

ПІДВИЩЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ І ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ УЩІЛЬНЕНЬ НАСОСІВ АЕС

¹Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г. Є. Пухова, Київ;

²Сумський державний університет

Для насосів АЕС визначальним фактором є безпечність експлуатації, а також максимальна герметизуюча здатність. Це висуває додаткові вимоги для вибору типу ущільнення. В насосах атомних електростанцій широко застосовуються торцеві ущільнення. Розглянуто процеси, що відбуваються на стику спряжених торцевих поверхонь деталей ущільнення в різних режимах роботи. До насосів систем охолодження і безпеки, що перекачують радіоактивні рідини, висувають вимоги, частина з яких може виконуватись лише за умови використання спеціальних конструкцій. На базі торцевих ущільнень створені нові типи ущільнень, в яких ущільнювальні пояски розвантажені і працюють з невеликим зазором в режимах тертя, близьких до рідинного: гідродинамічні і термогідродинамічні ущільнення. Принцип роботи термогідродинамічних ущільнень ґрунтується на використанні деформації кілець під дією термічних напружень в зоні контакту. У разі високих перепадів тиску і кутових швидкостей, коли потрібен великий ресурс і допускаються лише незначні витоки, застосовуються ущільнення з безперервною рідинною плівкою — гідростатичні. Імпульсні торцеві ущільнення відносяться до безконтактних ущільнень з саморегульованим зазором і є альтернативою гідростатичним і гідродинамічним безконтактним торцевим ущільненням. Імпульсні торцеві ущільнення з саморегульованим зазором мають низку переваг у порівнянні зі звичайними механічними торцевими ущільненнями і безконтактними торцевими ущільненнями гідростатичного і гідродинамічного типу. Ущільнення з імпульсним врівноваженням аксіально-рухомого кільця під час обертання вала забезпечують безконтактну роботу з малими витоками, а під час зупинки — повну герметичність. Проведений аналіз ущільнень роторів насосів АЕС показав, що на сьогодні найперспективнішими є гідростатичні та імпульсні ущільнення з гарантованим зазором. Наведені приклади промислового застосування імпульсних ущільнень в насосному обладнанні АЕС.

Ключові слова: насоси АЕС, торцеві ущільнення, імпульсні ущільнення, ущільнювальна система.

Вступ

Ядерні реактори з водяним теплоносієм є основою ядерної енергетики України. В установках з такими реакторами найважливішу роль в технологічному циклі перетворення внутрішньоядерної енергії в електричну грають процеси теплопередачі, тепло- і масопереносу, здійснювані за допомогою циркулюючих потоків води. Масштаби цих потоків можна оцінити за такими цифрами: подача води, що циркулює в першому контурі ВВЕР-1000, складає 80000 м³/год, а подача в системі технічного водопостачання станції – 200000 м³/год. Перекачування таких великих об'ємів води по численним, в основному замкнутим, контурам з порівняно великими швидкостями потоків здійснюється за допомогою насосного обладнання, встановлена потужність якого досягає 12 % потужності енергоблоку, а споживана енергія становить від 70 до 90 % енергії, що витрачається на власні потреби АЕС [1].

Сьогодні насоси комплектуються в основному механічними торцевими і радіальними сальниковими ущільненнями. Вибір ущільнень дуже важливий, оскільки до 70 % вимушених зупинок насосів під час експлуатації відбувається через вихід з ладу ущільнень. Вартість власне ущільнень може досягати 20 % від вартості насоса, тому вибір типу ущільнення визначається вимогами до устаткування і умовами роботи обслуговуючого персоналу, а також економічною доцільністю.

Для насосів АЕС визначальним фактором є безпека, а також максимальна герметизуюча здатність (оскільки перекачується зазвичай радіоактивне середовище), що накладає додаткові умови на вибір типу ущільнення.

Торцеві механічні ущільнення

Торцеві ущільнення широко застосовуються в насосах атомних електростанцій, у тому числі в головних циркуляційних, підживних, 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 з яких може виконуватись лише з використанням спеціальних конструкцій. Винятковими є і вимоги до них щодо умов роботи і безпеки.

