

УДК 621.225.001.4

МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ПЛАНЕТАРНИМ ГІДРОМОТОРОМ

MODEL OF A HYDRAULIC DRIVE FOR A MECHATRONIC SYSTEM WITH A PLANETARY HYDRAULIC MOTOR

А. І. Панченко, *д-р техн. наук*, **А. А. Волошина**, *д-р техн. наук*,

В. В. Рожнятовський

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

А. І. Засядько

ВСП «Бердянський фаховий коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

***Анотація.** У статті розглянуто проблему підвищення ефективності та надійності гідроприводів самохідної техніки шляхом удосконалення методів аналізу динамічних процесів у гідроагрегатах з планетарними гідромоторами. Показано, що робота таких гідроприводів у змінних режимах супроводжується нестационарними гідравлічними та механічними процесами, які суттєво впливають на вихідні характеристики, енергетичні втрати та ресурс елементів системи. Встановлено, що існуючі методи розрахунку переважно базуються на спрощених стаціонарних моделях і не дозволяють у повній мірі врахувати взаємодію системи роторів та розподільної системи планетарних гідромоторів, а також вплив змінних навантажень. У роботі обґрунтовано доцільність застосування комплексних математичних моделей, які поєднують опис гідравлічних і механічних процесів та дають змогу досліджувати зміну тиску і крутного моменту в перехідних режимах роботи. Запропоновано підхід до дослідження динамічних характеристик гідроагрегатів з планетарними гідромоторами, який дозволяє оцінювати зміну тиску, витрати робочої рідини та крутного моменту в перехідних режимах роботи. Особливу увагу приділено аналізу впливу конструктивних параметрів планетарного гідромотора, зокрема геометрії робочих камер і характеристик розподільного блока, на нерівномірність крутного моменту та пульсації тиску. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та модернізації гідроприводів мобільної техніки з планетарними гідромоторами.*

***Ключові слова:** перехідні процеси, розгін гідроприводу, система роторів, розподільна система, тиск, крутний момент, витрата робочої рідини, кутова швидкість, динамічні характеристики.*

Вступ

Сучасний етап розвитку самохідної техніки, зокрема машин сільськогосподарського, будівельного та транспортного призначення, характеризується інтенсивним упровадженням гідрофікованих мехатронних систем. У мехатронних системах гідравлічний привід відіграє ключову роль у формуванні силових і кінематичних параметрів, визначаючи експлуатаційні показники, надійність та енергоефективність машин у цілому [1–3]. У зв'язку з цим особливої актуальності набуває використання високомоментних низькооборотних гідромоторів планетарного типу, які забезпечують значні крутні моменти за обмежених габаритів та маси [4–6].

Разом з тим, робота планетарних гідромоторів у складі гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки супроводжується складними нестационарними процесами, обумовленими взаємодією елементів системи роторів [5, 7] та розподільної системи [6, 8], пульсаціями подачі насоса, коливаннями навантаження та стисливістю робочої рідини. Зазначені фактори призводять до виникнення підвищених динамічних навантажень [1], пікових значень тиску та нерівномірності крутного моменту, що негативно впливає на

вихідні характеристики гідроприводу, сприяє прискореному зносу його елементів і зниженню ресурсу системи [9].

Аналіз сучасних наукових публікацій показує, що значна частина існуючих методів розрахунку та проектування гідроприводів мехатронних систем базується на спрощених стаціонарних моделях, які не дозволяють у повній мірі врахувати динамічну взаємодію гідравлічних і механічних процесів [1, 10, 11]. Це ускладнює прогнозування поведінки гідроприводів у перехідних режимах роботи та знижує ефективність прийнятих конструктивних рішень при модернізації серійних гідромоторів [1].

У зв'язку з викладеним постає важлива науково-практична проблема розроблення більш повних математичних моделей гідроприводів мехатронних систем з планетарними гідромоторами, які б дозволяли досліджувати вплив конструктивних параметрів системи роторів та розподільної системи, режимів роботи на зміну динамічних і статичних вихідних характеристик гідроприводу. Розв'язання цієї проблеми створює передумови для обґрунтованого проектування, оптимізації та підвищення енергоефективності гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень

У сучасних наукових дослідженнях, присвячених розвитку гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки, значна увага приділяється підвищенню енергоефективності, надійності та адаптивності гідроагрегатів, що працюють у змінних і динамічно навантажених режимах. Особливе місце серед таких систем займають гідроприводи з високомоментними низькооборотними гідромоторами, зокрема планетарного типу, які широко застосовуються у сільськогосподарських, будівельних та транспортних машинах [1, 11].

Аналіз сучасних публікацій свідчить, що основним напрямом досліджень є удосконалення структур гідростатичних приводів та стратегій їх керування з урахуванням змінних навантажень і перехідних процесів. У роботах [10, 11] показано, що традиційні гідростатичні схеми «насос–гідромотор» мають обмежену ефективність у нестационарних режимах, що зумовлює необхідність впровадження адаптивних алгоритмів керування подачею насоса та робочим об'ємом гідромотора. При цьому основна увага приділяється підтриманню стабільності частоти обертання та зменшенню пульсацій крутного моменту.

Разом з тим, низка досліджень [12, 13] акцентує увагу на розробці математичних моделей гідроприводів, які враховують стисливість робочої рідини, внутрішні витоки, нелінійні гідравлічні опори та інерційні властивості механічних ланок. Такі моделі дозволяють адекватніше описувати динамічні процеси в гідроприводах, однак у більшості випадків планетарний гідромотор розглядається як узагальнений елемент без детального аналізу взаємодії системи роторів та розподільної системи [1].

Окремий напрям сучасних досліджень пов'язаний із застосуванням розширених методів керування, які спрямовані на підвищення стійкості гідроприводів за наявності параметричних невизначеностей [10, 14, 15]. Щоб забезпечити стійкість у системах управління зі зворотним зв'язком за станом в умовах невизначеності і змінних у часі робочих параметрів, у дослідженнях [14, 15] особлива увага приділялась відстеженню, управлінню невизначеністю моделювання та пом'якшенню зовнішніх обурень [16, 17]. Важливим аспектом є також проблема енергозбереження в гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки. Наведено сучасні підходи до зниження енергетичних втрат за рахунок оптимізації конструкції компонентів [18, 19]. Проте питання енергетичних втрат у планетарних гідромоторах з урахуванням впливу динамічних навантажень та нестационарних режимів роботи не розглядалися.

Запропоновано математичні моделі, що відображають вплив температури робочої рідини на величину моменту тертя в шестеренних насосах з внутрішнім зачепленням, що дозволяє враховувати зміну в'язкісних властивостей рідини під час експлуатації [20].

Проаналізовано вплив режимів роботи насоса на формування потоку витоків [21], а також розроблено математичну модель для розрахунку витрат робочої рідини через зазори, яка дає змогу оцінювати втрати об'єму залежно від навантаження та швидкісних параметрів. Наведено розрахункові схеми та математичні моделі гідростатичної трансмісії [22], що включає насос, клапан і гідромотор, виконані у вигляді єдиного гідравлічного блоку. При цьому робоча рідина розглядається лише як середовище передавання енергії і не виділяється як окремий елемент гідравлічної схеми, що обмежує можливості аналізу нестационарних гідравлічних процесів. Крім того, запропоновані моделі орієнтовані переважно на дослідження роботи гідростатичної трансмісії в цілому та не передбачають визначення вихідних характеристик окремих елементів гідравлічного блоку, зокрема насоса і гідромотора, в умовах реальної експлуатації. Зазначені обмеження свідчать про доцільність подальшого розвитку математичних моделей гідроприводів мехатронних систем, які б дозволяли комплексно враховувати вплив властивостей робочої рідини, режимів роботи та конструктивних параметрів окремих елементів на динамічні та енергетичні характеристики самохідної техніки.

Таким чином, аналіз останніх наукових досліджень показує, що, незважаючи на значний обсяг робіт у галузі проектування гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки, проблема комплексного дослідження динамічних процесів у гідроприводах мехатронних систем з планетарними гідромоторами з урахуванням конструктивних параметрів системи роторів та розподільної системи, а також нестационарних режимів роботи залишається актуальною. Це обумовлює необхідність подальших досліджень, спрямованих на розроблення уточнених математичних моделей і методів аналізу процесів, що безпосередньо відбуваються в гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки.

