

ТЕХНОЛОГІЯ ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

УДК 621.671: 62-762.6:504.5

doi: 10.31498/2225-6733.41.2020.226199

© Шевченко О.С.¹, Шевченко С.С.²

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ УЩІЛЬНЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ НАСОСІВ АЕС

Вузол ущільнення є складною системою, від якої багато в чому залежать надійність, безпека і довговічність насосного агрегату. Проведено аналіз існуючих конструкцій вузлів ущільнення насосів атомних електростанцій, який показав, що найбільшого поширення набули гідростатичні і механічні торцові ущільнення з поліпшеними умовами змащення. Найбільш перспективним є гідростатичне ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально рухомого кільця, яке при обертанні вала забезпечує безконтактну роботу з малими витокками, а при стоянці – повну герметичність. Побудована модель і методика розрахунку імпульсного торцового ущільнення як системи автоматичного регулювання торцового зазору і протікання, яка дозволяє виявити небезпечні області частот обертання і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди вимушених осьових коливань кільця не виходили за допустимі межі. Наведені приклади промислового застосування ущільнюючих систем, створених на основі імпульсних ущільнень, які забезпечують необхідну герметичність, надійність і екологічну безпеку в екстремальних умовах, характерних для насосного обладнання АЕС.

Ключові слова: вузол ущільнення, імпульсне ущільнення, модель, екологічна безпека.

O.S. Shevchenko, S.S. Shevchenko. Ways to improve seals to increase operational safety of NPP pumps. The sealing unit is a complex system, on which reliability, safety and durability of the pump unit is largely depend. An analysis of the existing designs of sealing units for nuclear power plants (NPP) pumps was carried out, which showed that the most widespread were hydrostatic and mechanical face seals with improved lubrication conditions. Hydrostatic seals are used as main seals for throttling high pressure. Mechanical face seals, due to their low leakage, are mainly used as closing seals. The most promising areas of sealing units design for NPP pumps have been identified. It has been determined that when choosing a seal design, it is necessary to take into account not only their direct function, that is to reduce leakages, but to provide the necessary vibration characteristics of the pump as well, it being their equally important function. The most promising is the hydrostatic seal with impulse balancing of the axially movable ring, which, when the shaft rotates, provides contactless operation with low leakage, and when stationary, it provides complete tightness. A unified approach to its computation has been developed, which is reduced to the plotting of static characteristics, that is, the dependence of the gap and flow rate on external influences, and the determination of the coefficients of static and dynamic stiffness. This makes it possible to identify dangerous ranges of rotation speeds and select the parameters of the seal so that the forced axial vibrations amplitudes of the ring should not go beyond the permissible limits. Some examples of industrial application of sealing systems based on impulse seals, that provide the necessary tightness, reliability and environmental safety in extreme conditions typical for NPP

¹ аспірант, Сумський державний університет, м. Суми, o.shevchenko@ecolog.sumdu.edu.ua

² канд. техн. наук, докторант, Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України, м. Київ, s.shevchenko@united productions

pumping equipment, have been given.

Keywords: *seal assembly, impulse seal, model, environmental safety.*

Постановка проблеми. Від вузла ущільнення вала – відповідального елемента насоса – багато в чому залежать надійність, безпека і довговічність насосного агрегата, тому створення надійних ущільнювальних систем служить предметом постійних зусиль провідних насособудівних фірм. Більшість вимушених зупинок насосів атомних електростанцій відбувається через вихід з ладу ущільнень вала. Вузол ущільнення є складною системою, що складається з внутрішнього, головного, замикаючого і аварійного ущільнень. Оскільки кожне з них виконує певну функцію і працює в різних умовах, то вузол є синтезом декількох типів ущільнень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел показав, що торцеві ущільнення широко застосовуються в насосах атомних електростанцій, в тому числі в головних циркуляційних, поживних, аварійних і спринклерних насосах першого контуру. У другому контурі АЕС використовуються насоси, що не відрізняються від застосовуваних на звичайних електростанціях. Однак до насосів систем охолодження і безпеки, що перекачують радіоактивні середовища, висувають вимоги, частина яких здійснюється лише з використанням спеціальних конструкцій. Виняткові і вимоги до них щодо умов роботи і безпеки [1]. Більшість аварійних відключень на атомних електростанціях пов'язано перш за все з проблемами герметизації, тому до торцевих ущільнень пред'являються особливі вимоги щодо конструкції, матеріалів і технології, що гарантують їх властивості. У ряді робіт описуються конструкції безконтактних торцевих ущільнень [2, 3], принцип роботи [4], методики розрахунку і експериментальних досліджень безконтактних торцевих ущільнень з динамічними канавками [5]. У таких конструкціях ущільнювальні пояски розвантажені і працюють з невеликим зазором в режимах тертя, близьких до рідинного. До них відносяться гідродинамічні і термогідродинамічні ущільнення. Принцип роботи термогідродинамічних ущільнень ґрунтується на використанні деформації кілець під дією термічних напружень в зоні контакту. В роботі [6] запропоновано конструкцію термогідродинамічного ущільнення, в якій на поверхні одного з кілець виконуються серпоподібні канавки, що сприяють утворенню мікрокліну за рахунок різниці температур, що утворюються внаслідок нерівномірного охолодження робочої поверхні кільця в окружному напрямку. У зоні мікрокліну при обертанні виникають додаткові підйомні сили, що дозволяють значно зменшити контактний тиск на робочих поверхнях і коефіцієнт тертя. Перевага цих ущільнень полягає в тому, що зі зростанням швидкості ковзання і перепаду тиску різниця температур між окремими ділянками робочої поверхні зростає. Під дією високих термічних напруг і викликаних ними деформацій розширюються зони, які займає мікроклін [7].

