

УДК 621.891

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТОХАСТИЧНОЇ СИЛИ ТЕРТЯ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА ГІДРОАПАРАТА З ОСЦИЛЯЦІЄЮ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ

Лур'є З.Я., д.т.н.,

Андренко П.М., д.т.н.

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

Тел. (057) 707-61-28

Анотація – робота присвячена дослідженню впливу стохастичної сили тертя запірно-регулюючого елемента клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в гідроприводі.

Ключові слова – гідроапарат з осциляцією, гідропривод, стохастична сила тертя, перехідний процес.

Постановка проблеми. Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування гідроапаратів з осциляцією викликана прагненням споживачів до підвищення технічного рівня гідроприводів (ГП). При роботі ГП на нього впливають як зовнішні, так і внутрішні збурення, і при цьому йому необхідно забезпечити задану точність підтримання вихідних параметрів (тиску і витрати). Для гідроапаратів з осциляцією такими збуреннями є зовнішні, випадково змінні (витрата робочої рідини (РР) і тиск у ГП) та внутрішні, до яких відноситься сила тертя рухомих елементів, у тому числі і запірно-регулюючих елементів (ЗРЕ). Якщо зміна витрати і тиску у ГП, безпосередньо зв'язана з алгоритмом його функціонування, то зміна сили тертя прямо залежить від конструктивних особливостей гідроапарата. Зазвичай, оцінку точності гідроапаратів проводять без урахування випадкових збурень, використовуючи при цьому коефіцієнти похибок [1]. Підвищення точності розрахунків характеристик ГП та їх елементів може бути здійснено шляхом використання їх стохастичних моделей. Такі моделі базуються на описі фізичних процесів у гідроапаратах та ГП з використанням масивів випадкових величин чи набору випадкових функцій, це дозволяє підвищити якість прогнозуючих оцінок ГП та їх елементів [2].

Аналіз публікацій. Одним з основних параметрів пари плунжер-гільза, що визначає її якість, є сила тертя спокою. Крім величини тис-

ку в ГП та правильності геометричних форм плунжеру і гільзи, співвідношенні їх розташування, вона залежить від радіального зазору у парі плунжер - гільза, матеріалу, з якого вони виготовлені, якості їх обробки, форми, фізико-хімічних властивостей РР її температура та наявності у ній абразивних часток. Можливості зменшення сили тертя за рахунок відповідного вибору матеріалу і якості його обробки досить докладно розглянуті в роботах [3, 4, 5, 6] та ін., на сьогодні, практично вичерпані. Проведений у статті [7] аналіз залежностей для розрахунку сили тертя у гідроапаратах і гідравлічних пристроях дозволив установити, що більшість дослідників для розрахунку сили тертя використовують формулу [8, 9]

$$P_{\text{тр}}(t) = P_{\text{тр}0} \text{sign } \dot{x}_{\text{зпе}} + P_{\text{тр}v}(t), \quad (1)$$

де t – час; $P_{\text{тр}0}$ і $P_{\text{тр}v}(t)$ – відповідно сили сухого і рідинного тертя; $x_{\text{зпе}}$ – переміщення ЗРЕ; $\text{sign } \dot{x}_{\text{зпе}}$ – функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{зпе}}$.

Однак, з появою пакетів прикладних програм, з'явилася можливість одержання характеристик гідроапаратів та інших гідравлічних пристроїв, шляхом розв'язку нелінійних рівнянь, які описують процеси, що відбуваються в них. У таких математичних моделях, для розрахунку сили тертя, можуть бути використані формули (2) [8] і (3) [10]

$$P_{\text{тр}}(t) = P_{\text{тр}п} \delta(\dot{x}_{\text{зпе}}) + P_{\text{тр}к} \text{sign } \dot{x}_{\text{зпе}} + P_{\text{тр}v}(t), \quad (2)$$

де $P_{\text{тр}п}$ і $P_{\text{тр}к}$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та сила контактного тертя; $\delta(\dot{x}_{\text{зпе}})$ – дельта-функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{зпе}}$;

$$P_{\text{тр}к}(t) = \begin{cases} k_2 \text{sign } \dot{x}_{\text{зпе}} & \text{при } \dot{x}_{\text{зпе}} \neq 0 \\ + k_2 & \text{при } \dot{x}_{\text{зпе}} = 0 \text{ та } F_0 > k_2 \\ - k_2 & \text{при } \dot{x}_{\text{зпе}} = 0 \text{ та } F_0 < -k_2 \\ F_0 & \text{при } \dot{x}_{\text{зпе}} = 0 \text{ та } |F_0| \leq k_2 \end{cases}, \quad (3)$$

де F_0 і k_2 знаходяться з рівняння

$$m \ddot{x}_{\text{зпе}} = F_0 - k_2, \quad (4)$$

де m – маса ЗРЕ та пов'язаних з ним частин.

