

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 629.735

Андренко П.М., д-р техн. наук; Клітної В.В., канд. техн. наук; Блошенко Р.Ю.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ГІДРАВЛІЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Вступ. Гідравлічні системи завдяки своїм відомим перевагам, таким як мала вага та габарити на одиницю потужності, плавність регулювання швидкістю виконавчих механізмів, висока надійність тощо, знайшли широке застосування в системах керування сучасних літальних апаратів. Разом з тим таким гідравлічним системам необхідно забезпечити бажані вихідні характеристики виконавчих механізмів (точність та час регулювання, кількість коливань, перерегулювання, максимальну швидкість виконавчого механізму при заданому навантаженні) при високому тиску та широкому діапазоні зміни температури зовнішнього середовища. Широкі можливості, при проектуванні таких систем, відкриваються при використанні сучасних методів математичного моделювання з використанням прикладних програм, які базуються на математичних моделях їх робочих процесів. Тому розробка адекватних математичних моделей робочих процесів гідравлічних систем літака, в тому числі і гальмівної, є актуальним науковим завданням.

Аналіз публікацій. Розрахунку та проектуванню таких систем, розробці математичних моделей їх робочих процесів присвячені роботи: Башти Т.М., Гаминіна Н.С., Абрамова Е.И., Зайончковського Г.Й., Лур'є З.Я., Raymonda E.T. [1 – 5] й інших. В роботах [1, 2, 5] робочі процеси в гідравлічних системах літаків розглядаються за їх лінеаризованими математичними моделями. В роботах [3, 4] наведені нелінійні математичні моделі робочих процесів в гідравлічних системах літаків, але в даних роботах не розглядається гальмівна система літака. Аналіз науково-технічної літератури виявив, що інформація щодо повної математичної моделі гальмівної системи літака відсутня.

Постановка задачі. Метою статті є розробка повної математичної моделі робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування.

Гальмівна система літака. Тиск в гальмівну гідросистему надходить з лінії живлення p_1 (рис. 1). Основне гальмування коліс літака здійснюється натисканням на педаль керування ПУ. При цьому відбувається переміщення запірно-регулюючих елементів (ЗРЕ) редуційних клапанів КР. Зауважимо, що при положенні ЗРЕ, яке відповідає його максимальному ходу, тиск в гальмівній системі літака дорівнює $11,0 \pm 0,5$ МПа. При переміщенні ЗРЕ клапанів КР, магістраль живлення гальмівної системи літака через блокувальний гідророзподільник з механічним керуванням надходить до блоку захисту БЗ. Човник блоку захисту знаходиться в положенні при якому магістраль аварійного гальмування закрита. Робоча рідина (РР) в блоку захисту проходить крізь дросельні шайби і його ЗРЕ піднімається вгору. Таким чином тиск в магістралі гальмування зростає плавно. Коли тиск в порожнині над та під ЗРЕ блоку захисту вирівнюється, він опускається вниз. З гальмівної магістралі коліс РР через антиюзові

