

О. С. Мачуга¹, к.ф.-м.н., доцент,
О. М. Яхно², д.т.н., професор

¹ Національний лісотехнічний університет України

² Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДО ПИТАННЯ ПРО ОЦІНКУ РЕСУРСУ РУХОМИХ УЩІЛЬНЕНЬ ГІДРОПРИВОДІВ МАШИН

Стан рухомих ущільнюючих елементів залежить від ряду експлуатаційних умов, зокрема тиску та в'язкісних параметрів рідини в гідросистемі, пружно-пластичних властивостей матеріалу ущільнювачів, характеристик тертя та стійкості до зносу контактних пар «ущільнювач – елемент конструкції» [1]. В роботі сформульовано підхід до оцінки ресурсу рухомих ущільнень з позицій ексергійного аналізу процесів зносу матеріалу.

Розглядається гідроциліндр із ущільненням. На шток гідроциліндра діє зовнішня сила F , внаслідок чого поршень може рухатись із швидкістю v у відповідному напрямку, витискаючи рідину із робочої порожнини в напірний патрубок (рисунок 1, а). В довільний момент часу поршень переміщується на відстань x від початкового положення, яке відповідає ненавантаженому стану. Тоді потенційна енергія стисненої рідини E_{II} в розглядуваний момент часу:

$$E_{II} = \frac{p^2}{2E} \frac{\pi D^2}{4} (L - x), \quad (1)$$

де E – модуль пружності робочої рідини, зміст інших позначень в (1) зрозумілий із рисунка. Припустимо, що матеріал циліндра, поршня та ущільнюючого елемента не накопичують деформацій у розглядуваному процесі. Тоді із (1) слідує, що потенційна енергія системи зменшується під час руху, не зважаючи на ту обставину, що зовнішня сила виконує над розглядуваною системою відповідну механічну роботу. Отже енергетичний аналіз процесів, що відбуваються, потребує більш прискіпливого розгляду. Зокрема пропонується розглядати систему за використання структурування енергії, як суму ексергії та анергії [2]. Ексергія є частина енергії системи, яка може бути передана в процесі взаємодії у вигляді механічної роботи, анергія – інша частина енергії системи, яка характеризує енергетичний рівень оточуючого середовища, анергія не може передавати іншим тілам системи (низькотемпературне тепло, поверхнева енергія тощо).

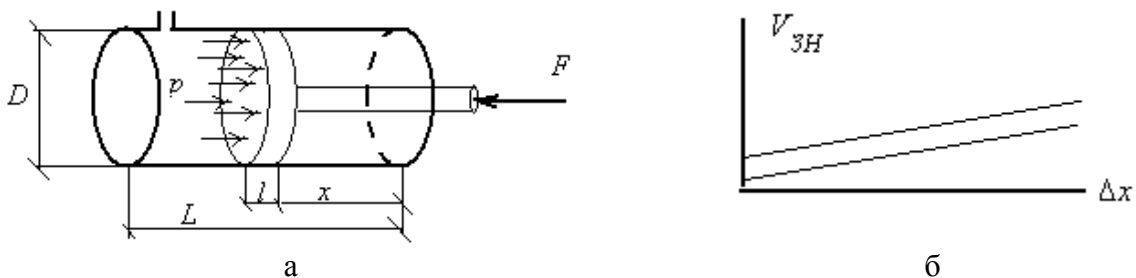


Рисунок 1 – Рух поршня із ущільнювачем: а – схема навантаження, б – залежність верхньої межі зносу від переміщення поршня

Розглянемо спочатку ідеальний випадок рівноваги поршня під дією сили F за відсутності витікання рідини із напірного патрубку. Потенційна енергія системи E_{II}^{i0} співпадатиме із ексергією Ex та матиме вигляд:

$$E_{II}^{i0} = \frac{2 \cdot F^2}{\pi E} \frac{L}{D^2} = Ex.$$

У неідеальному випадку рівновага поршня реалізується із врахуванням протікання рідини через ущільнюючий елемент між поршнем та циліндром. Нехай ΔQ – відповідна втрата рідини через нещільність товщиною H . Внаслідок цього поршень переміщується - «просідає» – на відстань Δx за проміжок часу Δt . Ексергія системи зменшується в такому процесі і набуває наступного вигляду:

$$E_x = \frac{p^2}{2E} \frac{\pi D^2}{4} (L - \Delta x). \quad (2)$$

Товщина нещільності є зниклою мала у порівнянні до діаметра поршня, тому використовуємо відношення для витікання рідини через плоску щілину [3] та спрощуємо його у випадку лінійного закону зміни тиску уздовж осі поршня:

$$\Delta Q = \frac{\pi D H^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{\pi D p}{12\mu l} H^3, \quad (3)$$

де μ – динамічна в'язкість рідини, l – товщина ущільнення поршня, яку для простоти даного викладу приймемо рівною довжині поршня. Зазначимо, що відношення (3) сформовано для ньютонівської рідини, однак даний виклад можливо використовувати для середовищ із довільними реологічно-в'язкісними властивостями.