При високих перепадах тиску і швидкостях обертання, коли потрібен великий ресурс і допускаються незначні витоки, все ширше застосовуються ущільнення з безперервною рідиною плівкою. До них відносяться гідростатичні ущільнення, що складаються з тих же елементів, що і звичайні торцеві ущільнення [8]. При створенні гарантованого зазору між поверхнями ущільнювальних кілець в гідростатичних ущільненнях виток майже не залежить від відносного обертання кілець ущільнення, а визначається перепадом тиску. Тому під час стоянки виток залишається таким же, як і при роботі насоса. Для ущільнення валу при зупинці насоса доводиться встановлювати послідовно з основним додаткові стоянкові ущільнення, що ускладнює і здорожує конструкцію, її експлуатацію і ремонт. Для безконтактної роботи гідростатичні ущільнення вимагають певного перепаду тиску, при якому утворюється гарантований осьовий зазор. В іншому випадку кільця знаходяться в контакт і схильні до зносу під час роботи. У звичайних торцевих ущільненнях потужність тертя пропорційна ущільнюваному тиску і окружній швидкості, тому їх працездатність зберігається лише у вузькому, розрахунковому діапазоні робочих параметрів – ущільнюваного тиску і частоти обертання [9]. У конструкціях гідростатичних і гідродинамічних безконтактних торцевих ущільнень сила тиску замикаючого середовища сприймається аксіально-рухомим кільцем. При збільшенні тиску замикаючого середовища зазор збільшується [10, 11]. Імпульсні торцеві ущільнення позбавлені перелічених недоліків [12, 13]. Ущільнюючі системи, створені на основі імпульсних ущільнень, забезпечують необхідну герметичність, надійність і екологічну безпеку в екстремальних умовах експлуатації, характерних для насосного обладнання АЕС.

Мета статті – на основі аналізу існуючих конструкцій ущільнювальних вузлів насосів атомних електростанцій визначити найбільш перспективні напрямки проектування ущільнень, що забезпечують герметичність і екологічну безпеку роботи насосного обладнання АЕС.

Виклад основного матеріалу. Створення ущільнень валу для насосів АЕС є складним технічним завданням. Питання створення ущільнюючих систем, що мають високу надійність, герметичність і великий ресурс роботи, залишається до кінця не вирішеним. В основі проведених робіт лежить виявлення найбільш перспективних напрямків проектування ущільнюючих вузлів насосів АЕС на основі аналізу існуючих конструкцій і побудова моделі і схеми розрахунку ущільнення з саморегульованим зазором, як системи автоматичного регулювання. При виборі конструкції ущільнень потрібно враховувати не тільки їх пряме призначення – зменшувати об’ємні втрати, але і не менш важливу їх функцію – забезпечувати необхідні вібраційні характеристики насоса.

Розглянемо деякі результати, досягнуті в цьому напрямку стосовно ущільнень роторів насосів атомних електростанцій.

Огляд існуючих конструкцій. Блокова конструкція торцевого ущільнення типу Т представлена на рис. 1. Пару тертя утворюють два однакових кільця 8 із силіцированого графіту, вільно встановлені в аксіально рухомому обойму 6 і обойму, що обертається 9. Від провороту кільця утримуються поводками 7 і ущільнюються гумовими кільцями 5. Аксіально рухома обойма з пружинами 2 встановлена в корпусі 3 ущільнення і зафіксована від провороту гвинтами 13. Обойма, що обертається, пружинною шайбою 11 кріпиться на перехідній втулці 12 і утримується від відносного провороту поводком 10. Монтажна скоба 1 разом з перехідною втулкою забезпечують блочність конструкції вузла ущільнення. В якості вторинних ущільнень 4 використовуються гумові кільця круглого перетину.

