DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-6
УДК 621.225.001.4

МЕТОДИ ТА МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТЕРТЯ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОАПАРАТІВ

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING FRICTION FORCES OF CONTROL AND SHUT-OFF ELEMENTS IN HYDRAULIC DEVICES

С. О. Хованський[1*], канд. техн. наук, доцент ORCID: 0000-0003-2435-7787
І. П. Гречка[2], канд. техн. наук, доцент ORCID: 0000-0003-4907-9170
С. А. Коробова[1], аспірантка ORCID: 0000-0002-5247-8087
С. О. Голенко[2], аспірант ORCID: 0009-0009-3078-2473

[1] *Сумський державний університет*
[2] *Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»*
*e-mail: s.khovanskiy@pgm.sumdu.edu.ua

Анотація. Розглянуто фактори, що визначають величину сили тертя запірно-регулюючих елементів гідроапаратів, зокрема вплив радіального зазору, геометрії золотника та гільзи, матеріалів і властивостей робочої рідини. Запропоновано фізичну модель процесу тертя, що враховує сумарну дію контактного та рідинного тертя під час зворотно-поступального та осциляційного руху золотника. Наведено методику визначення критичної та максимальної швидкості руху золотника, а також формули для розрахунку сили тертя у запірно-регулюючих елементах. Розроблені рекомендації щодо оптимізації геометрії, вибору радіального зазору та застосування антиадгезійних покриттів і присадок у робочій рідині для зниження тертя та підвищення енергоефективності й надійності гідроапаратів. Отримані результати мають практичне значення для проєктування та експлуатації промислових гідроприводів.

Ключові слова: гідропривод, запірно-регулюючий елемент, сила тертя, радіальний зазор, контактне тертя, енергоефективність, надійність.

Постановка проблеми.

Системи промислових гідроприводів у загальному випадку складаються з насосів, контрольно-регулюючої апаратури, виконавчих механізмів і трубопроводів, а їх надійність та експлуатаційні характеристики, значною мірою, визначаються якістю й довговічністю гідравлічної апаратури, що застосовується в цих системах [1, 2, 3]. Особливе місце серед гідроапаратів посідають пристрої, у яких запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ) виконано у вигляді прецизійної пари «золотник–гільза», оскільки саме від її роботи залежить точність керування потоками робочої рідини, стабільність функціонування гідроприводу та його енергетична ефективність [1, 3, 4].

Проблема підвищення надійності та стабільності роботи промислових гідроприводів безпосередньо пов’язана з процесами тертя у прецизійних парах типу «золотник–гільза», які є ключовими елементами контрольно-регулюючої гідравлічної апаратури. Сили тертя, зокрема сили тертя спокою, істотно впливають на точність спрацювання, чутливість, енергетичну ефективність та довговічність гідроапаратів, що визначає їх експлуатаційні характеристики у складі сучасних машинобудівних і промислових систем. Наявність явищ асиметричного положення золотника, перекосу, контакту з гільзою та облітерації радіального зазору ускладнює адекватне аналітичне описання процесів тертя та зумовлює розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними, що свідчить про незавершеність існуючих моделей і підходів.

Актуальність дослідження зумовлена необхідністю створення більш точних фізико-математичних моделей сил тертя у ЗРЕ гідроапаратів прямої дії з урахуванням реальних умов їх роботи, зокрема впливу геометричних відхилень, радіальних зазорів, властивостей робочої рідини, температурних чинників та процесів адсорбційної взаємодії поверхонь. Розв'язання цієї проблеми має важливе практичне значення для підвищення надійності, ресурсу та точності промислових гідроприводів, а також для зменшення втрат енергії та підвищення керованості виконавчих механізмів.

Наукова новизна роботи полягає у поглибленні уявлень про механізми формування сил тертя спокою у парах «золотник–гільза» за умов асиметричного розташування та часткової або повної облітерації зазору, а також у врахуванні комплексного впливу конструктивних, гідродинамічних і фізико-хімічних чинників, що раніше в більшості досліджень розглядалися ізольовано або у спрощеному вигляді [1].

Аналіз останніх досліджень.

