

УДК 621.225.001.5

DOI: 10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. І., д.т.н.,

ORCID 0000-0002-1230-1463

Волошина А. А., д.т.н.,

ORCID 0000-0003-4052-2674

Панченко І. А., інженер

ORCID 0000-0003-2150-4278

*Таврійський державний агротехнологічний університет**імені Дмитра Моторного*

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

e-mail: mez@tsatu.edu.ua

Постановка проблеми. В гідроприводах мехатронних системах самохідної техніки [1] знайшли широке застосування героторні [2, 3], орбітальні [4-6] і порівняно нові – планетарні [7-9] гідромотори. Планетарні гідромотори аналогічні орбітальним [10, 11] та героторного [12], в них закладений принцип планетарного редуктора. Система роторів є одним з основних вузлів планетарного гідромотора, що визначає його працездатність. В основу конструкції системи роторів закладений принцип роботи зубчастої пари (рухомого і нерухомого роторів) з внутрішнім гіпоціклоїдальним зачепленням [13]. Під дією гідравлічного поля [7, 8], що виконує роль кривошипа планетарного редуктора, рухомий ротор котиться по нерухомому.

Планетарні гідромотори забезпечують роботу мехатронної системи самохідної машини при низьких частотах обертання робочого органу ($50...75 \text{ хв}^{-1}$) з високим крутним моментом ($4000...4500 \text{ Н}\cdot\text{м}$), при робочому тиску $20...25 \text{ МПа}$ [14, 15]. Їх недоліком, є нерівномірність вихідних характеристик, особливо при перехідних процесах, що обумовлено похибкою форми елементів системи роторів [10, 11]. Дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням однієї з актуальних наукових проблем щодо поліпшення якості самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень. Представлена обґрунтована оцінка ефективності роботи гідродинамічних машин по дисипативній потужності [16], запропонований багатокритеріальний вибір оптимальної конфігурації приладу [17], розглянута реалізація математичної моделі коливань ротора на нелінійних опорних

підшипниках для багатоступінчастого відцентрового компресора [18], вивчена динаміка гідростатичного блоку з низькою швидкістю обертання, що генерується епітрохоїдою роторно-поршневої машини [19]. Питання, пов'язані з методологією розрахунку, проектування та експлуатації героторних, орбітальних і планетарних гідравлічних машин, практично не досліджені.

Розглянуто сили і моменти, що діють на ротор орбітального гідромотора [6, 20], досліджено їх вплив на зубчасту пару [21]. Запропоновано фізичні [22], математичні [23-26], динамічні [15, 27-29] та структурно-функціональні моделі [10, 30], що описують взаємозв'язок конструктивних особливостей системи роторів орбітального гідромотора. Проведено оцінку адекватності математичної моделі [31]. Розроблено методику проектування і виготовлення роторів [32]. Запропоновано програму [11], що дозволяє моделювати сполучення системи роторів (зовнішнього і внутрішнього). Запропонована програма дозволяє отримати тривимірне зображення зон з допустимими інтерфейсами, які забезпечують ефективну і надійну роботу орбітальних двигунів. Визначено розподіл тиску в спеціальних камерах гідравлічного героторного двигуна [12], розглянуто рішення для орбітального гідравлічного двигуна з точки зору трибології та навколишнього середовища [33]. Розроблено чисельну модель, яка може кількісно виміряти знос орбітального двигуна при різних умовах експлуатації [34]. Представлений алгоритм генерації героторного зубчастого колеса, який оцінює ключові цільові функції продуктивності, які потрібно мінімізувати або максимізувати, а потім застосовується алгоритм оптимізації для визначення оптимального варіанту [35]. На основі геометрії та робочого механізму орбітального геротора був введений і реалізований алгоритм деформуєчої сітки в програмному пакеті CFD [36]. Проведено комплексні дослідження гідростатичної установки з малою швидкістю обертання орбітального ротора в системі гідростатичної трансмісії [37], розглянуто методи підвищення здатності навантаження циклоїдальних зубчастих коліс [38]. Не розглянуто перехідні процеси, що відбуваються в орбітальних гідромашинах з урахуванням конструктивних особливостей їх роторів.

На сьогоднішній день великої уваги заслуговують планетарні гідромашини. Для отримання планетарного руху системи роторів необхідна розподільна система [39, 40], що створює обертове гідравлічне поле [7, 8, 30]. Гідравлічне поле з обертанням рухається паралельно поверхні нерухомого ротора. Рухомий ротор обкатується по нерухомому з тією ж швидкістю, що і гідравлічне поле, обертаючись при цьому в протилежний бік. Гідравлічне поле, в

даному гідромоторі, виконує роль кривошипа планетарного редуктора. Розроблено розрахункові схеми [30], математичний апарат [8] і алгоритм розрахунку [7], що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Визначено вплив зміни розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора [7, 41, 42], обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем [7, 43]. Вплив конструктивних особливостей роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора не досліджувалась.

