

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ГАЛЬМІВНИМ КЛАПАНОМ

Вінницький національний технічний університет

В статті представлена розрахункова схема та математична модель гідروприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном, що враховує результати експериментального визначення моменту опору на планшайбі регульованого насоса за рахунок стохастичної складової моменту опору.

ВСТУП

В Україні та за кордоном є багато праць з математичними моделями, що вирішують задачі проектування гідроприводів. Так, наприклад, дослідження проблеми знакозмінного навантаження на гідродвигуні розглядається в статті [1]. Математична модель представлена в статті [2] має рівняння геометрії та властивостей гальмівного клапана фірми Rexroth, але не містить в розрахунках лінійного гідродвигуна та регульованого насоса. В статті [3] описані рівняння руху малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача. Математична модель системи керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності представлена в статті [4].

Усі попередньо вказані математичні моделі мають позитивні результати досліджень, однак, для вирішення завдання проектування гідроприводу фронтального навантажувача, що відповідає сучасним вимогам [5], необхідно було розробити нову розрахункову схему та математичну модель гідроприводу.

Для визначення моменту опору на планшайбі регульованого насоса були проведені експериментальні дослідження, за результатами яких визначено залежність моменту опору від величини витрати регульованого насоса Q_n та тиску p_n . Була введена стохастична складова моменту опору, що має розподіл за законом Гауса та залежить від кутової частоти переміщення планшайби. Це дозволило визначати момент опору планшайби в межах його реальних значень.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

Технічні характеристики та якість роботи фронтального навантажувача загалом залежать від спроектованого гідроприводу. Тому в розробці нової розрахункової схеми гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном при попутному навантаженні враховані напрацювання [1–5]. Основними вимогами для гідроприводів фронтальних навантажувачів є: пропорційне керування при знакозмінному навантаженні; стабілізація швидкості руху гідродвигуна; мінімізація просідання вантажу; зменшення втрат енергії та перегрівання робочої рідини; швидкодія гідросистеми $t_p = 0,2 \dots 0,4$ с.

Розрахункова схема гідроприводу фронтального навантажувача показана на рис. 1.

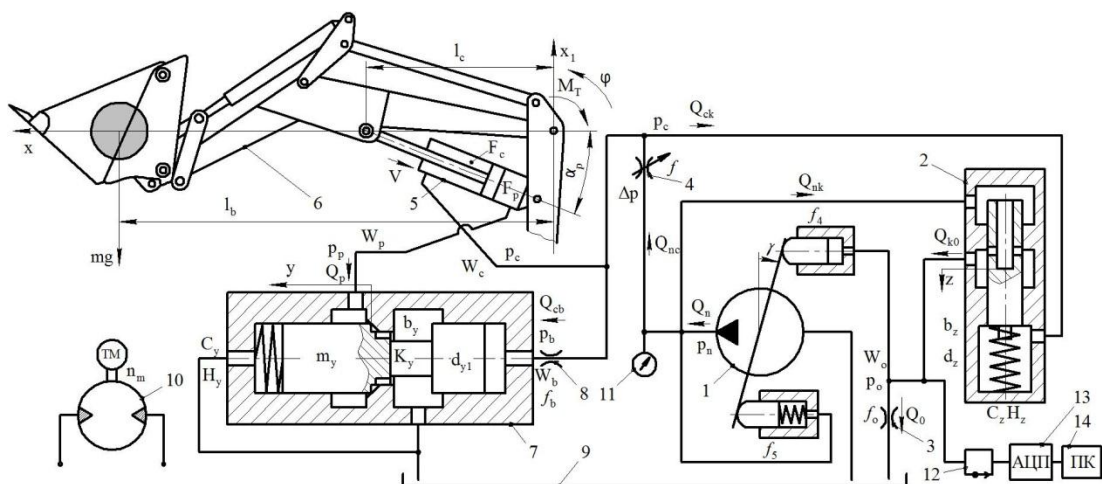


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном

Розрахункова схема включає регульований насос 1 з регулятором подачі 2 та нерегульований дросель 3. Гідророзподільник під позицією 4 зображений у вигляді регульованого дроселя, що забезпечує потрібний потік рідини через робоче вікно площею f . А також до схеми входить гідроциліндр 5, що керує ковшем 6, гальмівний клапан 7 з нерегульованим дроселем 8 та гідробак 9.