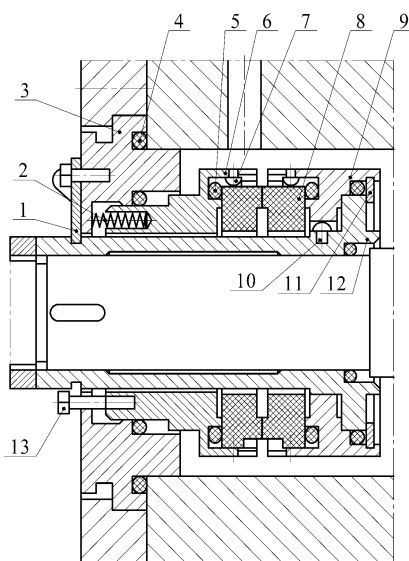


Рис. 1 – Механичне торцеве ущільнення типу Т

Конструкція обойми (коефіцієнт навантаження аксіально рухомої обойми 0,7) і спосіб установки кілець забезпечують їх мінімальні деформації. Середній діаметр ущільнюючих пасків від 75 до 120 мм, тиск ущільнюваної рідини до 6 МПа, окружна швидкість до 25 м/с.

Ущільнення використовуються в головних (ПЕА 1650-80) і резервних (ПЕА 250-80) поживних насосах енергоблоків АЕС, в конденсатних насосах КсВА 700-180 і КсВА 650-135, в насосах розхолодження, спринклерних та інших насосах з частотою обертання ротора до 3000 об/хв.

На рис. 2 показаний вузол кінцевого торцевого ущільнення головного циркуляційного насоса (ГЦН) реактора водо-водяного типу.

Фірма KSB застосовує в циркуляційних насосах на повний перепад тиску 9,5 МПа здвоєні термогідродинамічні ущільнення 1 і 2 (рис. 3), між якими тиск ділиться навпіл за допомогою дроселів 3 і 5 при організованих витоках через них 0,5 м³/год. Третя ступінь 4 ущільнення

аварійна і є торцевим ущільненням, яке в нормальних умовах за допомогою пружин залишається відкритим. При виході з ладу ступені 2, а отже, зі збільшення зовнішніх витоків через неї, аварійне ущільнення під дією виниклого перепаду тиску закривається і забезпечує необхідну герметичність всього вузла як при вибігу насоса, так і при його зупинці.

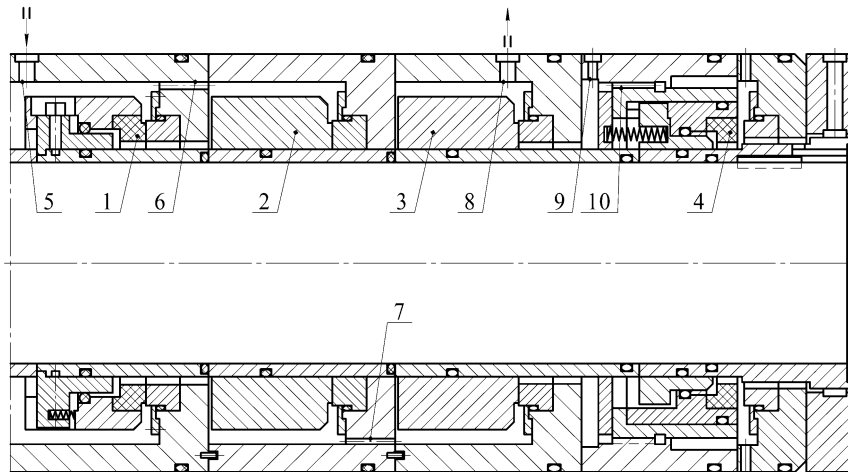


Рис. 2 – Блок вузлів торцевого ущільнення головного циркуляційного насоса для реактора водоводяного типу: 1, 2, 3 – перший, другий і третій ступень торцевих ущільнень; 4 – аварійний ступень, що спрацьовує при зворотному гідроударі; 5 – вхід замикаючої води; 6, 7 – перший і другий дросельні пристрої; 8 – вихід замикаючої води; 9 – дренаж витоків; 10 – дросельний пристрій аварійного ступеня