Аналіз виконаних досліджень показав, що в наведених роботах не досліджено динамічні процеси мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик. Гідравлічні елементи та робоча рідина не розглядаються як єдине ціле при дослідженні мехатронних систем з гідравлічним приводом. Не досліджена взаємний вплив всіх гідравлічних елементів та робочої рідини на зміну динамічних характеристик мехатронної системи самохідної техніки з гідромашинами обертальної дії. Таким чином, дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням одним з актуальних завдань, пов'язаних з поліпшенням якості функціонування самохідної техніки.

Формулювання цілі статті (постановка завдання). Для вирішення проблеми дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик необхідно:

- розробити структурно-функціональну схему динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором;
- обґрунтувати вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, а також обґрунтувати конструктивні параметри системи роторів планетарного гідромотора, що впливають на зміну його вихідних характеристик;
- дослідити динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним та модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів.

Основна частина. Виконані раніше теоретичні та параметричні дослідження [7, 8, 10, 11, 15, 30] показують, що розроблені математичні моделі дозволяють провести дослідження динаміки зміни вихідних характеристик мехатронної системи з планетарним гідромотором з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик. Дослідження проводилися на базі розробленої універсальної моделі мехатронної системи [15] з урахуванням

конструктивних особливостей роторів серійного та модернізованого гідромоторов, а також особливостей їх переміщення [10].

Розроблена універсальна модель, адекватно описує процеси, що відбуваються в мехатронних системах з гідроприводом, при ймовірності більше 95% [8] та складається з насоса, гідромотора і запобіжного клапана. В якості параметрів моделювання гідромотора передбачається використовувати параметри серійного та модернізованого гідромоторів планетарного типу.

Дослідження динамічних процесів мехатронної системи з планетарним гідромотором проводилися за допомогою пакету імітаційного моделювання Vissim.

При дослідженнях мехатронної системи прийняті наступні вихідні дані та початкові умови [10, 15]:

- *насос*: подача насоса постійна та дорівнює $Q_{n.g}(t) = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$; кутова швидкість валу насоса дорівнює $\omega_n = 125 \text{ с}^{-1}$; для нерегульованого насоса параметр регулювання дорівнює $e = 1$; тиск в зливний магістралі дорівнює нулю, $p_{sl} = 0$;

- *гідромотор*: робочий об'єм гідромотора дорівнює $V_{ogm} = 160 \text{ см}^3$; момент опору постійний та дорівнює $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$; момент інерції обертових мас дорівнює $J = 3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; об'ємний ККД гідромотора дорівнює $\eta_{ob} = 0,95$; зміни діаметрального зазору складають $G = 0,055 \dots 0,21 \text{ мм}$ – для серійного та $G = 0,05 \dots 0,06 \text{ мм}$ – для модернізованого гідромотора; сумарна похибка форми виготовлення роторів серійного гідромотора становить $E = 0,15 \text{ мм}$, модернізованого – $E = 0,01 \text{ мм}$; гидромеханічний ККД гідромотора складає $\eta_{gm} = 0,9$;

- *клапан*: запобіжний, жорсткість пружини дорівнює $C = 200 \text{ кг/см}$; величина попереднього стиснення пружини складає $x_0 = 0,125 \text{ см}$; позитивне перекриття щілини становить $X_z = 0,53 \text{ см}$;

- *робоча рідина*: показник політропи дорівнює $K = 1,2$; параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та робочої температури гідравлічної системи складають $A = 12,62$ і $B = 1740$; зміст нерозчиненого повітря в робочій рідині в відносних одиницях дорівнює $m_0 = 0,925$.

При моделюванні, вихідні дані задаються блоком 1 структурно-функціональної схеми динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором (рис. 1). Зміна механічного ККД з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів (діаметрального зазору G та похибки форми виготовлення роторів E) серійного і модернізованого гідромоторів описано блоком 2 та визначається з виразу [10]:

$$\eta_{gm} = \frac{(1 - S) \cdot 2 \cdot \left(e \pm \frac{G \pm E}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{0gm} \cdot \mu \cdot b \cdot S' \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}$$

