

П.М. АНДРЕНКО, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;
М.С. СВИНАРЕНКО, канд. техн. наук, асист., ХНУБА, Харків;
Р.Ю. БЛОШЕНКО, магістр, НТУ «ХПІ»

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНА ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА

Описано робочі процеси в редукційному клапані гальмівної системи літака. Наведена його розрахункова схема та математична модель робочого процесу, що комплексно враховує нестационарність гідродинамічних процесів, параметри робочої рідини та коефіцієнт витрат, що змінюються.

Описаны рабочие процессы в редукционном клапане тормозной системы самолета. Приведена его расчетная схема и математическая модель рабочего процесса, которая комплексно учитывает нестационарность гидродинамических процессов, изменяющиеся параметры рабочей жидкости и переменность коэффициента расхода.

We describe the work processes in the brake pressure reducing valve plane. It shows the design scheme and mathematical model of the workflow, which allows for complex unsteady hydrodynamic processes, changing the parameters of the working fluid and the variability of the discharge coefficient.

Вступ. Гідравлічні системи керування виконавчими механізмами широко використовуються в сучасних авіакосмічних апаратах, а саме в механізмах обертання крила літака, ховання та випускання шасі, гальмівній системі, тощо. Для таких систем надзвичайно актуальною є задача поліпшення характеристик гідроапаратів, збільшення їх необхідних ресурсів [1]. Моделювання робочих процесів в гідроапаратах, яке спирається на їх математичні моделі, дозволяє пришвидшити розробку нових зразків гідроапаратів, поліпшити характеристики існуючих, врахувати конструктивні параметри, які визначені з умови забезпечення бажаного терміна безвідмовної роботи. Тому розробка адекватних математичних моделей робочих процесів гідроапаратів є актуальним науковим завданням.

Аналіз останніх досліджень. Розробці математичних моделей робочих процесів, що відбуваються в гідроапаратах, в тому числі і в редукційних клапанах, присвячено достатньо велика кількість наукових робіт. Однак наведені в них математичні моделі гідроапаратів не враховують нестационарні гідродинамічні процеси, що відбуваються в гідроапаратах, змінність в часі параметрів робочої рідини (РР) та коефіцієнта витрат [2, 3]. Спробу врахувати в математичних моделях гідроапаратів змінні параметри РР, витоки, форму дроселюючої щілини зроблено у статті [4]. Але в ній наведені лінеаризовані математичні моделі гідроапаратів, що звужує область їх використання. Аналіз науково-технічної літератури виявив, що інформація щодо повних математичних моделей гідроапаратів, в тому числі і редукційних клапанів, відсутня. Таким чином, їх розробка є актуальним науковим завданням.

Постановка задачі. Метою статті є розробка повної математичної моделі робочого процесу редукційного клапана гальмівної системи літака.

Фізична модель редукційного клапана. Цей клапан керує роботою основної гальмівної системи літака, та має гідравлічне розвантаження. В відповідному положенні гальмівна магістраль, тиск в якій становить p_r , сполучена з магістраллю зливу, з тиском $p_{зл}$, а магістраль живлення, з тиском $p_ж$, заперта, рис. 1. Таке виконання клапана виключає гальмування коліс літака в разі порушення герметичності запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ) 7 або підвищених теплових розширеннях РР. Підчас гальмування шток 1 зміщується, згідно з рис. 1, вліво, стискає пружину 2, яка опирається на поршень 3, що разом зі зливним клапаном 5 також зміщуються вліво. Зливний клапан закриває розвантажувальний канал, виконаний в ЗРЕ. Далі шток з поршнем та ЗРЕ зміщуються вліво. РР крізь щілину, утворену ЗРЕ та втулкою 9, починає надходити до гальмівної магістралі. В міру надходження РР до гальмівної магістралі, тиск під ЗРЕ та клапаном починає зростати. Пружина 8 починає стискатися. При досягненні заданого тиску в гальмівній магістралі, ЗРЕ під дією пружини 8 закриває щілину, утворену їм та втулкою. Цим зупиняється підвищення тиску в гальмівній магістралі, і колеса будуть гальмуватися з постійним гальмівним моментом.

При знятті зусилля з штока, він разом з зливним клапаном під дією пружини 2 зміщуються вправо. Зливний клапан відкриває розвантажувальний канал, виконаний в ЗРЕ, та сполучає гальмівну магістраль з магістраллю зливу. Відбувається розгальмування коліс.