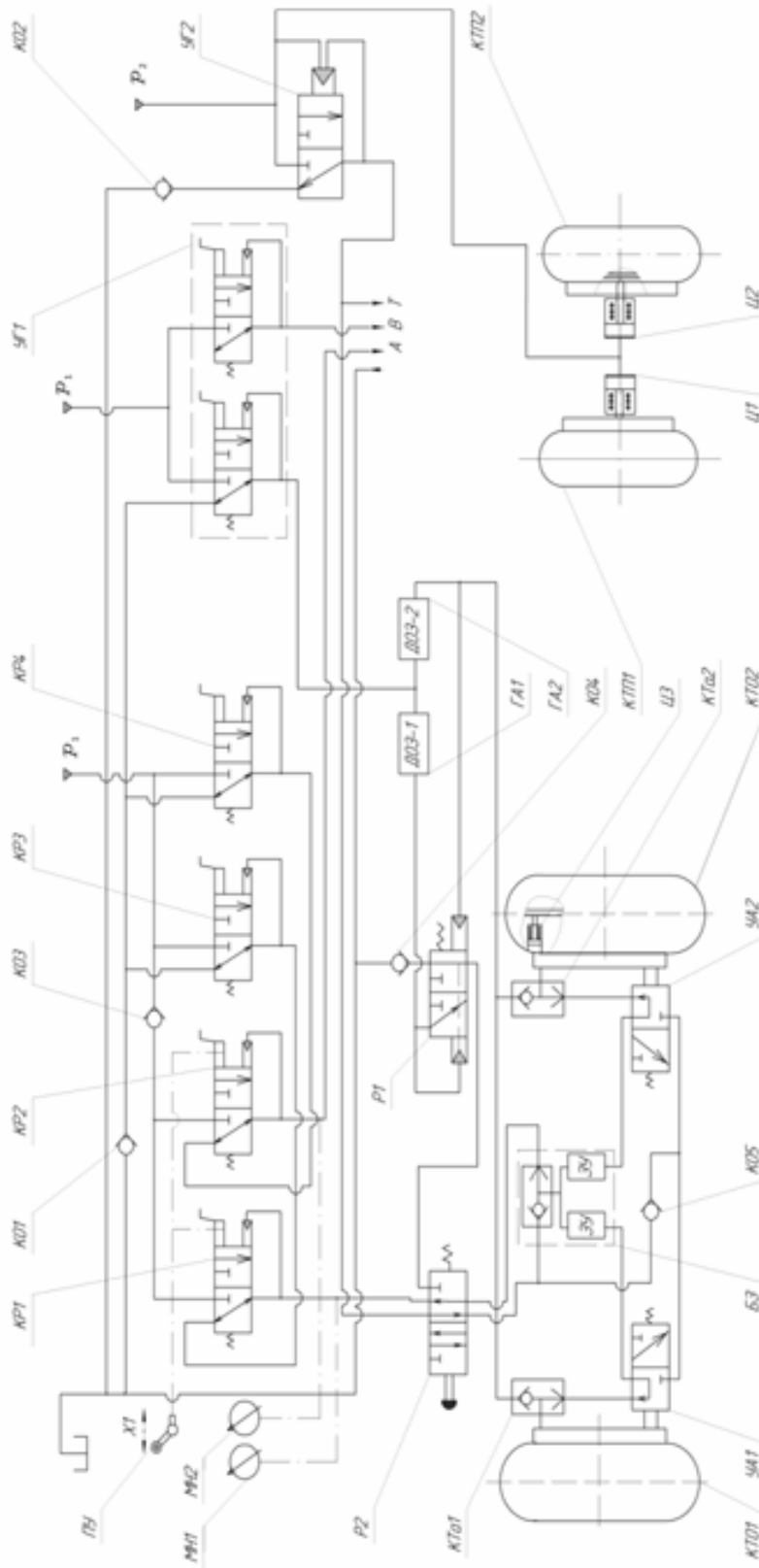


Рис. 1. Гідралічна схема гальмівної системи літака:

МН – дистанційний манометр; КР – редукційний клапан КР-226; ПУ – педаль ввімкнення гальм; КО – зворотний клапан;
 УГ1 – редукційний клапан УГ-122-2; УГ2 – редукційний клапан УГ-92А; ГА – дозатор ГА-172-00-2/Г; КТП – колесо гальмівне
 КТ-183 передньої опори; Ц – гідроциліндр гальмування коліс; Р1 – гідророзподільник; Р2 – кран блокувальний; УА – антигизовий
 автомат УА-51Б; КТa – човниковий клапан УГ-128; КТО – колесо гальмівне КТ-141 основної опори; БЗ – блок захисту УГ-121.

автомати УА1 та УА2 надходить на вхід човникових клапанів КТа1 та КТа2 і далі в гідроциліндри гальмування коліс Ц. Відбувається гальмування коліс. При цьому човникові клапани КТа1 і КТа2 відключають лінію аварійного гальмування.

Антиюзові автомати УА1 та УА2 запобігають юзовому руху літака при інтенсивному гальмуванні шляхом часткового випуску РР з гальмівної системи через зворотний клапан КО5, гідророзподільник Р2, редуційний клапан УГ2 і зворотній клапан КО2 в бак. Зауважимо, що гідромеханічні протівоюзові автомати УА1 та УА2 при припиненні обертання коліс (коли вони загальмовані) частково їх розгальмовують, колеса знову починають обертатися; при досягненні певної кутової швидкості обертання коліс автомат знову загальмовує колеса. Припиняється злив РР через зворотний клапан КО5 в бак і РР надходить в систему гальмування як описано вище.

