

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІНІМІЗАЦІЇ ВИТОКІВ РІДИННОЇ ФАЗИ ЧЕРЕЗ СТИК КЛАПАННОГО УЩІЛЬНЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЯВИЩА КАПІЛЯРНОЇ КОМПРЕСІЇ

© Шеремета Р. М., Стоцько З. А., 2019

<https://doi.org/10.23939/istcipa2019.53.073>

Мета. Обґрунтування оптимального значення величини тиску підпірного газового середовища, що забезпечить мінімальні витоки рідинного середовища через стик клапанного ущільнення. **Методика.** Зо об’єкт досліджень обрано електрогід्रोпроемоклапан двосторонній (ЕГКД). Визначено силові фактори, викликані діями підклапанного тиску, надклапанного тиску та зусиллям привідної пружини. Враховуючи складність розрахункового визначення цих силових впливів середовищ, в роботі розроблено методику експериментального визначення сумарного зусилля герметизації клапанного ущільнення. Розроблено цю методику як для в’язкісного, так і для молекулярного режимів витоків герметизованого середовища. Використовуючи визначенні зусилля герметизації клапанного ущільнення, проведено серії експериментальних випробувань ЕГКД на здатність герметизувати рідинне середовище за змінними значеннями тисків підпірного газового середовища. **Результати.** Визначено залежність оптимального значення протитиску газового середовища від комплексу конструктивних параметрів клапанного ущільнення, а також від напружено деформованого стану контактуючих елементів ущільнення. Отримано вираз, за яким визначається оптимальне значення протитиску газового середовища. Аналіз збіжності результатів експериментальних і розрахункових досліджень значень еквівалентного гідравлічного діаметра мікроканалу вказує на можливість застосування запропонованої моделі процесу герметизації металополімерних клапанних ущільнень для забезпечення їх працездатності в експлуатаційних умовах. **Наукова новизна.** Запропонована модель процесу герметизації клапанного ущільнення та методика випробувань на герметичність із високою імовірністю гарантує мінімальні витоки через подібні ущільнення. **Практична значущість.** Результати досліджень дають можливість визначати капілярний тиск в стикі герметизуючих поверхонь ущільнення, а також визначати еквівалентний гідравлічний діаметр мікроканалу, через який відбуваються витоки герметизованого середовища.

Ключові слова: герметичність, клапанне ущільнення, капілярний тиск, підпірне газове середовище, еквівалентний гідравлічний діаметр мікроканалу.

Вступ. У випадках використання клапанних ущільнень в особливо відповідальних умовах, де витоки герметизованого робочого середовища можуть призвести до катастрофічних наслідків, з метою категоричного запобігання витоків герметизованої робочої рідини через цей вузол, використовують підпирання з іншого боку стикового бар’єру газовим середовищем, що знаходиться під певним тиском [1]. Але в такому випадку існує безпека недопустимого зворотного перетікання середовищ, тобто витоків підпірного газу через стик клапанного ущільнення в робочу рідину [2]. При дослідженні процесу герметизації рідинних середовищ запірною гідроарматурою ставилася задача визначення оптимального тиску підпірного газового середовища [3].

Мета роботи – обґрунтування оптимального значення величини тиску підпірного газового середовища, що забезпечить мінімальні витоки герметизованого рідинного середовища через стик ущільнюючого з’єднання.

Методика проведення досліджень. Досліджено, що на значення оптимального підпірного тиску газового середовища в основному впливає капілярний тиск рідинної фази в стикі ущільнювальних елементів герметизуючого з’єднання. Цей тиск, своєю чергою, залежить від ступеня контактної деформації ущільнюючих елементів, параметрів мікрогеометрії стиків, типу робочої рідини і матеріалу елементів ущільнення [12, 13].

Запропоновано метод визначення еквівалентного гідравлічного радіусу мікроканалу негерметичності в зоні контакту ущільнювальних елементів створенням нульових перетікань рідинної і газоподібної фаз з використанням оптимальних значень капілярної компресії.

При проведенні експериментальних випробувань запірних пристроїв необхідно оперувати точними значеннями зусилля герметизації, яке діє в зоні стику контактуючих ущільнювальних елементів. Доволі часто для визначення цієї величини недостатньо буває замірів зусилля на привідному штоку. Це зумовлено впливом силової дії тиску герметизованого середовища і невизначеністю закону розподілу цього тиску по ширині зони ущільнення. Особливі складності такого характеру виникають при дослідженні герметизуючої здатності сильфонних безсальникових конструкцій арматури, а також при використанні протитисків баластних середовищ, що виступають як гарант мінімізації витоків герметизованого робочого середовища через ущільнювальний вузол [3, 4]. Експериментальні дослідження на герметичність проводили на електрогід्रोпроемоклапані двосторонньому (ЕГКД).

Застосування клапана типу ЕГКД пов'язане з необхідністю одержання високої точності значень величин витоків робочих середовищ через зони ущільнення 3, а в конструкції такого клапана (рис. 1) це забезпечується відсутністю сальникових вузлів ущільнення привідного штоку. Герметизують шток в ЕГКД у надклапанній камері сильфоном 1, а в підклапанній камері – сильфоном 2. Попереднє зусилля герметизації створюється привідною пружиною 4. Конструкція клапана передбачає регулювання цього зусилля. Герметизовані середовища можна подавати у двох напрямках, тому такі конструкції клапанів є двосторонніми. Це стосується випробувань на герметичність досліджуваного ЕГКД [3, 4]. У випадках, коли визначити силовий вплив середовищ розрахунковим шляхом важко або неможливо, це можна здійснити за такою методикою [5].