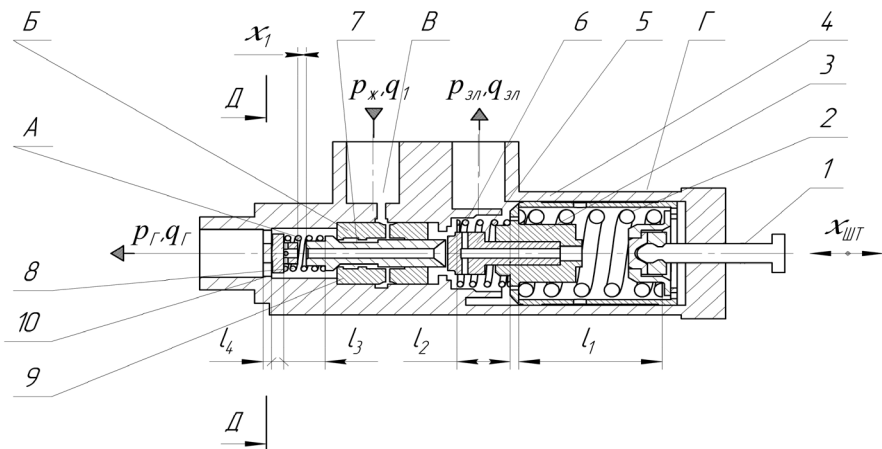


Рисунок 1 – Розрахункова схема редукційного клапана:

- 1 – шток; 2, 6, 8 – пружини; 3 – поршень; 4 – корпус; 5 – зливний клапан; 7 – ЗРЕ;
9 – втулка; 10 – вихідна шайба.

На рис. 2 зображені перетини редукційного клапана, які враховуються при складанні його математичної моделі.

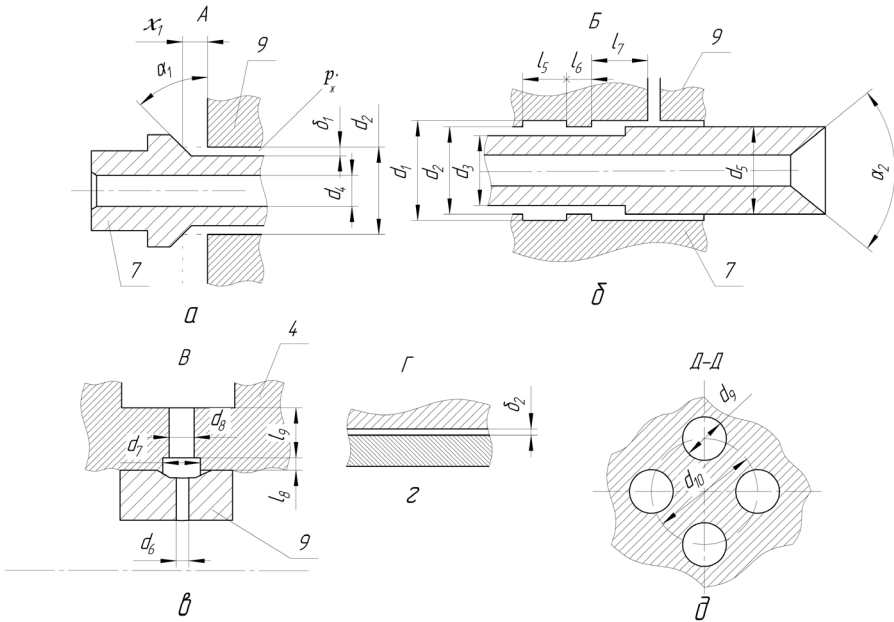


Рисунок 2 – Розтини редукційного клапана.

a – клапан гальмівної магістралі; *б* – канал підводу робочої рідини разом з клапаном зливу; *в* – канал живлення; *г* – канал між корпусом та поршнем; *д* – отвори в вихідній шайбі 10.