При розгальмовуванні коліс літака, педалі керування ПУ займають вихідну позицію. Редуційні клапани КР через зворотні клапани КО1 і КО3 з'єднані зі зливом. РР з циліндрів гальмування коліс Ц через човникові клапани КТа1 та КТа2 надходить у вихідні отвори антиюзових автоматів УА1 та УА2. В антиюзових автоматах УА1 та УА2 канал підведення РР з'єднаний з каналом зливу, і вона через зворотний клапан КО5, гідророзподільник Р2 зливається в бак.

Математична модель робочого процесу гальмівної системи літака в режимі гальмування. При її розробці проводили декомпозицію гальмівної системи літака на окремі елементи, які працюють в режимі гальмування. Склали функціональну схему, (рис. 2). Зазначимо, що трубопроводи (магістралі), які з'єднують між собою окремі елементи на функціональній схемі непоказані, а РР до гальмівної системи надходить з основної магістралі.

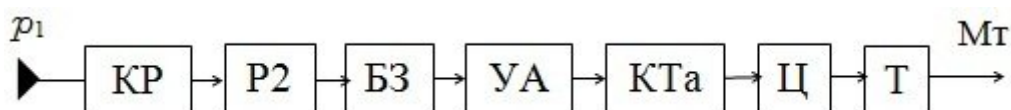


Рис. 2. Функціональна схема гальмівної системи літака в режимі гальмування

При математичному опису робочих процесів в окремих елементах гальмівної системи літака використовували опис їх конструкцій та роботи наведених в [6]. Приймали наступні припущення:

- кран, що блокує знаходиться в робочому положенні (вільно пропускає крізь себе РР);
- блок захисту працює в режимі гальмування коліс;
- при гальмуванні літака юз коліс відсутній (антиюзовий автомат працює в режимі гальмування коліс);
- корпуса гідроапаратів та магістралі – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються модулем об'ємної пружності РР;
- пружини працюють в межах де їх характеристики лінійні та не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту;
- так як, довжина магістралей (трубопроводів) значно перевищує їх діаметр початковими ділянками нехтуємо. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску РР, тому розглядаємо магістралі в зосереджених параметрах;
- в гідравлічній системі відсутні: витоки, кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;
- РР – ньютонівська, а її течія ізотермічна.

Математична модель магістралі (трубопроводу). Її представляли в зосереджених параметрах за Т- і Г-подібними схемами зосередження [7]:

– зосередження наприкінці магістралі за Г-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1}{L_1} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно, витрати на вході та виході магістралі; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у магістралі;

– зосередження за Т-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3}{L_3} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3}{L_3} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у магістралі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході магістралі.

У рівняннях (1) і (2): $L_1 = c l_1 / A_1$ і $L_3 = c l_3 / 2 A_3$ – індуктивний опір магістралі; $R_1 = 8 \nu_t c l_1 / A_1 r_1^2$ і $R_3 = 8 \nu_t c l_3 / 2 A_3 r_3^2$ – активний опір магістралі;

$C_i = A_i l_i / E$ – ємності i -ї магістралі (трубопроводу). Крім того, позначено: r_i – радіус перетину i -ї магістралі (трубопроводу); A_i – площа i -ї магістралі (трубопроводу); ρ і ν_t – відповідно густина і кінематична в'язкість РР; l_i – довжина i -ї ділянки магістралі; E – модуль об'ємної пружності РР.