Основний матеріал дослідження

Дія гідросистем завжди пов'язана з рухом робочої рідини трубопроводами, каналами з місцевими опорами, через вікна і щілини гідравлічних агрегатів. Отже, складаючи математичну модель процесів, що відбуваються в гідросистемі необхідно розглядати різні гідромеханічні та динамічні явища, якими супроводжується течія робочої рідини (виникнення коливань тиску та витрат через стисливість робочих рідин, вплив потоків рідин на елементи гідроприводів тощо).

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідроприводу мехатронної системи, яка являє собою сукупність з'єднаних між собою гідравлічних пристроїв, таких як насос, гідромотор та запобіжний клапан, які пов'язані формами взаємодії та взаємозалежності за допомогою робочої рідини та утворюють єдине ціле.

Фізичні процеси, які виникають у гідроприводах та його елементах у процесі роботи досить складні. Розглянемо математичні моделі, складені з урахуванням рівнянь нерозривності, переміщення рухомих елементів гідроприводів мехатронних систем та рівнянь витрати через гідравлічну апаратуру.

Математична модель процесів, що відбуваються в насосі.

Математична модель процесів, що відбуваються в насосі, представлена рівнянням подачі насоса і має вигляд [1]:

$$Q_n(t) = Q_{n.c}(t) + Q_{n.sum}(t) + Q_{n.nep}(t) + Q_{n.k}(t) + Q_{n.d}(t), \quad (1)$$

де $Q_{n.c}(t)$ – геометрична подача насоса (змінюється тільки при регулюванні насоса або зміни кутової швидкості приводного двигуна); $Q_{n.sum}(t)$ – витрата витоків (у дренажну магістраль); $Q_{n.nep}(t)$ – витрата перетікань (у всмоктувальну магістраль); $Q_{n.k}(t)$ – витрата, спричинена компресією робочої рідини; $Q_{n.d}(t)$ – деформаційна витрата; p_1 – тиск робочої рідини, що розвивається насосом у напірній магістралі; $p_{вс}$ – тиск у всмоктувальній магістралі, на вході в насос; $p_{др}$ – тиск у дренажній магістралі; $p_{зл}$ – тиск у зливальній магістралі, на виході з

насосу.

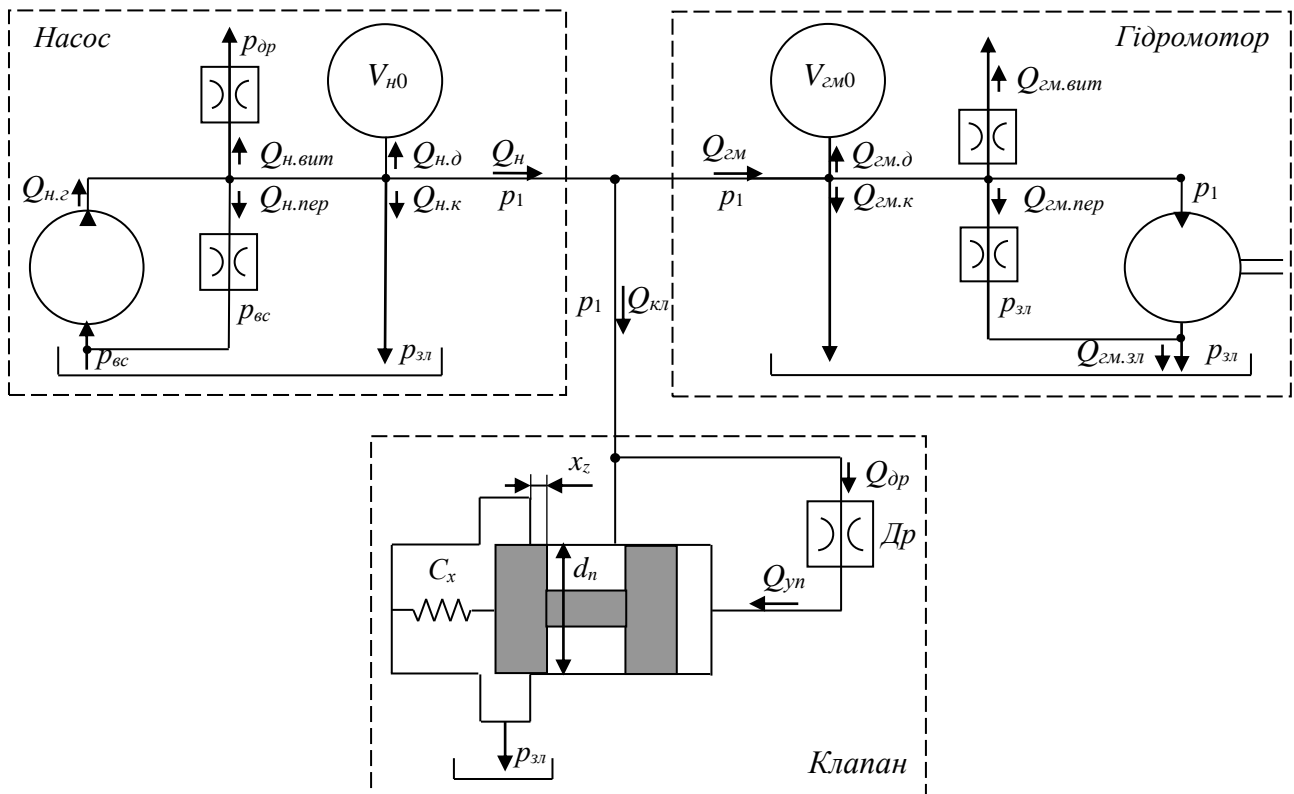


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідроприводу мехатронної системи [1]

Геометрична подача насоса $Q_{н.з}(t)$ визначається з виразу:

$$Q_{н.з}(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e, \quad (2)$$

де $V_{н0} / (2 \cdot \pi) = W_n$ – об’єм насоса характерний, $V_{н0}$ – об’єм насоса робочий; $\omega_n(t)$ – кутова швидкість вихідного валу насоса; e – параметр регулювання (для нерегульованого насоса приймаємо $e = 1$).

Витоки $Q_{н.вум}(t)$ та перетікання $Q_{н.пер}(t)$ в насосі визначаються з виразів:

$$Q_{н.вум}(t) = C_{н.вум} \cdot [p_1(t) - p_{др}], \quad (3)$$

$$Q_{н.пер}(t) = C_{н.пер} \cdot [p_1(t) - p_{вс}], \quad (4)$$

де $C_{н.вум}$, $C_{н.пер}$ – коефіцієнти витоків і перетікань, відповідно; $C_{н.вум} = 3$, $C_{н.пер} = 7$ для насосів з подачею робочої рідини $Q_{н.з}(t)$ від 30 л/хв до 50 л/хв, що в сумі складає 10%; $C_{н.вум} = 1,5$, $C_{н.пер} = 3,5$ для насосів з подачею робочої рідини $Q_{н.з}(t)$ від 50 л/хв до 100 л/хв, що в сумі складає 5%.

Витрати, що спричинені компресією $Q_{н.к}(t)$ та декомпресією $Q_{н.д}(t)$ робочої рідини, визначаються з виразів:

$$Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{зл}] \cdot \frac{\omega_n(t)}{2 \cdot E_{жс}}, \quad (5)$$

$$Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}, \quad (6)$$

де C_n – коефіцієнт пропорційності, $C_n = W_{н.м} + 0,5 \cdot W_n$, де $W_{н.м} = V_{н.м} / (2 \cdot \pi)$ – «мертвий»

об'єм насоса характерний; $V_{н.м} = 0,1 \cdot V_{н0}$; приймаємо $C_n = 8,5$; $E_{ж}$ – об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини.

Об'ємний модуль пружності двофазної робочої рідини визначається з виразу:

$$E_{ж} = K(p_1 + 1) \cdot (A \cdot p_1 + B) \cdot \frac{(1 - m_0) \cdot \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0 \cdot \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}{K \cdot (p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0 (A \cdot p_1 + B) \cdot \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}}, \quad (7)$$

де K – показник політропи, приймаємо $K = 1,2$; A і B – параметри робочої рідини, що залежать від типу масла та температури в системі; m_0 – вміст нерозчиненого повітря в робочій рідині у відносних одиницях; p_0 – атмосферний (початковий) тиск робочої рідини, приймаємо $p_0 = 0,1$ МПа.