Математична модель робочого процесу редукційного клапана. Будемо вважати, що в гальмівній системі літака відсутній гідравлічний удар та кавітація. Математична модель робочого процесу редукційного клапана (рис. 1, 2), якщо знехтувати деформацією корпусу, штока, клапана, ЗРЕ, втратами тиску в зливній магістралі та на вихідній шайбі, витокami та перетоками, описується наступними співвідношеннями:

– рівнянням руху штока

$$m_{\text{шт}1} \ddot{x}_{\text{шт}1} = F_{\text{кер шт}1}(t) - F_{\text{пр}2}(t) ; \quad (1)$$

– рівнянням руху штока разом з поршнем та клапаном

$$m_{\Sigma 2} \ddot{x}_{\text{шт}2} = F_{\text{кер шт}2}(t) - F_{\text{пр}2}(t) - F_{\text{пр}6}(t) - F_{\text{гд}5}(t) - F_{\text{тр} \Sigma 3}(t) ; \quad (2)$$

– рівнянням руху штока разом з поршнем, клапаном та ЗРЕ

$$m_{\Sigma 3} \ddot{x}_{\text{шт}3} = F_{\text{кер шт}3}(t) - F_{\text{пр}2}(t) - F_{\text{пр}6}(t) - F_{\text{пр}8}(t) - F_{\text{гд}7}(t) - F_{\text{тр} \Sigma 7}(t) - F_{\Delta p}(t) ; \quad (3)$$

– обмеженнями переміщення рухомих елементів редукційного клапана

$$\begin{cases} 0 < x_{шт1}(t) \leq x_{шт1 \max}, \\ 0 < x_{шт2}(t) \leq x_{шт2 \max}, \\ 0 < x_{шт3}(t) \leq x_{шт3 \max}; \end{cases} \quad (4)$$

– рівняннями нерозривності

$$q_1(t) = q_2(t) = q_3(t); \quad (5)$$

$$q_r(t) = q_3(t) - q_4(t); \quad (6)$$

– умовами зміни стану PP

$$T_a = const, \rho(t), \quad (7)$$

де t – час; температуру T_a приймали рівною її середньому значенню, а густину PP $\rho(t)$ визначають залежно від її газовмісту та зміни тиску в гальмівній системі літака за залежністю з статті [5].

У рівняннях (1) – (4) $m_{шт}$, $m_{\Sigma 2}$ і $m_{\Sigma 3}$ – відповідно маси штока, а також штока разом з поршнем та клапаном і штока разом з поршнем, клапаном та ЗРЕ з приведеними до них рухомими частинами; $x_{шт1}(t)$, $x_{шт2}(t)$ і $x_{шт3}(t)$ – відповідні переміщення штока на окремих фазах процесу, що моделюється

Сила керування штоком $F_{кершт}(t)$ визначається характером зміни зусилля, з яким натискають на шток. Зазначимо, що бажаним є закон зміни зусилля за експонентою. Силу пружин 2, 6 і 8 визначали за однотипними залежностями:

$$F_{пр}(t) = c_{пр} x_{шт}(t), \quad (8)$$

де $c_{пр}$ – коефіцієнт жорсткості пружини.

Гідродинамічні сили визначали за залежностями з роботи [6], записані нами у вигляді, що дозволяє враховувати нестационарні гідродинамічні процеси,

$$F_{гд5}(t) = [p_r(t) - p_{зл}]A_5 + \rho(t) q_4^2(t)/A_5, \quad (9)$$

$$F_{гд7}(t) = [p_{*ж}(t) - p_r^*(t)]A_7 + \rho(t) q_3^2(t)(\cos \theta_n / \varepsilon_7 - 1)/A_7, \quad (10)$$

де $p_{*ж}(t)$ – зміна в часі тиску в кільцевій щілині між ЗРЕ та втулкою; $p_r^*(t)$ – зміна в часі тиску в камері між втулкою і вихідною шайбою; $A_5 = \pi d_5^2/4$ – площа поперечного перетину внутрішнього каналу ЗРЕ з сторони магістралі зливу; $A_7 = \pi(d_1^2 - d_7^2)/4$ – площа кільцевої щілини між ЗРЕ та втулкою;

$$q_4(t) = \mu_5(\text{Re}) \pi d_5 x_{шт2}(t) \sqrt{2[p_r^*(t) - p_{зл}]/\rho(t)} - \quad (11)$$

витрата через внутрішній канал ЗРЕ зі сторони магістралі зливу;

$$q_3(t) = \mu_7(\text{Re}) \pi \sqrt{(d_1^2 - d_3^2)} x_{шт3}(t) \sqrt{2[p_{*ж}(t) - p_r^*(t)]/\rho(t)} - \quad (12)$$

витрата через кільцеву щілину між ЗРЕ та втулкою; $\mu_5(\text{Re})$, $\mu_7(\text{Re})$ – коефіцієнти витрати залежно від числа Рейнольдса Re , що розраховували за залежністю з роботи [7]; d_1 , d_4 і d_3 – діаметри внутрішньої втулки, внутрішнього каналу ЗРЕ з сторони магістралі зливу і діаметр ЗРЕ; θ_n – кут нахилу струменя потоку до осі ЗРЕ, (приймали, що $\theta_n = \alpha_1$); ε_7 – коефіцієнт стиснення потоку.