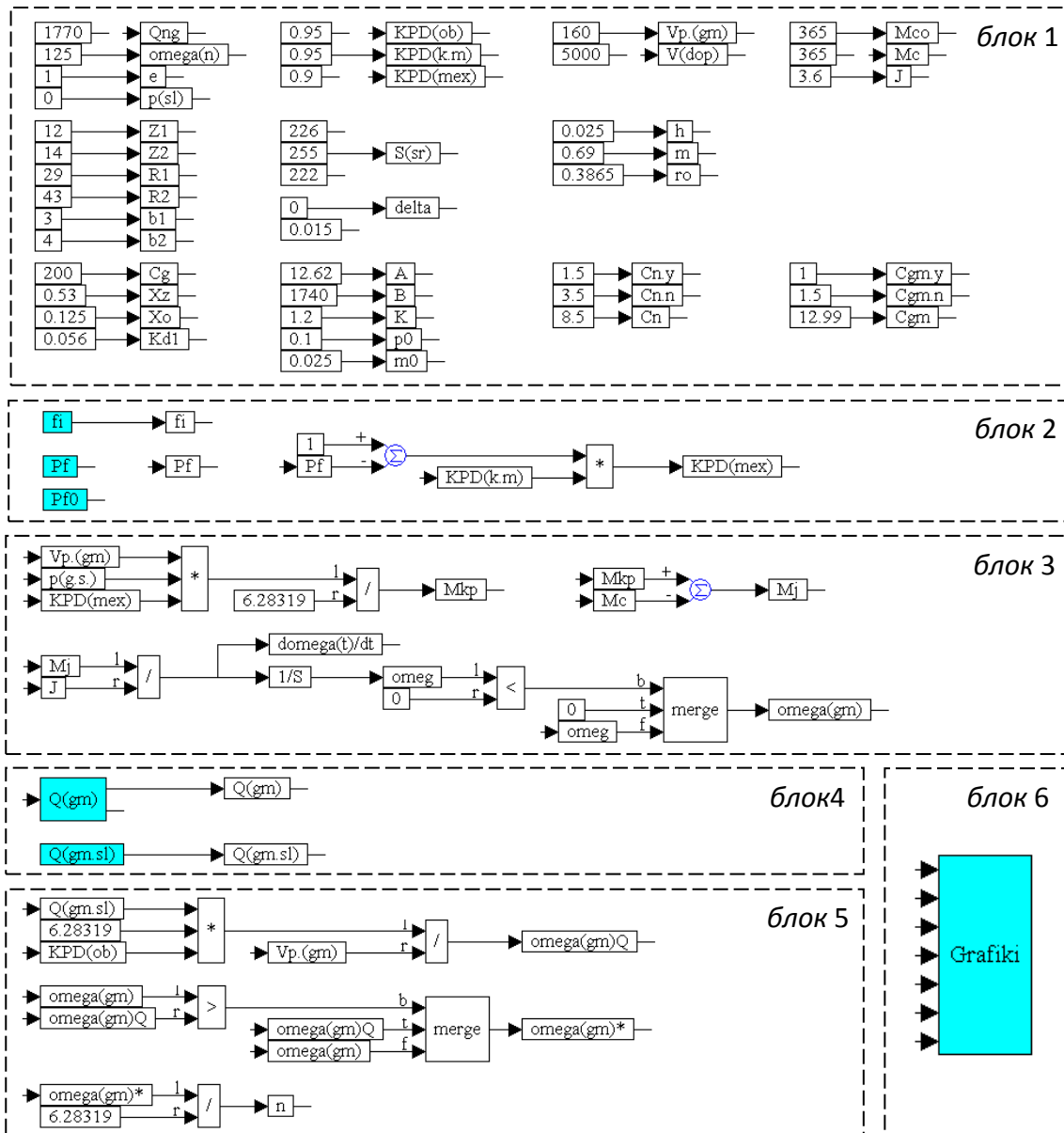


Рис. 1. Структурно-функціональна схема динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором

Зміна крутного моменту в залежності від зміни механічного ККД описано блоком 3 (рис. 1). Зміна витрати робочої рідини, що підводиться до гідромоторів та геометричної витрати з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів представлена блоком 4. Зміна частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів описано блоком 5. Блок 6 дозволяє вивести на екран

графічні залежності тиску в мехатронній системі, крутного моменту, частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів, а також витрат через запобіжний клапан і гідромотор в поточний момент часу.

Результати моделювання представлені відповідними залежностями динаміки зміни:

- тиску в нагнітальній магістралі мехатронної системи та витрати робочої рідини через гідромотор і запобіжний клапан (рис. 2);

- крутного моменту та частота обертання валу гідромотора (рис.3).