Запірно-регулюючі елементи гідроапаратів зазнають дії сил тертя, сил, що виникають унаслідок взаємодії з робочим середовищем, а також сил, прикладених з боку інших конструктивних елементів. Сили тертя спокою визначають чутливість, швидкодію та точність позиціонування золотникових елементів [2, 5, 6]. Одним із основних параметрів пари «золотник–гільза», що визначає її експлуатаційну якість, є сила тертя спокою, величина якої залежить від тиску в гідроприводі, точності геометричних форм золотника й гільзи, а також співвісності їх розташування [3, 4, 7].

На силу тертя істотно впливають величина радіального зазору в парі, матеріали елементів, якість обробки їх поверхонь, форма деталей, фізико-хімічні властивості робочої рідини, її температура та наявність у ній абразивних частинок [5, 12, 15]. При малих швидкостях руху золотника та незначних зазорів реалізується режим граничного тертя, у якому властивості поверхонь і мастильних плівок визначають роботу гідроприводу [6, 7, 8].

У багатьох теоретичних дослідженнях [3, 7, 9] при визначенні сили тертя у ЗРЕ приймали спрощене припущення про ексцентричне розташування золотника в гільзі та відсутність прямого контакту між поверхнями. Такі припущення дозволяли отримувати аналітичні залежності для розрахунку сили тертя, однак результати відповідних моделей не забезпечували задовільного узгодження з експериментальними даними, оскільки не враховували складних контактних, адгезійних і нелінійних ефектів [7, 8, 9]. Сучасні дослідження показують, що сили тертя в золотникових системах мають істотно нелінійний характер і супроводжуються проявами ефектів stick–slip, особливо в режимах малих переміщень [7, 8, 13].

Експериментальні дослідження свідчать, що фактичне положення золотника в гільзі при подачі робочої рідини, незалежно від його форми, характеризуються притисненням до однієї зі стінок гільзи, в результаті чого виникає асиметричний режим роботи та локальні зони мінімального зазору [4, 9, 10]. За таких умов у зоні контакту або квазіконтакту має місце явище облітерації щілини, яке істотно змінює умови тертя.

Облітерація щілини у ділянках із мінімальним зазором зумовлена адсорбцією полярних молекул робочої рідини на поверхнях золотника та гільзи з утворенням фіксованих молекулярних шарів, що призводить до часткового або повного зрощення поверхонь [11, 14]. Розвитку цього процесу сприяє утворення вузьких перетинів у зазорі, які виникають під дією неврівноважених радіальних сил, зокрема через нерівномірний розподіл тиску в кільцевому зазорі, позацентрове прикладання сили пружини та конструктивні похибки її напрямних [3, 10]. У результаті цього сили тертя спокою можуть у десятки й сотні разів перевищувати сили тертя під час усталеного руху, що негативно впливає на точність і стабільність роботи гідроприводу [7, 13].

Облітерація щілини істотно проявляється при радіальних зазорах менше ніж 20 мкм, тоді як за більших значень зазору її вплив на витрату робочої рідини та силу тертя

є незначним [3, 4, 9]. Величина радіального зазору у парі «золотник–гільза» визначається діаметром золотника, типом гідроапарата та умовами експлуатації і для більшості апаратів машинобудівного гідроприводу перебуває в межах від 2 до 40 мкм [1, 3]. Для гідроапаратів прямої дії, у яких діаметри ЗРЕ, як правило, не перевищують 20 мм, характерні зазори менше ніж 20 мкм, що обумовлює необхідність обов'язкового врахування процесів облітерації при їх проєктуванні та розрахунку [4, 10].

У загальному випадку сила тертя спокою може бути визначена аналітично лише з певним ступенем наближення за умови детального врахування геометрії ЗРЕ, матеріалів, якості обробки поверхонь, властивостей робочої рідини та умов навантаження [7, 11]. Водночас сили, зумовлені процесами облітерації, адсорбції та забруднення, доцільно визначати експериментальними методами, що підтверджується результатами сучасних досліджень золотникових гідравлічних клапанів [4, 9, 13].

Зменшення негативного впливу сил тертя спокою можливе шляхом оптимізації геометрії золотника й гільзи, застосування антиадгезійних і зносостійких покриттів, а також використання робочих рідин зі спеціальними присадками, що знижують граничне тертя та ймовірність виникнення ефектів stick–slip [12, 14, 15]. Подальші дослідження доцільно спрямувати на чисельно-експериментальне моделювання контактних і трибологічних процесів у прецизійних парах з урахуванням мікрогеометрії поверхонь і реальних умов навантаження, оскільки результати такого аналізу мають важливе прикладне значення для підвищення точності, енергоефективності та надійності промислових гідроприводів [10, 11, 15].

