

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО ЦИЛІНДРА ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Дмитро Міщук

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03037, Повітрофлотський просп., 31, Київ, Україна, e-mail: mischuk84@gmail.com,
orcid.org/0000-0002-8263-9400

HYDRAULIC CYLINDER OF THE VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE RESEARCH OF THE DYNAMIC MODEL

Dmitry Mischuk

Kyiv National University of Construction and Architecture,
03037, 31 Povitroflotsky Avenue, Kyiv, Ukraine, e-mail: mischuk84@gmail.com,
orcid.org/0000-0002-8263-9400

АНОТАЦІЯ. Розглянуто динамічну модель гідравлічного одноштокового циліндра із простим ввімкненням у складі об'ємного гідроприводу, що складається із золотникового розподільника, гідронасоса та гідроліній. Побудовано математичну модель гідроциліндра, визначено метод її розв'язку та представлено результати моделювання. Проаналізовано параметри, що суттєво впливають на динаміку роботи гідроциліндра у період його пуску.

Ключові слова: гідроциліндр, динамічна модель, математичне моделювання, об'ємний гідропривід.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрено динамическую модель гидравлического одноштокового цилиндра с простым включением в составе объемного гидропривода, состоящего из золотникового распределителя, гидронасоса и гидролиний. Построена математическая модель гидроцилиндра, определен метод ее решения и представлены результаты моделирования. Проанализированы параметры, которые существенно влияют на динамику работы гидроцилиндра в период его пуска.

Ключевые слова: гидроцилиндр, динамическая модель, математическое моделирование, объемный гидропривод.

ABSTRACT. Purpose. The hydraulic cylinders have an important component hydraulic system of most types of construction, road, technological machines and equipment. The knowledge of the mathematical description of the cylinder model makes it possible to study the quality of its work processes. Thus in most known and documented sources processes describe step process of creating a mathematical model of the hydraulic drive is not qualitatively described. In the best case author paints a detail taken from each equation the huge system, but what to do with them further on the initial stage of development, is not very clear. It is therefore proposed study the process of creating and calculating of the mathematical cylinder model in more detail. **Methodology/approach.** D'Alembert's equation and balance the costs to compile the equations of dynamics used the principle. Solution of differential equations performed by using the implicit Euler method and Runge-Kutta methods. **Findings.** The characteristics of the hydraulic system which allows it to perform a qualitative description. **Research limitations/implications.** Results of this work can be used further for specification and improvement of existing engineering methods of calculation and the analysis of transients and nonlinear wave formations at extended mountain transport cars as at stages of their design or designing, and in modes of real operation. **Originality/value.** The work has scientific and practical interest.

Key words: cylinder, dynamic model, mathematical modeling, volumetric hydraulic drive.

ВСТУП

Об'ємний гідравлічний привід є найбільш застосовуваним в системах будівельно-дорожніх машин та обладнанні. Особливо широкого розповсюдження отримав гідропривід з дросельним регулюванням та лінійним гідродвигуном (з лінійним пере-

міщення вихідної ланки) [1]. Для такого типу гідроприводу характерні висока питома потужність та простота керування.

В значній частині наукових робіт з гідроприводу [2...4] представлені методи його дослідження, проте якісний опис покрокового процесу створення математичної моделі гідроприводу та результат розв'язку

такої моделі відсутні. У кращому випадку детально описується звідки отримано кожне рівняння величезної системи, проте що далі з ними робити на початковому етапі освоєння не дуже зрозуміло, а деякі із запропонованих моделей [3...7] взагалі дуже спрощені та представлені у вигляді лінійних співвідношень, що негативно відображається на подальшій реалізації систем керування.

В роботах [8...12] запропоновані моделі гідроприводу, що враховують опис таких фізичних процесів як гідродинамічну взаємодію між потоком рідини та поршнем гідроциліндра, нерівномірність протікання потоку робочої рідини через дросель, магнітний гістерезис та ін. Проте практичне використання результатів подібних досліджень носить обмежений характер, а аналіз впливу подібних фізичних явищ на параметри процесу руху вихідної ланки не проводився.

Отже, побудова математичної моделі гідравлічного приводу та його якісне дослідження є актуальною задачею.

МЕТА РОБОТИ

Метою дослідження є побудова та дослідження адекватної моделі об'ємного гідроприводу з лінійним гідродвигуном, дрослюючим золотниковим розподільником та гідронасосом.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Розглянемо спрощену схему об'ємного гідроприводу (рис. 1), що складається із нерегульованого гідронасоса $H1$, золотникового розподільника $P1$, гідроциліндра $Ц1$ із безштоковою 1 та штоковою 2 порожнинами. Гідросистема має розімкнену циркуляцію робочої рідини, а тому по завершенню робочого циклу рідина зливається в гідробак $T1$.