Залежність (3) точно визначає силу контактного тертя на рухливих елементах ГА. Однак її використання на попередніх етапах проектування ГА ускладнено, тому що в загальному випадку не завжди відомі конструктивні параметри ГА необхідні для розрахунку сили F_0 , що входить до рівняння (4). В статті [7] нами отримана нова залежність для розрахунку сили тертя на осцилюючому ЗРЕ гідроапарата, яка більш повно відповідають фізиці процесу тертя та враховує параметри осциляції ЗРЕ, його неконцентричне розташування відносно втулки, площу поверхні тертя, силу прикладену з боку пружного еле-

мента. Обґрунтовано правомірності її використання для розрахунку сили тертя на осцилюючому ЗРЕ гідроапарата.

$$P_{\text{тр}}(t) = \left\{ \frac{2 k_{\text{т.ко}} c_{\text{пр}\Sigma} x_{\text{пр}0} \left[\delta + 0,56 D_{\text{пр}} \left(\frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3} \right) \right]}{L_{\text{ЗРЕ}}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{\text{зре}} +$$

$$+ 8 \pi \mu k_{\text{тр}} \left[\frac{l_{\text{е зре}} (d_{\text{зре}} \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{\text{зре}}}{2} + \delta \right)^2 + \left(\frac{d_{\text{зре}}}{2} \right)^2 - \frac{d_{\text{зре}} \delta + \delta^2}{\ln \left(1 + \frac{2\delta}{d_{\text{зре}}} \right)}} \right] \dot{x}_{\text{зре}}, \quad (5)$$

де $c_{\text{пр}\Sigma}$ і $x_{\text{пр}0}$ – сумарна жорсткість і попередній підтиск пружного елемента; δ – радіальний зазор; $x_{\text{зре}}$ – переміщення ЗРЕ, з урахуванням осциляції; $D_{\text{пр}}$, $n_{\text{пр}}$ – відповідно діаметр і кількість робочих витків пружного елемента; $L_{\text{ЗРЕ}}$ – довжина ЗРЕ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР; $k_{\text{т.ко}}$ – коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 0,19 – 0,21; $d_{\text{зре}}$, $l_{\text{е зре}}$ – відповідно діаметр ЗРЕ і ефективна довжина контакту між ним та гільзою; $k_{\text{тр}}$ – безрозмірний коефіцієнт тертя, який враховує положення ЗРЕ в гільзі і розраховується за уточненою нами залежністю з роботи [11] $k_{\text{тр}} = \frac{1,8}{0,47 + \bar{v}_t} + 1$, де \bar{v}_t – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\bar{v}_t = v_{50}/v_{10}$.

Відмітимо, що питання впливу стохастичної сили тертя ЗРЕ гідроапаратів з осциляцією на їх характеристики, вимірювання якої ускладнено, не знайшло належного відображення в доступних нам літературних джерелах. В роботі [12] наведені значення сили тертя спокою на ЗРЕ гідроапаратів, але відсутні відомості щодо межі її зміни та закону розподілення. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що на сьогодні відсутні відомості щодо визначення межі зміни стохастичної сили тертя на ЗРЕ гідроапарата, не встановлено закон розподілення цієї сили та невизначено її впливу на характеристики гідроапарата та ГП.

Мета статті - визначення межі зміни стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана, встановлення закону її розподілення та впливу на динамічні характеристики клапана та ГП.

Основна частина. Експериментальне визначення сили тертя спокою на ЗРЕ клапана. Ці дослідження проводилося на установці (рис. 1), в якій клапан був установлений строго горизонтально. Вимірювання сили тертя спокою ЗРЕ здійснювалося за допомогою тензочутливих елементів 6, що кріпилися на пружному елементі 5, виконаному у вигляді тонкої пластини з пружинної сталі.