При молекулярному режимі перетікання газу через стик ущільнювальних поверхонь величину потоку визначають за формулою [6, 7]

$$Q_M = \frac{4\pi d_c}{3b} \cdot \sqrt{\frac{8RT}{\pi M}} \cdot \frac{F^2 P_i}{\Pi k_1} \cdot (p_1 - p_2). \quad (1)$$

При в'язкісному режимі перетікання газу через стик ущільнювальних поверхонь величину потоку визначають за формулою [6, 7]:

$$Q_B = \frac{\pi^2 d_c}{8b} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{4F^3 P_i}{\pi \Pi^2 k_1} \cdot \frac{p_1^2 - p_2^2}{2}. \quad (2)$$

У формулах (1) і (2): d_c – середній діаметр зони ущільнення; R – універсальна газова стала; T – абсолютна температура; M – молекулярна маса газу; P_i – ймовірність того, що мікроканал наскрізний; k_1 – коефіцієнт звивистості; p_1, p_2 – тиск газу над і під клапаном відповідно; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості газу.

Перетворимо рівняння (1) і (2) до вигляду

$$\frac{Q_M}{p_1 - p_2} = \frac{4\pi d_c}{3b} \cdot \sqrt{\frac{8RT}{\pi M}} \cdot \frac{F^2 P_i}{\Pi k_1}, \quad \frac{2Q_B}{p_1^2 - p_2^2} = \frac{\pi^2 d_c}{8b} \cdot \frac{1}{\mu} \cdot \frac{4F^3 P_i}{\pi \Pi^2 k_1}.$$

При обох режимах перетікання газу права частина рівнянь є функцією конструктивних параметрів ущільнення, фізичних властивостей герметизованого середовища і параметра герметичності, який визначається мікрогеометрією ущільнювальних поверхонь і залежить від контактного тиску в стику. Тому для кожного з розглянутих режимів при конкретній конструкції ущільнювального вузла і для певного герметизованого середовища права частина є функцією контактної тиску

$$\frac{Q_M}{p_1 - p_2} = f_M(q_k); \quad \frac{2Q_B}{p_1^2 - p_2^2} = f_B(q_k). \quad (3)$$

Розрахунок зусилля на штоку клапана для забезпечення герметичності ущільнення. Для прямого клапана контактне зусилля в стику ущільнювальних поверхонь визначають за рівнянням:

$$N_k = N + \frac{\pi D_{\text{сф}}^2}{4} (p_1 - p_2), \quad (4)$$

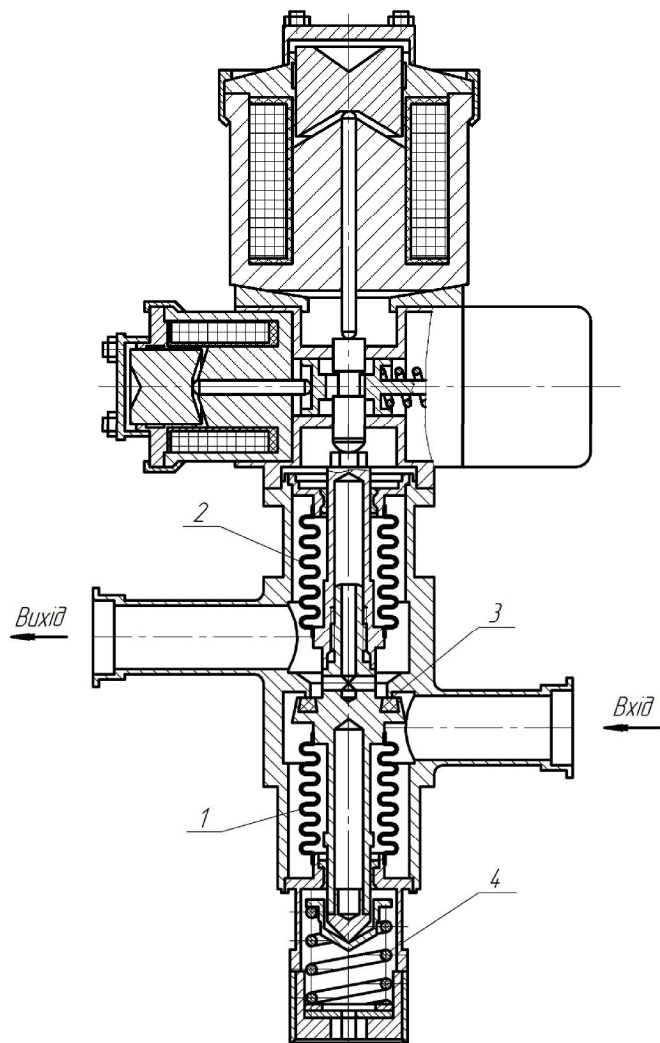


Рис. 1. Конструктивна схема гідропневмоклапана двостороннього

Fig. 1. Hydro-pneumatic two-way valve design diagram

Для зворотного клапана

$$N_k = N - \frac{\pi D_{\text{эф}}^2}{4} (p_1 - p_2), \tag{5}$$

де N – зусилля на привідному штоку; N_k – контактне зусилля герметизації $N_k = q_k \cdot S$; S — площа ущільнювального стику; $D_{\text{эф}}$ – ефективний діаметр клапана.