Як конструкційні матеріали для торцевих ущільнень, що застосовуються в АЕС, використовують високоміцні хромонікелеві або хромомолібденові сталі. Недоцільним є застосування матеріалів з великими періодами напіврозпаду. Можливість застосування того чи іншого матеріалу в ущільненні залежить від специфіки його роботи в умовах атомної електростанції, зокрема від швидкості корозії або зносостійкості, і регламентується у відомчих нормативних документах.

Важливим фактором для ресурсу роботи ущільнення є можливість попадання неактивних продуктів корозії або зносу в зону підвищеного випромінювання, а також відкладання опромінених часток в застійних зонах. Металеві деталі і ущільнювальні кільця, виготовлені з вуглекерамічних або карбідних матеріалів, досить стійкі до опромінення; еластоміри витримують досить обмежені дози опромінення.

Вплив випромінювання змінює твердість, міцність на розтяг і амортизаційну здатність вторинних ущільнень, що позначається на герметизуючих якостях кілець круглого перетину з еластомерів і вимагає уваги до підбору для них гумових сумішей.

Більшість аварійних відключень на атомних електростанціях пов'язано, перш за все, з проблемами герметизації, тому до торцевих ущільнень висуваються особливі вимоги щодо конструкції, матеріалів і технологій виготовлення, які гарантують їх властивості. Забезпечити відповідність експлуатаційним умовам, що характеризуються достатньо високими тисками, температурами і рівнем радіації, можна тільки за допомогою спеціальних конструкцій зі значними витратами, пов'язаними з проведенням дослідних робіт під час їх розробки.

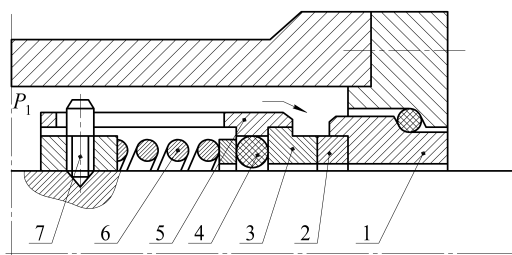


Рис. 1. Торцеве механічне ущільнення

Найпростіше торцеве ущільнення (рис. 1) має нерухоме 2 і аксіально-рухливе 3 кільця ущільнювачів зі зносостійкого матеріалу, які закріплені в обоймах 1 і 5.

Попередній контактний тиск між кільцями забезпечується силою стиснення пружини 6, а потім збільшується за рахунок сили тиску робочої рідини. Зазор між валом і аксіально рухомим кільцем 3 герметизується вторинним ущільненням 4; крутний момент, необхідний для подолання тертя на торцевих контактних поверхнях, передається від вала на обертове кільце через повідцевий пристрій (штифт 7 і юбку кільця 5 з поздовжнім пазом).

Герметизація здійснюється завдяки стисненню торцевих поверхонь нерухомого 2 і обертового 3 кілець. Зі збільшенням контактного тиску герметичність підвищується, однак збільшуються і втрати потужності на тертя; в результаті чого підвищується знос поверхонь тертя, їх нагрів і температурні деформації. Таким чином, працездатність ущільнення визначається контактним тиском і фізичними процесами на контактуючих торцевих поверхнях, що обертаються одна відносно одної.

Незважаючи на очевидну простоту вузла розглянутого торцевого ущільнення, процеси, що відбуваються в зоні контактуючих торцевих поверхонь двох деталей, одна з яких обертається разом з ротором, є надзвичайно складними. Це пояснюється одночасним впливом і взаємодією процесів тертя, гідродинаміки, теплових, а також процесів зміни форм контактуючих поверхонь в ущільнюючому з'єднанні через змінення параметрів навантаження ущільнення.

З підвищенням частоти обертання вала зростає тиск в камері нагнітання насоса і, відповідно, зростає перепад тиску на ущільненні. Збільшуються осьове навантаження на ущільнюючий стик пари і гідростатична складова осьової сили за рахунок зростання епюри тиску в радіальному напрямку по торцевій щілині; знижується гідродинамічна складова несучої сили. Зростаючи в цьому випадку силові деформації від навантаження деталей торцевого ущільнення тиском ущільнюваного середовища в деяких конструкціях ущільнень можуть виявитися значними і навіть перевершити деформації від температурних явищ. Напрямок дії силових деформацій у переважній більшості випадків (через конструктивні особливості виконання деталей вузлів торцевих ущільнень)

пов'язаний з поворотом перетину кілець в сторону, протилежну тій, яка стала результатом температурних деформацій від осевого градієнта температур.