Розглянемо випадок, коли гідроциліндр встановлено вертикально (такий варіант виконання притаманний для систем приводу навантажувачів, одноківшевих екскава-

торів, гідроманіпуляторів, автокранів та ін.) і при подачі сигналу керування u на гідророзподільник, відбуватиметься його ввімкнення, внаслідок чого робоча рідина під тиском через прохідні канали розподільника потраплятиме від гідронасоса до поршневої порожнини гідроциліндра. Рідина зі штокової порожнини також через прохідні канали розподільника зливатиметься в гідробак.

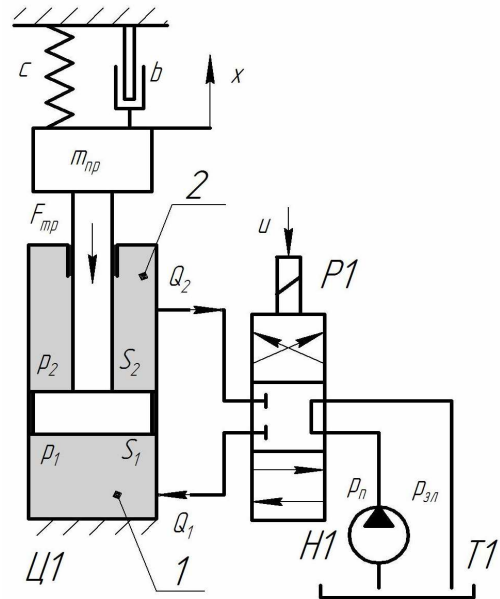


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу

Fig. 1. Design model of the hydraulic drive

Побудова математичної моделі гідроприводу

Згідно представленій схеми на гідроциліндр під час його роботи діятимуть:

- сили інерції, які створюватимуться масами рухомих частин робочого органа, що рухаються з прискоренням;
- сили напівсухого тертя, які виникають в ущільнювачах штоку та поршня;
- сили в'язкого тертя, що виникають внаслідок демпфірування поршня гідроциліндра;
- позиційні сили, які утворюються внаслідок зміни потенціальної енергії робочої рідини і які характеризуються коефіцієнтом жорсткості;
- статична сила ваги;

- динамічні сили, які виникають в гідроциліндрі зі сторони безштокової та штокової порожнин від дії тиску робочої рідини.

При складанні математичної моделі описаної системи не враховуватимемо хвильові явища, що виникають в трубопроводах, вважаючи, що частота хвильових процесів на порядок перевищує частоту коливань, які пропускає гідропривід [10].

Згідно принципу Д'Аламбера маємо диференціальне рівняння руху штоку гідроциліндра:

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{mp} - m_{np} g - cx - b \frac{dx}{dt}, \quad (1)$$

де m_{np} – зведена маса рухомих частин робочого органа, кг; x – переміщення штоку гідроциліндра, м; p_1 та p_2 – тиск в поршневій та штоковій порожнинах гідроциліндра відповідно, Па; S_1 та S_2 – ефективна площа поршня зі сторони безштокової та штокової порожнин відповідно, м²; c – коефіцієнт жорсткості, Н/м; b – коефіцієнт в'язкого тертя, Н/(м/с); F_{mp} – напіссухого сила тертя поршня та штока гідроциліндра, Н; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Зміну тисків в порожнинах гідроциліндра визначаємо з рівнянь нерозривності потоку з врахування стискання робочої рідини. Відповідно будемо мати наступні залежності:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{E_{np1}}{V_1} (Q_1 - S_1 \frac{dx}{dt}); \quad (2)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{E_{np2}}{V_2} (-Q_2 + S_2 \frac{dx}{dt}), \quad (3)$$

де Q_1 та Q_2 – витрати рідини в безштоковій та штоковій порожнинах відповідно, м³/с; E_{np1} та E_{np2} – зведені модулі об'ємної пружності робочої рідини в безштоковій та штоковій порожнинах відповідно, Па; V_1 та V_2 – об'єми робочої рідини в безштоковій та штоковій порожнинах гідроциліндра з врахування об'ємів рідини в прилеглих до них трубопроводах відповідно, м³.