Методологія дослідження.

Мета дослідження полягає у визначенні та оптимізації сил тертя в ЗРЕ гідроприводів для підвищення точності позиціонування золотника, зменшення гістерезису статичної характеристики та підвищення енергоефективності і надійності промислових гідроприводів. Завдання дослідження включають аналіз впливу конструктивних параметрів золотника та гільзи (радіальний зазор, розвантажувальні канавки, конусність) на силу тертя спокою та рідинне тертя; дослідження впливу фізико-хімічних властивостей робочої рідини та умов експлуатації на величину сил тертя в ЗРЕ; розробку математичної та фізичної моделей переміщення золотника, які враховують асиметричне положення, облітерацію щілини, адгезію та гідродинамічні ефекти; визначення ефективної сили для переміщення золотника та оцінку умов зниження гістерезису і усунення заклинювання; формування рекомендацій щодо конструктивної оптимізації та використання спеціальних присадок для зменшення сил тертя.

Для зменшення сил тертя в ЗРЕ, окрім підбору матеріалу та високої якості обробки поверхонь, на ущільнювальних поясках золотників застосовуються різні конструктивні рішення: прямокутні розвантажувальні канавки шириною 0,3–0,5 мм і глибиною 0,6–1 мм; надання золотнику конусності для гідростатичного центрування; обертальні або зворотно-поступальні коливальні рухи з невеликою амплітудою та високою частотою. Ці методи дозволяють знизити силу тертя, гістерезис статичної характеристики та ймовірність заклинювання золотника.

Силу тертя спокою можна оцінити за залежністю

$$F_{mp0} = \pi \cdot p\left(\frac{d_1^2 - d_2^2}{8}\right), \qquad (1)$$

де p – тиск під торцем золотника, при якому починається його рух; d_1 і d_2 – діаметри гільзи та золотника.

Ця сила залежить від багатьох технологічних і експлуатаційних факторів і зазвичай визначається експериментально. Для приблизного визначення сили тертя при проєктуванні нових гідроапаратів використовуються експериментальні дані, наведені в

таблиці 1, де F – ефективна сила, необхідна для переміщення золотника, що включає силу тертя спокою та гідродинамічну складову.

Таблиця 1. Експериментальні дані гідроапаратів

d_2, мм	6	10	16	20	25	30	35
p, МПа	10	10	10	10	6,3	6,3	6,3
F, Н	5	8	15	20	30	40	50

Для зниження гістерезису статичної характеристики величина ефективної сили повинна перевищувати силу тертя спокою у 10 разів, а для усунення заклинювання золотника – у 50 разів.

У загальному випадку при розгляді сили тертя враховуються її види: тертя спокою, кінематичне, без змазки, граничне та рідинне. Для кожного виду використовуються відповідні фізичні моделі, а коефіцієнти тертя визначаються експериментально.

Силу рідинного тертя в ЗРЕ оцінюють за формулою:

$$F_{mpv} = \frac{\pi \cdot d_2}{2} \delta \cdot \Delta p \mp \mu_д \frac{\pi \cdot d_2}{\delta}, \qquad (2)$$

де δ – радіальний зазор; Δp – перепад тиску. Формула (2) дозволяє лише приблизно оцінити рідинне тертя, оскільки реальні умови включають зміну тиску, температури та в'язкості рідини.

Радіальний зазор є ключовим параметром для нормальної роботи гідроапарата: він має перевищувати максимальні тверді частинки у рідині та забезпечувати мінімальні втрати потужності. Для гідроапаратів прямої дії з діаметром ЗРЕ до 20 мм зазори менше 20 мкм обов'язково враховують процеси облітерації щілини та адгезійні ефекти.

Для додаткового зменшення сил тертя застосовують антиадгезійні та зносостійкі покриття на поверхнях золотника і гільзи, спеціальні присадки у робочих рідинах, а також оптимізують геометрію канавок і конусність золотника для гідростатичного центрування.

Таким чином, розроблена фізична модель переміщення внутрішнього ротора дозволяє оцінювати сили тертя спокою та рідинного тертя, прогнозувати вплив конструктивних і матеріальних параметрів на точність позиціонування та гістерезис статичної характеристики, а також формувати науково обґрунтовані рекомендації для підвищення точності, енергоефективності та надійності промислових гідроприводів.

Результати дослідження.