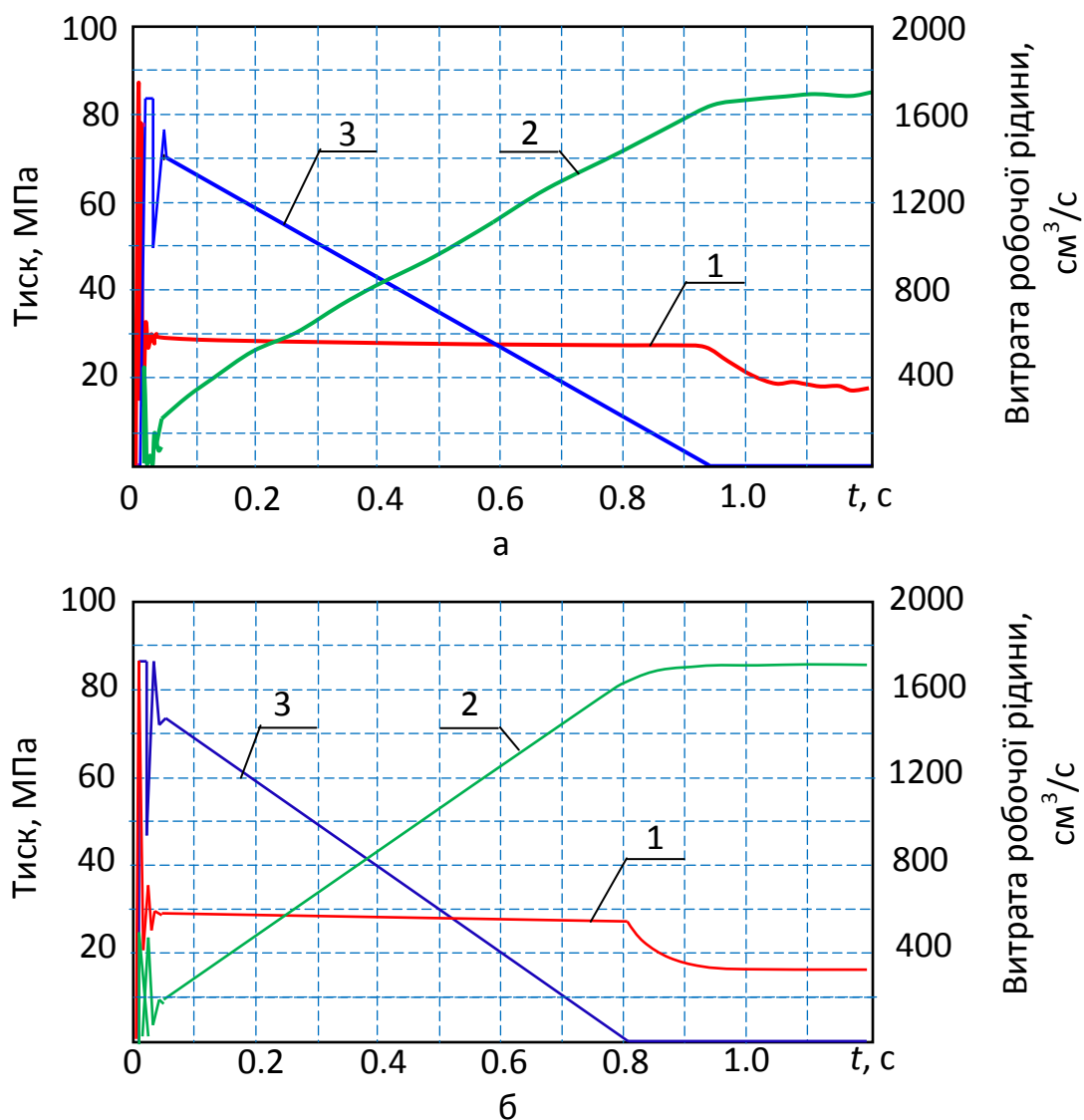


Рис. 2. Залежність перехідних процесів тиску та витрати робочої рідини в режимі розгону мехатронної системи:
 а – серійний гідромотор; б – модернізований гідромотор;
 1 – крива тиску; 2 – крива витрати робочої рідини через гідромотор;
 3 – крива витрати робочої рідини через запобіжний клапан

Аналіз залежності зміни тиску в мехатронній системі показує (рис. 2), що при розгоні в момент часу $t = 0...0,02$ с спостерігається досить великий сплеск тиску до 88 МПа, який в 5,5 рази перевищує номінальне значення, як для серійного, так і для модернізованого (рис. 2, криві 1) гідромоторів. Далі, в період часу від 0,04 с до 0,8 с тиск стабілізується, а його значення поступово зменшується і становить 28,5...27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази номінальне значення (рис. 2, криві 1). При подальшому розгоні, в період часу 0,8...0,9 с тиск досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. В період часу $t > 0,9$ с спостерігається сталений рух валу гідромотора.