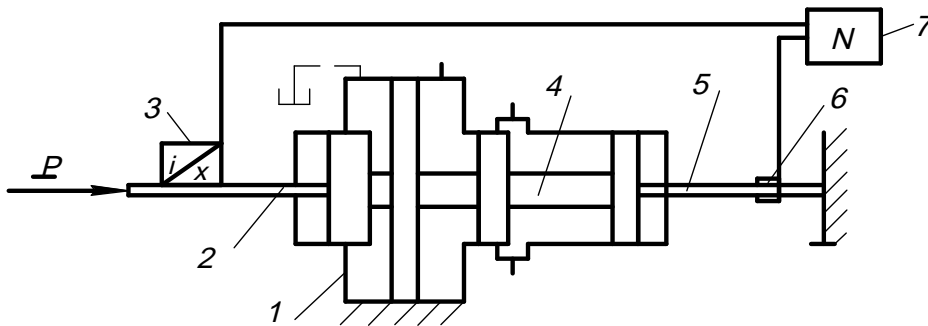


Рис. 1. Схема експериментальної установки для визначення сили тертя спокою на ЗРЕ клапана:

1 – корпус клапана; 2 – металевий стержень; 3 – датчик переміщень; 4 – ЗРЕ; 5 – пружна пластинка; 6 – тензочутливі елементи; 7 – осцилограф

Тензочутливі елементи кріпилися в центрі (у місці максимальних лінійних деформацій). Використовувалися два плеча зовнішнього напівмосту, як активний і компенсаційний тензорезистори. Один кінець пружного елемента 5 був нерухомий, а інший жорстко з'єднувався з ЗРЕ клапана. До другого кінця ЗРЕ був жорстко закріплений металевий стержень 2, на якому монтувався датчик переміщень 3. Прикладали силу до металевому стержню 2 та, за допомогою тензочутливих елементів 6 і осцилографа, реєстрували силу тертя спокою, яку визначали, як максимальне значення сили, при якому починається переміщення ЗРЕ. Перед початком експериментів датчики були протаровані. Аналіз отриманих гістограм (рис. 2) дозволив встановити, що стохастична сила тертя спокою на ЗРЕ клапана змінюється в діапазоні 10...15% від номінального значення. При цьому, закон її розподілу близький до нормального. Отримані результати збігаються з результатами, отриманими для випадково змінних характеристик гідроапаратури, наведених у роботі [13], а отримані значення сили тертя спокою співпадають з даними роботи [12]. Відмітимо, що нормальний закон розподілення описує більшість процесів, що відбуваються у ГП [14]. Отже, цілком обґрунтовано можна прийняти, що зміна сили тертя відповідає нормальному закону розподілення.

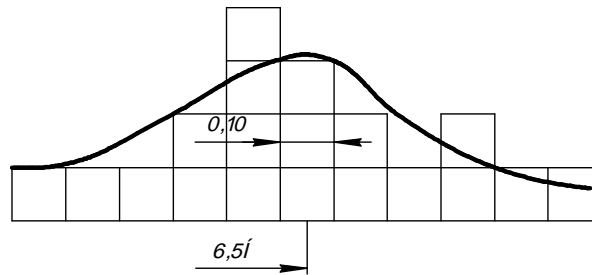


Рис. 2. Гістограма експериментально визначених значень сили тертя спокою на ЗРЕ клапана і відповідний закон розподілу

Аналітичне дослідження впливу стохастичної сили тертя ЗРЕ клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в ГП. Це дослідження проводилося на нелінійній математичній моделі ГП з переливним клапаном прямої дії з осциляцією, математична модель якого наведена в статті [15]. Стохастична сила тертя $\hat{P}_{тр}(t)$, яка входила до рівняння руху ЗРЕ клапана, розраховувалась за залежністю (5), стохастичний характер якої враховувався коефіцієнтом при силі сухого тертя.

Ця стохастична сила тертя моделювалась у пакеті прикладних програм. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавались генератором випадкових чисел з нормальним законом розподілення. Часовий інтервал зміни коефіцієнта, при моделюванні динамічних процесів у ГП, становив від 0,0005 до 0,005 с. Середньоквадратичне відхилення приймалось рівним 0,15. Ансамбль реалізацій перехідних процесів клапана наведено на рис. 3 і 4.