Таким чином, математичну модель процесів, що відбуваються в насосі можна представити системою рівнянь:

$$\begin{cases} Q_n(t) = Q_{н.з}(t) - Q_{н.вум}(t) - Q_{н.неп}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t); \\ Q_{н.з}(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e; \\ Q_{н.вум}(t) = C_{н.вум} \cdot [p_1(t) - p_{др}]; \\ Q_{н.неп}(t) = C_{н.неп} \cdot [p_1(t) - p_{вс}]; \\ Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{зл}] \cdot \frac{\omega_n(t)}{2 \cdot E_{ж}}; \\ Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \end{cases} \quad (8)$$

З урахуванням всіх складових витрат (8), отримаємо кількість робочої рідини, що надходить до гідромотора:

$$Q_n(t) = \frac{V_{н0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - C_{н.вум} \cdot [p_1(t) - p_{др}] - C_{н.неп} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{ж}} \cdot [p_1(t) - p_{зл}] - \frac{V_{н0}}{2 \cdot E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (9)$$

Математична модель процесів, що відбуваються в запобіжному клапані.

Витрата робочої рідини через повністю відкритий запобіжний клапан визначається з виразу:

$$Q_{кл}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x_z(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{зл}]}, \quad (10)$$

де μ – коефіцієнт витрати; d_n – діаметр плунжера; $x_z(t)$ – переміщення плунжера; ρ – щільність робочої рідини.

Витрата робочої рідини, яка обумовлена стискальністю робочої рідини, визначається з виразу:

$$Q_{см}(t) = \frac{V_{mp}}{E_{ж}} \frac{dp_1}{dt}, \quad (11)$$

де V_{mp} – об'єм робочої рідини, що знаходиться в трубопроводі, який поєднує насос,

гідромотор та запобіжний клапан.

Витрата через дросель визначається з виразу:

$$Q_{dp}(t) = K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{zl}], \quad (12)$$

де K_{dp} – провідність дроселя; при ламінарній течії робочої рідини в дроселі, $K_{dp} = \frac{\pi \cdot d_{dp}^4}{128 \mu' \cdot l}$, де d_n – діаметр дросельного отвору; μ' – динамічний коефіцієнт в'язкості; l – довжина дроселя.

Витрата, яка необхідна для управління клапаном, визначається з виразу:

$$Q_{yn}(t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}, \quad (13)$$

де S_{nl} – ефективна площа плунжера.

При малому об'ємі демпфуючої порожнини можна знехтувати стисливістю робочої рідини та визначити витрату дроселя з виразу (13). Тоді, витрата, яка необхідна для управління клапаном дорівнює витраті через дросель:

$$K_{dp} \cdot [p_{dp}(t) - p_{zl}] = S_{nl} \frac{dx}{dt}, \quad (14)$$

при p_{zl} : $K_{dp} \cdot p_{dp}(t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}$, звідки $p_{dp}(t) = \frac{S_{nl}}{K_{dp}} \frac{dx}{dt}$.

Нерозривність витрати при повністю відкритому запобіжному клапані буде мати вигляд:

$$Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{cm}(t) + Q_{yn}(t), \quad (15)$$

де Q_n – кількість робочої рідини, яка надходить від насоса до гідромотора; Q_{zm} – кількість робочої рідини, яка поступає до гідромотору.

Таким чином, математичну модель процесів, що відбуваються в запобіжному клапані можна представити системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{cm}(t) + Q_{yn}(t); \\ Q_{кл}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{cl}]}; \\ Q_{cm}(t) = \frac{V_{mp}}{E_{жс}} \frac{dp_1}{dt}; \\ Q_{dp}(t) = \frac{\pi \cdot d_{dp}^4}{128 \mu_{жс} \cdot l} \cdot [p_{dp}(t) - p_{cl}]; \\ Q_{yn}(t) = S_{nl} \frac{dx}{dt}; \\ p_{dp}(t) = \frac{128 \mu_{жс} \cdot l \cdot S_{nl}}{\pi \cdot d_{dp}^4} \frac{dx}{dt}. \end{array} \right. \quad (16)$$

Математична модель процесів, що відбуваються в гідромоторі.

Математична модель процесів, що відбуваються в гідромоторі, представлена рівнянням витрат [1]:

$$Q_{zm}(t) = Q_{zm.zl}(t) + Q_{zm.vut}(t) + Q_{zm.nep}(t) + Q_{zm.k}(t) + Q_{zm.d}(t), \quad (17)$$

де $Q_{2м.зл}(t)$ – кількість робочої рідини, що потрапляє із гідромотора на злив, $Q_{2м.зл}(t) = (V_{2м0} \cdot \omega_{2м}(t) / (2 \cdot \pi))$; $Q_{2м.вум}(t)$ – витіки в корпус, $Q_{2м.вум}(t) = C_{2м.вум} \cdot p_1(t)$, де $C_{2м.вум}$ – коефіцієнт витоків, $C_{2м.вум} = 1$; $Q_{2м.пер}(t)$ – перетікання, $Q_{2м.пер}(t) = C_{2м.пер} \cdot [p_1(t) - p_{зл}]$, де $C_{2м.пер}$ – коефіцієнт перетікань, $C_{2м.пер} = 1,5$; $Q_{2м.к}(t)$ і $Q_{2м.д}(t)$ витрати, спричинені компресією та декомпресією, відповідно:

$$Q_{2м.к}(t) = \frac{C_{2м} \cdot \omega_{2м}(t) \cdot [p_1(t) - p_{зл}]}{E_{жс}}, \quad (18)$$

$$Q_{2м.д}(t) = \frac{V_{2м0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}, \quad (19)$$

де $C_{2м}$ – коефіцієнт пропорційності, $C_{2м} = W_{2м.м} + 0,5 \cdot W_{2м}$, де $W_{2м} = V_{н0} / (2 \cdot \pi)$, $W_{2м.м} = V_{2м.м} / (2 \cdot \pi)$ – «мертвий» об'єм гідромотора характерний; $V_{2м.м} = 0,01 \cdot V_{2м0}$ – «мертвий» об'єм гідромотора; $V_{2м0}$ – робочий об'єм гідромотора; приймаємо $V_{2м0} = 160 \text{ см}^3$; $C_{2м} = 13$.

Таким чином, математичну модель процесів, що відбуваються в гідромоторі можна представити системою рівнянь:

$$\begin{cases} Q_{2м}(t) = Q_{2м.зл}(t) + Q_{2м.вум}(t) + Q_{2м.пер}(t) + Q_{2м.к}(t) + Q_{2м.д}(t) \\ Q_{2м.зл}(t) = \frac{V_{2м0}}{2\pi} \cdot \omega_{2м}(t); \\ Q_{2м.вум}(t) = C_{2м.вум} \cdot p_1(t); \\ Q_{2м.пер}(t) = C_{2м.пер} \cdot [p_1(t) - p_{зл}]; \\ Q_{2м.к}(t) = \frac{C_{2м} \cdot \omega_{2м}(t) \cdot [p_1(t) - p_{зл}]}{E_{жс}}; \\ Q_{2м.д}(t) = \frac{V_{2м0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \end{cases} \quad (20)$$

З урахуванням всіх складових витрат (20), отримуємо кількість робочої рідини, що проходить через гідромотор на злив:

$$Q_{2м.зл}(t) = Q_{2м}(t) - C_{2м.вум} \cdot p_1(t) - C_{2м.пер} \cdot [p_1(t) - p_{зл}(t)] - \frac{C_{2м} \cdot \omega_{2м}(t) \cdot [p_1(t) - p_{зл}]}{E_{жс}} - \frac{V_{2м0}}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (21)$$

Отримані математичні моделі процесів, що відбуваються в насосі, гідромоторі та запобіжному клапані дозволяють використовувати їх при моделюванні роботи гідроприводу мехатронних систем з планетарними гідромоторами для дослідження динаміки зміни функціональних параметрів самохідної техніки.

Математична модель процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора.

Математичну модель процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора можна представити системою рівнянь, що описують вплив похибки форми зубчастого контуру внутрішнього і зовнішнього роторів на зміну діаметрального зазору між роторами. Похибка форми зубчастого контуру P роторів є комплексним показником та залежить від взаємозв'язку геометричних параметрів $P = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

$$\delta = \delta_i \pm P. \quad (22)$$

Аналіз кінематики переміщення роторів показує, що в процесі експлуатації, при зміні

значення величини діаметрального зазору від δ до $\delta_{кр}$, крутний момент досить значно коливається. Ці коливання викликані змінами геометричних параметрів внутрішнього та зовнішнього роторів, обумовлених їх виготовленням, які значно впливають на зміну плеча h докладання результуючої сили.