Пульсація тиску (рис. 2, а, крива 1), викликана конструктивними особливостями системи роторів серійного гідромотора (зміна діаметрального зазору $G = 0,055...0,21$ мм), хоч і неявно виражена, але досягає 9...10 % номінального значення (амплітуда коливань тиску становить 1,5 МПа). Пульсації тиску в мехатронній системі з модернізованим гідромотором (зміна діаметрального зазору $G=0,05...0,06$ мм) відсутні (рис. 2, б – крива 1).

Аналіз залежності зміни витрати робочої рідини, що проходить через гідромотори показує (рис. 2, криві 2), що в момент часу $t=0...0,04$ с, значення витрати робочої рідини, має досить значну пульсацію до 430 см³/с, викликану спрацьовуванням запобіжного клапана. В період часу 0,04...0,9 с – для серійного та 0,04...0,82 с – для модернізованого гідромоторів (рис. 2, криві 2) значення витрати робочої рідини поступово збільшується, пульсації при цьому відсутні. В період часу $t > 0,9$ с, спостерігається усталений рух валу гідромотора при номінальному значенні витрати – 1660 см³/с.

Необхідно відзначити, що зміна величини діаметрального зазору в системі роторів не впливає на характер зміни витрати робочої рідини, як в серійному, так і в модернізованому гідромоторах.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан при розгоні ($t = 0...0,04$ с) показує (рис. 2, криві 3), що значення витрати робочої рідини через запобіжний клапан досягає максимального значення 1660 см³/с та має досить значну пульсацію до 640 см³/с – для серійного гідромотора та до 500 см³/с – для модернізованого (рис. 2, криві 3). В період часу 0,04...0,84 с – для серійного та 0,04...0,82 с – для модернізованого гідромоторів витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується, а пульсації практично відсутні (рис. 2, криві 3). Потім клапан повністю закривається, характеризуючи усталений рух валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Аналіз залежностей зміни крутного моменту валу гідромотора в період розгону показує (рис. 3, криві 1), що в період пуску ($t = 0...0,02$

с) спостерігається досить великий пік крутного моменту до 2000 Н·м, який в 5,7 рази перевищує номінальне значення, як для серійного так і для модернізованого (рис. 3, криві 1) гідромоторів.