Вважатимемо, що величина Δx лінійно пов'язана із швидкістю руху поршня під час його «просідання» - $v_{\Delta Q}$ - внаслідок тривалого в часі процесу. Підсумовуючи, запишемо вирази для зміщення Δx у вигляді:

$$v_{\Delta Q} = \frac{\Delta x}{\Delta t}, \quad v_{\Delta Q} = \frac{4 \cdot \Delta Q}{\pi D^2} = \frac{p H^3}{3\mu l D} \Rightarrow \Delta x = \frac{p H^3}{3\mu l D} \Delta t. \quad (4)$$

Виходячи із (3), середня швидкість витікання рідини через нещільність:

$$v_{\Delta Q}^{FL} = \frac{\Delta Q}{\pi D H} = \frac{p H^2}{12\mu l}. \quad (5)$$

Із співставлення швидкостей (4) та (5):

$$\frac{v_{\Delta Q}}{v_{\Delta Q}^{FL}} = \frac{4H}{D}. \quad (6)$$

слідє наступний висновок: швидкість «просідання» поршня є нікчемно малою у порівнянні із середньою швидкістю просочування рідини нещільністю, розглядуваний процес є близьким до процесу витікання рідини через плоску щілину, тому розподіл швидкості уздовж поперечної до нещільності координати є квадратичним, а дотичних напружень τ – лінійним.

Приріст внутрішньої енергії розглядуваної системи внаслідок її нагрівання в процесі в'язкого тертя в об'ємі рідини, що просочується через нещільність, визначається потужністю дисипативних сил:

$$N_{\mu} = \iiint_{\Omega} \tau \frac{du}{dh} d\Omega = \mu \iiint_{\Omega} \left(\frac{du}{dh} \right)^2 d\Omega = \mu \pi D l \int_{-H/2}^{H/2} \left(\frac{du}{dh} \right)^2 dh, \quad (7)$$

де h , Ω – відповідно біжуче значення координати вздовж товщини нещільності та її об'єм, u – біжуче значення розподілу швидкості рідини товщиною щілини. Враховуючи в (7) зауваження, сформульовані після відношення (6) та відомий квадратичний розподіл швидкості u [3], отримаємо вираз енергії в'язких дисипативних сил, яка накопичується системою протягом часу Δt :

$$E_{\mu} = N_{\mu} \cdot \Delta t = \frac{\pi D p^2}{12\mu l} \cdot H^3 \cdot \Delta t. \quad (8)$$

Допустимо, що розглядуваний рух поршня може призвести до зносу частини матеріалу ущільнювача. Нехай такий процес характеризується енергетичними втратами E_{3H} , які необхідні для зносу об'єму V_{3H} матеріалу. Припустимо:

$$E_{3H} = \chi \cdot V_{3H}, \quad (9)$$

де χ – питома об'ємна енергія, необхідна на знос одиниці об'єму матеріалу русла. Наслідуючи [4] приймемо нелінійну модель зносу в наступному вигляді:

$$V_{3H} = k\tau v^n \quad (10)$$

де τ – усереднені по поверхні контакту тангенційні напруження, k – коефіцієнт пропорційності, який визначається трибологічними властивостями матеріалу ущільнювача, v – швидкість руху поршня відносно корпуса гідроциліндра, n – ступінь нелінійності. Із відношень (9), (10) отримаємо:

$$E_{3H} = \chi k \tau v^n = K \cdot v^n. \quad (11)$$

де K – модуль зносу. У розглядуваному випадку швидкість v визначається відношенням (4), тоді із (11) отримаємо:

$$E_{3H} = K \cdot \left(\frac{\Delta x}{\Delta t} \right)^n \quad (12)$$

До енергетичних чинників розглядуваного процесу, залучимо енергію потоку рідини, що протікає через нещільність:

$$E_{\text{пот}} = \int_{\Omega} \rho g \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v}{2g} + z \right) d\Omega = \int_{\Omega} (p + \rho g z) d\Omega + \frac{\pi D^3 \rho l}{32H} \cdot v_{\Delta Q}^2. \quad (13)$$

Перший доданок в (13) не залежить від швидкості «просідання», другий отримано заміною реальної швидкості потоку рідини v на усереднену $v_{\Delta Q}^{FL}$ з подальшим використанням (6).

Наслідуючи метод, викладений в [4], записуємо варіаційну нерівність для ексергії (2) і (13) та енергії (8), (12), виконуємо операцію варіювання по зміщенню Δx й отримуємо:

$$V_{3H} \leq \frac{16\mu K}{\pi D^3 \rho l} \left(p \frac{\pi D^2}{4} \left(1 + \frac{p}{2E} \right) \Delta t + K \right). \quad (14)$$

Отриманий результат свідчить про обмеження зверху об'єму знесеного матеріалу. Це обмеження залежить від реологічних властивостей рідини гідроприводу, що свідчить про часткове поглинання розсіюваної ексергії у процесах додання в'язкого тертя. Лише частина енергії витрачається на знос елементів ущільнення. Загальний вигляд залежності об'єму знесеного матеріалу від величини Δx подано на рисунку 1, б. Лінійний характер обмеження знесеного матеріалу виправдовується використанням тут лінійної моделі зносу ($n=1$). Отримані результати конкретизуються для контактних пар, використовуваних в практиці.

Відзначимо, що отримані вище результати цілком співпадають із результатами задачі про рівноважний рух поршня в процесі витікання рідини в напірний патрубок, оскільки величина Δx вибиралась довільною. Замінивши її на $\Delta x + x$, не обмежуючи нічим наведені вище викладки, отримаємо результат, еквівалентний (14).

Література

1. Вольченко А. И. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев, П. С. Красин. – Киев; Краснодар, 2015. – 371 с.
2. Энергия и эксергия / под ред. В. М. Бродянского. – М. : Мир, 1968. – 189 с.
3. Яхно О. М. Технічна гідромеханіка та основи теорії змащування / О. М. Яхно, В. М. Матієга, С. І. Одайський. – Чернівці : «Золоті литаври», 2010. – 326 с.
4. Мачуга О. С. Варіаційні нерівності та ексергійний аналіз в задачах гідромеханіки / О. С. Мачуга, О. М. Яхно // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ, 24–27 травня 2016 р. : Матеріали конференції. – Київ : 2016. – С. 61–62.