, так і кутову нерухомість ущільнювального кільця. Простіше за все ці нерівності виконуються за рахунок відповідного вибору коефіцієнта навантаження k . Короткочасні зіткнення кільця з валом можливі в період пуску, якщо кільце вільно лежить на валу. Тому циліндричні контактні поверхні вала і кільця повинні бути стійкими проти задирів.

За існуючими нормами (наприклад API 610) віброшвидкість на корпусах підшипників високооборотних насосів

не повинна перевищувати 3 мм / с. Для гармонійних коливань амплітуда віброзміщення $u = v / \omega$. Частоті обертання $\omega = 600 c^{-1}$ (6000 об / хв) відповідає допустима амплітуда віброзміщення $u = 5 \mu m$. Якщо врахувати, що вібрації вала в області розташування ущільнень можуть бути в кілька разів більшими, ніж на підшипниках, то навіть порівняно малі радіальні зазори 0,05-0,1 мм забезпечують безконтактну роботу напіврухомих плаваючих кілець.

4. Обговорення

Детальне рішення задач оцінки протікання, визначення умов статичної та динамічної стійкості, обчислення власних частот і амплітуд вимушених коливань плаваючих кілець за умови рідинного тертя в торцевому зазорі дано в роботі [6]. У ній показано, що робота такої класичної конструкції супроводжується інтенсивними радіальними і кутовими коливаннями. Кутові коливання призводять до утворення періодичних, з частотою обертання вала, точкових контактів торцевих поверхонь. У разі кругової прецесії вала рух кільця має характер конічної прецесії і пляма контакту описує кругову траєкторію. На плямах контакту підвищуються контактні напруги, що призводить до фрікційних руйнувань торцевих поверхонь. Існують різні конструктивні способи придушення кутових коливань [6], однак вони вимагають суттєвого ускладнення конструкції і одночасно знижують її надійність.

Ущільнення з плаваючими кільцями представляють сукупність торцевого і щілинного ущільнень, що працюють в полегшених умовах: здатність плаваючого кільця центруватись щодо обертового вала завдяки гідродинамічним силам в кільцевій щілині дозволяє зменшувати радіальні зазори і тим самим значно знижувати протікання, не побоюючись швидкого механічного зносу. А так як плаваюче кільце не обертається, то різко зменшуються втрати потужності на тертя на торцевих контактних поверхнях і знімається проблема їх охолодження, найбільш важка при конструюванні звичайних механічних торцевих ущільнень.

З принципу роботи ущільнень ясно, що їх переваги реалізуються насамперед у тому випадку, коли виконується умова самоцентрування, або коли максимальна центруюча сила в кільцевому зазорі перевищує силу тертя на контактній торцевій поверхні. Однак якщо ця умова не виконується, під дією зіткнень з валом кільця легко займають нейтральне положення і забезпечують безконтактну роботу. Для цього достатньо, щоб амплітуда коливань вала не перевищувала радіальний зазор. У деяких випадках використання таких неплаваючих кілець більш доцільно.

5. Висновки

Проведені дослідження показали, що радіальний зазор між плаваючим кільцем і обертовим валом можна робити в декілька разів меншим, ніж в звичайних щілинних ущільненнях, що забезпечує значне зниження протікання ущільнюваного середовища. Аналіз показує, що ущільнення з плаваючими кільцями в багатьох випадках виявляються більш ефективними, якщо кільця позбавлені можливості плавати.

Список використаної літератури:

1. Kundera Cz, Marcinkowski W. The effect of the annular seal parameters on the dynamics of the rotor system. *Journal*

of *Applied Mechanics and Engineering*. 2010. Vol.15, no. 3. P. 719–730.

2. W.Marzinkowski. Dynamische Kenndaten der Spaltdichtungen. / Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen / XI. Dichtungskolloquium. W-Tietze (Hrsg.). Essen: Vulkan-Verlag, 1999. S. 251-261.
3. Марцинковский В. А. Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы: СумГУ, 2005.
4. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: теория и практика. Сумы: СумГУ, 2005.
5. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. «Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация»: монография / под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы: ЧФ «Издательство «Университетская книга», 2018. 472 с.
6. Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G. Wpływ szczelin uszczelniających na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej. *Politechnika śląska. Prace naukowe*, 2007, Z. 18, s. 161–170

Shevchenko S.S., *Pukhov Institute for Modelling in Energy Engineering National Academy of Sciences of Ukraine*

Principle of operation and computational method for floating ring seals

Groove seals of centrifugal machines rotors are the simplest and most reliable type of seals. In addition to the function of sealing, they perform an equally important function, which is to improve the vibration state of the rotor. These functions contradict each other, since an increase in hydraulic resistance worsens the dynamic qualities of the seals, their hydrostatic stiffness and damping. An alternative to conventional groove seals are floating ring seals that provide the required reliability and tightness. The principle of operation and method of computation seals with floating rings are considered. The behavior of the floating rings is determined by the ratio of forces in the ring and end chokes. Floating ring seals are a combination of mechanical and groove seals operating in lighter conditions: the ability of the floating ring to be centered relative to the rotating shaft due to the hydrodynamic forces in the annular gap allows to reduce radial clearances and thereby significantly reduce leaks. A self-centering floating ring can be considered as an oscillatory system with four degrees of freedom, performing forced oscillations under the action of kinematic excitation from the shaft. Possible variants of floating rings operating conditions are analyzed. It is shown that conditionally movable rings are more effective and reliable, since they have increased static and dynamic stability, providing the required tightness and increased service life of the seals. Expressions are obtained that determine the conditions for the radial and angular immobility of the rings. It is concluded that floating ring seals are in many cases more effective when the rings are not floatable.

Key words: groove seal, floating ring, immobility conditions

Дата надходження до редакції: 12.02.2020 р.