Для визначення ефективного діаметра клапана, і відповідно контактного зусилля герметизації в стику експериментально визначається залежність витоків через клапанне ущільнення для двох зусиль N на привідному штоку від тиску герметизованого середовища. Зусилля на привідному штоку вибирають так, щоб дослідження проводилося за одним певним режимом перетікання середовища. Цій умові відповідає еквідистантність експериментальних кривих на графіку. Залежно від режиму перетікання середовища будують графіки залежностей $Q_M / (p_1 - p_2)$ або $2Q_B / (p_1^2 - p_2^2)$ від p_1 для зусиль на штоку N' і N'' .

Для прикладу на рис. 2 наведено графічні залежності, що відповідають молекулярному режиму перетікання газу, а також побудови, необхідні для визначення контактної зусилля герметизації.

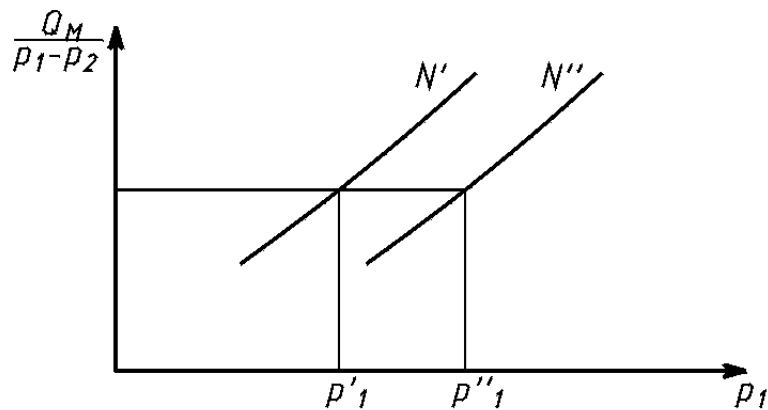


Рис. 2. Залежність приведених витоків через клапан від тиску робочого середовища для двох зусиль герметизації N' і N''

Fig. 2. Dependence of the induced leakage through the valve on the pressure of the working medium for two sealing forces N' і N''

Очевидно, що для конкретного ущільнення значення $Q_M/(p_1 - p_2)$ при N' і N'' однакові тільки при однакових контактних тисках в стикі. Наприклад, для прямого клапана за виразом (4)

$$N' + \frac{\pi D_{\text{эф}}^2}{4} (p'_1 - p_2) = N'' + \frac{\pi D_{\text{эф}}^2}{4} (p''_1 - p_2). \quad (6)$$

За рівнянням (6) знайдемо ефективний діаметр клапана

$$D_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{4(N' - N'')}{\pi(p''_1 - p'_1)}}. \quad (7)$$

Знаючи ефективний діаметр клапана за формулою (4) для прямого і (5) для зворотного клапанів можна визначити зусилля герметизації в стикі ущільнення [8, 9].

У випадку в'язкісного режиму перетікання газу зусилля герметизації в стикі ущільнення визначають аналогічно.

Результати досліджень та їх обговорення. З метою експериментальної перевірки результатів теоретичних досліджень було проведено випробування ЕГКД на герметичність.

Випробування ЕГКД проводили на експериментальному стенді, що схематично показаний на рис. 3.

На вхідний патрубок запірної частини ЕГКД 1 з балону 2 подається стиснений газ. Тиск газу у вхідному патрубку клапана регулюється редуктором 3, індикація його величини здійснюється манометром 4. Через заливну горловину 5 вихідна частина клапана заповнюється робочою рідиною до появи меніска у вимірювальному капілярі 6. Тиск робочої рідини у вихідній частині клапана створюється поданням в капіляр 6 стисненого повітря з балону 7 і регулюється за допомогою стабілізатора тиску 8. Покази манометра 9 відповідають величині тиску рідини у вихідному патрубку ЕГКД.

Кількісно витокі робочих середовищ через зону ущільнення клапана визначають за швидкістю пересування меніска у вимірювальному капілярі. Причому, якщо меніск рухається справа наліво, згідно зі схемою, показаною на рис. 2, то через клапанне ущільнення перетікає герметизована робоча рідина, а якщо зліва направо, то перетікає підпірне газове середовище. Зусилля на штоку клапана змінюється шляхом розвантаження привідної пружини клапана за допомогою гвинта 10, що діє на шток через динамометр 11.