Для проведення експерименту додатково встановлюється гідромотор 10 в зливну гідролінію між гальмівним клапаном 7 та гідробаком 9, в нагнітальну лінію – манометр 11, а в гідролінію сервоциліндра насоса 1 – датчик тиску 12 з аналогово-цифровим перетворювачем 13 та персональним комп'ютером 14. Також замінюється гідроциліндр 5 на регульований дросель.

Гідропривод фронтального навантажувача працює таким чином. Робоча рідина подається через робоче вікно f в гідророзподільнику 4 до штокової камери гідроциліндра 5 та рухає поршень з ковшем 6 донизу. Також рідина проходить до каналу керування гальмівним клапаном 7 через дросель 8, яка забезпечує відкриття основного клапана та прохід рідини з безштокової порожнини гідроциліндра 5. Таким чином відбувається нагнітання робочої рідини від регульованого насоса 1 з регулятором подачі 2 до штокової порожнини гідроциліндра 5 та злив робочої рідини з безштокової порожнини гідроциліндра 5 через гальмівний клапан 7 до гідробака 8.

Експериментальні дослідження були проведені для регульованого насоса 1 фірми «Bosch-Rexroth» моделі A10VSO/31 з спроектованим регулятором подачі 2 у Вінницькому національному технічному університеті.

Момент опору на планшайбі насоса визначено в експерименті, під час якого для фіксованих значень величини витрати Q_n та фіксованих значень величини тиску p_n на виході регульованого насоса визначалась величина тиску p_0 в сервоциліндрі насоса. Випробування проведені в статичному режимі роботи регульованого насоса 1. Величина витрати Q_n налаштовувалась за рахунок відкриття робочого вікна f в гідророзподільнику 4 і реєструвалась величина частоти обертання вала n_m гідромотора 10. За формулою $Q_n = q_m \cdot n_m$ визначалась величина витрати, що мала місце в експерименті. Зміною робочого вікна регульованого дроселя замість гідроциліндра 5 налаштовувалась величина тиску p_n на виході регульованого насоса 1. Величина тиску p_n контролювалась манометром 11. При налаштованих значеннях величин Q_n та p_n реєструвалось значення тиску p_0 в сервоциліндрі насоса за допомогою датчика тиску 12, аналогово-цифрового перетворювача 13 та персонального комп'ютера 14. Результати експериментів наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати експерименту з визначення величини тиску p_0 в сервоциліндрі регульованого насоса

№ п/п	p_n , МПа	$Q_n \cdot 10^{-3}$, м ³ /с	p_0 , МПа			\bar{p}_0 , МПа
1	16,0	0,25	5,55	5,42	5,41	5,46
2	9,5	0,25	3,62	3,52	3,56	3,59
3	3,0	0,25	3,52	3,40	3,40	3,44
4	16,0	0,50	5,16	5,36	5,32	5,28
5	9,5	0,50	3,52	3,39	3,37	3,43
6	3,0	0,50	3,43	3,25	3,28	3,32
7	16,0	0,75	5,18	4,98	5,02	5,06
8	9,5	0,75	3,33	3,18	3,18	3,23
9	3,0	0,75	3,23	3,12	3,12	3,16

За визначеними середніми значеннями тиску p_0 в сервоциліндрі насоса визначалось значення моменту опору на планшайбі насоса за формулою

$$M = (p_n \cdot F_4 - p_0 \cdot F_5) \cdot l, \quad (1)$$

де F_4, F_5 – площі сервоциліндрів насоса; l – плече дії сервоциліндрів.

За результатами експерименту визначено залежність моменту опору на планшайбі насоса від величин Q_n та p_n , яка має вигляд

$$M = m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_{31} \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n, \quad (2)$$

де $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$ – коефіцієнти залежності моменту опору від величини Q_n та p_n . Значення коефіцієнтів: $m_0=25,181 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $m_1=-7,929 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $m_2=7,091 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$; $m_3=-8,133 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^5$; $m_4=-4,733 \cdot 10^{-15} \text{ м}^5/\text{Н}$; $m_5=-4,123 \cdot 10^{-4} \text{ с}$.