Коефіцієнт жорсткості визначимо, виходячи із співвідношення [13]

$$c = \frac{E_{np2} S_2^2}{V_2}; \quad (4)$$

$$E_{np2} = \frac{E_p}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \frac{E_p}{E_{cm}}}, \quad (5)$$

де E_p та E_c – модулі об'ємної пружності робочої рідини та сталі (матеріалу з якого виготовлено трубопроводи та циліндр) відповідно, Па; d_{mp} – діаметр трубопроводу гідромагістралі, м; δ – товщина стінки трубопроводу, м.

Гідравлічний золотниковий розподільник було розглянуто з позиції дроселюючого пристрою, який, окрім перемикання робочих каналів подачі рідини, також виконує функцію дроселя (рис. 2). Отже, маємо золотниковий розподільник з проточками, у корпус якого встановлено циліндричний золотник із трьома буртиками. Порожнини між буртиками золотника можуть бути з'єднані з відповідними порожнинами гідроциліндра. Кромки золотника утворюють з проточками корпусу дросельні щілини, площі яких f_{np1} та f_{np2} залежать від положення u золотника.

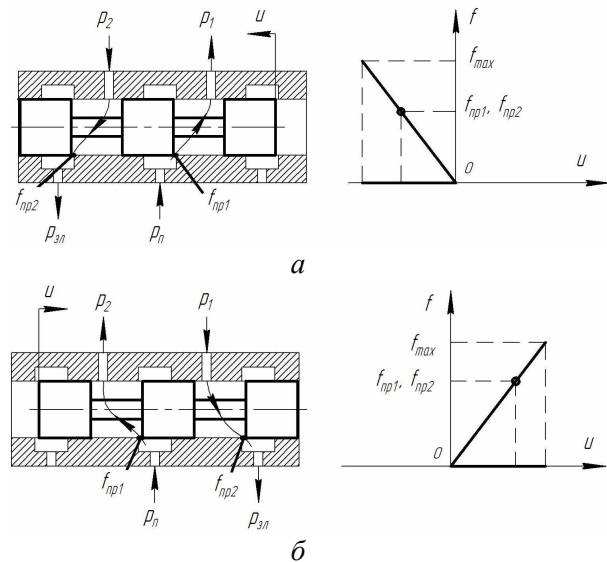


Рис. 2. Принцип роботи золотникового розподільника в момент пуску для прямого (а) та зворотного (б) ходу золотника

Fig. 2. The principle of spool valves at the time of launch direct (a) and reverse (b) move the spool

Для розглянутого випадку площі f_{np1} та f_{np2} дросельних щілин змінюються за однако-вими законами. Таким чином, золотнико-вий розподільник через свої прохідні кана-ли може пропускати таку кількість рідини:
- рідина, що нагнітається до гідроциліндра від гідронасоса,

$$Q_1 = \mu \cdot f_{op1} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_{1i}|} \times \text{sign}(p_n - p_{1i}); \quad (6)$$

- рідина, що відводиться від гідроциліндра в бак,

$$Q_2 = \mu \cdot f_{op2} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_{3i}|} \times \text{sign}(p_2 - p_{3i}), \quad (7)$$

де μ - коефіцієнт витрат робочої рідини через дросельні канали розподільника; ρ - щільність робочої рідини, кг/м³; p_n - робо-чий тиск гідронасоса, Па; p_{3i} - тиск в злив-ній магістралі, Па.

Таким чином, залежності (1) – (3), (6) та (7) дозволяють описати динаміку роботи гідроциліндра та є основними рівняннями математичної моделі гідравлічної системи.

Розв'язок математичної моделі

Для розв'язку запропонованої математи-чної моделі гідроприводу було застосовано числові методи розв'язку диференційних рівнянь.

Згідно двокрокового методу Ейлера [14] маємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} f_1(v_i, p_{1i}, p_{2i}) &= \frac{1}{m_{np}} (p_{1i} S_1 - p_{2i} S_2 - F_{mp} - \\ &\quad - m_{np} g - cx_i - bv_i); \\ f_2(v_i, p_{1i}) &= \frac{E_{np1}}{V_1} (\mu \cdot f_{op1} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_{1i}|} \times \\ &\quad \times \text{sign}(p_n - p_{1i}) - S_1 f_1(v_i)); \\ f_3(v_i, p_{2i}) &= \frac{E_{np2}}{V_2} (-\mu \cdot f_{op2} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2i} - p_{3i}|} \times \\ &\quad \times \text{sign}(p_{2i} - p_{3i}) + S_2 f_1(v_i)); \\ v_{i+1/2} &= v_i + \frac{1}{2} f_1(v_i, p_{1i}, p_{2i}) \Delta t; \\ p_{1(i+1/2)} &= p_{1i} + \frac{1}{2} f_2(v_i, p_{1i}) \Delta t; \end{aligned} \quad (8)$$