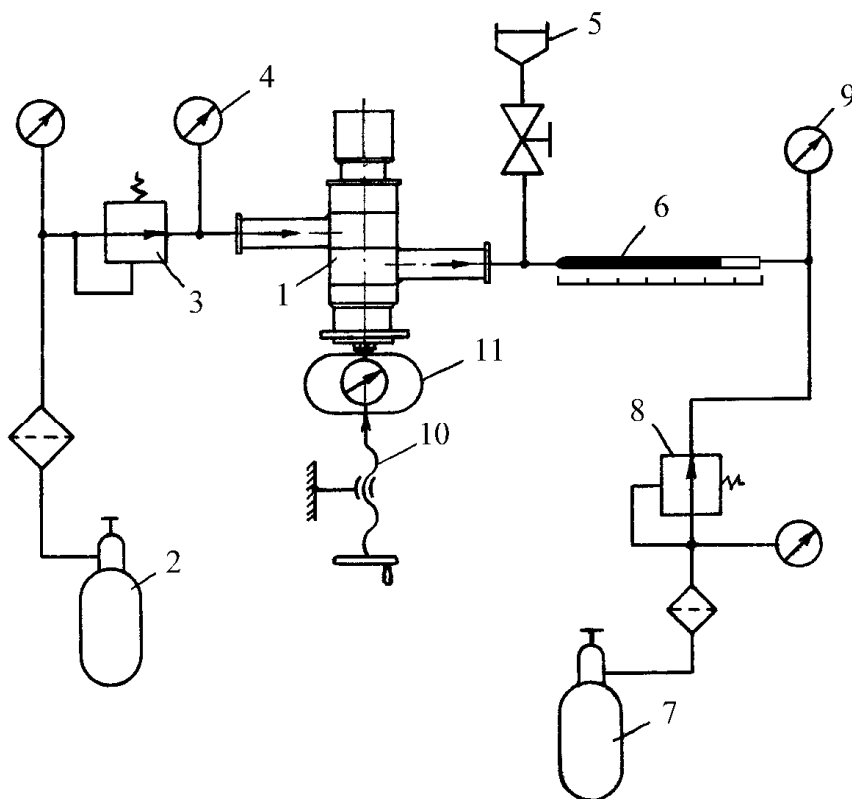


Рис. 3. Експериментальний стенд випробування на герметичність гідропневмоклапана двостороннього

Fig. 3. Experimental test bench for leaks of hydro-pneumatic two-way valve

За методикою, наведеною в п. 2.1, досліджено ЕГКД на силовий вплив у зоні герметизації тисків герметизованого середовища як у надклапанній, так і у підклапанній камерах. У результаті проведених випробувань отримано таку залежність

$$N_{\text{КЛ}} = N_{\text{ПР}} + 1,714 \cdot 10^4 p_p - 1,533 \cdot 10^4 p_r, \quad (8)$$

де $N_{\text{КЛ}}$ – загальне зусилля герметизації клапанного ущільнення, Н; $N_{\text{ПР}}$ – зусилля герметизації, що створюється привідною пружиною, Н; p_p – тиск рідини у надклапанній камері клапана, Па; p_r – тиск газового середовища у підклапанній камері, Па.

Залежність (8) використовували під час експериментальних досліджень на герметичність ЕГКД [11]. Результати експериментальних досліджень показано у вигляді графічних залежностей на рис. 4–8.

У верхніх частинах графіків показано витoki через зону ущільнення клапана герметизованої робочої рідини, а на нижніх – витoki підпірного газового середовища. Герметизована робоча рідина подавалася в надклапанну камеру клапана і її тиск підтримувався на рівнях 0,6; 0,8 і 1,0 МПа. Підпірне газове середовище подавалося в підклапанну камеру клапана, і тиск її змінювався в межах від 0 до 1,8 МПа із кроком 0,2 МПа.

Графічні залежності (рис. 4–8) вказують на те, що кожна крива, яка відповідає певному тиску герметизованої робочої рідини, має так звану “полічку” тривалого знаходження в зоні нульових витоків. Аналіз експериментальних досліджень показав, що вихід підпірного ущільнювального з’єднання на рівень нульових витоків відбувається при виконанні умови $p_p \approx p_r$, і тривалість перебування витоків середовищ на нульовому рівні дорівнює величині капілярного тиску робочої рідини в мікрозазорах стику ущільнювальних елементів.

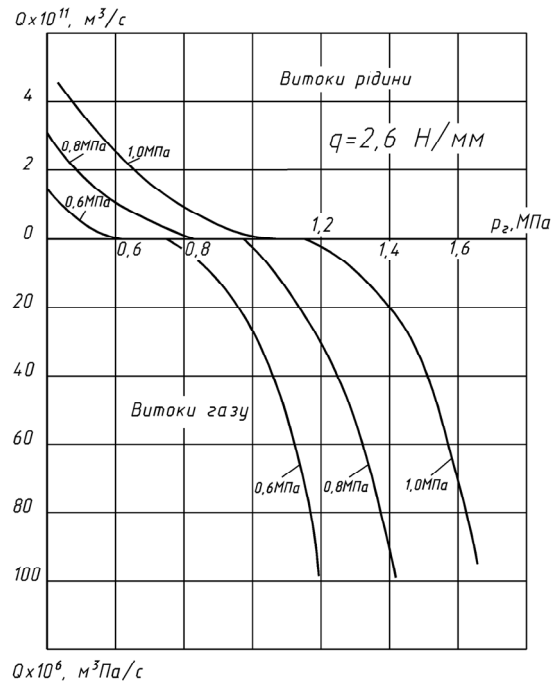


Рис. 4. Залежність витоків герметизованих середовищ через ЕГКД при контактному тиску в стику клапана 2,6 Н/мм