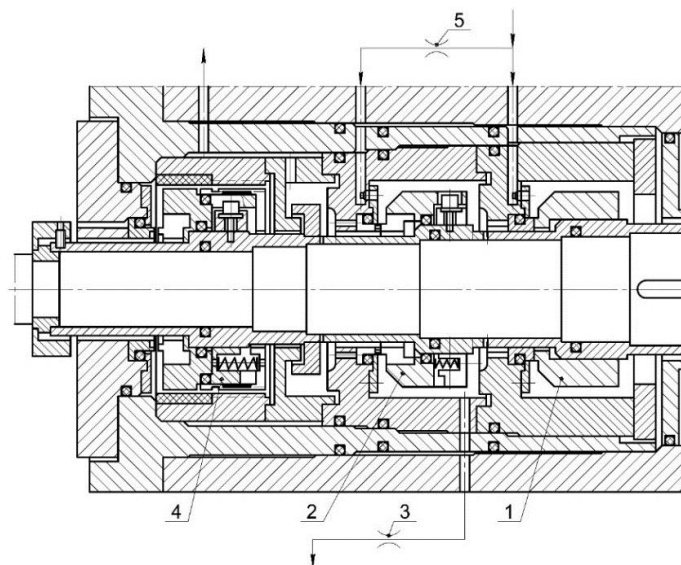


Рис. 3 – Комбіноване ущільнення вала ГЦН АЕС

Постійне вдосконалення конструкцій термогідродинамічних ущільнень дозволило останнім часом в деяких циркуляційних насосах використовувати комбіновані вузли ущільнень, в яких остання і передостання ступені термогідродинамічні. Такий вузол ущільнення застосовано в ГЦН фірми KSB для реактора ВВЕР потужністю 1300 МВт АЕС [14].

Модель і схема розрахунку саморегульованого ущільнення. Імпульсні торцеві ущільнення як альтернатива механічним і гідростатичним торцевим ущільненням з'явилися в процесі створення ущільнень роторів головних циркуляційних насосів АЕС [1].

Найпростіша конструкція одноступінчастого імпульсного ущільнення (рис. 4) відрізняється від механічного торцевого ущільнення тим, що на торцевій поверхні аксіально-

рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на опорному кільці 6, що обертається, зроблено кілька радіальних каналів-живильників 5, відкритих в сторону ущільнюваної порожнини. Через ці канали ущільнюване середовище під тиском p_1 впорскується в камери за ті короткі проміжки часу $t_c = \beta_c / \omega$, протягом яких канали 5 проходять повз камери 2. В ці моменти тиск p_2 в камерах стрибкоподібно підвищується до величини $p_{2\max} = p_1$ за вирахуванням інерційного напору $p_* = 0,5\rho(r_3^2 - r_2^2)\omega^2$, що виникає в обертових радіальних каналах – живильниках.

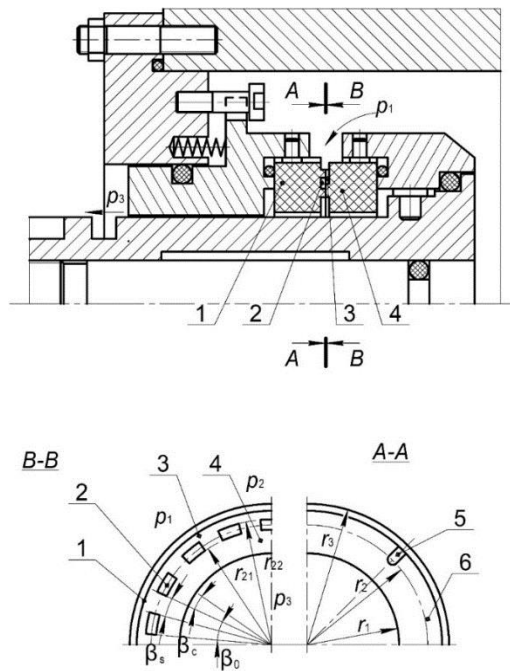


Рис. 4 – Схема імпульсного торцевого ущільнення

Для вибору конструктивних параметрів, що забезпечують необхідні характеристики ущільнень в заданому діапазоні зміни тиску, необхідна розробка методів їх розрахунку.

Розглядаючи ущільнення у вигляді систем автоматичного регулювання (рис. 5), можна виробити єдиний підхід до їх розрахунку, який зводиться до побудови статичних характеристик, тобто залежності зазору і витрат від зовнішніх впливів, і визначенню коефіцієнтів статичної та динамічної жорсткості.

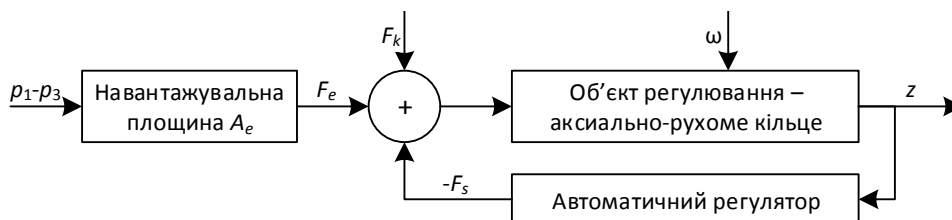


Рис. 5 – Модель імпульсного ущільнення як системи автоматичного регулювання

Основні формули для розрахунку імпульсних ущільнень наведені в таблиці.