$$p_{2(i+1/2)} = p_{2i} + \frac{1}{2} f_3(v_i, p_{2i}) \Delta t;$$

$$v_{i+1} = v_i + f_1(v_{i+1/2}, p_{1(i+1/2)}, p_{2(i+1/2)}) \Delta t;$$

$$p_{1(i+1)} = p_{1i} + f_2(v_{i+1/2}, p_{1(i+1/2)}) \Delta t;$$

$$p_{2(i+1)} = p_{2i} + f_3(v_{i+1/2}, p_{2(i+1/2)}) \Delta t;$$

$$x_{i+1} = x_i + v_{i+1} \Delta t,$$

$$\text{де } f_1(v_i, p_{1i}, p_{2i}) = \frac{d^2 x}{dt^2}; \quad f_2(v_i, p_{1i}) = \frac{dp_{1i}}{dt};$$

$f_3(v_i, p_{2i}) = \frac{dp_{2i}}{dt}$; $v = \frac{dx}{dt}$; Δt – інтервал змі-ни проміжку часу диференціювання функ-цій.

Метод Рунге-Кутта [14] встановлює на-ступну систему розв'язку диференційних рівнянь:

$$\begin{aligned} f_1(v_i, p_{1i}, p_{2i}) &= \frac{1}{m_{np}} (p_{1i} S_1 - p_{2i} S_2 - F_{mp} - \\ &\quad - m_{np} g - cx_i - bv_i); \\ f_2(v_i, p_{1i}) &= \frac{E_{np1}}{V_1} (\mu \cdot f_{op1} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_n - p_{1i}|} \times \\ &\quad \times \text{sign}(p_n - p_{1i}) - S_1 f_1(v_i)); \\ f_3(v_i, p_{2i}) &= \frac{E_{np2}}{V_2} (-\mu \cdot f_{op2} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{2i} - p_{3i}|} \times \\ &\quad \times \text{sign}(p_{2i} - p_{3i}) + S_2 f_1(v_i)); \\ v_{i+1} &= v_i + \frac{1}{6} (K_1^{(1)} + 2K_2^{(1)} + 2K_3^{(1)} + K_4^{(1)}); \\ p_{1(i+1)} &= p_{1i} + \frac{1}{6} (K_1^{(2)} + 2K_2^{(2)} + 2K_3^{(2)} + K_4^{(2)}); \\ p_{2(i+1)} &= p_{2i} + \frac{1}{6} (K_1^{(3)} + 2K_2^{(3)} + 2K_3^{(3)} + K_4^{(3)}); \\ x_{i+1} &= x_i + v_{i+1} \Delta t, \end{aligned} \quad (9)$$

де

$$K_1^{(1)} = f_1(v_i, p_{1i}, p_{2i}) \Delta t; \quad K_1^{(2)} = f_2(v_i, p_{1i}) \Delta t;$$

$$K_1^{(3)} = f_3(v_i, p_{2i}) \Delta t;$$

$$K_2^{(1)} = f_1(v_i + \frac{K_1^{(1)}}{2}, p_{1i} + \frac{K_1^{(2)}}{2}, p_{2i} + \frac{K_1^{(3)}}{2}) \Delta t;$$

$$K_2^{(2)} = f_2(v_i + \frac{K_1^{(1)}}{2}, p_{1i} + \frac{K_1^{(2)}}{2}) \Delta t;$$

$$K_2^{(3)} = f_3(v_i + \frac{K_1^{(1)}}{2}, p_{2i} + \frac{K_1^{(3)}}{2}) \Delta t;$$

$$K_3^{(1)} = f_1(v_i + \frac{K_2^{(1)}}{2}, p_{1i} + \frac{K_2^{(2)}}{2}, p_{2i} + \frac{K_2^{(3)}}{2})\Delta t;$$

$$K_3^{(2)} = f_2(v_i + \frac{K_2^{(1)}}{2}, p_{1i} + \frac{K_2^{(2)}}{2})\Delta t;$$

$$K_3^{(3)} = f_3(v_i + \frac{K_2^{(1)}}{2}, p_{2i} + \frac{K_2^{(3)}}{2})\Delta t;$$

$$K_4^{(1)} = f_1(v_i + K_3^{(1)}, p_{1i} + K_3^{(2)}, p_{2i} + K_3^{(3)})\Delta t;$$