Залежність моменту опору M від величини витрати Q_n регульованого насоса та величини тиску p_n на виході насоса, з урахуванням похибки δM_i визначеної за результатами експерименту, подана на рис. 2.

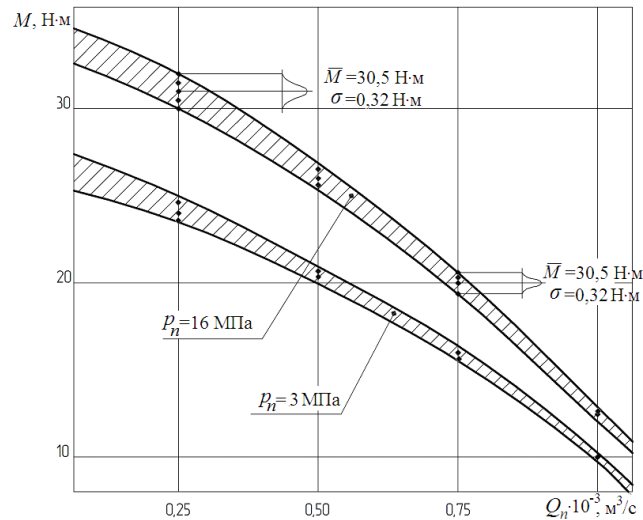


Рисунок 2 – Залежність моменту опору M на планшайбі насоса від величини витрати Q_n регульованого насоса та величини тиску p_n на виході насоса

Стохастична складова моменту опору являє собою генератор випадкових чисел, що має розподіл за законом Гауса і її залежність від часу подана на рис. 3а. На рис. 3б подана залежність кутової частоти переміщення планшайби насоса від часу.

Залежність добутку кутової швидкості на стохастичну складову моменту опору $\omega_m m_f$ подана на рис. 3в. Залежність значення моменту опору з урахуванням стохастичної складової $M + \omega_m m_f$ від часу подано на рис. 3г.

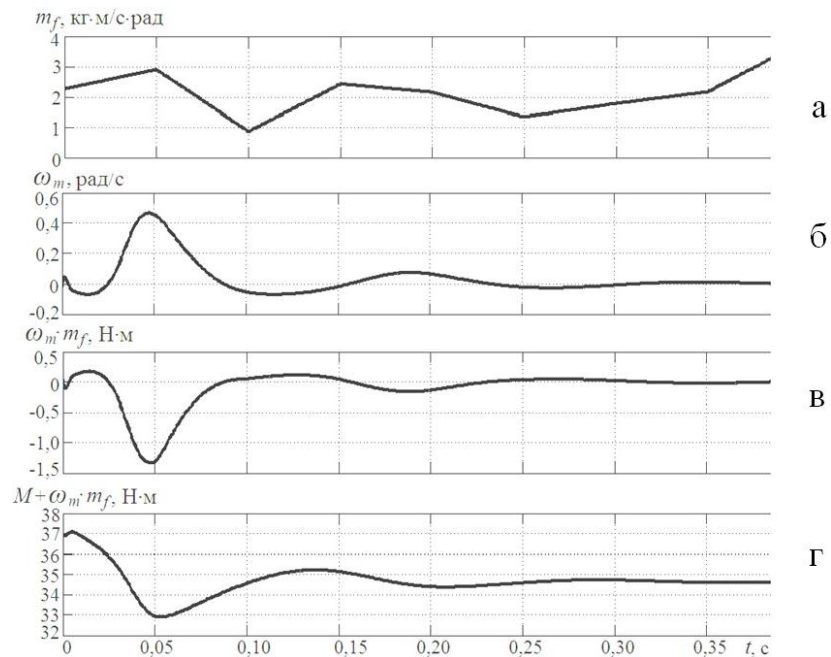


Рисунок 3 – Стохастична залежність моменту опору M від часу

На основі розрахункової схеми та експериментальних досліджень, що дозволили визначити залежність моменту опору на планшайбі насоса $M_c=f(p_n, Q_n, m_f, \omega_m)$, складено нелінійні диференційні рівняння (математична модель), що описують умови нерозривності потоків для гідроліній:

$$Q_n = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \times \\ \times \text{sign}(p_n - p_0) - \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = F_c \cdot g + \\ + \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_c - p_b) + \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \quad (4)$$

$$\mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2|p_c - p_b|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_c - p_b) = \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt}; \quad (5)$$

$$F_p \cdot V = \mu \cdot K_y \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_p}{\rho}} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (6)$$

$$\mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (7)$$

рівняння рівноваги моментів:

$$J \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} + M_c; \quad (8)$$

$$I \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = p_c \cdot F_c \cdot l_c \cdot \sin(\alpha_p) - p_p \cdot F_p \cdot l_p \cdot \sin(\alpha_p) + m \cdot g \cdot l_b - \\ - b_v \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{l_c^2}{\sin(\alpha_p)} - M_T \cdot \text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right); \quad (9)$$

та рівняння рівноваги сил:

$$m_y \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_{y1}^2}{4} - b_y \cdot \frac{dy}{dt} - C_y \cdot (H_y + y) - T_y \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right); \quad (10)$$

$$b_z \cdot \frac{dz}{dt} = p_n \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - p_c \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} - C_z \cdot (H_z + z) - T_z \cdot \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right); \quad (11)$$

В системі нелінійних диференційних рівнянь також використано формули розрахунку витрати насоса 1, швидкості руху поршня гідроциліндра 5 та моменту опору на планшайбі насоса 1 відповідно:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8^2 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg}(\gamma); \quad (12)$$

$$V = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{l_c}{\sin(\alpha_p)}; \quad (13)$$

$$M_c = m_0 + m_1 \cdot Q_n + m_2 \cdot p_n + m_{31} \cdot Q_n^2 + m_4 \cdot p_n^2 + m_5 \cdot Q_n \cdot p_n + m_f \cdot \omega_n. \quad (14)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

Q_n – витрата насоса 1; f – робоче вікно гідророзподільника 4; M_c, M_T – момент опору на планшайбі насоса та момент тертя в шарнірі; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; β – коефіцієнт стиснення рідини; d_{y1} – діаметр поршня гальмівного клапана 6; f_b, f_o – площі дроселів; K_y – коефіцієнт підсилення основного золотника гальмівного клапана 6; W_n, W_c, W_p, W_o, W_b – об'єми гідроліній; m_c, m_y – маси поршня гідроциліндра 5 та основного золотника гальмівного клапана 6; C_y, C_z – жорсткості пружин гальмівного клапана 6 та регулятора подачі 2; H_y, H_z – попередні стиснення пружин гальмівного клапана 6 та регулятора подачі 2 відповідно; b_y, b_c, b_x, b_z – коефіцієнти демпфування планшайби насоса 1, поршня гідроциліндра 5, основного золотника гальмівного клапана 6 та золотників регулятора подачі 2; m – приведена маса ковша 6 з вантажем; F_c, F_p – площі поршня гідроциліндра 5; J, I – моменти інерції планшайби насоса 1 та ковша 6; T_c, T_y, T_z – сили тертя поршня гідроциліндра 5, основного золотника гальмівного клапана 6 та золотника регулятора подачі 2; d_7, d_8 – діаметри поршня насоса 1 та кола контакту поршнів насоса з планшайбою відповідно; k – кількість поршнів в насосі 1; n – число обертів вала насоса 1; F_4, F_5 – площі плунжерів; z, y, x, x_1 – координати положення золотників та ковша; V – швидкість руху поршня гідроциліндра 5; l_b, l_c – положення точок прикладання сил від ваги ковша 6 та гідроциліндра 5 відносно центра координат; l – плече планшайби насоса 1; α_p – кут між напрямком дії сили від гідроциліндра 5 та віссю координат x ; p_n, p_c, p_p, p_o, p_b – величини тисків в гідролініях; γ, φ – кути повороту планшайби насоса 1 та ковша 6.