У всьому часовому відрізьку виходу торцевого ущільнення на номінальний режим роботи відбувається процес припрацювання поверхонь тертя, пов'язаний зі збільшенням змащення цих поверхонь відповідно до умов навантаження торцевої пари. Зростає товщина мастильного шару між ущільнювальними поверхнями кілець. З утворенням достатнього змащування поверхонь тертя в торцевій парі настає стадія рідинного тертя.

Головними факторами, що впливають на величину тримальної сили, стають течія змащування в радіальному напрямі і радіальна форма щілини між торцевими поверхнями кілець, а також непаралельність ковзання їх ущільнюючих поверхонь. Місцеві ж відхилення в окружній нерівномірності форми поверхонь кілець перестають бути вагомим джерелом тримальної сили внаслідок радіального розтікання змащувального шару через малу ширину ущільнюючого паска. Тримальна сила в рідинному шарі стає квазістійкою і рівноважною силі, що навантажує аксіально-рухливий блок. Підтримується ця рівновага за рахунок поточної зміни мінімального розміру щілини у зближенні поверхонь, а також шляхом збільшення або зменшення поточної конусності щілини в радіальному і окружному напрямках через непаралельність ковзання ущільнюючих поверхонь кілець. Спричиняється це, в основному, податливістю до кутового зміщення аксіально-рухомого блоку. Схема торцевої щілини вузла ущільнення після виходу його на режим рідинного тертя з визначальним впливом гідростатичних сил показана на рис. 2. Тепер найбільший вплив на величину несучої сили між торцевими поверхнями має величина середнього зазору між ущільнювальними поверхнями.

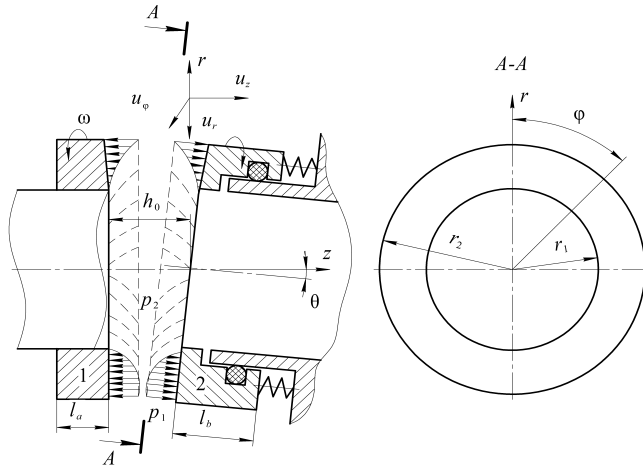


Рис. 2. Модель вузла торцевого ущільнення після виходу його на режим рідинного тертя з визначальним впливом гідростатичних сил

Як показали дослідження [2], зміна в окружному напрямку параметра непаралельності ущільнюючих поверхонь в межах середньої величини зазору може впливати на тримальну силу в розмірах до 40 % навантажувальної сили. Таким чином, зміна непаралельності ущільнюючих поверхонь в торцевому стикі кілець є потужним фактором впливу на тримальну силу.

Вже за усталеного рідинного режиму тертя поточні зміни режимів навантаження (наприклад, тиску, витрати охолоджуючого середовища і т. д.) можуть змінювати умови змащення в ущільнюючій щілині. Так, недостатній тепловідвід від кілець спричиняє силові деформації, які призводять до утворення дифузорної форми ущільнюючого зазору. Недостатня кутова податливість аксіально-рухомого блоку вузла ущільнення (через зниження пружних властивостей вторинних елементів ущільнювачів або недостатніх зазорів в сполученні деталей) можуть стати причиною істотної зміни характеру змащування ущільнюючих поверхонь. Ці зміни стають наслідком перегріву шару змащування в ущільнюючій щілині, падіння в'язкісних властивостей цього шару і пов'язаного з цим зменшення зазору і контакту поверхонь.