Математична модель блокувального крану. В режимі гальмування блокувальний кран відкритий і витрата РР через його визначають з залежності [2]

$$q_{щ\ p2}(t) = \frac{G_{щ\ p2}}{\sqrt{(G_{щ\ p2} / G_{к\ p2})^2 + 1}} \sqrt{\Delta p_{p2}(t)}, \quad (3)$$

де провідність щілини – $G_{щ\ p2}(t) = m_{p2}(\text{Re}) A_{щ\ p2} \sqrt{2/\rho}$; (4)

провідність каналу – $G_{к\ p2} = \frac{G_{вх\ p2} G_{г\ p2} G_{вих\ p2}}{\sqrt{G_{г\ p2}^2 G_{вих\ p2}^2 + G_{вх\ p2}^2 G_{вих\ p2}^2 + G_{вх\ p2}^2 G_{г\ p2}^2}}$; (5)

$G_{\text{вих р2}}$, $G_{\text{вх р2}}$ і $G_{\text{г р2}}$ – відповідно провідності вихідного, вхідного каналів і гільзи блокувального крану, які розраховуються за однотипними залежностями $G_i = m_i A_i \sqrt{2/\rho}$, m_i і A_i – відповідно коефіцієнт витрати і площа вихідного, вхідного каналів та гільзи блокувального крану; $A_{\text{щ р2}}$ – площа щілини блокувального крану; $m_{\text{р2}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати дроселя в залежності від числа Re , який розраховують за формулою з роботи [8]; $\Delta p_{\text{р2}}(t)$ – зміна перепаду тиску на блокувальному крані.

Математична модель блоку захисту. Вона складається з рівнянь:

- рівняння руху ЗРЕ блоку захисту відносно осі його переміщення

$$m_{\text{БЗ}} \ddot{x}_{\text{зрє БЗ}} = F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t) - F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t) - F_{\text{тр БЗ}}(t), \quad (6)$$

- рівняння нерозривності

$$q_{\text{БЗ}}(t) = q_{\text{ф8}}(t) = q_{\text{дш БЗ}}(t) = q_{\text{ф10}}(t), \quad (7)$$

- обмеження переміщення ЗРЕ блока захисту

$$0 < x_{\text{зрє БЗ}}(t) \leq x_{\text{зрє БЗ max}}, \quad (8)$$

де $x_{\text{зрє БЗ max}}$ – максимальне переміщення ЗРЕ блоку захисту.

У рівнянні (6) приведену масу ЗРЕ блока захисту розраховують згідно залежності

$$m_{\text{БЗ}} = m_{\text{зрє БЗ}} + m_{\text{пр БЗ}}/3, \quad (9)$$

де $m_{\text{зрє БЗ}}$ – маса ЗРЕ блока захисту; $m_{\text{пр БЗ}}$ – маса пружини блока захисту.

До рівняння (6) входять сили: $F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t)$ – сумарна пружин; $F_{\text{тр БЗ}}(t)$ – тертя; $F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t)$ – перепаду тиску на ЗРЕ.

$$F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t) = \Delta A_{\text{зрє БЗ}} \Delta p_{\text{зрє БЗ}}(t), \quad (10)$$

де $\Delta A_{\text{зрє БЗ}}$ – різниця площ торців ЗРЕ клапана блока захисту; $\Delta p_{\text{зрє БЗ}}(t)$ – тиск керування.

$$F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t) = c_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}} [x_{\text{зрє БЗ}}(t) + x_0], \quad (11)$$

де x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ; жорсткість пружини розраховували за залежністю з роботи [9]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{ст}} d_{\text{пр}} H}{8 D_{\text{пр}} n_{\text{пр}}}, \quad (12)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини; $d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву

матеріалу пружини; H – висота стиснутої пружини; $n_{\text{пр}}$ – число робочих витків; $C_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}$ – сумарна жорсткість пружини визначалась як сума жорсткостей.

Силу тертя розраховувати за залежністю [11]:

$$F_{\text{тр БЗ}} = F_{\text{тр п}} \delta(\dot{x}_{\text{зрє БЗ}}) + F_{\text{тр к}} \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє БЗ}} + F_{\text{тр в}}, \quad (13)$$

де $F_{\text{тр п}}$ и $F_{\text{тр в}}$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та при його русі; $F_{\text{тр к}}$ – сила контактного тертя; $\delta(\dot{x}_{\text{зрє БЗ}})$ и $\text{sign } \dot{x}_{\text{зрє БЗ}}$ – відповідно дельта функція і функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{зрє БЗ}}$.