Приклади промислового застосування імпульсних ущільнень. Уніфікований вузол імпульсного торцевого ущільнення для високооборотних насосів АЕС показаний на рис. 6. Ущільнення пройшло промислову перевірку в складі турбоживильних насосів ПТА 3800-70 і застосовується при модернізації насосів продувки-підживлення ЦН 60-180 та інших високооборотних насосів АЕС.

Таблиця

Характеристики імпульсних ущільнень

Обумовлені характеристики	Вирази
Статична характеристика	$u = \left\{ \frac{\alpha_{e1} \frac{\bar{T}_p}{T_n} \Omega}{\frac{\chi}{\Delta\psi} + K - \alpha_{e3} - \alpha_{e1} \frac{t_{cn} - \bar{T}_c \Omega_c}{T_n}} \right\}^{1/3}$
Видаткова характеристика	$\bar{Q} = u^3 \Delta\psi \alpha_{e3} \left[1 + \alpha_{31} \frac{t_{cn}/\Omega - \bar{T}_c + \bar{T}_p/u^3}{T_n} \Omega \right]$
Умова динамічної стійкості без урахування в'язкого тертя	$V_0 < \frac{A_s E z_0 g_{s0}}{3(1+n_i)(k_1 g_{30} - k_3 g_{10})(p_{10} - p_{30})}$
Постійні часу, вагові коефіцієнти, безрозмірні тиски і провідності	$T_c = \frac{\bar{T}_c}{G(u)}, \bar{T}_c = \frac{V_0}{E g_i}, G(u) = 1 + (\alpha_{1i} + \alpha_{3i}) u^3; T_p = \frac{\bar{T}_p}{u^3}, \bar{T}_p = \frac{V_0 \alpha_{e3}}{E g_{1n}};$ $G_c = \frac{1}{G} \left[(1 + \alpha_{1i} u^3) p_1 + \alpha_{3i} u^3 p_3 \right], G_p = \alpha_{e3} p_1 + \alpha_{e1} p_3;$ $\alpha_{e3} = \frac{g_{en}}{g_{3n}}, \alpha_{e1} = \frac{g_{en}}{g_{1n}} = 1 - \alpha_{e3};$ $\alpha_{1i} = \frac{g_{1n}}{g_i}, \alpha_{3i} = \frac{g_{3n}}{g_i}, \alpha_{31} = \frac{g_{3n}}{g_{1n}}; g_{en} = \frac{g_{1n} g_{3n}}{g_{1n} + g_{3n}}, g_e = g_{en} u^3.$

Позначення:

Ω – безрозмірна частота обертання ротора; K – коефіцієнт навантаження; $\Delta\psi$ – безрозмірний перепад тиску; χ – безрозмірне зусилля попереднього стиснення пружин; t_{cn} – час, протягом якого живильник проходить повз камери; $T = 2\pi/n_i\omega$ – час між черговими впрысками; T_c, T_p – постійні часу стиснення і розширення; u – безрозмірний торцевий зазор; V_0 – об’єм камери; A_s – площа розглянутого елемента торцевого зазору; z – осьова координата або торцевий зазор; g_{s0} – сумарна провідність для сталого зазору; n_i, n_c – число живильників і камер, відповідно; k_1, k_3 – вагові коефіцієнти; g_i, g_1, g_3 – гідравлічні провідності живильника, внутрішнього і зовнішнього торцевих дроселів; G, G_c, G_p – безрозмірні провідності; p_1, p_3 – ущільнюваний тиск і протитиск; Q – витоки через ущільнення; E – модуль пружності рідини;

нижні індекси: n – номінальні значення; 0 – усталене значення; c – належність до періоду стиснення рідини в камері; p – належність до періоду розширення рідини в камері.

Насос ЦН 60-180 використовується в першому контурі водо-водяних реакторів для борного регулювання, подачі замикаючої води на ущільнення ГЦН, а також для впрыскування необхідних добавок, що знижують корозійну активність теплоносія.

Енергоблок ВВЕР-1000 комплектується трьома такими насосами, з яких один працює, а два знаходяться в резерві. Температура перекачуваної води не перевищує 70°C. Тиск ущільнюваної рідини 0,6-1,0 МПа, частота обертання ротора 8900 об/хв, діаметр вала під ущільненням 0,07 м, середня окружна швидкість контактної поверхні торцевого ущільнення 50 м/с.

Внаслідок великої окружної швидкості насоси спочатку мали щільні ущільнення, протікання через які в трьох насосах становили близько 25 м³/год. Підготовка витоків до повторного використання вимагала великих витрат, тому була розроблена конструкція імпульсного торцевого ущільнення.