Визначення раціонального радіального зазору ЗРЕ здійснюється за умови симетричного розташування золотника в гільзі та його руху під дією перепаду тиску на торцях у позитивному напрямку вздовж осі x зі швидкістю v. Розрахунки проводяться на основі схеми, наведеної на рис. 1.

Вважаємо, що відомі такі параметри: діаметр гільзи d, довжина пояска золотника L_b, тип робочої рідини та її температура, перепад тиску на торцях золотника Δp, початкове значення радіального зазору δ_0.

Втрати потужності в парі «золотник–гільза» визначаються за залежністю:

$$N_q = Q \cdot \Delta p, \qquad (3)$$

де Q – об'ємна витрата рідини в парі «золотник–гільза», що виникає через рух золотника та витоки через кільцеву щілину.

Використовуючи залежності для визначення об'ємної витрати, формулу (3) можна подати у вигляді:

$$N_q = \pi \cdot d_1 \cdot \delta_0 \left(\frac{\upsilon_{0x}}{2} + \frac{\Delta p}{12\mu_д \cdot l} \cdot \delta_0^2 \right) \Delta p = \frac{\pi}{2} d_1 \cdot \upsilon_{0x} \cdot \delta_0 \cdot \Delta p + \frac{\pi \cdot d_1}{12\mu_д} \Delta p^2 \frac{\delta_0^3}{l}. \qquad (4)$$

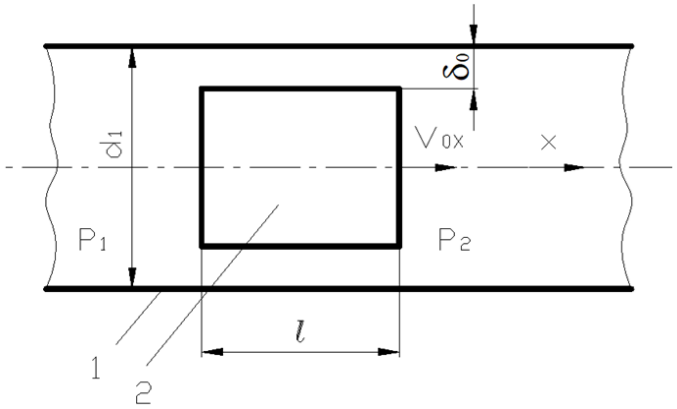

Рис. 1. Схема для визначення радіального зазору в ЗРЕ: 1 – гільза; 2 – золотник

Втрати потужності на тертя при русі золотника визначаються за залежностями:

$$N_{mpv} = F_{mpv} \cdot v_{0ч}, \tag{5}$$

$$N_{mp\upsilon} = \pi \cdot d_1 \cdot l\left(\mu_\partial \cdot \frac{\upsilon_{0x}}{\delta_0} - \frac{\Delta p}{2l} \cdot \delta_0\right)\upsilon_{0x} = \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot \mu_\partial \frac{\upsilon_{0x}^2}{\delta_0} - \frac{\pi \cdot d_1}{2}\Delta p \delta_0 \upsilon_{0x}, \tag{6}$$

$$N = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}\Delta p \cdot \upsilon_{0x}. \tag{7}$$

Вводимо відносні потужності:

$$\frac{N_q}{N} = \frac{2\delta_0}{d_1} + \frac{\Delta p \cdot \delta_0^3}{3\mu_\partial \cdot l \cdot d_1 \cdot \upsilon_{0x}}, \tag{8}$$

$$\frac{N_{mp\upsilon}}{N} = -\frac{2\delta_0}{d_1} + \frac{4\mu_\partial \cdot l \cdot \upsilon_{0x}}{\Delta p \cdot d_1 \cdot \delta_0}, \tag{9}$$

$$\frac{N_q + N_{mp\upsilon}}{N} = \frac{\Delta p \cdot \delta_0^3}{3\mu_\partial \cdot l \cdot d_1 \cdot \upsilon_{0x}} + \frac{4\mu_\partial \cdot l \cdot \upsilon_{0x}}{\Delta p \cdot d_1 \cdot \delta_0}. \tag{10}$$

За отриманими залежностями (8) – (10) будуються графіки відносних втрат потужності як функції радіального зазору δ та графічним методом визначається його раціональне значення, яке уточнюється з урахуванням технологічних можливостей виробництва.