Витрату через фільтри 8 і 10, розраховували за однотипними залежностями [12], наприклад для фільтра 8:

$$q_{\text{ф8}}(t) = k_{\text{ф}} \Delta p_{\text{ф}}(t) A_{\text{ф}} / \mu, \text{ літ/хв.}, \quad (14)$$

де $\Delta p_{\text{ф}}$ – перепад тиску на фільтрі в кг/см^2 ; $A_{\text{ф}}$ – площа поверхні фільтруючого елемента, в см^2 ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, в пз ; $k_{\text{ф}}$ – коефіцієнт пропорційності, в літ/см^2 , який визначали з таблиці роботи [12].

Витрату через дросельні шайби розраховували за формулою [8]

$$q_{\text{дш БЗ}}(t) = G_{\text{дш БЗ}} \sqrt{\Delta p_{\text{дш БЗ}}(t)}, \quad (15)$$

де $G_{\text{дш БЗ}}$ і $\Delta p_{\text{дш БЗ}}(t)$ – відповідно провідність пакета дросельних шайб, яка визначається за графіками з роботи [8], і зміна в часі перепаду тиску на пакеті дросельних шайб.

Математична модель антиюзозового автомата. На початку процесу гальмування його магістраль зливу закрита першим голчатим клапаном, а другий голчатий клапан, який з'єднує його з магістраллю гальмування, відкритий. В цьому режимі математична модель його робочого процесу описується рівнянням нерозривності

$$q_{\text{АЮ}}(t) = q_{\text{ф АЮ}}(t) = q_{\text{ГК АЮ}}(t), \quad (16)$$

де $q_{\text{ф АЮ}}(t)$ – витрата через фільтр встановлений в магістралі гальмування, яка розраховується за залежністю, аналогічній (16); $q_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – витрата через голчатий клапан

$$q_{\text{ГК АЮ}}(t) = G_{\text{ГК АЮ}}(t) \sqrt{\Delta p_{\text{ГК АЮ}}(t)}, \quad (17)$$

де $\Delta p_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – перепад тиску на голчатому клапані; $G_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – провідність голчатого клапана, яка розраховується за залежністю, аналогічній (4).

Математична модель човникового клапана. В режимі гальмування човниковий клапан з'єднує магістраль гальмування з гальмівним циліндром являє собою складний місцевий опір. Враховуючу малу довжину каналів підвода та відводу, втратами тиску в них нехтували. В цьому випадку математична модель його робочого процесу

описується рівняннями
– нерозривності

$$q_{\text{чк}}(t) = q_{\text{от чк}}(t) - q_{\text{ст чк}}(t); \quad (18)$$

– зміни тиску в камері клапана

$$\frac{d p_{\text{чк к}}(t)}{d t} [q_{\text{от чк}}(t) - q_{\text{чк}}(t)] \frac{E}{W_{\text{чк}}}, \quad (19)$$

де $W_{\text{чк}}$ – об'єм камери човникового клапана; $q_{\text{чк}}(t)$ і $q_{\text{от чк}}(t)$ – відповідно витрата на виході і через отвори в гільзі човникового клапана, яка розраховується за залежністю, аналогічній (17), в якій провідність розраховується за формулою

$$G_{\text{от чк}} = m_{\text{от чк}} (\text{Re}_{\text{от чк}}) \frac{n_{\text{от чк}} \pi d_{\text{от чк}}^2}{4} \sqrt{2/\rho}, \quad (20)$$

де $n_{\text{от чк}}$ і $d_{\text{от чк}}$ – відповідно кількість і діаметр отворів в гільзі човникового клапана.

Витрату обумовлену стиском РР в камері човникового клапана розраховували за залежністю

$$q_{\text{ст чк}}(t) = \frac{(W_{\text{чк}} + W_{\text{к чк}}) d p_{\text{чк к}}(t)}{E d t}, \quad (21)$$

де $W_{\text{к чк}}$ – об'єм каналів підводу та відводу човникового клапана.