В останні роки на базі торцевих ущільнень створена низка нових типів ущільнень, в яких ущільнювальні пояски розвантажені і працюють з невеликим зазором в режимах тертя, близьких до рідинного [3]. До них відносяться гідродинамічні і термогідродинамічні ущільнення. Принцип роботи термогідродинамічних ущільнень ґрунтується на використанні деформації кілець під дією термічних напружень в зоні контакту [4]. На поверхні одного з кілець виконуються серпоподібні канавки, які сприяють утворенню мікрокліна за рахунок різниці температур, що утворюються внаслідок нерівномірного охолодження робочої поверхні кільця в окружному напрямі. У зоні мікрокліну під час обертання 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 напружень і спричинених ними деформацій розширюється зона мікрокліну.

За високих перепадів тиску і швидкостей обертання, коли потрібен великий ресурс і допуска-

ються незначні витоки, все ширше застосовуються ущільнення з безперервною рідинною плівкою. До них відносяться гідростатичні ущільнення, що складаються з тих же елементів, що й звичайні торцеві ущільнення [5]. Для створення гарантованого зазору між ущільнюючими поверхнями в гідростатичних ущільненнях витоки майже не залежать від швидкості відносного обертання ущільнюючих кілець, а визначаються перепадом тиску. Тому під час зупинки витоки залишаються такими ж, як і при роботі насоса. Для ущільнення вала під час зупинки насоса доводиться встановлювати послідовно з основним додатковий зупинковий ущільнення, що ускладнює і здорожчує конструкцію, її експлуатацію і ремонт. Для безконтактної роботи гідростатичні ущільнення вимагають певного перепаду тиску, за якого утворюється гарантований осьовий зазор. В іншому випадку кільця знаходяться в контакті і зношуються під час роботи.

Імпульсні торцеві ущільнення

Імпульсні торцеві ущільнення відносяться до безконтактних ущільнень з саморегульованим зазором і, як альтернатива гідростатичним і гідродинамічним безконтактним торцевим ущільненням, з'явилися в процесі створення ущільнень роторів головних циркуляційних насосів АЕС [6]. Всебічні експериментальні дослідження і натурні випробування показали, що імпульсні ущільнення задовольняють жорстким вимогам надійності, герметичності і ресурсу, що висувуються до основного обладнання АЕС [7]. Імпульсні торцеві ущільнення з саморегульованим зазором мають низку незаперечних переваг у порівнянні зі звичайними механічними торцевими ущільненнями і безконтактними торцевими ущільненнями гідростатичного і гідродинамічного типу. У звичайних

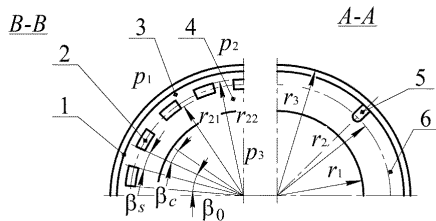
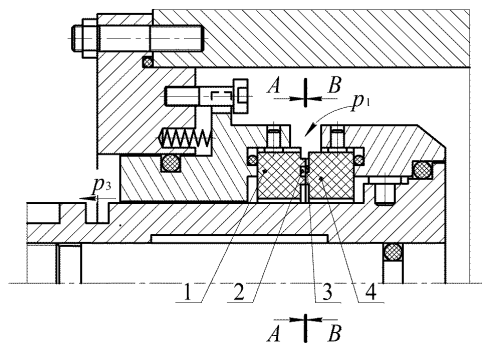


Рис. 3. Схема імпульсного торцевого ущільнення.

торцевих ущільненнях потужність тертя пропорційна ущільнюючому тиску і кутовій швидкості, тому їх працездатність зберігається лише у вузькому, розрахунковому діапазоні робочих параметрів. В імпульсних ущільненнях зі збільшенням частоти обертання торцевий зазор збільшується, в результаті чого втрачає потужність на тертя практично не ростуть, тому їх застосування є особливо ефективним для машин з високою частотою обертання. Низькі втрати потужності тертя, хороше тепловідведення з витоками від пари тертя, дозволяє, в деяких випадках, обійтися без додаткових систем охолодження навіть в насосах, що працюють на гарячих рідинах, наприклад, в підживлювальних насосах атомних і теплових електростанцій.

Належним вибором основних геометричних параметрів пари тертя імпульсних ущільнень можна забезпечити оптимальне значення торцевого зазору, необхідну величину витоків та втрат потужності в парі тертя в широкому діапазоні ущільнюючих тисків і частот обертання ротора.