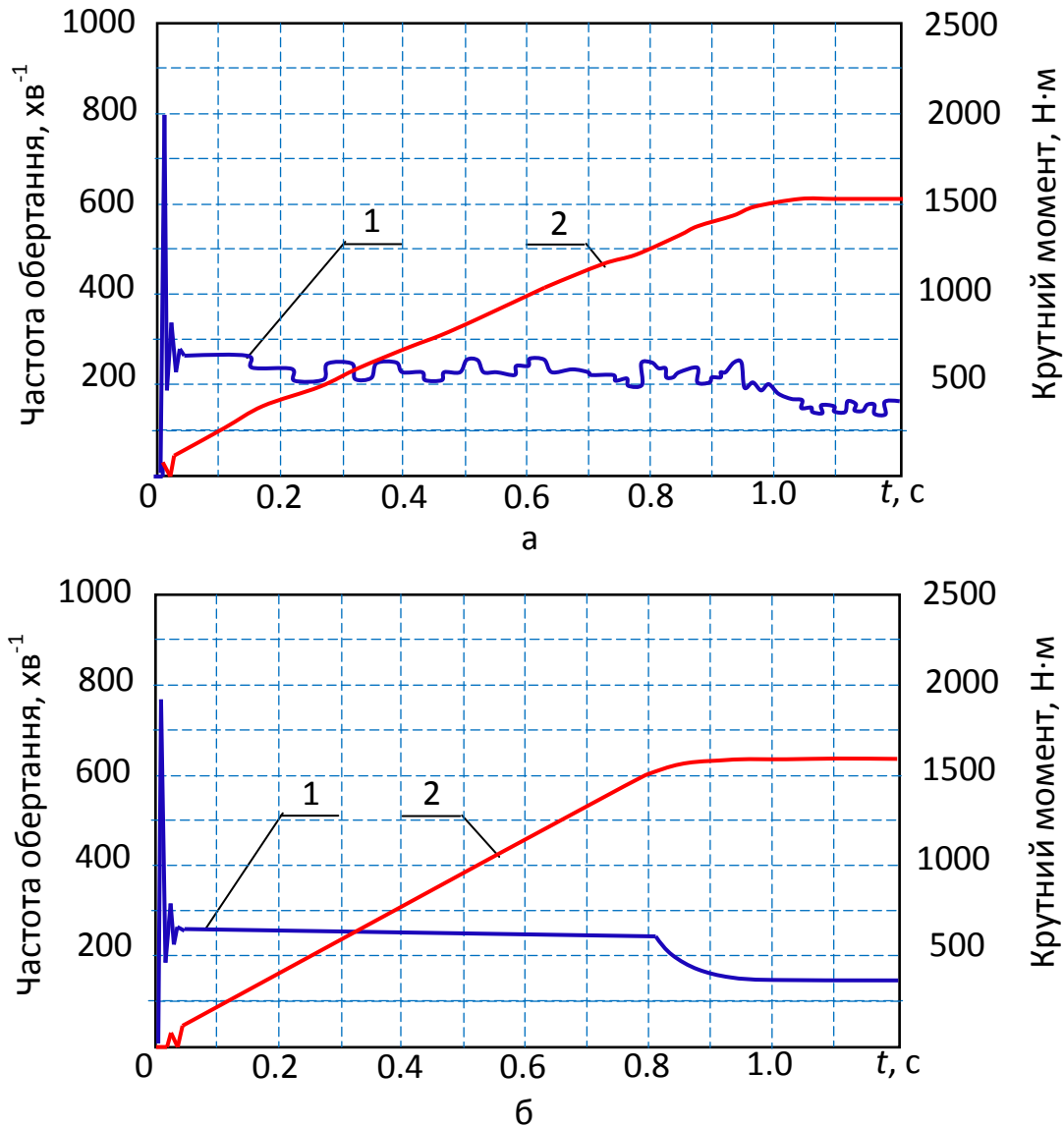


Рис. 3. Залежності перехідних процесів крутного моменту та частоти обертання валу гідромотора в режимі розгону мехатронної системи:
а – серійний гідромотор; б – модернізований гідромотор;
1 – крива крутного моменту; 2 – крива частоти обертання валу гідромотора

Далі, в період часу 0,04...0,8 с – для серійного та 0,04...0,72 с – для модернізованого гідромоторів, значення крутного моменту стабілізуються та поступово зменшуються від 630 Н·м до 620 Н·м, перевищуючи в 1,7 рази номінальне значення. Значення крутного моменту на валу серійного гідромотора мають значні пульсації до

34%, амплітуда яких становить до 120...130 Н·м (рис. 3, а, крива 1), викликані зміною діаметрального зазору в системі роторів. При подальшому розгоні, в період часу 0,8...0,9 с – для серійного та 0,72...0,8 с – для модернізованого гідромоторів значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення (рис. 3, криві 1). В період часу $t > 0,9$ с спостерігається усталений рух валу серійного і модернізованого гідромоторов. При цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями системи роторів серійного гідромотора, знижуються та становлять вже 18% при амплітуді коливань до 63 Н·м (рис. 3, а – крива 1). Слід зазначити, що на всьому протязі досліджень процесу розгону, пульсації крутного моменту на валу модернізованого гідромотора відсутні (рис. 3, б – крива 1).

Аналіз залежностей зміни частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів при розгоні показує (рис. 3, криві 2), що значення частоти обертання досягають свого номінального значення 600 хв^{-1} в період часу $t = 0,9$ с – для серійного та $t = 0,8$ с – для модернізованого гідромоторів, що обумовлено спрацьовуванням запобіжного клапана (рис. 2, криві 3).

Необхідно відзначити, що конструктивні особливості системи роторів (величина діаметрального зазору) не впливають на зміну частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Проведені дослідження динамічних процесів, що відбуваються в мехатронних системах з планетарними гідромоторами дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик, обумовлених їх конструктивними особливостями, на етапах проектування та модернізації.

Висновки. В результаті виконаних досліджень розроблена структурно-функціональна схема динамічної моделі мехатронної системи з планетарним гідромотором. Обґрунтовано вихідні дані та початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором, також обґрунтовано конструктивні параметри системи роторів модернізованого планетарного гідромотора, що впливають на зміну його вихідних характеристик. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним та модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей їх системи роторів.

Встановлено, що коливання діаметрального зазору (0,055...0,21 мм) в системі роторів серійного гідромотора викликають значні пульсації тиску (9...10%) та крутного моменту (18...34%). При цьому, стабілізація діаметрального зазору (0,05...0,06 мм) в системі роторів модернізованого гідромотора дозволяє усунути пульсації

тиску та крутного моменту на всьому протязі дослідження процесу розгону. Встановлено, що величина діаметрального зазору в системі роторів не впливає на характер зміни витрати робочої рідини та частоти обертання валу серійного та модернізованого гідромоторів.

Проведені дослідження дозволяють прогнозувати зміну вихідних характеристик мехатронних системах з планетарними гідромоторами на етапах проектування та модернізації.