Сили тертя поршня та поршня разом з ЗРЕ, в припущенні, що поршень та поршень з ЗРЕ займають асиметричне положення і мають точки контакту з гільзою та з гільзою і втулкою, а кут їх перекосу вважався зневажливо малим, та розраховувався за однотипними залежностями з статті [8], наприклад для поршня:

$$F_{\text{тр}\Sigma}(t) = \frac{2 k_{\text{ткo}} c_{\text{пр}6\Sigma} x_{\text{пр}60} \left[\delta_{\text{п}3} + 0,56 D_{\text{пр}6} \left(\frac{0,504}{n_{\text{пр}6}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}6}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}6}^3} \right) \right]}{L_{\text{п}}} \text{sign } \dot{x}_{\text{шт}2} +$$

$$+ 8 \pi \mu k_{\text{тp}} \cdot \frac{l_{\text{eп}} \left(d_{\text{п}} \delta_{\text{п}} + \delta_{\text{п}}^2 \right)}{\left(d_{\text{п}}/2 + \delta_{\text{п}} \right)^2 + \left(d_{\text{п}}/2 \right)^2 - \frac{d_{\text{п}} \delta_{\text{п}} + \delta_{\text{п}}^2}{\ln \left(1 + 2\delta_{\text{п}}/d_{\text{п}} \right)}} \cdot \dot{x}_{\text{шт}2}, \quad (13)$$

де $k_{\text{ткo}}$ – коефіцієнт тертя значення якого мало змінне та знаходиться в межах $0,19 - 0,21$ [7]; $c_{\text{пр}6\Sigma}$, $x_{\text{пр}60}$ – сумарний коефіцієнт жорсткості і попередній підтиск пружини 6; $\delta_{\text{п}}$ – радіальний зазор між поршнем і його гільзою; $D_{\text{пр}6}$, $n_{\text{пр}6}$ – середній діаметр і число робочих витків пружини 6; $L_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$ – довжина і діаметр поршня; $\text{sign}(x)$ – функція Кронекера; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР; $l_{\text{eп}}$ – ефективна довжина контакту між поршнем і його гільзою; $k_{\text{тp}}$ – коефіцієнт, який враховує положення поршня в гільзі, і розраховується за залежністю [8]:

$$k_{\text{тp}} = 1,8 / (0,47 + \bar{v}_t) + 1,$$

\bar{v}_t – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\bar{v}_t = v_{50}/v_{10}$, v_{10} , v_{50} – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР при температурі 10°C і 50°C відповідно.

Силу $F_{\Delta p}(t)$, що обумовлена перепадом тиску між гальмівною магістраллю та магістраллю зливу, і яка діє на шток разом з поршнем, клапаном та ЗРЕ розраховували за формулою

$$F_{\Delta p}(t) = \Delta A_{\text{т}} [p_{\text{г}}^*(t) - p_{\text{зл}}], \quad (14)$$

де ΔA_r – різниця площ поперечного перетину ЗРЕ з боку гальмівної магістралі та поршня з клапаном з боку магістралі зливу .

Витрату через кільцеву щілину між корпусом і втулкою розраховували за відомою залежністю

$$q_2(t) = \frac{1,75 \pi d_3 s_{зр\epsilon}^3 [p_{ж}(t) - p_{ж}^*(t)]}{12 \mu l_{щ}}, \quad (15)$$

де коефіцієнт 1,75 враховує ексцентриситет щілини; $s_{зр\epsilon}$, $l_{щ}$ – висота і довжина щілини між корпусом і втулкою.

Зазначимо, що коли щілина між корпусом і втулкою складається з декількох кільцевих щілин, то витрату через них розраховують за залежностями, аналогічними (15).