Найпростіша конструкція одноступінчастого імпульсного ущільнення (рис. 3) відрізняється від механічного торцевого ущільнення тільки тим, що на торцевій поверхні аксіально-рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на обертовому опорному кільці 6 зроблено кілька радіальних каналів-живильників 5, відкритих в сторону ущільнюваної порожнини. Через ці канали ущільнювальна (запиральна) рідина під тиском впорскується в камери за ті короткі проміжки часу, протягом яких канали 5 проходять повз камер 2. В ці моменти тиск в камерах стрибкоподібно підвищується.

Приклади промислового застосування імпульсних ущільнень в насосному обладнанні АЕС

Розглянемо насос ЦН 60-180, який використовується в першому контурі водо-водяних реакторів для борного регулювання, подачі запиральної води на ущільнення ГЦН, а також для вприскування необхідних домішок, що знижують корозійну активність теплоносія.

Енергоблок ВВЕР-1000 комплектується трьома такими насосами, з яких один працює, а два знаходяться в резерві. Перекачувана вода містить до 30 г/кг борної кислоти, до 30 мг/л аміаку і деякі інші хімічні сполуки. Температура не перевищує 70 °С, тиск складає 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 складає 50 м/с.

Через великі окружні швидкості в насосах спочатку використовувались щілинні ущільнення, сумарні витки з яких у трьох насосах становили близько 25 м³/год. Підготовка рідини витоків до повторного використання вимагала великих витрат, тому розроблено конструкцію імпульсного торцевого ущільнення (рис. 4) [8].

Вибір основних геометричних параметрів ущільнення проводився за викладеною в роботі [6] методикою. Як оптимальний торцевий зазор взято значення 2 мкм, при якому забезпечується стійке граничне змащування з незначним коефіцієнтом тертя, завдяки чому ущільнення не вимагають зовнішніх систем охолодження. Тепловідведення від пари тертя здійснюється перекачуваною водою, циркуляція якої через камеру ущільнення забезпечується осевим імпульсним 1. У застійних зонах поверхні з часом покриваються кристалами бору, тому потрібна періодична промивка цих поверхонь. Для зменшення витрат конденсату на промивку порожнина за аксіально-рухомих кільцем 2 ущільнюється замикаючим щілинним ущільненням 3, яке одночасно є аварійним у випадку відмови основного ущільнення.

На рис. 5 [9] показано кінцеве торцеве ущільнення вала, розроблене для живильних насосів теплових електростанцій. Таке ущільнення імпульсного типу експлуатується в насосах з такими параметрами навантаження: тиск не більше 18 МПа; окружна швидкість до 100 м/с.

Ущільнення ротора — один з найскладніших і найвідповідальніших вузлів ГЦН, який визначає надійність усього агрегату. Це пояснюється важкими умовами роботи ущільнень у поєднанні з високими вимогами до герметичності на номінальних, перехідних і аварійних режимах роботи насоса. Ущільнюється тиск від 1 до 18 МПа, температура перекачуваної води — до 300 °С, діаметр вала під ущільненням — близько 200 мм, частота обертання ротора — 1500 об/хв. Допустимий організований витік — 0,5...0,7 м³/год, зовнішній витік — не більше 5...10 л/год. Необхідний ресурс — 20000 годин.

Приклад використання імпульсних ущільнень у складі ущільнювальної системи головного циркуляційного насоса для водоводяних енергетичних реакторів ВВЕР-1000 потужністю 1000 МВт показаний на рис. 6. Вузол ущільнення складається з внутрішнього 1, основного 2, замикаючого 3 і кінцевого 4 ущільнень. Внутрішнє ущільнення 1, комплект трьох плаваючих кілець, відокремлює камеру А підведення холодної замикаючої води від ущільнюваної порожнини насоса В. На плаваючих кільцях торцеві контактні пояски передбачені з обох сторін. У випадку аварійного падіння тиску запиральної води кільця працюють у реверсивному режимі, а весь вузол забезпечує необхідну герметичність протягом 40 с. Перепад тиску на внутрішньому ущільненні підтримується в межах 0,1...0,5 МПа, внутрішній і зовнішній діаметри кілець 200 і 210 мм.

Основне ущільнення 2 — це два послідовно з'єднані каскади імпульсного торцевого ущільнення. Такий же каскад 3 є останнім ущільненням, яке повинно короткочасно виконувати функції основного у випадку його відмови. Кінцеве ущільнення 4 є простим кільцевим дротелем.