Математична модель циліндра гальмування. В режимі гальмування робочий процес в циліндрі гальмування описується рівняннями

- руху поршня разом з штоком відносно осі його переміщення

$$m_{\text{пор}} \ddot{y}_{\text{пор}} = A_{\text{пор}} p_{\text{ц}}(t) - F_{\text{пр ц}} - F_{\text{тр ц}} - F_{\text{тор ц}}; \quad (22)$$

- рівняння витрати в штоковій порожнині циліндра

$$q_{\text{ц}}(t) = A_{\text{пор}} \dot{y}_{\text{пор}} + \frac{W_{\text{пор}} + A_{\text{пор}} y_{\text{пор}}}{E} \frac{d p_{\text{ц}}(t)}{d t}; \quad (23)$$

- рівняння обмеження руху поршня

$$0 < y_{\text{пор}}(t) \leq y_{\text{пор max}}, \quad (24)$$

де $y_{\text{пор max}}$ – максимальне переміщення поршня циліндра.

До рівнянь (22) і (23) входять: $m_{\text{пор}}$ – маса поршня циліндра разом зі штоком та приєднаними до них рухомих частин гальма; $A_{\text{пор}}$ – площа поршня; $p_{\text{ц}}(t)$ – змінний в часі тиск в поршневій порожнині циліндра; $F_{\text{пр ц}}$ і $F_{\text{тр ц}}$ – відповідно сили пружини і тертя циліндра, які розраховуються за залежностями аналогічними (11) і (13); $F_{\text{тор ц}}$ – сила навантаження, що діє на шток циліндра від гальма; $W_{\text{пор}}$ – початковий об'єм

поршневої порожнини циліндра. Відмітимо, що величина сили навантаження, яка діє на шток циліндра від гальма, залежить від конструктивного виконання гальма та визначається з умови його роботи.

Рівняння (1) – (24) доповнюються рівняннями зміни стану РР:

$$T_a = const, c = const, \quad (25)$$

де температуру – T_a і густину РР – c приймали рівними їх середньому значенню.

До математичної моделі робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування входить модель редуційного клапана, яка в даній статті не розглядається. Математичну модель гальмівної системи літака в режимі гальмування отримували використовуючи моделі її складових, які з'єднують згідно з функціональною схемою, рис. 2, математичними моделями магістралей, рівняння (1) і (2).

Для отримання динамічних характеристик гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування її математичну модель, отриману на базі функціональної схеми та рівнянь (1) – (25), розглядають разом з початковими умовами. За початкові умови приймають: початкове положення штока редуційного клапана та закон, за яким відбувається його переміщення; початкове положення ЗРЕ блока захисту і поршня циліндра разом зі штоком; тиски живлення та зливу гідравлічної системи; параметри РР; витрату навантаження, при заданих початкових умовах. Задають геометричні параметри елементів, що входять до гальмівної системи, жорсткості пружин. Зазначимо, що величина тиску в гальмівній системі в усталеному режимі відповідає навантаженню на гальмах, що трансформується витратою навантаження. При заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері, за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у гідравлічній гальмівній системі літака в режимі гальмування.

Висновки. Уперше розроблена повна математична модель робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування, що комплексно враховує нестационарні гідродинамічні процеси, змінність в часі коефіцієнта витрат. Використання розробленої математичної моделі, на етапі проектування, дозволить підвищити точність розрахунків. Розроблені математичні моделі окремих елементів гідравлічної гальмівної системи літака та запропонований підхід дозволяє легко отримати математичну модель її робочого процесу в інших режимах роботи.

Література: 1. Баишта Т.М. Гидравлический привод летательных аппаратов. / Т.М.Баишта – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с. 2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. / Н.С. Гамынин – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 3. Абрамов Е.І. Проектування систем керування літальних апаратів. / Е.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський – К.: НАУ, 2005. – 188 с. 4. Лурье З.Я. Динамические характеристики линеаризованной модели следящего рулевого привода / З.Я. Лурье, И.А. Солдатенко, И.Г. Лиценко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 3 (21). – С. 51 – 55. 5. Raymond E.T., Chenoweth C.C. Aircraft Flight Control Actuation System Design: Published Societu of Automotive Engineers Inc. – Warren dale, USA, 1993. – 242 p. 6. Самолет Ту-154. Конструкция и техническое обслуживание : учеб. пособ. Книга 1. / Ф.А. Волошин, А.Н. Кузнецов, В.Я. Покровский, А.Я. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1975. (Компьютерный вариант). 7. Складаревский О.М. Об'ємний гідропривід : навч. посіб. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с. 8. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 9. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф.М. Дименберга и