Fig. 4. Dependence of leakages of sealed media through EHTV under contact pressure at the joint of the valve 2.6 N/mm

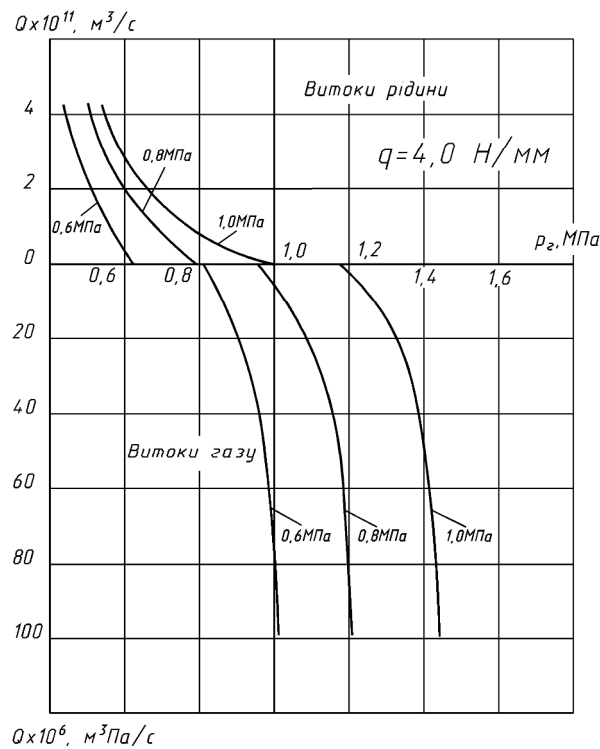


Рис. 5. Залежність витоків герметизованих середовищ через ЕГКД при контактному тиску в стику клапана 4,0 Н/мм

Fig. 5. Dependence of leakages of sealed media through EHTV under contact pressure at the joint of the valve 4.0 N/mm

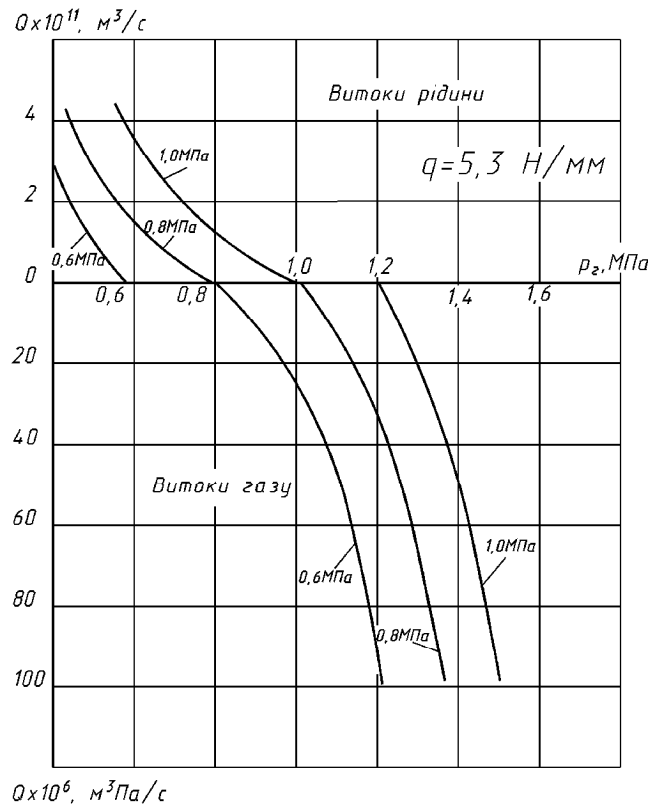


Рис. 6. Залежність витоків герметизованих середовищ через ЕГКД при контактному тиску в стику клапана 5,3 Н/мм

Fig. 6. Dependence of leakages of sealed media through EHTV under contact pressure at the joint of the valve 5.3 N/mm

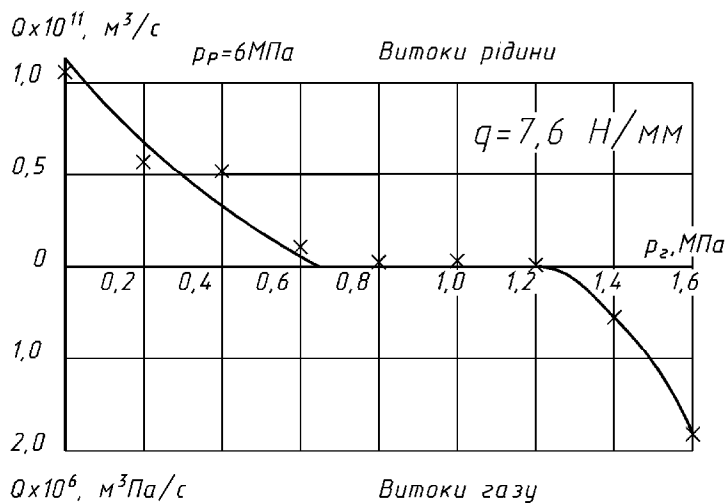


Рис. 7. Залежність витоків герметизованих середовищ через ЕГКД при контактному тиску 7.6 Н/мм і тиску робочої рідини 0.6 МПа