Як зазначалося раніше, одним із ефективних способів зменшення сили тертя спокою є надання золотнику ЗРЕ високочастотного зворотно-поступального коливального руху з малою амплітудою. При такому русі розташування золотника щодо гільзи завжди асиметричне, і на кінцях золотника можуть утворюватися зони контакту з гільзою, а в інших ділянках поверхні золотник і гільза розділені змінним зазором (рис. 2).

Фізична модель процесу тертя, побудована на основі експериментальних даних, визначає силу тертя як суму:

$$F_{mp} = F_{mpv} + F_{mpvк}. \tag{11}$$

На початковому етапі, коли швидкість руху золотника мала, сила тертя визначається переважно контактним тертям і може оцінюватися як:

$$F_{mp} \approx F_{mpvк} = 2\, F_r \cdot k_{mpк0}. \tag{12}$$

Радіальна сила визначається моментом перекидання золотника в гільзі через несиметричне прикладання сили пружини. При малому куті перекосу можна записати:

$$F_r = \frac{2 \cdot F_{np} \cdot e_{np}}{L}. \tag{13}$$

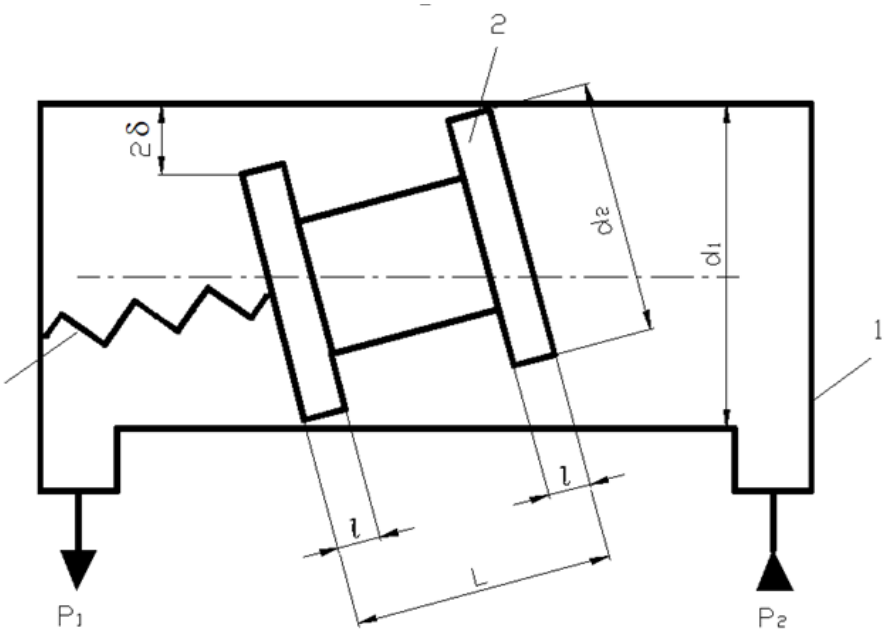

Рис. 2. Схема для визначення сили тертя в ЗРЕ: 1 – гільза; 2 – золотник; 3 – пружина

Експериментальні дані показують, що при нормальних температурах робочої рідини в гідроапаратах існує виражене змішане тертя з переважанням контактного, причому на початковому етапі руху F_r = const. Величина коефіцієнта μ залежить від в'язкості рідини, довжини направляючих поясків золотника та радіального зазору і в розглянутому випадку лежить у межах 0,21–0,02.

Для поліпшення динамічних характеристик гідророзподільників із пропорційним електричним керуванням рекомендується надавати ЗРЕ високочастотні зворотно-поступальні коливання (150–200 Гц). При максимальній швидкості руху золотника змащення переходить від змішаної до рідинної, що дозволяє розрахувати критичні та максимальні швидкості для формування фізичної моделі процесу тертя та оцінки сили тертя за наведеною методикою.

Таким чином, отримані дослідження дозволяють встановити, що сила тертя в ЗРЕ промислових гідроприводів визначається комплексною взаємодією контактного та рідинного тертя, радіального зазору, геометрії золотника та гільзи, а також параметрів робочої рідини. Раціональний вибір радіального зазору забезпечує мінімальні втрати потужності та стабільність роботи гідроапарата. Встановлено, що ефективне зменшення сили тертя спокою досягається за рахунок використання конструктивних рішень (розвантажувальні канавки, конусність, високочастотні коливання золотника), а також застосування антиадгезійних покриттів і спеціальних присадок у робочій рідині.