$$K_4^{(2)} = f_2(v_i + K_3^{(1)}, p_{1i} + K_3^{(2)})\Delta t;$$

$$K_4^{(3)} = f_3(v_i + K_3^{(1)}, p_{2i} + K_3^{(3)})\Delta t.$$

Для порівняння розбіжностей між вище-описаними методами розв'язку математичної моделі гідроциліндра було прийнято наступні вихідні дані та початкові параметри системи: $m_{np} = 100$ кг; $F_{mp} = 0$ Н; $b = 1000$ Н/(м/с); $c = 200000$ Н/м; $V_1 = V_2 = 0,00002$ м³; $p_n = 20 \cdot 10^6$ Па; $p_{3n} = 0$ Па; $\mu = 0,62$; $E_{np1} = E_{np2} = 1500 \cdot 10^6$ Па; $\rho = 850$ кг/м²; $S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$; $S_2 = \frac{\pi(D_1 - D_2)^2}{4}$;
 $D_1 = 0,05$ м; $D_2 = 0,025$ м; $f_{op} = \frac{\pi d_{op}^2}{4}$;
 $d_{op} = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta t = 0,0001$ с;
 $p_1(0) = p_{10} = 0$ Па; $p_2(0) = p_{20} = 0$ Па; $v(0) = v_0 = 0$ м/с; $x(0) = x_0 = 0$ м.

На рис. 3 представлено графік зміни переміщення поршня

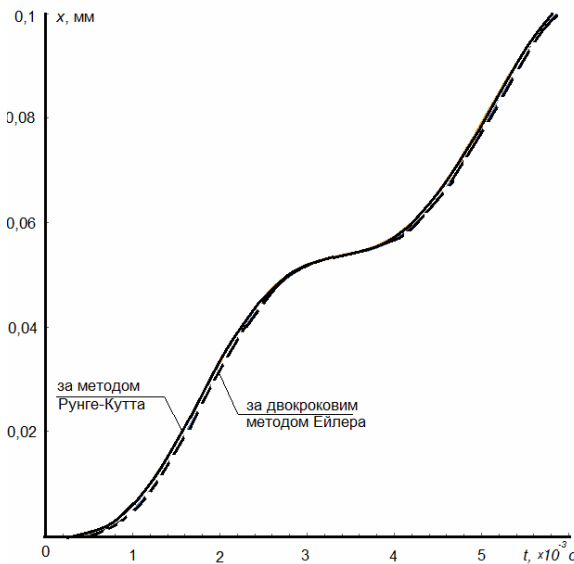


Рис. 3. Графік зміни переміщення поршня гідроциліндра в момент пуску

Fig. 3. The graph change of movement of the piston cylinder at the time of start

Аналізуючи отримані залежності переміщення, швидкості, прискорення та зміну тисків було встановлено, що розбіжності між запропонованими методами розрахунку не перевищують 1%. Таким чином, двокроковий метод Ейлера може бути застосований для дослідження динаміки гідроциліндра об'ємного гідроприводу з відтворенням адекватних результатів дослідження. При цьому кількість кроків ітерацій за даним методом в два рази менша ніж за методом Рунге-Куттаі.

Для подальших досліджень застосовуємо двокроковий метод Ейлера.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для попередньо прийнятого модуля об'ємної пружності робочої рідини встановлено характер зміни зведеного модуля пружності (5) та коефіцієнта жорсткості (4) в залежності від діаметра сталевого трубопроводу, товщини стінки труби, діаметра циліндра та ходу поршня. Модуль пружності сталі прийнято 200000 МПа.

На рис. 4 наведено графік зміни зведеного модуля пружності від параметрів трубопроводу.

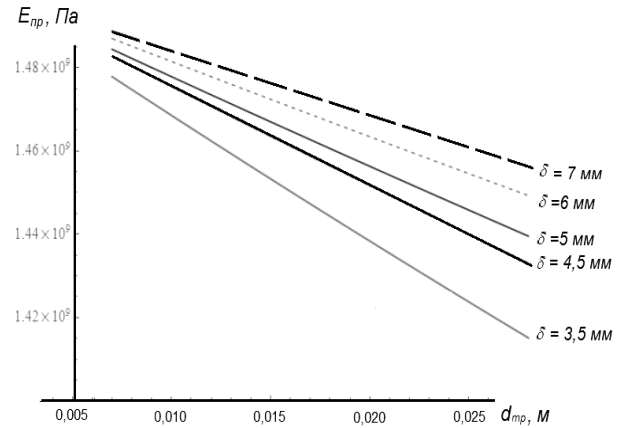


Рис. 4. Графік зміни приведенного модуля пружності

Fig. 4. The graph changes reduced modulus

Величина зміни зведеного модуля пружності для прийнятих параметрів трубопроводу не перевищує 4%, а тому для подальших розрахунків приймемо для вхідного і вихідного трубопроводів середнє значення $1450 \cdot 10^6$ Па.