Крутний момент, залежно від зміни діаметрального зазору визначається з виразу:

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i, \quad (23)$$

$$h_i = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{(\delta_i \pm P)}{2},$$

де e – ексцентриситет (міжцентрова відстань між внутрішнім і зовнішнім роторами); Δp – перепад тиску робочої рідини в гідромоторі; b – ширина роторів; z_1, z_2 – кількість зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; R_1, R_2 – радіуси розташування центрів зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; r_1, r_2 – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно.

Математична модель процесів, що відбуваються в розподільній системі планетарного гідромотора.

Математичну модель процесів, що відбуваються в розподільній системі планетарного гідромотора можна представити системою рівнянь (24), що описують зміну взаємного кутового розташування розподільних вікон рухомого розподільника та вікон нагнітання та зливу нерухомого розподільника. а також визначення кутів перекриття розподільних вікон та пропускну здатності розподільної системи з урахування об'ємних втрат.

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta = \frac{2\pi}{Z_2}, \beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta; \\ \alpha = \frac{2\pi}{Z_1}, \alpha_1(t) = \int \omega_{z.m} dt, \alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha; \\ \sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|, \varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta, \gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t); \\ A_i(t) = \sum_{i=1}^z \left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2}; \\ \varphi_i(t) = 2\varepsilon - \gamma_i(t); \\ Q_{z.m.вум} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot \left[p'_i(t) \cdot \frac{\left(\ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{z.m.}^2}{20} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}} \right) \right]. \end{array} \right. \quad (24)$$

Математична модель процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи.

У зв'язку з тим, що в гідроагрегаті (рис. 1) встановлений запобіжний клапан, який спрацьовує при перевищенні тиску в нагнітальній магістралі, кількість рідини, що підводиться до гідромотора, визначатиметься виразом:

$$Q_{z.m}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t), \quad (25)$$

Математична модель процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи, представлена рівнянням витрат [1]:

$$Q_{z.m.zl}(t) + Q_{z.m.vum}(t) + Q_{z.m.nep}(t) + Q_{z.m.k}(t) + Q_{z.m.d}(t) = Q_{n.z}(t) - Q_{n.vum}(t) - Q_{n.nep}(t) - Q_{n.k}(t) - Q_{n.d}(t) - Q_{kl}(t). \quad (26)$$

Для визначення тиску нагнітання $p_1(t)$ в системі вирішимо рівняння витрат щодо деформаційної витрати, а потім знайдемо похідну тиску $p_1(t)/dt$:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{2 \cdot E_{ж}}{(V_{n0} + V_{z.m0})} \cdot \left[\frac{V_{n0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \omega_{z.m}(t) - C_{n.vum} \cdot [p_1(t) - p_{op}] - C_{n.nep} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - \right. \\ \left. - C_{z.m.nep} \cdot p_1(t) - C_{z.m.nep} \cdot [p_1(t) - p_{zl}] - \frac{1}{E_{ж}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{z.m} \cdot \omega_{z.m}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{zl}] - Q_{kl}(t) \right]. \quad (27)$$

Інтегруючи вираз (27), отримаємо тиск $p_1(t)$ у нагнітальній магістралі гідроприводу.

Вважаючи, що подача насоса та навантаження постійні, кутова швидкість гідромотора, визначатиметься з рівняння моментів:

$$M_{кр} = M_j + M_c, \quad (28)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу гідромотора; M_j – момент інерції; M_c – момент опору:

$$M_{кр} = \frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \eta_{mex} \cdot p_1(t), \quad M_j = J \cdot \frac{d\omega_{z.m}(t)}{dt}, \quad (29)$$

де η_{mex} – гідромеханічний ККД гідромотора, $\eta_{mex} = 0,9$; J – момент інерції мас, що обертаються, $J = 3,6$.

Для визначення кутової швидкості $\omega_{z.m}(t)$ на валу гідромотора підставимо в рівняння (28) усі складові моментів (29) вирішимо рівняння витрат щодо крутного моменту, а потім знайдемо похідну кутової швидкості $\omega_{z.m}(t)/dt$:

$$\frac{d\omega_{z.m}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \eta_{mex} \cdot p_1(t) - M_c \right]. \quad (30)$$

Таким чином, математичну модель процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи можна представити системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{z.m}(t) = Q_n(t) - Q_{kl}(t) \\ Q_{z.m.zl}(t) + Q_{z.m.vum}(t) + Q_{z.m.nep}(t) + Q_{z.m.k}(t) + Q_{z.m.d}(t) = \\ = Q_{n.z}(t) - Q_{n.vum}(t) - Q_{n.nep}(t) - Q_{n.k}(t) - Q_{n.d}(t) - Q_{kl}(t); \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{2 \cdot E_{ж}}{(V_{n0} + V_{z.m0})} \cdot \left[\frac{V_{n0}}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \omega_{z.m}(t) - C_{n.vum} \cdot [p_1(t) - p_{op}] - \right. \\ \left. - C_{n.nep} \cdot [p_1(t) - p_{вс}] - C_{z.m.nep} \cdot p_1(t) - C_{z.m.nep} \cdot [p_1(t) - p_{zl}] - \right. \\ \left. - \frac{1}{E_{ж}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{z.m} \cdot \omega_{z.m}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{zl}] - Q_{kl}(t) \right]; \\ M_{кр} = M_j + M_c, \quad \frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \eta_{mex} \cdot p_1(t) = J \cdot \frac{d\omega_{z.m}(t)}{dt} + M_c; \\ \frac{d\omega_{z.m}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{z.m0}}{2\pi} \cdot \eta_{mex} \cdot p_1(t) - M_c \right]. \end{array} \right. \quad (31)$$

Отримана математична модель гідроприводу мехатронної системи, описує динамічні і

статичні процеси, що відбуваються в його елементах у взаємозв'язку як єдине ціле та враховує особливості функціонування і взаємний вплив всіх елементів гідроприводу, а також особливості робочої рідини.

Розроблена математична модель процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи з планетарним гідромотором дозволили виявити особливості зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора від зміни його геометричних параметрів з урахуванням особливостей переміщення елементів системи роторів та коливань площі прохідного перерізу розподільної системи. Для більш повного та раціонального використання планетарних гідромоторів у приводах мехатронних систем самохідної техніки необхідно визначити зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора, працюючого у складі мехатронних систем.

З цією метою розроблено схему (рис. 2), яка передбачає проведення досліджень динамічних характеристик планетарного гідромотора, працюючого у складі гідроприводу. При виконанні досліджень враховано вплив конструктивних особливостей системи роторів та розподільної системи планетарного гідромотора, а також зовнішніх збурюючих впливів (пульсації подачі насоса і коливань навантаження) на зміну вихідних характеристик гідроприводу мехатронної системи.



Рисунок 2 – Схема досліджень динамічних характеристик планетарного гідромотора працюючого у складі гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки

Для планетарного гідромотора по чергово досліджувався (рис. 2) вплив коливань крутного моменту у системі роторів та коливань площі прохідного перетину у розподільній системі, а також їх спільний вплив на вихідних характеристик планетарного гідромотора. Потім досліджувався вплив зовнішніх збурюючих впливів та їх згладжування за допомогою пасивного гасника пульсацій.

Моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гідроприводі мехатронної системи із планетарним гідромотором, виконувалося для планетарного гідромотора з робочим об'ємом $V_{зм0} = 160 \text{ см}^3$. З метою визначення впливу конструктивних особливостей

системи роторів та розподільної системи на зміну динамічних характеристик гідроприводу мехатронної системи моделювання здійснювалося за допомогою пакету імітаційного моделювання VisSim поетапно.

На *першому етапі* було досліджено вплив конструктивних особливостей системи роторів (зміна діаметрального зазору між роторами в діапазоні $\delta = 0,02 \dots 0,21$ мм) на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи. При моделюванні були прийняті постійними зовнішні збурюючі впливи: момент опору $M_c = 365$ Н·м і подача насоса $Q_n = 1770$ см³/с, а також конструктивні особливості розподільної системи, об'єм пасивного гасника пульсацій дорівнює нулю $V_{ггн} = 0$.