Розв'язання та дослідження математичних моделей здійснено за допомогою імітаційного моделювання в пакеті програми MATLAB Simulink. Математична модель складена з такими припущеннями: розглядаються зосереджені параметри гідроприводу з електрогідравлічним керуванням, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи – безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндра та гальмівного клапана не враховувались.

Результати імітаційного моделювання перехідних процесів показані на рис. 4. Перехідні процеси є затухаючі, час затухання приблизно становить до $t_p = 0,4$ с. Варто зазначити, що при опусканні вантажу масою в 1000 кг тиск p_c в напірній гідролінії становить 1 МПа, що позитивно впливає на ККД гідроприводу зменшуючи витрати енергії за рахунок контрольованого опускання вантажу під силою тяжіння. Тиск в зливній гідролінії встановлюється на рівні 5 МПа до гальмівного клапана, а після – наближається до 0.

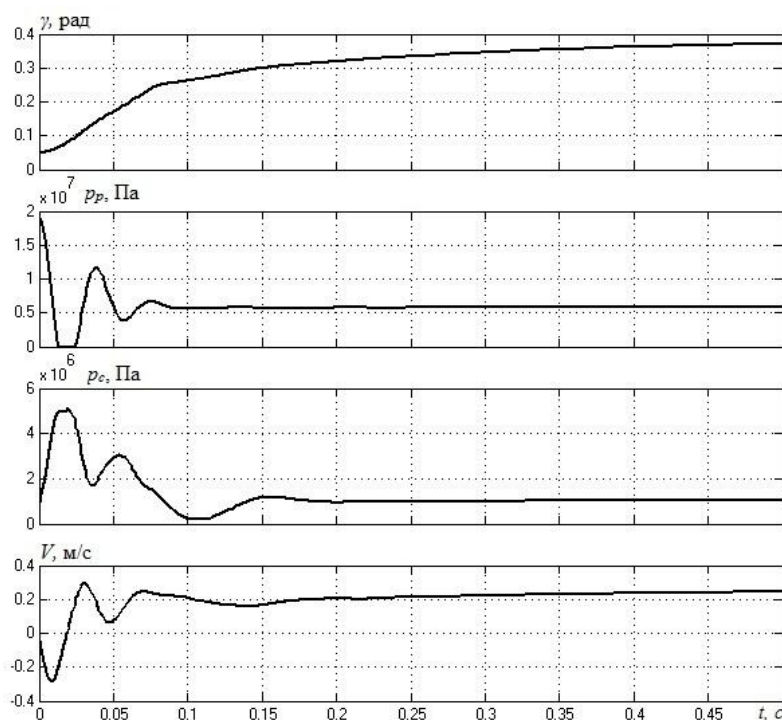


Рисунок 4 – Залежність кута повороту планшайби γ , тисків p_p і p_c та швидкості V руху гідроциліндра від часу t

ВИСНОВКИ

Розроблену розрахункову схему та математичну модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном, що відповідає сучасним вимогам. В розрахунках використано експериментальні дані та залежність для моменту опору на планшайбі насоса $M_c = f(p_n, Q_n, m_f, \omega_m)$, що підвищує адекватність імітаційного моделювання процесів в гідроприводі. Залежність $M_c = f(p_n, Q_n, m_f, \omega_m)$ для моменту опору на планшайбі насоса містить стохастичну складову моменту опору m_f , що має розподіл за законом Гауса та змодельована з використанням генератора випадкових чисел.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич // Наукові нотатки. – 2013. – № 40. – С. 118–123.
2. Musina L. S. Providing Cavitation-Free Operation of Hydraulic Systems under Passing Load in Hydraulic Actuator / L.S. Musina, D. V. Tselishev, V. A. Tselishev, S. Y. Konstantinov, R. S. Musalimov // Modern Applied Science. – 2015. – № 4. – P. 276–283.
3. Назаров Л. В. Теоретичні дослідження динаміки малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача при автоколиваннях / Л. В. Назаров, С. І. Овсянніков, Л. В. Разарьонов [та ін.] // Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр. – Харків : ХНАДУ. – 2007. – Вип. 38. – С. 13–17.
4. Буренніков Ю. А. Про можливість зменшення гідравлічних втрат в системі керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові праці ВНТУ. – Вінниця. – 2007. – №. 1. – С. 6. – Режим доступу: URL: <http://praci.vntu.edu.ua/article/viewFile/1345/844>.
5. Козлов Л. Г. Вимоги до гідросистем фронтальних навантажувачів / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А. О. Іванов // Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали. – 2015. – С. 2. – Режим доступу: URL: <http://ctam.vntu.edu.ua/doc/57.pdf>.