Fig. 7. Dependence of leakages of sealed media through EHTV under contact pressure at the joint of the valve 7.6 N/mm and 0.6 MPa working fluid pressure

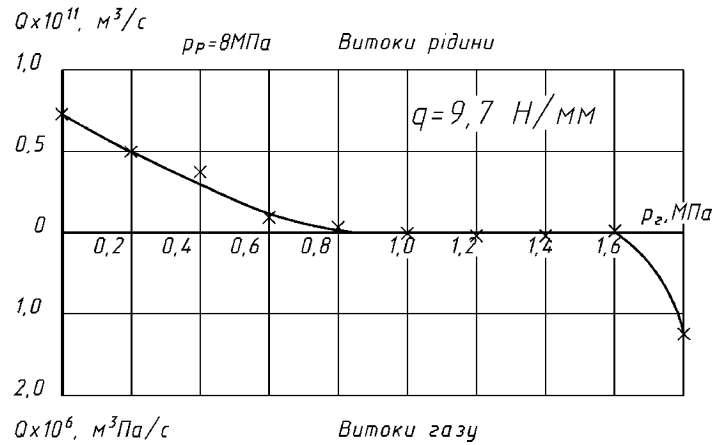


Рис. 8. Залежність витоків герметизованих середовищ через ЕГКД при контактному тиску 9,7 Н/мм і тиску робочої рідини 0,8 МПа

Fig. 8. Dependence of leakages of sealed media through EHTV under contact pressure at the joint of the valve 9.7 N/mm and 0.8 MPa working fluid pressure

Отже, для особливо відповідальних ущільнювальних з'єднань, при герметизації рідинних середовищ і використанні підпірних газових середовищ як гаранта нульових витоків тиск останніх слід призначати за умови

$$p_r = p_p + p_k/2,$$

де p_k – капілярний тиск робочої рідини в мікрозозорах стику ущільнювальних елементів

$$p_k = 4\sigma \cdot \cos\theta / d_k, \tag{9}$$

де σ – поверхневий натяг рідини, Па · с; θ – крайовий кут змочування робочою рідиною стінок мікроканалів у зоні ущільнення, град; d_k – середній діаметр одиничного мікроканалу в стику ущільнювальних елементів.

Вираз (9) можна використати для експериментального визначення діаметра одиничного усередненого мікрокапіляра в стику ущільнювальних поверхонь. Для цього за результатами експерименту (рис. 4–8) необхідно визначити капілярний тиск робочої рідини в стику ущільнення. Результати обробки експериментальних даних зведено у таблицю.

Експериментальні данні

Experimental data

	Джерело даних				
	Рис. 4	Рис. 5	Рис. 6	Рис. 7	Рис. 8
Погонний контактний тиск, q , Н/мм	2,6	4,0	5,3	7,6	9,7
Капілярний тиск, p_k , $\cdot 10^5$ Па	1,3	1,75	2,0	5,5	8,0
Діаметр капіляра, d_k , мкм	0,508	0,33	0,25	0,174	0,165

За експериментальними даними проведено апроксимацію залежності $d_k = f(q)$. Вона має такий вигляд:

$$d_k = 2,00071e^{-0,6q} + 0,157401.$$

На рис. 9 суцільною лінією показано залежність діаметра усередненого мікрокапіляра в стику ущільнювальних поверхонь, що одержана внаслідок перерахунку експериментальних даних.

Заштрихована зона – розрахункові значення діаметра одиночного усередненого мікрокапіляра в стику ущільнювальних поверхонь, одержана з використанням контактної моделі запропонованої в роботі [10].