Аналіз залежності зміни тиску в гідроприводі p_1 і p'_1 показує (рис. 3, а), що тиск p'_1 (крива 2) дорівнює тиску p_1 (крива 1) на всіх етапах роботи гідроприводу мехатронної системи. При пуску гідроприводу ($t = 0 \dots 0,02$) спостерігається досить великий пік тиску до 88 МПа, що у 5,5 рази перевищує своє номінальне значення. Далі, в момент часу $0,04 < t < 0,8$ тиск p'_1 стабілізується, а його значення поступово зменшується від 28,5 МПа до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. Пульсації тиску відсутні, тобто діаметральний зазор между роторами δ на цій ділянці не впливає тиск p'_1 . При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) тиск p'_1 досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсація тиску, викликана конструктивними особливостями системи роторів, хоч і неявно виражена, але сягає 9...10% номінального значення при амплітуді коливань $A_p = 1,5$ МПа.

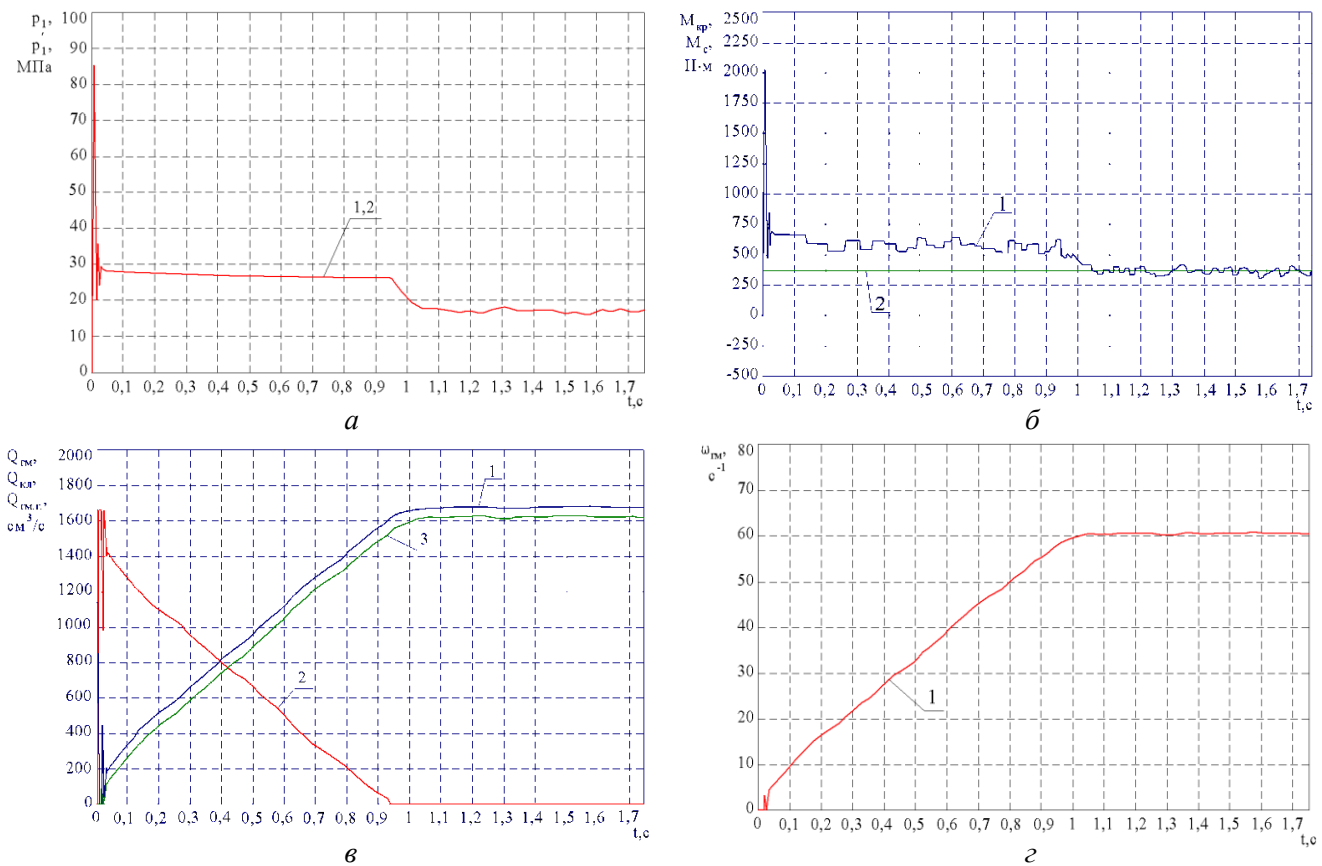


Рисунок 3 – Залежності перехідних процесів при розгоні гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором при зміні діаметрального зазору між його роторами:
 а – криві зміни тиску; б – криві зміни моментів; в – криві зміни витрат робочої рідини;
 г – криві зміни кутової швидкості

Аналіз залежностей зміни моментів при розгоні гідроприводу показує (рис. 3, б), що в період пуску ($t = 0 \dots 0,02$) спостерігається досить великий пік крутного моменту $M_{кр}$ (крива 1)

до 2000 $H\cdot m$, в 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. Далі, при $t > 0,04$ значення крутного моменту стабілізуються і на відрізку часу $0,04 < t < 0,8$ його значення поступово зменшуються від 630 $H\cdot m$ до 620 $H\cdot m$, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (крива 1). При цьому крутний момент має значні пульсації до 34%, амплітуда яких становить до 120...130 $H\cdot m$, що викликані зміною діаметрального зазору δ . При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями системи роторів, знижуються і становлять вже 18 % при амплітуді коливань до 63 $H\cdot m$.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан $Q_{кл}$ при розгоні гідроприводу показує (рис. 3, в), що в момент часу $0 < t < 0,04$ значення витрати запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ і має досить значну пульсацію до 640 $\text{см}^3/\text{с}$. У період часу $0,04 < t < 0,8$ витрата робочої рідини через клапан поступово зменшується, а пульсації практично відсутні. При $t > 0,83$ клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу мехатронної системи.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора $Q_{зм}$ (рис.3, в – крива 1) і геометричної витрати $Q_{зм,г}$ (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу $0 < t < 0,04$, значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора має значну пульсацію до 430 $\text{см}^3/\text{с}$, а геометричної витрати – до 100 $\text{см}^3/\text{с}$. У період часу $0,04 < t < 0,8$ витрата рідини, підведеної до гідромотору та геометричної витрати рівномірно зростають, а пульсації при цьому відсутні. У період часу $t > 0,04$ обидві криві розташовані еквідистантно та при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора і витрати приймають свої номінальні значення $Q_{зм} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{зм,г} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$. Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору між роторами δ не впливає на характер кривих, що характеризують витрату робочої рідини.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості $\omega_{зм}$ вала гідромотора при розгоні показує (рис. 3, г), що в момент часу $0 < t < 0,04$ кутова швидкість $\omega_{зм}$ (крива 1) має пульсуючий характер, зумовлений роботою запобіжного клапана (крива 2). В період часу $0,04 < t < 0,88$ кутова швидкість рівномірно зростає і досягає свого номінального значення $\omega_{зм} = 61 \text{ с}^{-1}$. При $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора, що працює у складі гідроприводу мехатронної системи. Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору між роторами δ не впливає на зміну кутової швидкості вала гідромотора.

На *другому етапі* було досліджено вплив конструктивних особливостей розподільної системи (зміна прохідного перерізу в діапазоні $A_{п.п} = 220...226 \text{ мм}^2$) на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи. При моделюванні були прийняті постійними зовнішні збурюючі впливи: момент опору $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і подача насоса $Q_n = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$, а також конструктивні особливості системи роторів, об'єм пасивного гасника пульсацій дорівнює нулю $V_{гпн} = 0$.

Аналіз залежності зміни тиску в гідроприводі при розгоні показує (рис. 4, а), що при пуску гідроприводу ($t = 0...0,007$) спостерігається досить великий пік тиску p_1 до 88 МПа (крива 1) і до 85 МПа – тиск p'_1 (крива 2), що у 5,5 рази перевищує своє значення при сталому русі. Далі при $t > 0,04$ тиск p'_1 стабілізується (крива 2) і зі значними пульсаціями до 18 % при амплітуді коливань $A_p = 2...2,5 \text{ МПа}$, що викликані коливаннями площі прохідного перерізу, поступово зменшуються від 29 МПа до 26,5 МПа на відрізку часу $0,04 < t < 0,8$, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) тиск p'_1 досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсація тиску, викликана конструктивними особливостями розподільної системи, знижується і сягає 9...10% при амплітуді коливань $A_p = 1,5 \text{ МПа}$. Необхідно відзначити, що тиск p_1 (крива 1) змінюється строго синхронно тиску p'_1 (крива 2), і є практично його середньоарифметичним значенням.