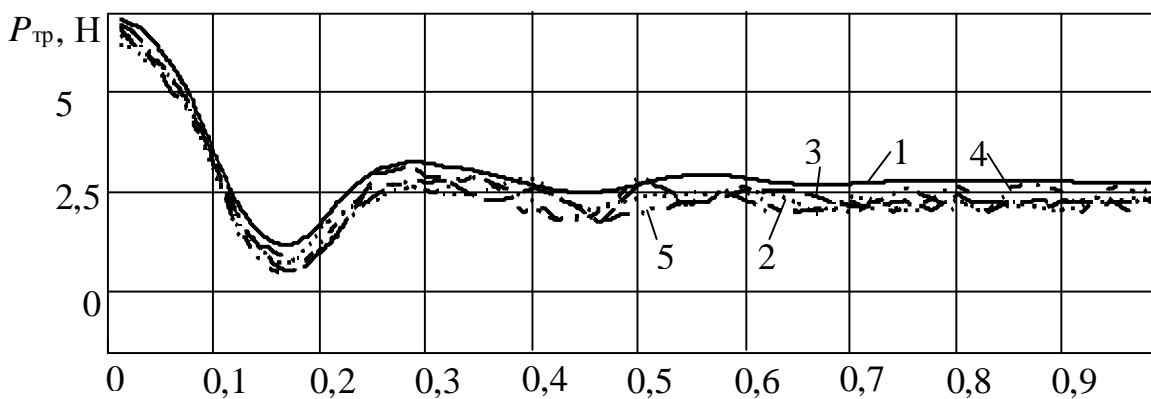


Рис. 3. Зміна в часі сили тертя на ЗРЕ клапана з осциляцією: 1 – нелінійна математична модель; 2 – 5 – стохастична математична модель

Оцінку математичного очікування і дисперсії (мали на увазі вихідні характеристики клапана) випадкових функцій $p(t)$ і $Q(t)$, при t_k – фіксованому часі випадкового процесу, проводили за формулами [16]

$$\tilde{m}_p(t_k) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i(t_k), \quad (6)$$

$$\tilde{D}_p(t_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [p_i(t_k) - \tilde{m}_i(t_k)]^2, \quad (7)$$

де $p_i(t_k)$ – реалізація випадкової функції $p(t_k)$; n – кількість експериментів. Математичне очікування і дисперсія для $Q(t_k)$ розраховувалися за формулами, аналогічними (6) і (7), до яких замість p підставляли Q . Зберігався й далі такий підхід при запису формул.