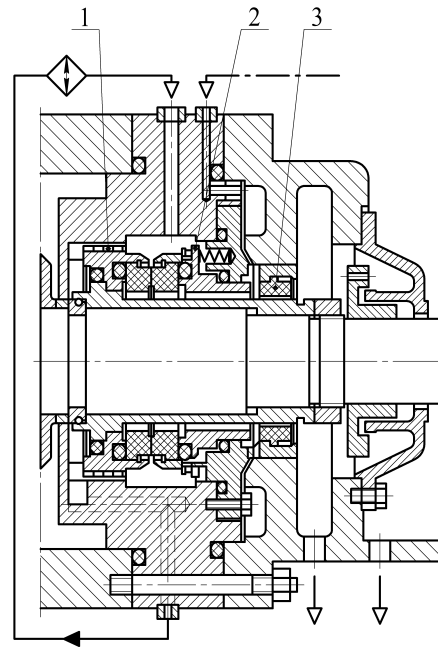


Рис. 4. Імпульсне ущільнення високооборотного підживлювального насоса ЦН 60-180

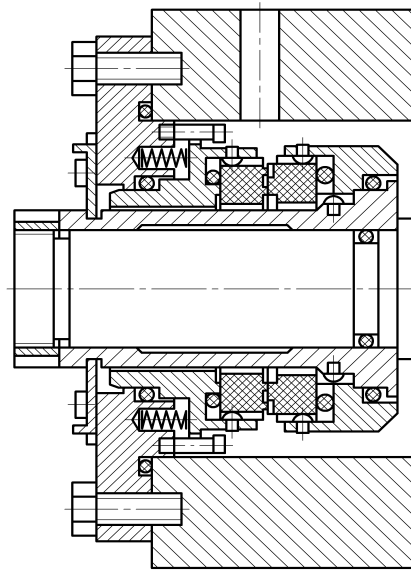


Рис. 5. Вузол імпульсного торцевого ущільнення високооборотного насоса

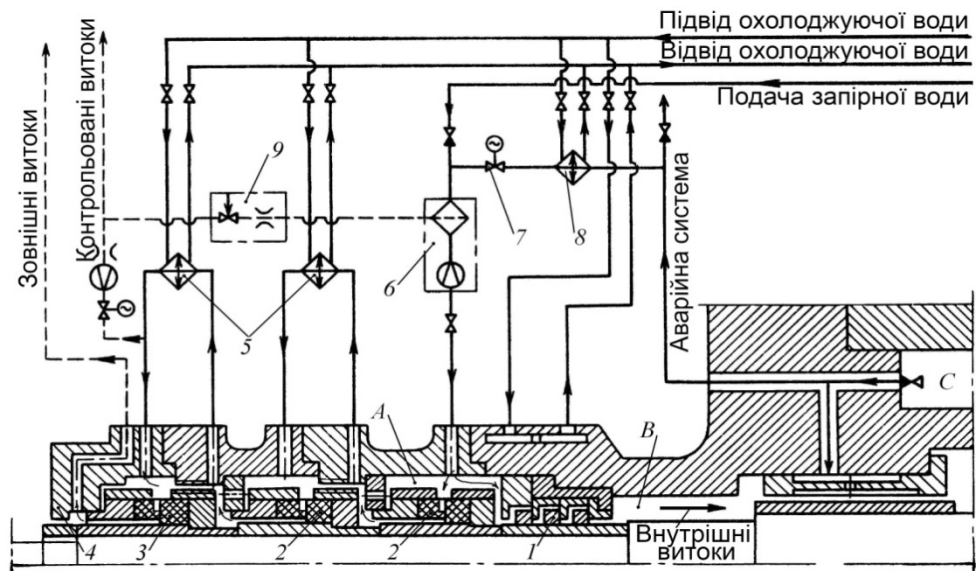


Рис. 6. Схема вузла ущільнення і ущільнювальної системи ротора насоса ГЦН 20000-100

Ущільнювальна система включає лінію подачі запиральної води в камеру *A* високонапірними підживлювальними насосами через гідроциклон 6. Вода, що дрослюється на основних ущільненнях 2, охолоджується в теплообмінниках 5. У випадку відмови системи подачі запиральної води, вмикається аварійна система: відкривається клапан 7 і вода з порожнини насоса через холодильник 8 і гідроциклон 6 надходить в камеру *B*, забезпечуючи нормальну тривалу роботу ущільнення. За необхідності частина контрольованого витоку через дросельний пристрій 9 може повертатися в лінію подачі замикаючої води.