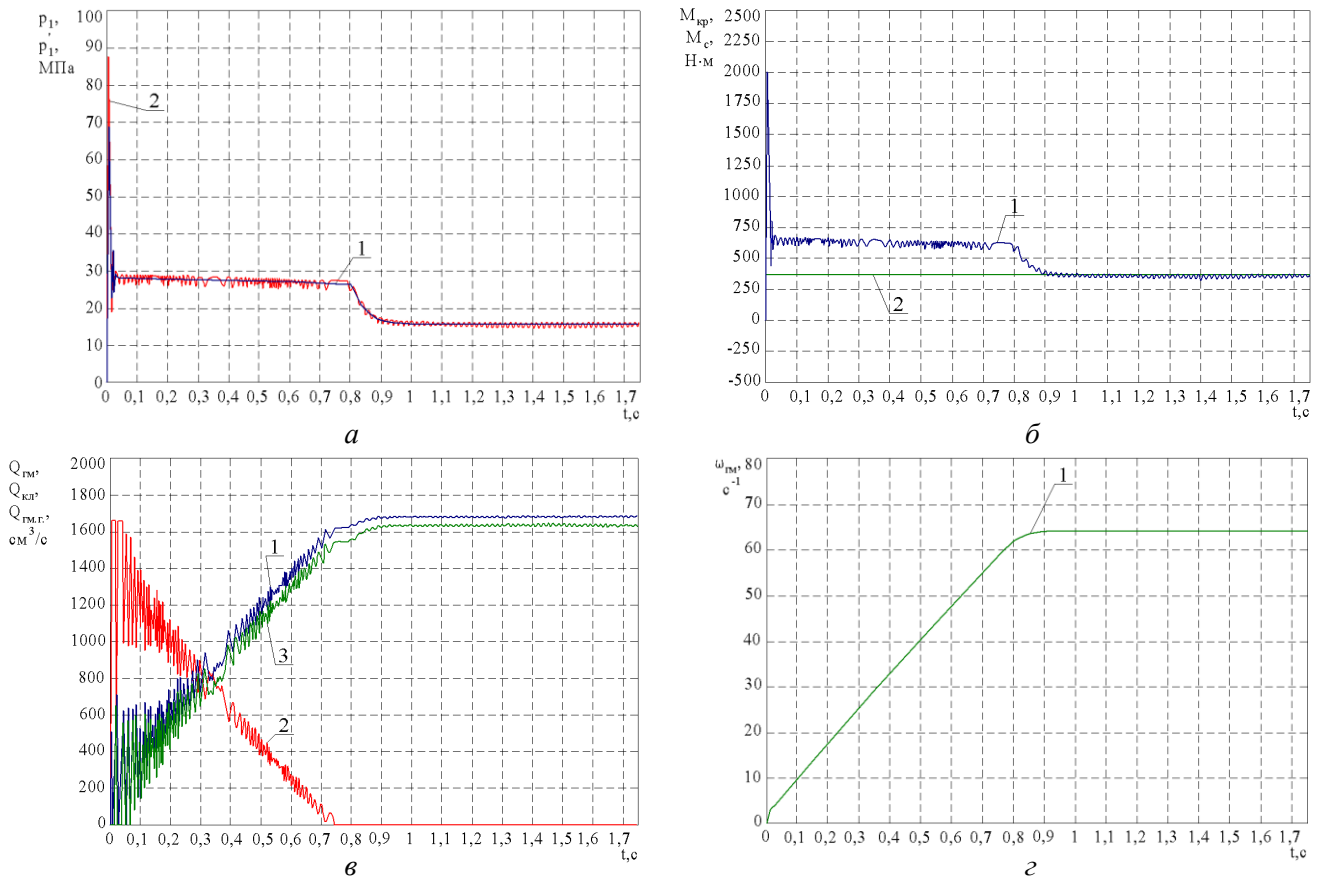


Рисунок 4 – Залежності перехідних процесів при розгоні гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором при зміні площі прохідного перерізу розподільної системи:
 а – криві зміни тиску; б – криві зміни моментів; в – криві зміни витрат робочої рідини;
 г – криві зміни кутової швидкості

Аналіз залежностей зміни моментів при розгоні гідроприводу показує (рис. 4, б), що в період пуску ($t = 0 \dots 0,007$) спостерігається досить великий пік крутного моменту $M_{кр}$ (крива 1) до 2000 Н·м, в 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. Далі, при $t > 0,04$ значення крутного моменту знижуються і мають пульсації до 17 %, амплітуда яких складає 65...70 Н·м, які викликані конструктивними особливостями розподільної системи. На відрізку часу $0,007 < t < 0,8$ значення крутного моменту поступово зменшуються від 670 Н·м до 610 Н·м, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (крива 1). При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями розподільної системи, знижуються і становлять вже 9 % при амплітуді коливаль до 35 Н·м.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан $Q_{кл}$ при розгоні гідроприводу показує (рис. 4, в), що в момент часу $0 < t < 0,08$ значення витрати запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення $Q_{кл} = 1660 \text{ cm}^3/\text{c}$ і має досить значну пульсацію до 400...440 cm^3/c , викликану конструктивними особливостями розподільної системи. У період часу $0,08 < t < 0,7$ витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується при зменшенні величини пульсацій. При $t > 0,7$ пульсації практично відсутні і при $t > 0,78$ клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу мехатронної системи.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора $Q_{гм}$ (рис.4, в – крива 1) і геометричної витрати $Q_{гм.г}$ (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу $0 < t < 0,08$, значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора має значну пульсацію до 400...450 cm^3/c , викликану конструктивними особливостями

розподільної системи. У період часу $0,08 < t < 0,7$ витрата рідини, підведеної до гідромотору та геометричної витрати рівномірно зростають, при значному зниженні пульсації. У період часу $t > 0,7$ пульсації практично відсутні, а обидві криві розташовані еквідистантно та при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора і витрати приймають свої номінальні значення $Q_{zm} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{zm,z} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості ω_{zm} вала гідромотора при розгоні показує (рис. 4, г), що в момент часу $0 < t < 0,8$ кутова швидкість ω_{zm} (крива 1) має лінійний характер. В період часу $0,8 < t < 0,9$ значення кутової швидкості зростає і досягає свого номінального значення $\omega_{zm} = 61 \text{ с}^{-1}$, а при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора, що працює у складі гідроприводу мехатронної системи. Слід зазначити, що на кривій, яка розглядається, ніяк не проявляються пульсації, викликані пульсацією тиску, яка обумовлена коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи.

На *третьому етапі* досліджено вплив конструктивних особливостей системи роторів (зміна діаметрального зазору між роторами в діапазоні $\delta = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$) та розподільної системи (зміна прохідного перерізу в діапазоні $A_{n,n} = 220 \dots 226 \text{ мм}^2$) планетарного на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи. При моделюванні були прийняті постійними зовнішні збурюючі впливи: момент опору $M_c = 365 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і подача насоса $Q_n = 1770 \text{ см}^3/\text{с}$, об'єм пасивного гасника пульсацій дорівнює нулю $V_{nen} = 0$.

Аналіз залежності зміни тиску в гідроприводі при розгоні показує (рис. 5, а), що при пуску гідроприводу ($t = 0 \dots 0,007$) спостерігається досить великий пік тиску p'_1 до 88 МПа (крива 2), що у 5,5 рази перевищує своє значення при сталому русі. Далі при $t > 0,04$ тиск p'_1 стабілізується і відрізка часу $0,04 < t < 0,8$ поступово зменшуються від $28,5 \text{ МПа}$ до $27,5 \text{ МПа}$, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці тиск p'_1 має значні пульсації до 18 % при амплітуді коливань $A_p = 2 \dots 2,5 \text{ МПа}$, що викликані коливаннями площі прохідного перерізу. При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) тиск p'_1 досить різко знижується, досягаючи свого номінального значення. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора. При цьому пульсація тиску, викликана конструктивними особливостями розподільної системи, знижується і сягає 9...10% при амплітуді коливань $A_p = 1,5 \text{ МПа}$. Необхідно відзначити, що тиск p_1 (крива 1) змінюється строго синхронно тиску p'_1 (крива 2), і є практично його середньоарифметичним значенням, а зміна діаметрального зазору між роторами не впливає на зміну тисків в гідроприводі мехатронної системи.