Витрату через 4 отвори вихідної шайби 10 розраховують за формулою

$$q_r(t) = \mu_{от}(\text{Re}) \pi d_{от}^2 \sqrt{2[p_r(t) - p_r^*(t)]/\rho(t)}, \quad (16)$$

де $\mu_{от}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати отвору шайби в залежності від числа Рейнольдса; $d_{от}$ – діаметр отвору в шайбі.

Для отримання динамічних характеристик редукційного клапана рівняння (1) – (16) розглядають разом з початковими умовами. Для редукційного клапана, який працює в гальмівній системі літака, за початкові умови приймають: $x_{шт1}(0) = 0$; $x_{шт2}(0) = 0$; $x_{шт3}(0) = 0$; $\dot{x}_{шт1}(0) = 0$; $\dot{x}_{шт2}(0) = 0$;

$\dot{x}_{шт3}(0) = 0$, $p_{зл} = 0,5$ МПа. Задають геометричні параметри редукційного клапана, коефіцієнти жорсткості пружин та початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газоміст і робочу температуру. Також задають характер зміни $x_{шт}(t)$ чи зусилля на штоку, витрати навантаження при заданих початкових умовах. Зазначимо, що величина тиску в гальмівній системі в усталеному режимі відповідає навантаженню на гальмах, що трансформується витратою навантаження. При заданих початкових умовах на комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у редукційному клапані та гальмівній системі літака.

Висновки. Уперше розроблена повна математична модель робочого процесу редукційного клапана гальмівної системи літака, що комплексно враховує нестационарні гідродинамічні процеси, змінність параметрів РР та коефіцієнта витрат. Використання розробленої математичної моделі дозволить на етапі проектування редукційного клапана, підвищити точність розрахунків та, як наслідок, отримати кращий кінцевий результат.

Список літератури: 1. Рикуніч Ю.М., Ситніков О.С., Федоричко Я.Б. й ін. Прогнозування ресурсу малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом методом аналізу

наявних випадкових процесів пошкоджуваності // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – № 1 (31). – С. – 71 – 84. **2.** Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учеб. пособие / *З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан* и др. К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с. **3.** *Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Мороз І.І.* Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматика: навч. посібн. Під ред. Г.А. Авруніна. Харків: ХНАДУ, 2009. – 424 с. **4.** *Андренко П.М.* Побудова математичних моделей гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – №2 (8). – С. 15 – 20. **5.** *Лур'є З., Федоренко І.* Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. 10 – 25. **6.** *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с. **7.** *Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. **8.** *Лур'є З.Я., Андренко П.М.* Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією // Вісник НТУ «ХПІ». – 2008. – № 4. – С. 129 –137.

Надійшла до редколегії 21.03.2012

УДК 517.946

А.О. БАБАЯН, д-р физ.-мат. наук, доц., ГИУА, Ереван

ЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ДИРИХЛЕ ДЛЯ ПРАВИЛЬНО ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКА

Розглядається задача Діріхле для правильно еліптичного рівняння зі сталими коефіцієнтами четвертого порядку в одиничному колі. Розв'язок шукається в класі функцій, що задовольняють умові Гельдера аж до границі разом з похідними першого порядку. Отримано умови на коефіцієнти, необхідні і достатні для однозначної розв'язності зазначеної задачі, а при порушенні цих умов доведено, що дефектні числа задачі дорівнюють одиниці. Розв'язок даної задачі і умови розв'язності визначаються в явному вигляді.

Рассматривается задача Дирихле для правильно эллиптического уравнения с постоянными коэффициентами четвертого порядка в единичном круге. Решение ищется в классе функций, удовлетворяющих условию Гельдера вплоть до границы вместе с производными первого порядка. Получены условия на коэффициенты, необходимые и достаточные для однозначной разрешимости указанной задачи, а при нарушении этих условий доказано, что дефектные числа задачи равны единице. Решение рассматриваемой задачи и условия разрешимости определяются в явном виде.

We consider the Dirichlet problem for the fourth order properly elliptic equation with constant coefficients in the unit disc. We seek the solution in the class of functions which satisfy Holder condition up to the boundary with first degree derivatives. The necessary and sufficient conditions of the unique solvability of the problem are obtained. If these conditions failed, it was proved that the defect numbers of the problem are equal to one. The solution of the problem and the solvability conditions are determined in explicit form.