Розглянуті приклади дають певне уявлення про складність і відповідальність проблем герметизації роторів відцентрових машин.

Накопичений авторами досвід свідчить про те, що імпульсні торцеві ущільнення задовольняють жорсткі вимоги до надійності, довговічності та герметичності, які висуваються до ущільнень роторів енергетичного насосного обладнання АЕС.

Висновки

В процесі розробки сучасних насосів для великих подач і високих тисків для атомної енергетики намітилася тенденція до підвищення надійності вузлів ущільнень за рахунок зменшення кількості ступенів і спрощення систем запирання і охолодження. У зв'язку з цим необхідним є створення надійних конструкцій ущільнень, що працюють за повних перепадів тиску.

Наведений аналіз ущільнень роторів насосів АЕС показує, що на сьогодні найперспективнішими є гідростатичні та імпульсні ущільнення з гарантованим зазором. Ущільнення з імпульсним врівноваженням аксіально-рухомого кільця під час обертання вала забезпечують безконтактну роботу з малими витоками, а під час зупинки — повну герметичність. Ці якості імпульсного ущільнення дозволяють звести до мінімуму знос робочих поверхонь, суттєво зменшити організовані зовнішні витоки і використовувати його в усіх ступенях вузла ущільнення.

Робота імпульсних ущільнень супроводжується складними нестационарними, високочастотними гідродинамічними процесами, зумовленими мікронними торцевими зазорами. Це відкриває широке поле діяльності для конструкторів, оскільки принцип імпульсного врівноваження може мати багато модифікацій.

Для успішного виконання завдання підвищення герметичності і надійності роботи насосів атомних електростанцій необхідними є: подальше вивчення процесів, що відбуваються в ущільненнях, вдосконалення матеріалів пар тертя, розробка ефективних і надійних методів охолодження і очищення ущільнюваного середовища, зменшення деформацій основних деталей ущільнень роторів, розробка методів їх уточненого розрахунку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] В. А. Марцинковский и С. С. Шевченко, *Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация*. Сумы, Украина: ЧФ «Издательство «Университетская книга», 2018.

- [2] В. А. Мельник, *Торцевые уплотнения валов*: справочник. Москва, РФ: Машиностроение, 2008.
- [3] J. Gaft and M. Marcinkowski, "A choice of the seal for the shaft of the pump," in *Pump Users International Forum*, 2004, pp. 29-30.
- [4] S. Błasiak and C. Kundera, "A numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal," *Procedia Engineering*, vol. 39, pp. 315-326, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.037>.
- [5] S. Adamczak, C. Kundera, and J. Swiderski, "Assessment of the state of the geometrical surface texture of seal rings by various measuring methods," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 233, no. 1, p. 012031, 2017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012031>.
- [6] S. Shevchenko and A. Chernov, "Development of pulse mechanical seal calculation methods on the basis of its physical model construction," *Eastern-European J. Enterp. Technol.*, vol. 3, no. 2 (105), pp. 58-69, 2020. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.206721>.
- [7] J. Gaft, V. Martsinkovskyy, B. Gromyko, and A. Zahorulko, "Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance," in *Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing*, BHR Group, York, England, 2003, pp. 505-520.
- [8] V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, and S. Mischenkod, "Analysis of buffer impulse seal," *Procedia Engineering*, vol. 39, pp. 43-50, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006>.
- [9] A. Zahorulko, C. Kundera, and M. Gaft, *Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals*, 2012, <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4062.9204>.