Аналіз залежностей зміни моментів при розгоні гідроприводу показує (рис. 5, б), що в період пуску ($t = 0 \dots 0,02$) спостерігається досить великий пік крутного моменту $M_{кр}$ (крива 1) до $2100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, в 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. Далі, при $t > 0,04$ значення крутного моменту стабілізуються і на відрізка часу $0,007 < t < 0,8$ поступово зменшуються від $630 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (крива 1). При цьому значні коливання до 34 % з амплітудою – $120 \dots 130 \text{ Н}\cdot\text{м}$, викликані зміною діаметрального зазору між роторами та коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи. При подальшому розгоні ($0,8 < t < 0,9$) значення крутного моменту досить різко знижуються, досягаючи свого номінального значення, а при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора, при цьому пульсації, викликані конструктивними особливостями системи роторів та розподільної системи, знижуються і становлять вже 18 % при амплітуді коливань до $70 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан $Q_{кл}$ при розгоні гідроприводу показує (рис. 5, в), що в момент часу $0 < t < 0,08$ значення витрати запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення $Q_{кл} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$ і має досить значну пульсацію до $600 \text{ см}^3/\text{с}$, викликану конструктивними особливостями розподільної системи. У період часу $0,18 < t < 0,72$ витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується при зменшенні величини пульсацій і при $t > 0,72$ пульсації практично відсутні, а при $t > 0,82$ клапан закривається, характеризуючи сталий рух вала гідромотора, що працює в складі гідроприводу мехатронної системи.

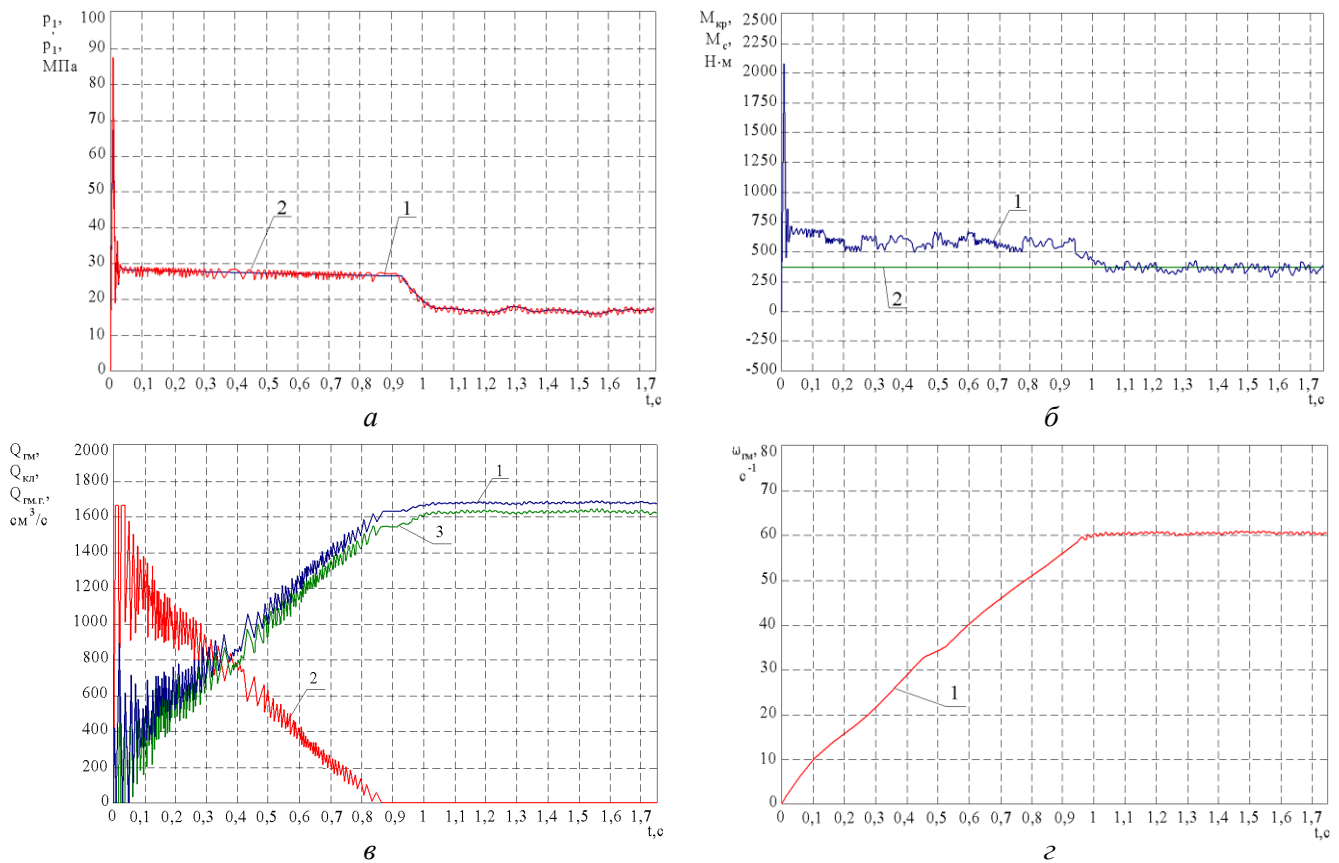


Рисунок 5 – Залежності перехідних процесів при розгоні гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором при зміні діаметрального зазору та площі прохідного перерізу розподільної системи: а – криві зміни тиску; б – криві зміни моментів; в – криві зміни витрат робочої рідини; г – криві зміни кутової швидкості

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора Q_{gm} (рис.5, в – крива 1) і геометричної витрати $Q_{gm.g}$ (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу $0 < t < 0,08$, значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора має значну пульсацію до $450 \text{ см}^3/\text{с}$, а геометричної витрати – до $400 \text{ см}^3/\text{с}$, викликані коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи. У період часу $0,08 < t < 0,72$ витрата рідини, підведеної до гідромотору та геометричної витрати рівномірно зростають при зниженні пульсацій. У період часу $t > 0,72$ обидві криві розташовані еквідистантно та при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора і витрати приймають свої номінальні значення $Q_{gm} = 1660 \text{ см}^3/\text{с}$, а $Q_{gm.g} = 1630 \text{ см}^3/\text{с}$.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості ω_{gm} вала гідромотора при розгоні показує (рис. 5, г), що в момент часу $0 < t < 0,72$ кутова швидкість ω_{gm} (крива 1) має пульсуючий характер, зумовлений коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи. При цьому значення кутової швидкості поступово зростає при зниженні пульсації. В період часу $0,72 < t < 0,9$ кутова швидкість рівномірно зростає і досягає свого номінального значення $\omega_{gm} = 61 \text{ с}^{-1}$, а при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух вала гідромотора, що працює у складі гідроприводу мехатронної системи.

На четвертому етапі було досліджено вплив конструктивних особливостей системи роторів (зміна діаметрального зазору між роторами в діапазоні $\delta = 0,02 \dots 0,21 \text{ мм}$) та розподільної системи (зміна прохідного перерізу в діапазоні $A_{n.n} = 220 \dots 226 \text{ мм}^2$) планетарного на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи. Моделювання зміни навантаження та подачі насоса здійснюється за умовами, описаними в роботі [1], об'єм пасивного гасника пульсацій дорівнює нулю $V_{ngn} = 0$.

Аналіз залежності зміни тиску в гідроприводі при розгоні показує (рис. 6, а), що при пуску гідроприводу ($t = 0...0,04$) спостерігається досить великий пік тиску p_1' до 90 МПа (крива 2), що у 5,6 рази перевищує своє значення при сталому русі. Далі при $t > 0,04$ тиск p_1' різко знижується і на відрізку часу $0,04 < t < 0,78$ поступово зменшуються від 28,5 МПа до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21 % при амплітуді коливань $A_p = 3...4$ МПа, що викликані коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи та нерівномірністю подачі насоса. Необхідно відзначити, що тиск p_1 (крива 1) змінюється строго синхронно тиску p_1' (крива 2), і є практично його середньоарифметичним значенням. При подальшому розгоні ($0,78 < t < 0,9$) тиск знижується, досягаючи свого номінального значення, а при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора. На ділянці, що розглядається, різко підвищується пульсація тиску, складаючи вже 95...100% при амплітуді 15...16 МПа, викликана нерівномірністю подачі насоса та яскраво вираженими синусоїдальними збуреннями, що викликані коливаннями моменту опору.