На рис. 5 показано графік зміни коефіцієнта жорсткості в залежності від зміни параметрів гідроциліндра при $V_2=S_2x$.

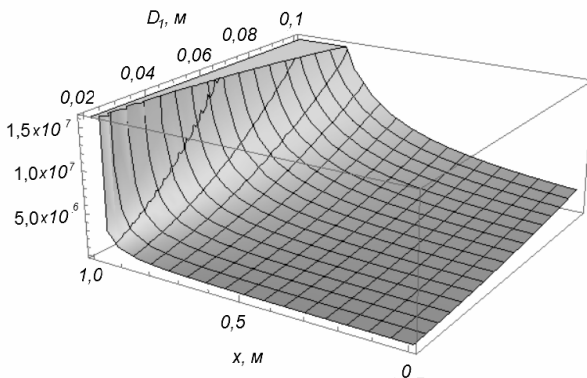


Рис. 5. Графік зміни коефіцієнта жорсткості

Fig. 5. The graph of changes stiffness coefficient

Домінуючим фактором, який призводить до значної зміни коефіцієнта пружності, є переміщення поршня гідроциліндра, що видно з представленого графіка. Детальний аналіз цього явища показав, що спостерігається зміна коефіцієнта c від $1 \cdot 10^5$ Н/м до $1 \cdot 10^7$ Н/м в межах зміни переміщення поршня до 80% від максимального значення, починаючи з нульового. І лише в кінці переміщення поршня в околі граничного положення, що відповідає 100% його вибігу, коефіцієнт c стрімко зростає з $1,5 \cdot 10^7$ Н/м до безкінечності.

З врахуванням прийнятих припущень розв'язано математичну модель запропонованого гідроприводу. На рис. 6 представлено результати розрахунків для періоду пуску і незмінних параметрах c (прийнято 200000 Н/м), p_n та площі прохідного перерізу дроселя $f_{др}$ (прийнято $3,13 \cdot 10^{-8}$ м³).

Як видно із графіків, в момент початку переміщення поршня виникають високочастотні зі значною зміною амплітуди коливання його швидкості та прискорення. Такі коливання поступово зменшуються та зникають.

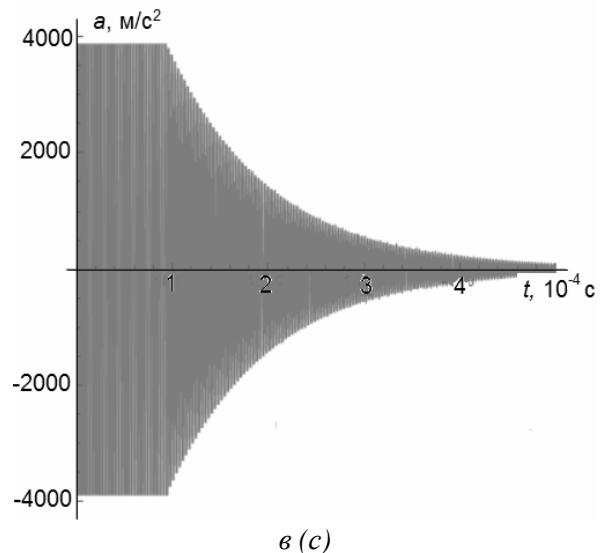
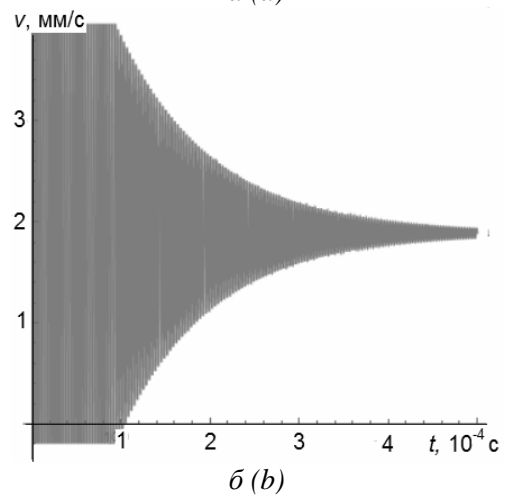
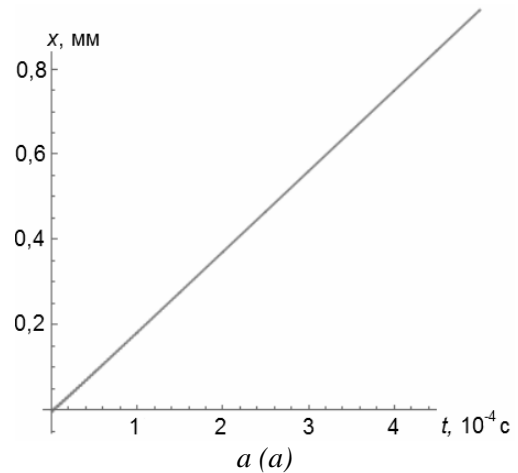