Розроблена фізична модель руху золотника та обліку сил тертя дозволяє прогнозувати поведінку ЗРЕ у різних режимах експлуатації, визначати критичні та максимальні швидкості руху золотника, оцінювати гістерезис статичної характеристики та вплив облітерації щілини. Це дає змогу оптимізувати конструктивні та технологічні параметри гідроапаратів, підвищуючи їх точність, енергоефективність та надійність у промислових системах.

Висновки.

Проведені дослідження показали, що сила тертя в запірно-регулюючих елементах гідроапаратів визначається складною взаємодією контактного та рідинного тертя, величиною радіального зазору, геометрією золотника і гільзи, а також фізико-хімічними властивостями робочої рідини. Раціональний вибір радіального зазору, площі поверхонь, що контактують, та обсягів золотника і гільзи критично впливає на мінімізацію втрат потужності та забезпечення стабільної роботи гідроапарата.

Окрім традиційних конструктивних і технологічних рішень, ефективне зменшення сили тертя досягається шляхом надання золотнику ЗРЕ високочастотного зворотно-поступального осцилюючого руху з малою амплітудою, застосування антиадгезійних і зносостійких покриттів, а також використання спеціальних присадок у робочій рідині. Ці заходи дозволяють зменшити гістерезис статичної характеристики, ймовірність заклинювання золотника та забезпечити оптимальні енергетичні характеристики.

У переважній більшості випадків при зворотно-поступальному русі золотника ЗРЕ він працює в умовах змішаної змазки, при якій коефіцієнт тертя залишається практично постійним. При перевищенні критичної швидкості рух переходить у рідинну змазку, що суттєво зменшує контактне тертя та інтенсивність зносу поверхонь.

Розроблена фізична модель руху золотника та врахування сил тертя дає можливість визначати критичні та максимальні швидкості руху, оцінювати силу тертя для різних режимів, прогнозувати динамічну поведінку ЗРЕ та оптимізувати конструктивні параметри гідроапаратів. Це забезпечує науково обґрунтовану методику проєктування та експлуатації ЗРЕ на різних режимах роботи.

Застосування отриманих залежностей та рекомендацій дає змогу підвищити точність, енергоефективність та надійність промислових гідроприводів, а також забезпечує основу для подальших досліджень контактних і трибологічних процесів у прецизійних парах «золотник–гільза». Перспективним напрямом подальших досліджень є чисельно-експериментальне моделювання сил тертя з урахуванням мікрогеометрії поверхонь, реальних умов навантаження та динамічних коливань золотника для підвищення точності та ресурсу гідроапаратів.

Список використаних джерел.

1. Fan S., Xu R., Ji H., Yang S., Yuan Q. Experimental investigation on contaminated friction of hydraulic spool valve. *Applied Sciences*, 2019. 9(23). 5230. https://doi.org/10.3390/app9235230

2. Li R., Sun Y., Wu X., Zhang P., Li D., Lin J., Xia Y., Sun Q. Review of the research on and optimization of the flow force of hydraulic spool valves. *Processes*, 2023. 11(7). 2183. https://doi.org/10.3390/pr11072183

3. Hong S. H., Kim K. W. The validity of the Reynolds equation in spool valve analysis considering cavitation. *Friction*, 2016. 4. 266–276. https://doi.org/10.1007/s40544-016-0125-7

4. Jing Jiang Yan, Jian Ke, Huan Long Liu, Guo Zhi Wang, Da Hai Zhou. The influence of the material properties on the hydraulic spool valve's viscous temperature rise. *Applied Mechanics and Materials*, 2013. 365–366.277–280. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.365-366.277

5. Wang Z. Q., Guo L. Y. Investigation for spool sluggishness and jamming of hydraulic proportional remote control valves. *Advanced Materials Research*, 2012. 488–489. 1762–1766. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.488-489.1762.