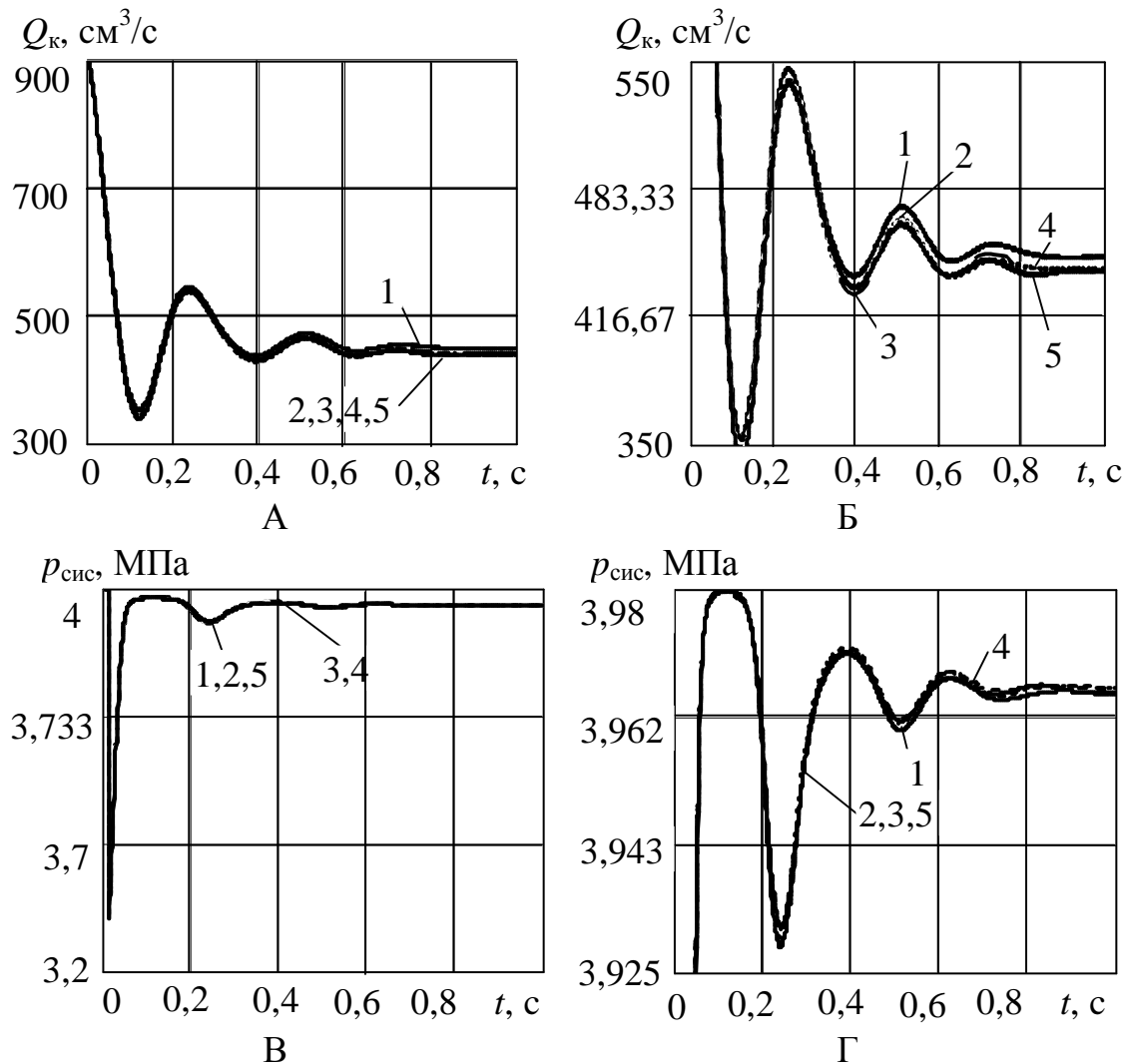


Рис. 4. Результати розрахунку перехідних процесів у ГП з переливним клапаном з осциляцією: а, б – витрати через клапан; в, г – тиску в ГП; 1 – за нелінійною моделлю; 2 – 5 – за стохастичними математичними моделями

Точність наближення оцінок $\tilde{m}_p(t_k)$ і $\tilde{D}_p(t_k)$ до правдивих значень математичного очікування $m_p(t_k)$ і дисперсії $D_p(t_k)$ оцінювали ймовірністю попадання їх значень в задані інтервали, які для нормального розподілення чи близького до нього, розраховували за формулами [17]:

$$\alpha_1 = P\left(\left|\tilde{m}_p(t_k) - m_p(t_k)\right| < \varepsilon_1\right) = 2 \Phi\left(\varepsilon_1 / \sigma_{\tilde{m}_p}\right), \quad (8)$$

$$\alpha_2 = P\left(\left|\tilde{D}_p(t_k) - D_p(t_k)\right| < \varepsilon_2\right) = 2 \Phi\left(\varepsilon_2 / \sigma_{\tilde{D}_p}\right), \quad (9)$$

де α_1 і α_2 – довірчі імовірності; $\Phi(\varepsilon_1 / \sigma_{\tilde{m}_p})$ і $\Phi(\varepsilon_2 / \sigma_{\tilde{D}_p})$ – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [18]; $2\varepsilon_1$ і $2\varepsilon_2$ – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (8) і (9) визначали з залежностей

$$\sigma_{\tilde{m}_p} = \sqrt{D_p / n}, \quad \sigma_{\tilde{D}_p} = \sqrt{D_p / (n-1)}.$$

Задавалися довірчими ймовірностями α_1 і α_2 (0,9 чи 0,95), визначали довірчі інтервали ε_1 і ε_2 математичного очікування і дисперсії, які за розрахунками становлять: для витрати $\varepsilon_1 = 0,7119 \text{ см}^3/\text{с}$; $\varepsilon_2 = 0,7295 \text{ см}^6/\text{с}^2$; для тиску $\varepsilon_1 = 0,00017 \text{ МПа}$; $\varepsilon_2 = 0,00018 \text{ МПа}^2$. Статистична обробка розрахункових реалізацій витрати через клапан і тиску в ГП, дозволили визначити їх статистичні характеристики.

Математичне очікування витрати становило $452,704 \text{ см}^3/\text{с}$, тиску – $0,035 \text{ МПа}$. Дисперсія витрати становила $3,0996 \text{ см}^6/\text{с}^2$, тиску – $23 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}^2$, середнє квадратичне відхилення витрати – $1,9773 \text{ см}^3/\text{с}$ чи $0,44\%$ від витрати, розрахованої за нелінійною математичною моделлю, середнє квадратичне відхилення тиску – $4,8 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}$ чи $1,34\%$ від тиску, розрахованого за нелінійною математичною моделлю. При врахуванні стохастичної сили тертя дещо збільшується час перехідного процесу. Таким чином, врахування стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана, дозволило підвищити точність розрахунку його характеристик.