Рис. 6. Графіки зміни переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) поршня гідроциліндра для періоду пуску

Fig. 6. The graphics of change movement (a) speed (b) and acceleration (c) of the piston cylinder for the period starting

На рис. 7 наведено графічні залежності зміни тисків в порожнинах гідроциліндра для представленого вище закону зміни переміщення.

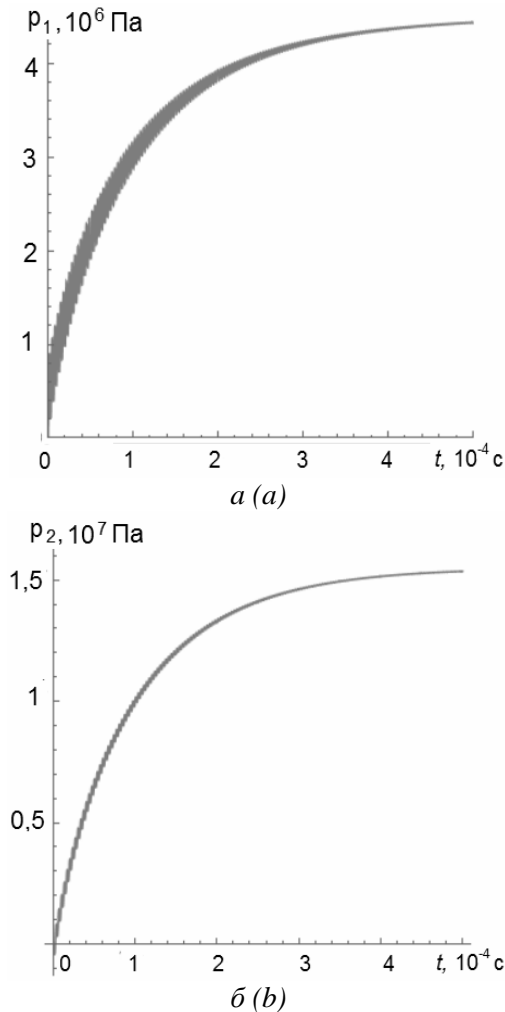


Рис. 7. Графіки зміни тиску p_1 в безштоковій (а) та тиску p_2 штоковій (б) порожнинах гідроциліндра для періоду пуску

Fig. 7. The schedule change in pressure p_1 without rod (a) and pressure p_2 with rod (b) hydro cylinder cavities for the period starting

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження було побудовано математичну модель гідроциліндра об'ємного гідропривода та встановлено, що:

- для розв'язку математичної моделі з великим ступенем точності треба застосувати двокроковий метод Ейлера;
- зведений модуль пружності змінюється в незначних межах, тому для розрахунків

можемо приймати його таким як для робочої рідини згідно довідникових даних;

- при врахування в моделі коефіцієнта жорсткості необхідно враховувати його зміну в залежності від переміщення поршня;
- в період пуску гідроприводу виникають його коливання, характер яких залежить як від зовнішніх параметрів (зовнішніх сил та зведеної маси), так і від параметрів гідросистеми (площі дроселя, коефіцієнта жорсткості, тиску гідронасоса, діаметра гідроциліндра).