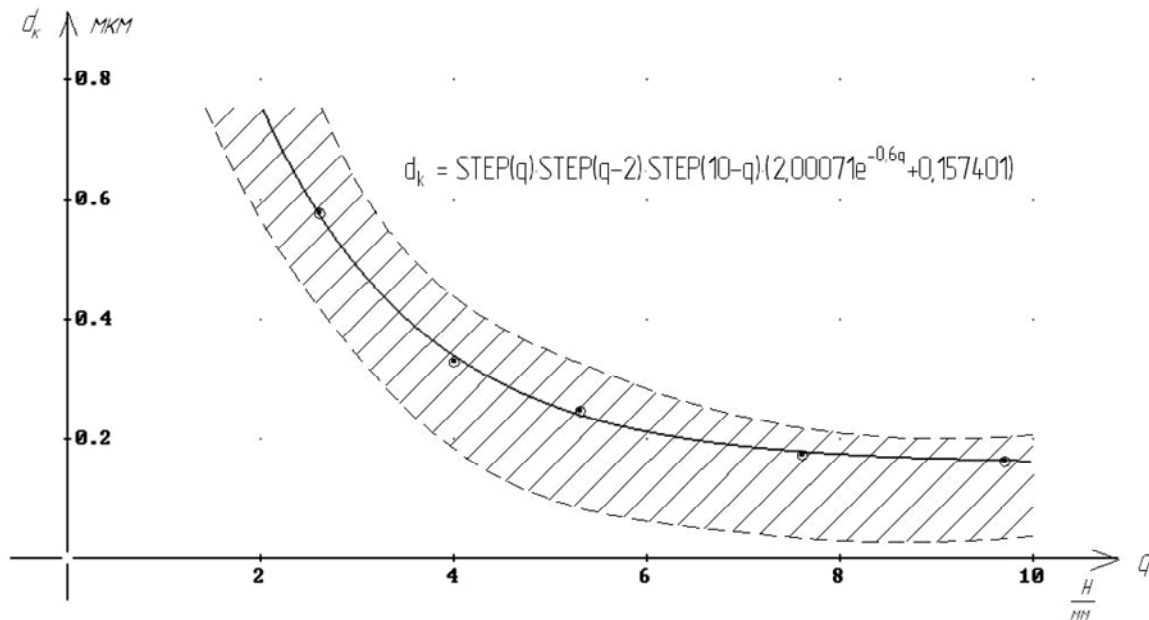


Рис. 9. Залежність діаметра усередненого капіляра в контакті ущільнювальних елементів від погонного зусилля герметизації

Fig. 9. The dependence of the diameter of the averaged capillary in the contact of the sealing elements on the running force of sealing

У розрахунках, як і в експерименті, використовували розрахункові параметри для перетікання дистильованої води через металополімерний стик, утворений контактом сідла, виконаного зі сталі Х18Н9Т клапанного ущільнювача, виконаного з гуми марки ИРП-1319Е $\sigma = 5 \cdot 10^6$ Па; поверхневий натяг рідини $\sigma = 7,27 \cdot 10^{-2}$ Па · м; крайовий кут змочування рідини $\theta = 63^\circ$.

Збіжність результатів експериментальних і розрахункових досліджень вказує на можливість застосування запропонованої моделі процесу герметизації металополімерних клапанних ущільнень для забезпечення їх працездатності в експлуатаційних умовах.

Висновки

1. Визначення величини оптимального протитиску газового середовища полягає у визначенні напружено-деформованого стану контактуючих елементів ущільнення, розрахунку усереднених геометричних параметрів мікроканалів, що утворюються в стику, та розрахунку капілярного тиску робочого середовища в зоні контакту.

2. Оптимальне значення тиску підпорного газового середовища складається з суми тиску робочого середовища та половини капілярного тиску робочої рідини в стику ущільнювальних елементів ПГА.

3. Експериментальні дослідження герметичності двостороннього гідропневмоклапана підтверджують відповідність значень реальних капілярних тисків у зоні ущільнення до розрахункових. Це доводить адекватність моделі процесу герметизації запірного елемента ПГА.

4. Підпорний ефект можна використати при герметизації як рідинного робочого середовища за допомогою баластного газу, так і газового робочого середовища за допомогою баластної рідини.

1. Чегодаев Д. Е., Мулюкин О. П. Элементы клапанных устройств авиационных агрегатов и их надежность. – М.: Изд-во МАИ, 1994. – 208 с.: ил.
2. Шеремета Р. М., Білоус Б. Д. Аналіз причин виникнення течі через ущільнювальні елементи // Вісник Держ. ун-ту “Львівська політехніка” “Проблеми економії енергії”. – 1999. – № 2.
3. Шеремета Р. М., Тижай В. С. Підвищення точності контролю герметичності пневмо-гідросистем // Вісник ЛПІ “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні”. – 1990. – № 246
4. Продан В. Д. Герметичность разъемных соединений оборудования, эксплуатируемого под давлением рабочей среды / В. Д. Продан. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО “ТГТУ”, 2012. – 280 с.
5. Шеремета Р. М. Визначення контактної зусилля герметизації в стику клапанного ущільнення. Вісник держ. ун-ту “Львівська політехніка” “Проблеми економії енергії”, спеціальний випуск, 1998 р., 1^а Міжнародна наук.-практ. конф. “Проблеми економії енергії”, Львів, 16–19 червня 1998 р.
6. Шеремета Р. М. Забезпечення роботоздатності деталей металополімерних клапаних ущільнень: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Львів, 2000. – 20 с.
7. http://files.lib.sfu-kras.ru/ebibl/umkd/u_course/Lekc/Part2/Glava6/6.10.htm
8. Шеремета Р. Н., Долотов А. М., Огар П. М., Пушкарский Я. А. Рациональное конструирование затворов трубопроводной арматуры // Тез. докл. зональной н/т конф. “Пути совершенствования конструкций элементов трубопроводной арматуры”. – Пенза, 1988. – С. 75–76.
9. Шеремета Р. М. До питання оптимального профілювання металополімерних ущільнюючих елементів // Вісник Державного університету “Львівська політехніка” Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – 1999. – № 359. – С. 67–70.
10. Огар П. М., Шеремета Р. М., Лханаг Д. Герметичность металлополимерных стыков шероховатых поверхностей: монография. – Братск: Изд-во БрГУ, 2006.
11. <http://ndt-testing.ru/germetichnost-sistemy.html>
12. Шатинский В. Ф. Исследование герметичности металлических уплотнений арматуры для жидких и газовых сред / В. Ф. Шатинский, М. С. Гойхман, Р. Н. Гарлинский // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1975. – № 8. – С. 33–34.
13. Forest, O. Metal-to-Metal and Metal Gasketed seals / O. Forest, J. Rathbum // Machin Design. – 1985. – August 5.