Висновки. Експериментальним шляхом встановлено, що стохастична сила тертя спокою ЗРЕ клапана змінюється в межах $10\ldots 15\%$ від свого номінального значення. При цьому, закон розподілення цієї сили близький до нормального.

Розроблено методику та вперше визначено вплив стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в ГП. При врахуванні стохастичної сили тертя при моделюванні перехідних процесів у клапані з осциляцією дещо збільшується час перехідного процесу. Середнє квадратичне відхилення витрати через клапан з осциляцією складає $0,44\%$ від його усталеного значення, а середнє квадратичне відхилення тиску в ГП – $1,34\%$. Це дозволяє на попередніх етапах проектування гідроапаратів з осциляцією стохастичну силу тертя не враховувати.

Література

1. *Макаров И.М.* Линейные автоматические системы : элементы теории, методы расчета и справочный материал : Учеб. пособ. / *И.М. Макаров, Б.М. Менский.* – М.: Машиностроение, 1977. – 464 с.
2. *Струтинський В.Б.* Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних процесів у технічних системах / *В.Б. Струтинський* // Вестник национального технического университета Украины “КПИ”. – М.: Машиностроение, 1998. – Вып. 33. – С. 115 – 135.
3. *Абрамов Е.И.* Элементы гидропривода. Справочник / *Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов.* – К.: Техника, 1977. – 320 с.
4. *Войтов В.А.* Масштабный фактор пары трения и его учет на этапе проектирования гидромашин / *В.А. Войтов, З.Я. Лурье, А.И. Жерняк* // Вестник машиностроения. – 1995. – № 6. – С. 15–18.
5. *Тупей Н.* Подшипники скольжения / *Н. Тупей, В.Н. Константинеску, А.Л. Ника, О. Бицэ.* – Бухарест: Академия РСН, 1964. – 457 с.
6. Проектирование гидростатических подшипников / Под ред. *Г. Риппела.* – М.: Машиностроение, 1967. – 136 с.
7. *Лур’є З.Я.* Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / *З.Я. Лур’є, П.М. Андренко* // Вісник НТУ “ХПІ”. - Х.: ХПІ, 2008. – № 4. – С. 129–137.
8. *Korzeneniowski R.* Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym / *R. Korzeneniowski, J. Pluta* // International scientific-technical conference HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005. – Wrocław, 2005. – P. 283–292.
9. *Зайончковський Г.Й.* Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / *Г.Й. Зайончковський* // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – №1 (11). – С. 53–58.
10. *Склярєвський О.М.* Об’ємний гідропривід: Навчальний посібник / *О.М. Склярєвський.* - Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
11. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
12. *Баишта Т.М.* Гидравлические приводы летательных аппаратов / *Т.М. Баишта.* – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
13. *Колот О.В.* Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.02.03 “Системи приводів” / *О.В. Колот.* – Харків, 2005. – 31 с.
14. *Сырцын Т.А.* Надежность гидро- и пневмопривода / *Т.А. Сырцын.* – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

15. Лур'є З.Я. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеарнізованим математичним моделям / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 6/3 (24). – С. 15–19.
16. Струтинський В.Б. Стохастична математична модель гідравлічного приводу металорізального верстата / В.Б. Струтинський, В.К. Даниленко // Вестник национального технического университета Украины “КПИ”. – М.: Машиностроение, 1999. – Вып. 36.- Т. 1. – С. 14–19.
17. Теория автоматического управления. Учебник / [Санковский Е.А., Шаталов А.С. и др.]; под ред. А.С. Шаталова. – М.: Высшая школа, 1977.– 448 с.
18. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Гос. изд. технико-теоретич. лит., 1957. – 659 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТОХАСТИЧЕСКОЙ СИЛЫ ТРЕНИЯ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ГИДРОАППАРАТА С ОСЦИЛЛЯЦИЕЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА

Лурье З.Я., Андренко П.М.

Аннотация – работа посвящена исследованию влияния стохастической силы трения запорно-регулирующего элемента клапана с осцилляцией на точность поддержания давления в гидроприводе.

RESEARCH OF INFLUENCING OF STOCHASTIC FORCE OF FRICTION OF THE REGULATIVE ELEMENT OF THE HYDRAULIC VALVE WITH OSCILLATION ON DESCRIPTIONS OF HYDRAULIC CIRCUIT

Z. Lourier, P. Andrenko

Summary

A paper is devoted to the research of influencing of the stochastic force of friction of a regulative element of the hydraulic valve with oscillation on the exactness of maintenance of pressure in a hydraulic circuit.