ЛІТЕРАТУРА

1. Пелевін Л.Є. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник / Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков. – КНУБА. Київ, 2015. – 340 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 19971. – 672 с.
3. Навроцкий К.Л. Теория проектирования гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. М.: Машиностроение, 1988. – 304 с.
4. Mintsu H.A. Feedback linearization-based position control of an electrohydraulic servo with supply pressure uncertainty / H.A. Mintsu, R Venugopal, J.P. Kene, C. Belleau // IEE Transaction on Contril System Technology. – 2012. – №. 4. – P. 1092-1099.
5. Detiček E. An intelligent electro-hydraulic servo drive positioning / E. Detiček, Žu. Uroš // Journal of Mechanical Engineering, 57(2011)5. – P. 394-404. DOI:10.5545/sv-jme.2010.081.
6. Ming Xu. Dynamic Simulation of Variable-Speed Valve-Controlled-Motor Drive System with a Power-Assisted Device / Ming Xu, Jing Ni, Guojin Chen // Journal of Mechanical Engineering, 60(2014)9. P. 581-591. DOI:10.5545/sv-jme.2013.1532.
7. Пелевін Л. Аналіз процесу імпульсної подачі зуба розпушника / Л. Пелевін, А. Фомін, Б. Мельниченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Київ, 2015. – №85. – С. 90-94.
8. Ryzhakov A. Selection of discretely adjustable pump parametres for hydraulic drives of mobile equipment / A. Ryzhakov, Pya Nikolenko, Kazimierz Dreszer // ТЕКА. – 2009. – №. 9. – P. 267-276.

9. *Pohl J.* Modeling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains / J. Pohl, M. Sethson, P. Krus, J.O. Palmberg // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering. – 2002. – Vol. 216. Nr 2. – P. 105-116.
10. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
11. *Пелевін Л.* Гідравлічний гасник динамічних коливань / Л. Пелевін, М. Карпенко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – Київ, 2014. – №83. – С. 97-103.
12. *Иринг Ю.* Проектирование гидравлических и пневматических систем / Ю. Иринг. Л., 1983. – 363 с.
13. *Прокофьев В.Н.* Динамика гидропривода. – М.: Машиностроение, 1972. – 265 с.
14. *Овчинников П.П.* Вища математика: Підручник. У 2 ч. Ч.2 / П.П. Овчинников. – 2-ге вид. – К.: Техніка, 2000. – 792 с.
- Mechanical Engineering, 57(2011)5, 394-404. DOI:10.5545/sv-jme.2010.081.
6. *Ming Xu., Jing Ni, Guojin Chen., 2014.* Dynamic Simulation of Variable-Speed Valve-Controlled-Motor Drive System with a Power-Assisted Device. Journal of Mechanical Engineering, 60(2014)9, 581-591. DOI:10.5545/sv-jme.2013.1532.
7. *Pelevin L., Fomin A., Melnichenko B., 2015.* Analiz procesu impul'snoi podachi zuba rozpushnika [The analysis process pulsed supply dental ripper]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and melioration machines], 2015, No85, 90-94. – (in Ukrainian).
8. *Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K., 2009.* Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. TEKA, No9, 267-276.
9. *Pohl J., Sethson M., Krus P., Palmberg J.O., 2002.* Modeling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol216, No2, 105-116.
10. *Popov D.N., 1987.* Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem. Uchebnik [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems. Textbook], Moscow, Mashinostroenie, 464. – (in Russian).
11. *Pelevin L., Karpenko M., 2014.* Gidravlichnij gasnik dinamichnih kolivan [Hydraulic the quencher dynamic oscillation]. Girnichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and melioration machines], No 83, 97-103. – (in Ukrainian).
12. *Iring Ju., 1983.* Proektirovanie gidravlicheskih i pnevmaticheskikh system [Design of hydraulic and pneumatic systems]. Leningrad, 363. – (in Russian).
13. *Prokofev V.N., 1972.* Dinamika gidroprivoda [The dynamics of the hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 265. – (in Russian)
14. *Ovchinnikov P.P., 2000.* Vishha matematika. Pidruchnik. U 2 ch. Ch 2 [Higher mathematics. Textbook. Ch 2]. Kyiv, Tehnika Publ., 792. – (in Ukrainian).

REFERENCES

1. *Pelevin L.E., Mishhuk D.O., Rashkivskij V.P., Gorbatjuk E.V., Arzhaev G.O., Krasnikov V.F., 2015.* Gidravlika, gidromashini ta gidropnevmomatika: Pidruchnik [Hydraulics, Hydraulic and hydropneumoautomatics]. Kyiv, KNUCA Publ., 340. – (in Ukrainian).
2. *Bashta T.M., 1997.* Mashinostroitel'naja gidravlika [Hydraulics Engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 672. – (in Russian).
3. *Navrockiy K.L., 1988.* Teoriya proektirovaniya gidro- i pnevmoprivodov [The theory of designing hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 304. – (in Russian)
4. *Mintsa H.A., Venugopal R., Kene J.P., Belleau C., 2012.* Feedback linearization-based position control of an electrohydraulic servo with supply pressure uncertainty. IEE Transaction on Control System Technology, Nr4, 1092-1099.
5. *Detiček E., Uroš Žu., 2011.* An intelligent electro-hydraulic servo drive positioning. Journal of