R. M. Sheremeta, Z. A. Stotsko
Lviv Polytechnic National University

PROVIDING MINIMIZATION OF LIQUID PHASE LEAKS THROUGH THE VALVE SEAL WITH THE USE OF CAPILLARY COMPRESSION

© Sheremeta R. M., Stotsko Z. A., 2019

Aim. Substantiation of the optimum pressure value of the supporting gas medium, which will ensure the minimum leakage of the liquid medium through the joint of the valve seal. **Method.** As the research object the Electric hydro-pneumatic two-way valve (EHTV) has been chosen. The force factors caused by the action of the sub-valve pressure, the super-valve pressure and the force of the drive spring are determined. Taking into account the complexity of the computational determination of these environmental influences, the method of experimental determination of the total sealing force of the valve seal is developed. This technique was developed for both viscous and molecular leakage modes of the sealed medium. Using the determined sealing force of the valve seal, a series of experimental tests of the EHTV for the ability to seal the fluid medium at variable supporting gas medium pressure values. **Results.** The dependence of the optimal value of the gas medium backpressure on the complex of the design parameters of the valve seal, as well as on the stressed deformed state of the contacting elements of the seal, is determined. An expression was obtained which determines the optimal value of the gas backpressure. Convergence of experimental results and calculated values of the microchannel equivalent hydraulic diameter indicates the possibility of applying the proposed model of the sealing metal-polymer valve seals process to ensure their operational efficiency. **Scientific novelty.** The proposed valve seal sealing model and the method of testing for tightness guarantees minimum leakage through such seals with high probability. **Practical significance.** The results of the studies allows to determine capillary pressure at the junction of the sealing surfaces of the seals, as well as to determine the equivalent hydraulic diameter of the microchannel through which leaks of the sealed medium occur.

Key words: tightness, valve seal, capillary pressure, supporting gas environment, equivalent hydraulic diameter of microchannel.

1. Chegodayev D. E., Mulyukin O. P. Elementy klapannykh ustroystv aviatsionnykh agregatov i ikh nadezhnost. – M.: Izd-vo MAI. 1994. – 208 s.: il.
2. Sheremeta R. M., Bilous B. D. Analiz prychny vynyknennia techi cherez ushchilniuvalni elementy. Visnyk DULP “Problemy ekonomii enerhii”, # 2, 1999r.
3. Sheremeta R. M., Tyzhai V. S. Pidvyshchennia tochnosti kontroliu hermetichnosti pnevmo- hidrosystem. Visnyk LPI № 246 “Optymizatsiia vyrobnychykh protsesiv i tekhnichni kontrol v mashynobuduvanni i prykladobuduvanni”, 1990 r.
4. Prodan V. D. Germetichnost` raz`emny`kh soedinenij oborudovaniya, ekspluatiruemogo pod davleniem rabochej sredy` / V. D. Prodan. – Tambov : Izd-vo FGBOU VPO “TGTU”, 2012. – 280 s.
5. Sheremeta R. M. Vyznachennia kontaktnoho zusyillia hermetyzatsii v styku klapannoho ushchilnennia. Visnyk DULP “Problemy ekonomii enerhii”, spetsialnyi vypusk, 1998 r., 1a Mizhnarodna nauk.-prakt. konf. “Problemy ekonomii enerhii”, Lviv, 16–19 chervnia 1998 r.
6. Sheremeta R. M. Zabezpechennia robotozdatnosti detalei metalopolimernykh kla-pannykh ushchilnen. Avtoreferat dysertatsii na zdobuttia naukovooho stupenia k. t. n. Lviv, 2000. 20 s.
7. http://files.lib.sfu-kras.ru/ebibl/umkd/u_course/Lec/Part2/Glava6/6.10.htm
8. Sheremeta R. N., Dolotov A. M., Ogar P. M., Pushkarskiy Ya. A. Ratsionalnoye konstruirovaniye zatvorov truboprovodnoy armatury // Tez. dokl. zonalnoy n/t konf. “Puti sovershenstvovaniya konstruktsiy elementov truboprovodnoy armatury”. – Penza. – 1988. – S. 75-76
9. Sheremeta R. M. Do pytannia optymalnoho profiliuvannia metalopolimernykh ushchilniuiuchykh elementiv // Visnyk Derzhavnoho universytetu “Lvivska politekhnikha”. Optymizatsiia vyrobnychykh protsesiv i tekhnichni kontrol v mashynobuduvanni i prykladobuduvanni. – 1999. – # 359 – S. 67–70.
10. Ohar P. M., Sheremeta R. M., Lkhanah D. Hermetichnost metallopolymernykh stykov sherokhovatykh poverkhnosti. Monohrafiya. – Bratsk: yzd-vo BrHU, 2006.
11. <http://ndt-testing.ru/germetichnost-sistemy.html>
12. Shatinskij V. F. Issledovanie germetichnosti metallicheskikh uplotnenij armatury` dlya zhidkikh i gazovykh sred / V. F. Shatinskij, M. S. Gojkhman, R. N. Garlinskij // Khimicheskoe i neftyanoe mashinostroenie. – 1975. – # 8. – S. 33–34
13. Forest, O. Metal-to-Metal and Metal Gasketed seals / O. Forest, J. Rathbum // Machin Design. – 1985. – August 5.