Вибір основних геометричних розмірів ущільнення проводився за викладеною вище методикою, в якості оптимального торцевого зазору прийнято значення 2 мкм, при якому забезпечується стійке граничне змащення з низьким коефіцієнтом тертя, завдяки чому ущільнення не вимагають зовнішніх систем охолодження. Тепловідведення від пари тертя здійснюється

перекачуваною водою, циркуляція якої через камеру ущільнення забезпечується осьовим імпульсом 1. У застійних зонах поверхні з плином часу покриваються кристалами бору, тому потрібна періодична промивка цих поверхонь. Для зменшення витрати конденсату на промивку порожнина за аксіально-рухомим кільцем 2 ущільнюється замикаючим щільним ущільненням 3, яке одночасно є аварійним при відмові основного ущільнення.

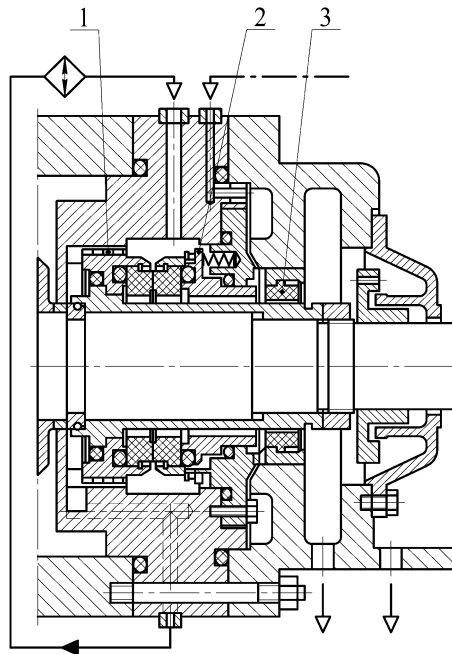


Рис. 6 – Імпульсне ущільнення високооборотного підживлювального насоса ЦН 60-180

При ущільненні перепадів тисків вище 15 МПа і для унеможливлення потрапляння перекачуваної насосом рідини в навколишнє середовище застосовуються торцеві ущільнення з двома або трьома ступенями поділу тиску. Приклад такого рішення вузла торцевого ущільнення імпульсного типу наведено на рис. 7 [15]. Вузол ущільнення працює в умовах високих температур (до 285°C). Для виключення витоків гарячої води в навколишній простір передбачена подача в вузол ущільнення охолоджуючої, а також затворної води з тиском, що на 0,05...0,1 МПа перевищує тиск в ущільнюваній порожнині насоса. Основними елементами системи ущільнення є внутрішнє щільне ущільнення 1, два ступені імпульсного торцевого ущільнення 2 і 4, контури охолодження 6 і 7, підведення затворної води 8 і відведення організованою витоків 5. При нормальній роботі кінцева ступінь торцевого ущільнення приймає на себе повний перепад тиску, а інша виконує функцію резервної (аварійної). Зовнішні витоків затвора рідини складають не більше 1 л/год, що в десятки разів менше, ніж для подібних вузлів ущільнень з плаваючими кільцями.

Обговорення результатів. Аналіз існуючих конструкцій ущільнень насосів атомних електростанцій показує, що найбільшого поширення набули гідростатичні і механічні торцеві ущільнення з поліпшеними умовами змащення. Гідростатичні ущільнення використовуються як головні і служать для дроселювання високих перепадів тиску з відносно невеликими організованими витоків (0,5-1 м³/год). Механічні торцеві ущільнення завдяки малим витоків використовуються головним чином як замикаючі. Останнім часом їх починають застосовувати і в головних ступенях ущільнень.

Перспективним є гідростатичне ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально рухомого кільця, яке при обертанні вала забезпечує безконтактну роботу з малими витоків, а при стоянці – повну герметичність. Ці якості імпульсного ущільнення дозволяють звести до мінімуму знос робочих поверхонь, організовані і зовнішні витоків і використовувати його у всіх ступенях вузла ущільнення.

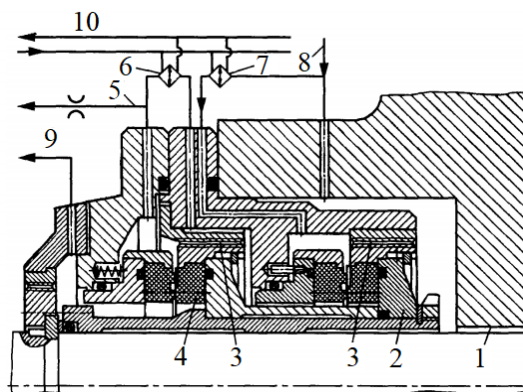


Рис. 7 – Двоступінчате імпульсне ущільнення насоса: 1 – щілинне ущільнення; 2, 4 – перша і друга ступені імпульсного торцевого ущільнення; 3 – лабіринтне ущільнення; 5 – лінія відведення організованого витоку; 6, 7 – холодильники; 8 – лінія підведення буферної води; 9 – лінія відведення витоку; 10 – лінія підведення і відведення охолоджуючої води

При розробці сучасних насосів атомних електростанцій на великі подачі і високі тиски намітилася тенденція до підвищення надійності вузлів ущільнень за рахунок скорочення кількості ступенів і спрощення системи замикання і охолодження. У зв'язку з цим актуальним є створення надійних ступенів ущільнень, що працюють при повних перепадах тиску. Для вирішення цього завдання необхідно подальше вивчення фізико-механічних процесів, що відбуваються в ущільненнях, вдосконалення матеріалів пар тертя, розробка ефективних і надійних методів охолодження і очищення ущільнюваного середовища, зниження деформацій основних елементів ущільнень роторів, розробка більш точних методів розрахунку.