REFERENCES

1. Kozlov L. G. Vplyv parametriv systemy keruvannya na stiykist' gidropryvoda invariantnogo do znakovzminnogo navantazhennya / L. G. Kozlov, I. V. Boyko, O. V. Piontkevych // Naukovi notatky. – 2013. – № 40. – S. 118–123. (Ukr)

2. Musina L. S. Providing Cavitation-Free Operation of Hydraulic Systems under Passing Load in Hydraulic Actuator / L. S. Musina, D. V. Tselishev, V. A. Tselishev, S. Y. Konstantinov, R. S. Musalimov // *Modern Applied Science*. – 2015. – № 4. – P. 276–283. (Eng)

3. Nazarov L. V. Teoretychni doslidzhennya dynamiky malogabarytnogo pnevmokolisnogo frontal'nogo navantazhuvacha pry avtokolyvannyah / L. V. Nazarov, S. I. Ovsyannikov, L. V. Razar'onov [ta in.] // *Visnyk HNADU : Zb. naur. pr.* – Harkiv : HNADU. – 2007. Vyp. 38. – S. 13–17. (Ukr)

4. Buryennikov Yu. A. Pro mozhlyvist' zmeshennya gidravlichnyh vtrat v systemi keruvannya gidropryvodom z nasosom zminnoyi produktyvnosti / Yu. A. Buryennikov, L. G. Kozlov, S. V. Repinsky // *Naukovi praci VNTU*. – Vinnycya. – 2007. №. 1. – S. 6. – Rezhym dostupu: URL: <http://praci.vntu.edu.ua/article/viewFile/1345/844>. (Ukr)

5. Kozlov L. G. Vymogi do gidrosystem frontal'nyh navantazhuvachiv / L. G. Kozlov, O. V. Piontkevych, A. O. Ivanov // *Mizhnarodniy naukovo-tahnichniy internet-konferencii Gidro- ta pnevmopryvody mashin – suchasni docyagnennya ta zastosuvannya: materialy*. – 2015. – S. 2. – Rezhym dostupu do statti: URL: <http://ctam.vntu.edu.ua/doc/57.pdf>. (Ukr)

О. В. Пionткевич

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА З ГАЛЬМІВНИМ КЛАПАНОМ

Вінницький національний технічний університет

В статті запропоновано розрахункову схему та математичну модель для моделювання статичних і динамічних характеристик гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном, що враховують результати експериментальних досліджень визначення моменту опору на планшайбі насоса.

Об'єкт дослідження – робочі процеси, що відбуваються в гідроприводі фронтального навантажувача з гальмівним клапаном.

Мета роботи – розробити розрахункову схему та математичну модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном на базі експериментальних досліджень з визначення моменту опору на планшайбі насоса.

В статті представлено огляд праць, що вирішують задачі з проектування гідроприводів, та запропоновано власний варіант розрахункової схеми та математичної моделі гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном. Проведено експеримент з визначення моменту опору на планшайбі насоса і на основі досліджень побудовано стохастичну складову моменту опору, яка являє собою генератор випадкових чисел, що має розподіл за законом Гауса.

Запропонований варіант гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном враховує стохастичну складову моменту опору і, таким чином, забезпечує наближення розрахунків до реальних значень.

В статі також представлено перехідні процеси змінних стану, що змодельовані математичною моделлю за допомогою пакета програми MATLAB Simulink та описано отримані результати. Результати імітаційного моделювання математичної моделі відповідають сучасним вимогам до гідроприводів фронтальних навантажувачів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ГІДРОПРИВОД, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, МОМЕНТ ОПОРУ, СТОХАСТИЧНА СКЛАДОВА, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗМІННІ СТАНУ.