К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. 10. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. ; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с. 11. Korzeneniowski R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym / R. Korzeneniowski, J. Pluta // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. – Wroclaw, 2005. – P. 283 – 292. 12. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др.; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bashta T.M. *Gidravlicheskiy privod letatel'nyh apparatov.* / T.M. Bashta – M.: Mashinostroenie, 1967. – 495 s. 2. Gamynin N.S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya.* / N.S. Gamynin – M.: Mashinostroenie, 1972. – 376 s. 3. Abramov E.I. *Proektuvannja sistem keruvannja lital'nih aparativ.* / E.I. Abramov, G.J. Zajonchkovs'kij – K.: NAU, 2005. – 188 s. 4. Lur'e Z.Ja. *Dinamicheskie harakteristiki linearizovannoj modeli sledjawego rulevogo privoda* / Z.Ja. Lur'e, I.A. Soldatenko, I.G. Liwenko // *Promislova gidravlika i pnevmatika.* – 2008. – № 3 (21). – S. 51 – 55. 5. Raymond E.T., Chenoweth C.C. *Aircraft Flight Control Actuation Sistem Design: Published Societu of Automotive Engineers Inc.* – Warren dale, USA, 1993. – 242 p. 6. *Samolet Tu-154. Konstrukcija i tehničeskoe obsluživanie : uceb. posob. Kniga 1.* / F.A. Voloshin, A.N. Kuznecov, V.Ja. Pokrovskij, A.Ja. Solov'ev. – M.: Mashinostroenie, 1975. (Komp'juternyj variant). 7. Skljarevskij O.M. *Ob'emnij gidroprivid : navch. posib.* – Zaporizhzhja: ZNTU, 2001. – 212 s. 8. Danilov Ju.A. *Apparatura ob'emnyh gidroprivodov: Rabochie processy i harakteristiki.* / Ju.A. Danilov, Ju.L. Kirillovskij, Ju.G. Kolpakov – M.: Mashinostroenie, 1990. – 272 s. 9. *Vibracija v tehnikе: Spravochnik. V 6-ti tomah. T. 3. Kolebanie mashin, konstrukcij i ih jelementov.* / Pod red. F.M. Dimenberga i K.S. Kolesnikova. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 544 s. 10. *Jelektrogidravlicheskie sledjawie sistemy* / Hohlov V.A., Prokof'ev V.N., Borisova N.A. i dr. ; pod red. V.A. Hohlova. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 431 s. 11. Korzeneniowski R. *Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym* / R. Korzeneniowski, J. Pluta // *HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005.* – Wroclaw, 2005. – P. 283 – 292. 12. *Ob'emnye gidravlicheskie privody* / Bashta T.M., Zajchenko I.Z., Ermakov V.V. i dr.; pod red. T.M. Bashty. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 628 s.

Андренко П.М., Клітної В.В., Блошенко Р.Ю.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ГІДРАВЛІЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Наведено гідравлічну та функціональну схему гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування. Описано робочі процеси в окремих її елементах, що комплексно враховують нестационарність гідродинамічних процесів, змінність в часі коефіцієнта витрат.

Андренко П.Н., Клитной В.В., Блошенко Р.Ю.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ САМОЛЕТА В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Приведены гидравлическая и функциональная схемы гидравлической тормозной системы самолета в режиме торможения. Описаны рабочие процессы в отдельных ее элементах, которые комплексно учитывают нестационарность гидродинамических процессов, переменность коэффициента расхода.

Andrenko P. N., Klitnoj V. V., Bloshenko R. Yu.

THE AIRCRAFT HYDRAULIC BRAKE SYSTEM WORK PROCESS IN THE BRAKING MODE

Shows the hydraulic circuit and functional hydraulic brake system of the aircraft in the mode of inhibition. We describe the work processes in individual cells, which take into account the complex unsteady hydrodynamic processes, the variability of the discharge coefficient.