Список використаних джерел:

1. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. № 3. С. 11-13.
2. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Y. Chang et al. *Journal of Mechanical Design*. 2006. Vol. 129, № 10. P. 1099–1105. DOI: 10.1115/1.2757629.
3. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / P. J. Gamez-Montero et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 5. 054502-7. DOI: 10.1115/1.4006440.
4. Yang D., Yan J., Tong S. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps. *Journal of Mechanical Design*. 2010. Vol. 132, № 6. 064503-5. DOI:10.1115/1.4001595.
5. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves / T. Choi et al. *Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134, № 1. 011005-12. DOI: 10.1115/1.4004423.
6. Xing K., Zhang Y., Jin X. Performance analysis and experimental research of the orbital motor. *Proceedings of the seventh international conference on fluid power transmission and control*. 2009. P. 131-135.
7. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors / A. Panchenko, A. Voloshina, O. Boltyansky et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, № 1 (93). P. 67–77. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132504.
8. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / A. Voloshina, A. Panchenko, O. Boltyansky, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 6–11. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.
9. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17 (1293). С. 88-95.

10. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milaeva, I. Panchenko, O. Titova. *International Journal of Engineering and Technology*. 2018. Vol. 7, № 4.3. P. 1–5. DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19542.
11. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 2. С. 23-35. DOI: 10.31388/2078-0877-20-2-23-35.
12. Strmcnik E., Majdic F. The Pressure and Efficiency Characteristic of Hydraulic Gerotor Motor with the Floating Outer Ring. *Tehnicki vjesnik-technical gazette*. 2018. Vol. 25, № 2. P. 609-615.
13. Stryczek J. Characteristic parameters of hydraulic displacement machines with cycloidal gearing. *Mechanism and machine theory*. 1993. Vol. 28, № 1. P. 97–112. DOI: 10.1016/0094-114x(93)90050-6.
14. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: Люкс, 2016. 236 с.
15. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive / A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kiurchev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 4, № 7 (94). P. 51–60. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139577.
16. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes, *Periodica Polytechnica* / A. Fesenko et al. *Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 63, № 1. P. 67–73. DOI: 10.3311/PPme.13198.
17. Karpus V. E., Ivanov V. A. Choice of the optimal configuration of modular reusable fixtures. *Russian Engineering Research*. 2012. Vol. 32, № 3. P. 213–219. DOI: 10.3103/S1068798X12030124.
18. Application of artificial neural network for identification of bearing stiffness characteristics in rotor dynamics analysis / I. Pavlenko et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 325–335. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_34.
19. Dasgupta K., Mukherjee A., Maiti R. Modeling and dynamics of epitrochoid generated orbital rotary piston lsht hydraulic motor. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1996. Vol. 118, № 3. P. 415-421.
20. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 2010. Vol. 10, № 224. P. 2257-2269. DOI: 10.1243/09544062JMES2041.

21. Ivanović L., Blagojević M., Devedžić G., Assoul Y. Analytical and Numerical Analysis of Load Gerotor Pumps. *Scientific Technical Review*. 2010. Vol. 60, № 1. P. 30–38.

22. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*. 2016. Vol. 38, № 11. FE-15-1757. DOI: 10.1115/1.

23. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021013-021013-13. DOI: 10.1115/1.4023062.

24. Van de Ven J. D. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2012. Vol. 135 (2). 021014-021014-7. DOI: 10.1115/1.4023063.

25. Панченко А. И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

26. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2016. Вип. 6, т. 1. С. 63-79.

27. Hsieh C. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137 (4). FE-14-1137. DOI: 10.1115/1.4029274.

28. Лурье З. Я., Цента Е. Н., Панченко А. И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием трактора. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2017. № 3 (10). С. 29-46.

29. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 59-83.

30. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2019. P. 732-741. DOI: 10.1007/978-3-030-22365-6_73.

31. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2018. № 1

(59). С. 55-71.

32. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / J. Furustig et al. *Tribology International*. 2015. Vol. 90. P. 248–256. DOI: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

33. Strmcnik E., Majdic F., Kalin M. Water-lubricated behaviour of AISI 440C stainless steel and a DLC coating for an orbital hydraulic motor application. *Tribology international*. 2019. Vol. 131. P. 128-136.

34. Furustig J., Almqvist A., Pelcastre L. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part c-journal of mechanical engineering science*. 2016. Vol. 230, № 12. P. 2086-2097.

35. Robison A., Vacca A. Kinematic multi-objective optimization of circular-toothed gerotor pumps by genetic algorithm. *Proceedings of the asme/bath symposium on fluid power and motion control*. 2017. UNSP V001701A016.