Висновки

У порівнянні зі звичайними механічними торцевими ущільненнями безконтактні торцеві ущільнення з саморегульованим зазором, як системи автоматичного регулювання, мають істотні переваги. На відміну від звичайних торцевих ущільнень в імпульсних ущільненнях зі збільшенням частоти обертання торцевий зазор дещо збільшується, в результаті чого обмежується ріст потужності тертя. Вибором основних геометричних параметрів можна забезпечити оптимальне значення торцевого зазору і моменту тертя на ущільнюючих контактних поверхнях в широкому діапазоні ущільнюваних тисків і частот обертання ротора, тому їх застосування особливо ефективно для високооборотних насосів.

Побудована модель і методика розрахунку імпульсного торцевого ущільнення як системи автоматичного регулювання торцевого зазору і протікання дозволяє виявити небезпечні області частот обертання і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди вимушених осьових коливань кільця не виходили за допустимі межі.

Ущільнюючі системи, створені на основі імпульсних ущільнень, забезпечують необхідну герметичність, надійність і екологічну безпеку в екстремальних умовах, характерних для насосного обладнання АЕС.

Перелік використаних джерел:

1. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация : монография / В.А. Марцинковский, С.С. Шевченко; под общ. ред. С.С. Шевченко. – Сумы : ЧФ «Издательство «Университетская книга», 2018. – 472 с.
2. Qiu Y. Thermohydrodynamic Analysis of Spiral Groove Mechanical Face Seal for Liquid Applications / Y. Qiu, M.M. Khonsari // Journal of Tribology. – 2012. – Vol. 134, iss. 2. – Pp. 1-11. – Mode of access: [DOI: 10.1115/1.4006063](https://doi.org/10.1115/1.4006063).
3. Ma C. Thermo-hydrodynamic characteristics of spiral groove gas face seals operating at low pressure / C. Ma, S. Bai, X. Peng // Tribology International. – 2016. – Vol. 95. – Pp. 44-54. – Mode of access: [DOI: 10.1016/j.triboint.2015.11.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.11.001).

4. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance / J. Gaft, V. Martsinkovsky, A. Zagorulko, V. Gromyko // *Proceedings of XVII International Conference on Fluid Sealing*. – 2003. – Pp. 505-520.
5. Theoretical Analyses and Field Applications of Gas-Film Lubricated Mechanical Face Seals with Herringbone Spiral Grooves / Y. Wang, H. Yang, J. Wang, Ya. Liu, H. Wang, X. Feng // *Tribology Transactions*. – 2009. – Vol. 52, iss. 6. – Pp. 800-806. – Mode of access: [DOI: 10.1080/10402000903115445](https://doi.org/10.1080/10402000903115445).
6. Ding X. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure / X. Ding, J. Lu // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2016. – Vol. 96. – Pp. 438-450. – Mode of access: [DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.045](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.045).
7. Błasiak S. A numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal / S. Błasiak, C. Kundera // *Procedia Engineering*. – Vol. 39. – 2012. – Pp. 315-326. – Mode of access: [DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.037](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.037).
8. Zhu W.B. Research on sealing performance of hydrostatic pressure mechanical seal / W.B. Zhu, H.S. Wang, S.R. Zhou // *Journal of Marine Science and Technology*. – 2014. – Vol. 22, no. 6. – Pp. 673-679. – Mode of access: [DOI: 10.6119/JMST-014-0321-1](https://doi.org/10.6119/JMST-014-0321-1).
9. Development and application of double pulse gas-liquid seals / V. Martsynkovskyy [et al.] // *Proceedings of 16th International Conference on Fluid Sealing*. – 2000. – Pp. 255-269.
10. Analysis of buffer impulse seal / V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko // *Procedia Engineering*. – 2012. – Vol. 39. – Pp. 43-50. – Mode of access: [DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.006](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006).
11. Blasiak S. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces / S. Blasiak, A.V. Zahorulko // *Tribology International*. – 2016. – Vol. 94. – Pp. 126-137. – Mode of access: [DOI: 10.1016/j.triboint.2015.08.014](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014).
12. Kundera C. Self-controlled face seal / C. Kundera, W.A. Marcinkowski // *Pomiary Automatyka Kontrola*. – 2008. – Vol. 54. – Pp. 270-272.
13. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals / J. Gaft, A. Zahorulko, V. Martsynkovskyy, Cz. Kundera // *Behaviour of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions*. – 2012. – Pp. 70-80 – Mode of access: [DOI: 10.13140/RG.2.1.4062.9204](https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4062.9204).
14. KSB Mechanical Seals for Reactor Coolant Pumps [Electronic resource]: [Website]. – Electronic data. – Mode of access: [www.ksb.com/ksb-us/Products_and_Markets/Energy/Nuclear Power Stations/KSB_mechanical_seals/ksb-mechanical-seals/250464/](http://www.ksb.com/ksb-us/Products_and_Markets/Energy/Nuclear_Power_Stations/KSB_mechanical_seals/ksb-mechanical-seals/250464/).
15. Мельник В.А. Торцевые уплотнения валов : справочник / В.А. Мельник. – М. : Машиностроение, 2008. – 320 с.