Рекомендована кафедрою галузевого машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 10.11.2020

Шевченко Сергій Станіславович — канд. техн. наук, докторант, e-mail: s.shevchenko@united.productions .
Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г. Є. Пухова НАН України, Київ;

Шевченко Олександр Сергійович — аспірант кафедри екології та природоохоронних технологій.
Сумський державний університет, Суми

S. S. Shevchenko¹
O. S. Shevchenko²

Increasing Tightness and Environmental Safety of Npp Pump Seals

¹Institute of Modeling Problems in Power Engineering G. E. Pukhov National Academy
of Sciences of Ukraine, Kyiv;

²Sumy State University

The determining factor for NPP pumps is safety, as well as the maximum sealing capacity, which imposes additional conditions when choosing the type of seal. Mechanical seals are widely used in pumps in nuclear power plants. The processes occurring at the junction of the contacting end surfaces of a seal in various operating modes are described. Cooling and safety pumps systems that pump radioactive media are subject to requirements, some of which can only be met with the use of special designs. On the basis of mechanical seals, new types of seals have been created, in which the sealing belts are unloaded and operate with a small gap in friction modes close to liquid: hydrodynamic and thermohydrodynamic seals. The principle of operation of thermohydrodynamic seals is based on the use of the deformation of the rings under the force of thermal stresses in the contact zone. At high pressure differentials and rotation speeds, when a long life is required and small leaks are allowed, seals with a continuous liquid film are used - hydrostatic seals. Impulse mechanical seals are self-adjusting non-contacting seals and are an alternative to hydrostatic and hydrodynamic non-contacting mechanical seals. Impulse mechanical seals with self-adjusting gap have a number of advantages over conventional mechanical seals and non-contacting hydrostatic and hydrodynamic mechanical seals. Seals with impulse balancing of the axially moving ring during the rotation of the shaft ensure contactless operation with low leaks, and during standstill — complete tightness. Examples of industrial application of impulse seals in pumping equipment of nuclear power plants were given.

Keywords: NPP pumps, mechanical seals, impulse seals, sealing system.

Shevchenko Serhii S. — Cand. Sc. (Eng.), Doctoral Student, e-mail: s.shevchenko@united.productions ;
Shevchenko Oleksandr S. — Post-Graduate Student of the Chair of Ecology and Environmental Technologies

С. С. Шевченко¹
А. С. Шевченко²

Повышение герметичности и экологической безопасности уплотнений насосов АЭС

¹Институт проблем моделирования в энергетике им. Г. Е. Пухова НАН Украины, Киев;

²Сумской государственной университет

Для насосов АЭС определяющим фактором является безопасность, а также максимальная герметизирующая способность, что накладывает дополнительные условия при выборе типа уплотнения. Торцевые уплотнения широко используются в насосах атомных электростанций. Описаны процессы, протекающие на стыке контактирующих торцевых поверхностей уплотнения в различных режимах работы. К насосам систем охлаждения и безопасности, перекачивающих радиоактивные среды, предъявляют требования, часть которых может выполняться только с использованием специальных конструкций. На базе торцевых уплотнений созданы новые типы уплотнений, в которых уплотнительные пояски разгружены и работают с небольшим зазором в режимах трения, близких к жидкостному: гидродинамические и термогидродинамической уплотнения. Принцип работы термогидродинамических уплотнений основывается на использовании деформации колец под действием термических напряжений в зоне контакта. При высоких перепадах давления и скоростях вращения, когда требуется большой ресурс и допускаются незначительные утечки, применяются уплотнения с непрерывной жидкостной пленкой — гидростатические уплотнения. Импульсные торцевые уплотнения относятся к бесконтактным уплотнениям с саморегулируемым зазором и являются альтернативой гидростатическим и гидродинамическим бесконтактным торцевым уплотнениям. Импульсные торцевые уплотнения с саморегулируемым зазором имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными механическими торцевыми уплотнениями и бесконтактными торцевыми уплотнениями гидростатического и гидродинамического типа. Уплотнение с импульсным уравновешиванием аксиально подвижного кольца при вращении вала обеспечивают бесконтактную работу с малыми утечками, а во время остановки — полную герметичность. Приведенный анализ уплотнений роторов насосов АЭС показывает, что на сегодня наиболее перспективными являются гидростатические и импульсные уплотнения с гарантированным зазором. Приведены примеры промышленного применения импульсных уплотнений в насосном оборудовании АЭС.

Ключевые слова: насосы АЭС, торцевые уплотнения, импульсные уплотнения, уплотнительная система.

Шевченко Сергей Станиславович — канд. техн. наук, докторант, e-mail: s.shevchenko@united.productions ;

Шевченко Александр Сергеевич — аспирант кафедры экологии и природоохранных технологий