36. Biernacki K. Methods of Increasing Loadability for the Plastic Cycloidal Gears. *Fundamentals of machine design*. 2012. Vol. 490. P. 156–165.

37. Ding H., Lu X. J., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15, № 6. 062006.

38. Dasgupta K., Mukherjee A., Maiti R. Estimation of critical system parameters that affect orbit motor performance-combining simulation and experiments. *Journal of manufacturing science and engineering-transactions of the asme*. 1999. Vol. 121, № 2. P. 300-306.

39. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20 (1192) С. 46-52.

40. Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2017. Вип. 17, т. 3. С. 33-50.

41. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 20, т. 1. С. 82-92. DOI:10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

42. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*.

Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 2. С. 68-85.

43. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2018. Вип. 18, т. 2. С. 30-49.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А.

Анотація

Дослідження динамічних процесів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, з метою прогнозування зміни їх вихідних характеристик, є рішенням одним з актуальних завдань, пов'язаних з поліпшенням якості функціонування самохідної техніки. Обгрунтовано вихідні дані і початкові умови моделювання перехідних процесів, що відбуваються в мехатронній системі з планетарним гідромотором. Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик мехатронної системи з серійним і модернізованим гідромоторами з урахуванням конструктивних особливостей системи роторів. Встановлено, що коливання діаметрального зазору в системі роторів серійного гідромотора викликає значні пульсації тиску і крутного моменту. При цьому, стабілізація діаметрального зазору в системі роторів модернізованого гідромотора дозволяє усунути пульсації тиску і крутного моменту на всьому протязі процесу розгону.

Ключові слова: мехатронна система, планетарний гідромотор, вихідні характеристики, система роторів, динамічна модель, діаметральний зазор.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошин А. А.

Аннотация

Исследование динамических процессов мехатронных систем с планетарными гидромоторами, с целью прогнозирования изменения их выходных характеристик, является решением одной из актуальных задач, связанных с улучшением качества функционирования самоходной техники. Обоснованы исходные данные и начальные условия моделирования переходных процессов, происходящих в мехатронной системе с планетарным гидромотором. Исследована динамика изменения выходных характеристик мехатронной системы с серийным и модернизированным гидромоторами с учетом конструктивных особенностей системы роторов. Установлено, что колебания диаметрального зазора в системе роторов серийного гидромотора вызывает значительные пульсации давления и крутящего момента. При этом, стабилизация диаметрального зазора в системе роторов модернизированного гидромотора позволяет устранить пульсации давления и крутящего момента на всем протяжении процесса разгона.

Ключевые слова: мехатронная система, планетарный гидромотор, выходные характеристики, система роторов, динамическая модель, диаметральное зазор.

RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MECHATRONIC SYSTEMS WITH A HYDRAULIC DRIVE

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, A. Voloshin

Summary

In hydraulic drives of mechatronic systems of self-propelled equipment, planetary hydraulic motors are widely used, similar to orbital and gerotor ones. The principle of their operation is based on the principle of operation of a planetary gearbox. The rotor system is one of the main units of the planetary hydraulic motor, which determines its performance. The design of the rotor system is based on the principle of operation of a toothed pair (movable and stationary rotor) with internal hypocycloidal gearing. Under the action of the hydraulic field, which acts as a crank of the planetary gear, the movable rotor rolls along the stationary one. Their disadvantage is the unevenness of the output characteristics, especially during transient processes, due to the error in the shape of the elements of the rotor system.

The study of the dynamic processes of mechatronic systems with planetary hydraulic motors, in order to predict changes in their output characteristics, is a solution to one of the urgent problems associated with improving the quality of the functioning of self-propelled equipment.

A structural and functional diagram of a dynamic model of a mechatronic system with a planetary hydraulic motor has been developed. The initial data and initial conditions for modeling transient processes occurring in a mechatronic system with a planetary hydraulic motor, as well as design parameters of the planetary hydraulic motor rotors system, affecting the change in its output characteristics, are substantiated. The dynamics of change in the output characteristics of a mechatronic system with serial and modernized hydraulic motors is investigated, taking into account the design features of the rotor system. It has been established that fluctuations in the diametral clearance in the rotor system of a serial hydraulic motor cause significant pressure and torque pulsations. At the same time, stabilization of the diametral clearance in the rotor system of the modernized hydraulic motor allows eliminating pressure and torque pulsations throughout the research of the acceleration process. It was found that the size of the diametral clearance in the rotor system does not affect the nature of the change in the flow rate of the working fluid and the shaft rotation frequency of the serial and modernized hydraulic motors.

Key words: mechatronic system, planetary hydraulic motor, output characteristics, rotor system, dynamic model, diametral clearance.