References:

1. Martsinkovskiy V.A., Shevchenko S.S. *Nasosy atomnykh elektrostantsiy: raschet, konstruirovaniye, ekspluatatsiya* [Pumps of nuclear power plants: calculation, design, operation]. Sumy, Universitetskaya kniga Publ., 2018. 472 p. (Rus.)
2. Qiu Y., Khonsari M.M. Thermohydrodynamic Analysis of Spiral Groove Mechanical Face Seal for Liquid Applications. *Journal of Tribology*, 2012, vol. 134, iss. 2, pp. 1-11. **doi: 10.1115/1.4006063**.
3. Ma C., Bai S., Peng X. Thermo-hydrodynamic characteristics of spiral groove gas face seals operating at low pressure. *Tribology International*, 2016, vol. 95. pp. 44-54. **doi: 10.1016/j.triboint.2015.11.001**.
4. Gaft J., Martsinkovskyy V., Zagorulko A., Gromyko B. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. *Proceedings of XVII International Conference on Fluid Sealing*, 2003, pp. 505-520.
5. Wang, Y., Yang, H., Wang, J., Liu Ya., Wang H., Feng X. Theoretical Analyses and Field Applications of Gas-Film Lubricated Mechanical Face Seals with Herringbone Spiral Grooves. *Tribology Transactions*, 2009, vol. 52, iss. 6, pp. 800-806. **doi: 10.1080/10402000903115445**.
6. Ding X., Lu J. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 96, pp. 438-450. **doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.045**.

7. Błasiak S., Kundera C. A numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal. *Procedia Engineering*, 2012, vol. 39, pp. 315-326. **doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.037.**
8. Zhu W.B., Wang H.S., Zhou S.R. Research on sealing performance of hydrostatic pressure mechanical seal. *Journal of Marine Science and Technology*, 2014, vol. 22, no. 6, pp. 673-679. **doi: 10.6119/jmst-014-0321-1.**
9. Martsynkovskyy V., Gaft Y., Gromyko B. Development and application of double pulse gas-liquid seals. *Proceedings of 16th International Conference on Fluid Sealing*, 2000, pp. 255-269.
10. Martsynkovskyy V., Zahorulko A., Gudkov S., Mischenko S. Analysis of buffer impulse seal. *Procedia Engineering*, vol. 39, 2012. pp. 43-50. **doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.006.**
11. Błasiak S., Zahorulko A.V. A parametric and dynamic analysis of non-contacting gas face seals with modified surfaces. *Tribology International*, 2016, vol. 94, pp. 126-137. **doi: 10.1016/j.triboint.2015.08.014.**
12. Kundera C., Marcinkowski W.A. Self-controlled face seal. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 2008, vol. 54, pp. 270-272. **doi: 10.1016/j.triboint.2015.08.014.**
13. Gaft J., Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Kundera Cz. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals. *Behaviour of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions*, 2012, pp. 70-80. **doi: 10.13140/rg.2.1.4062.9204.**
14. KSB Mechanical Seals for Reactor Coolant Pumps Available at: [www.ksb.com/ksb-us/Products and Markets/Energy/Nuclear Power Stations/KSB mechanical seals/ksb-mechanical-seals/250464/](http://www.ksb.com/ksb-us/Products%20and%20Markets/Energy/Nuclear%20Power%20Stations/KSB%20mechanical%20seals/ksb-mechanical-seals/250464/) (accessed 15 August 2020).
15. Melnik V.A. *Tortsevyye uplotneniya valov: spravochnik* [Mechanical shaft seals. Directory. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2008. 320 p. (Rus.)

Рецензент: С.Д. Винничук

д-р техн. наук, старш. наук. співроб., ПІМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України

Стаття надійшла 16.11.2020