Пionткевич Олег Володимирович, Вінницький національний технічний університет, аспірант кафедри технології та автоматизації машинобудування ВНТУ, e-mail: archimed1989@gmail.com, тел. +380976489375, Україна, 21000, м. Вінниця, вул. Воїнів-Інтернаціоналістів 3, кім. 431

О. V. Piontkevych

MATHEMATICAL MODEL OF FRONT LOADER HYDRAULIC DRIVE WITH BRAKE VALVE

Vinnitsia National Technical University

In the article the design scheme and a mathematical model for static and dynamic characteristics of the front loader hydraulic drive with brake valve simulation are introduced, taking into account the results of experimental studies to determine the resistance moment on faceplate pump.

Object of study: work processes in hydraulic drive of front loader with brake valve.

Purpose: to develop a design scheme and mathematical model of a front loader hydraulic drive with brake valve on the basis of experimental studies with resistance moment at the pump faceplate determination.

The paper presents review works on solving problems with the design of hydraulic drives and its own version of the design scheme and a mathematical model of front loader hydraulic drive with brake valve is proposed. An experiment to determine a resistance moment at the pump faceplate is held and based on studies, stochastic moment of resistance component, which is a generator of random variables having a distribution according to the Gaussian law is built.

The proposed option of front loader hydraulic drive with a brake valve takes into account a stochastic moment of resistance component and thus provides an approximation of calculations to real values.

The article also presents transient processes of state variables that are simulated with the help of mathematical model using MATLAB Simulink software package and received results are described.

KEY WORDS: HYDRAULIC DRIVE, MATHEMATICAL MODEL, MOMENT OF RESISTANCE, STOCHASTIC COMPONENT, DYNAMIC CHARACTERISTICS.

Piontkevych Oleh V., Post-Graduate Student of the Chair of Technology and Automation of Machine building of Vinnytsia National Technical University, e-mail: archimed1989@gmail.com, tel. +380976489375, Ukraine, 21000, Vinnytsia, 3, Voeniv-Internacionalistiv St., apt. 431.

О. В. Пионткевич

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА С ТОРМОЗНЫМ КЛАПАНОМ

Винницкий национальный технический университет

В статье предложена расчётная схема и математическая модель для моделирования статических и динамических характеристик гидропривода фронтального погрузчика с тормозным клапаном, учитывающая результаты экспериментальных исследований определения момента сопротивления на планшайбе насоса.

Объект исследования – рабочие процессы, происходящие в гидроприводе фронтального погрузчика с тормозным клапаном.

Цель работы – разработать расчетную схему и математическую модель гидропривода фронтального погрузчика с тормозным клапаном на базе экспериментальных исследований по определению момента сопротивления на планшайбе насоса.

В статье представлено обзор работ, решающих задач по проектированию гидроприводов, и предложено собственный вариант расчетной схемы и математической модели гидропривода фронтального погрузчика с тормозным клапаном. Проведен эксперимент по определению момента сопротивления на планшайбе насоса и на основе исследований построено стохастическую составляющую момента сопротивления, которая представляет собой генератор случайных чисел, распределенных по закону Гаусса.

Предложенный вариант гидропривода фронтального погрузчика с тормозным клапаном учитывает стохастическую составляющую момента сопротивления и, таким образом, обеспечивает приближение расчетов к реальным значениям.

В статье также представлены переходные процессы переменных состояния смоделированные математической моделью с помощью пакета программы MATLAB Simulink, и описаны полученные результаты. Результаты имитационного моделирования математической модели соответствуют современным требованиям к гидроприводам фронтальных погрузчиков.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ГИДРОПРИВОД, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ, СТОХАСТИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ, ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПЕРЕМЕННЫЕ СОСТОЯНИЯ.

Пионткевич Олег Владимирович, Винницкий национальный технический университет, аспирант кафедры технологии и автоматизации машиностроения ВНТУ, e-mail: archimed1989@gmail.com, тел. +380976489375, Украина, 21000, г. Винница, ул. Воинов-Интернационалистов 3, ком. 431