6. Chen Q. P., Liu M., Ji H., Xing H. H., Zhao H. K. Characterization of hydraulic spool clamping triggered by solid particles based on mechanical model and experiment research. *Applied Sciences*, 2024. 14 (19). 8880. https://doi.org/10.3390/app14198880

7. Şen S., Şimşek R. D. Investigation of thermal behavior and orifice flow characteristics of aeronautic hydraulic servo-proportional valve spool-sleeve structure with numerical simulations. *International Journal of Aeronautics and Astronautics*, 2022. 3 (3). 120–131. https://doi.org/10.55212/ijaa.1208520

8. Chen Q. P., Ji H., Xing H. H., Zhao H. K. Experimental study on clamping force characteristics of hydraulic spool valve. *Engineering Failure Analysis*, 2021. 129. 105698. https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105698

9. Ledvoň M., Hružík L., Bureček A., Polášek T., Dýrr F., Kolář D. Experimental and numerical analysis of flow force acting on the spool of proportional directional valve. *Processes*, 2023. 11 (12). 3415. https://doi.org/10.3390/pr11123415

10. Gong J., Zhang D. Q., Guo Y., Liu C. S., Zhao Y. M., Hu P., Quan W. C. Power control strategy and performance evaluation of a novel electro-hydraulic energy-saving system. *Applied Energy*, 2019. 233–234. 724–734. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.066

11. Manring N. D. Modeling spool-valve flow forces. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition Proceedings*, 2004. https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59038.

12. Zhang J., Yang M., Xu B. Design and experimental research of a miniature digital hydraulic valve. *Micromachines*, 2018. 9 (6). 283. https://doi.org/10.3390/mi9060283

13. Li R., Wang Z., Xu J., Yuan W. Design and optimization of hydraulic slide valve spool structure based on steady state flow force. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2024. 96. 102568. https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2024.102568

14. Kuleshkov Y., Rudenko T., Krasota M., Shtompel Y. The features of cog engagement's functioning of gear hydraulic machines. *MAPIEA Journal*, 2024. 10 (41). 119–132. https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.119-132

15. Ponomarov V. A. On the use of digital hydraulic valves in industry. *Visnyk NTU «KhPI»*, 2024. 1. 95–98. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2024.1.14

Стаття надійшла до редакції 22.10.2025
Стаття прийнята 29.10.2025
Статтю опубліковано 15.12.2025

CC BY

METHODS AND MODELS FOR DETERMINING FRICTION FORCES OF CONTROL AND SHUT-OFF ELEMENTS IN HYDRAULIC DEVICES

S. Khovansky[1], I. Hrechka[2], S. Korobova[1], S. Holenko[2]
[1] *Sumy State University*
[2] *National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»*

Summary

This paper examines the factors determining the friction force of shut-off and control elements in hydraulic devices, including the influence of radial clearance, geometry of the spool and sleeve, materials, and properties of the working fluid. A physical model of the friction process is proposed, which accounts for the combined effect of contact friction and fluid friction during reciprocating and oscillatory motion of the spool. The methodology for determining the critical and maximum velocities of the spool is presented, along with formulas for calculating the friction force in shut-off and control elements. The study provides recommendations for optimizing geometry, selecting radial clearance, and applying anti-adhesive coatings and fluid additives to reduce friction, increase energy efficiency, and enhance the reliability of hydraulic devices. The results show that friction in shut-off and control elements is determined by the complex interaction between contact and fluid friction, radial clearance, geometry of the spool and sleeve, and physicochemical properties of the working fluid. Rational selection of radial clearance, contact surface area, and volumes of the spool and sleeve is critical to minimizing power losses and ensuring stable operation. In addition to conventional design and technological solutions, effective friction reduction can be achieved by giving the spool high-frequency, low-amplitude oscillatory reciprocating motion, using wear-resistant and anti-adhesive coatings, and employing specialized fluid additives, which reduce static characteristic hysteresis and the likelihood of spool jamming while optimizing energy performance. In most cases, during reciprocating motion, the spool operates under mixed lubrication, where the friction coefficient remains nearly constant; if the critical speed is exceeded, the motion transitions to fluid lubrication, substantially reducing contact friction and surface wear. The developed physical model of spool motion and friction forces allows determination of critical and maximum spool velocities, estimation of friction force for different operating conditions, prediction of dynamic behavior of shut-off and control elements, and optimization of hydraulic device parameters, providing a scientifically grounded methodology for design and operation. Application of the obtained recommendations improves the accuracy, energy efficiency, and reliability of industrial hydraulic drives and provides a foundation for further research on contact and tribological processes in precision spool–sleeve pairs. Prospective directions for future research include numerical-experimental modeling of friction forces considering surface microgeometry, actual loading conditions, and dynamic oscillations of the spool to enhance accuracy, performance, and lifespan of hydraulic devices.

Keywords: hydraulic drive, shut-off and control element, friction force, radial clearance, contact friction, energy efficiency, reliability.