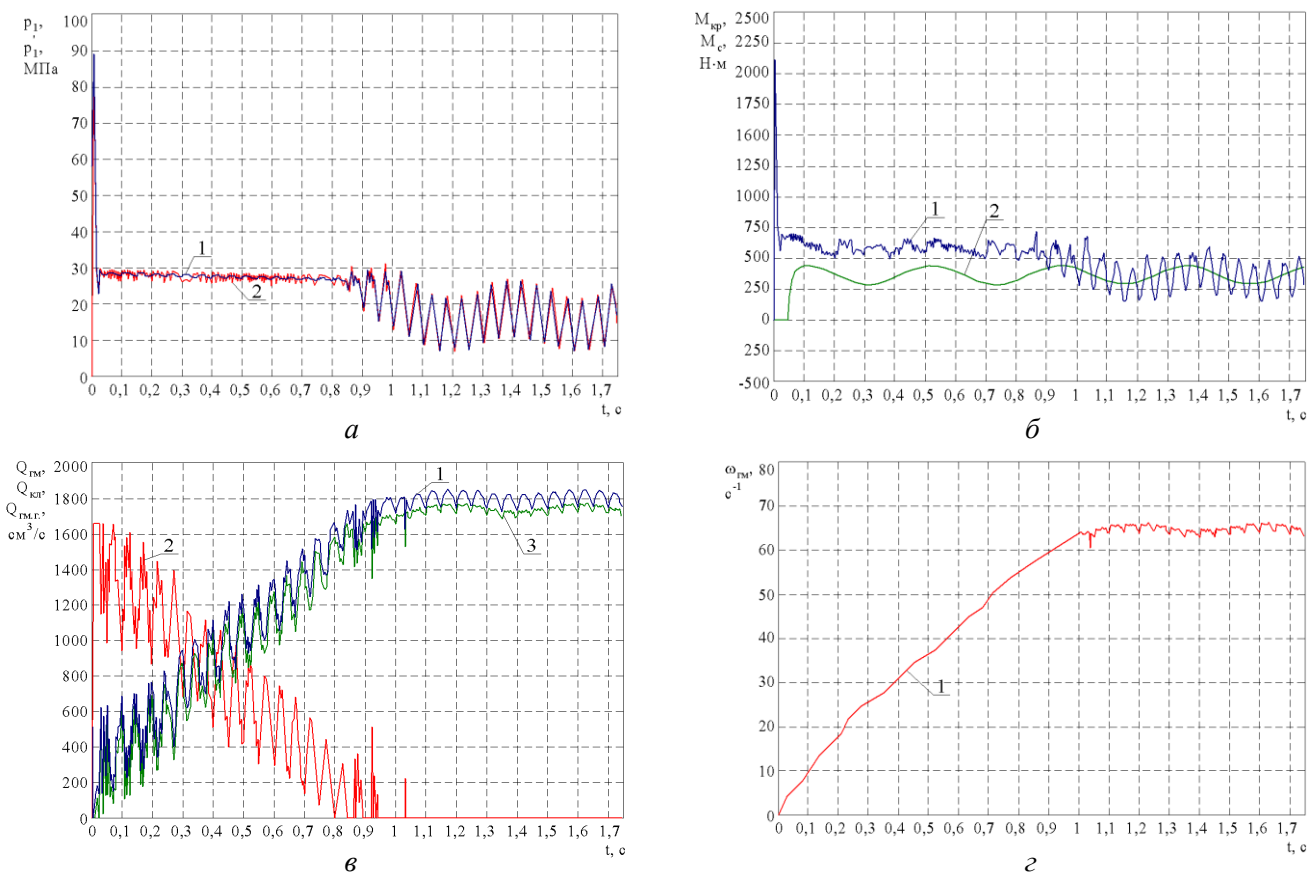


Рисунок 6 – Залежності перехідних процесів при розгоні гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором при зміні діаметрального зазору та площі прохідного перерізу розподільної системи з урахуванням зовнішніх збурюючих впливів: а – криві зміни тиску; б – криві зміни моментів; в – криві зміни витрат робочої рідини; г – криві зміни кутової швидкості

Аналіз залежностей зміни моментів при розгоні гідроприводу показує (рис. 6, б), що в період пуску ($t = 0...0,045$) спостерігається досить великий пік крутного моменту $M_{кр}$ (крива 1) до 2100 Н·м, в 5,7 рази перевищує своє номінальне значення. Далі, при $t > 0,04$ значення крутного моменту стабілізуються і на відрізку часу $0,045 < t < 0,78$ поступово зменшуються від 630 Н·м до 620 Н·м, перевищуючи в 1,7 рази своє номінальне значення (крива 1). При цьому значні коливання до 40 % з амплітудою – 140...150 Н·м, викликані зміною діаметрального зазору між роторами та пульсацією моменту опору (крива 2). При подальшому розгоні ($0,78 < t < 0,9$) значення крутного моменту знижуються, досягаючи

свого номінального значення, а при $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора. При цьому пульсації, викликані нерівномірністю подачі насоса різко зростають і становлять вже 95...100% при амплітуді 360...365 Н·м. На ділянці, що розглядається, яскраво виражені синусоїдальні збурення, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань дорівнює ± 130 Н·м, що становить 35% від номінального значення.

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан $Q_{кл}$ при розгоні гідроприводу показує (рис. 6, в), що в момент часу $0 < t < 0,18$ значення витрати запобіжного клапана (крива 2) досягає свого максимального значення $Q_{кл} = 1660$ см³/с і має досить значні пульсації до 460...640 см³/с, викликані нерівномірністю подачі насоса. У період часу $0,18 < t < 0,79$ витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується при зменшенні пульсацій і при $t > 0,79$ клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу мехатронної системи.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора $Q_{зм}$ (рис.6, в – крива 1) і геометричної витрати $Q_{зм.г}$ (крива 3) при розгоні гідроприводу показує, що в момент часу $0 < t < 0,8$, значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора та геометричної витрати рівномірно зростають та мають значні пульсації до 430 см³/с, викликані нерівномірністю подачі насоса. У період часу $t > 0,8$ спостерігається сталий рух валу гідромотора та зниження пульсацій витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора до 100 см³/с і геометричної витрати – до 40 см³/с.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості $\omega_{зм}$ вала гідромотора при розгоні показує (рис. 6, г), що в момент часу $0 < t < 0,79$ кутова швидкість $\omega_{зм}$ (крива 1) рівномірно збільшується з незначною пульсацією. У період часу $t < 0,79$ спостерігається сталий рух валу гідромотора при наявності синусоїдальних збурень, викликаних коливаннями моменту опору. Амплітуда цих коливань дорівнює ± 3 с⁻¹, що становить 6% номінального значення кутової швидкості вала гідромотора.

На н'ятому етапі було досліджено вплив конструктивних особливостей системи роторів (зміна діаметрального зазору між роторами в діапазоні $\delta = 0,02...0,21$ мм) та розподільної системи (зміна прохідного перерізу в діапазоні $A_{н.н} = 220...226$ мм²) планетарного на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи. Моделювання зміни навантаження та подачі насоса здійснюється за умовами, описаними в роботі [1], об'єм пасивного гасника пульсацій дорівнює нулю $V_{гзп} = 5000$ см³.

Аналіз залежності зміни тиску в гідроприводі при розгоні показує (рис. 7, а), що при пуску гідроприводу ($t = 0...0,06$) спостерігається пік тиску p'_1 до 39 МПа (крива 2), що у 2,4 рази перевищує своє номінальне значення. У період часу $0,06 < t < 0,11$ тиск p'_1 різко знижується і на відріжку часу $0,11 < t < 0,9$ – стабілізується, а його значення поступово зменшуються від 28,5 МПа до 27,5 МПа, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. На цій ділянці тиск має значні пульсації до 21 % при амплітуді коливань $A_p = 3...4$ МПа, що викликані коливаннями площі прохідного перерізу розподільної системи та нерівномірністю подачі насоса. При подальшому розгоні, в період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому пульсації тиску зменшуються і складають 9...10% при амплітуді 1,5 МПа. На цій ділянці, яскраво виражені синусоїдальні збурення, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань дорівнює ± 5 МПа, що становить 31% від номінального значення. Необхідно відзначити, що зміна діаметрального зазору системи роторів не впливає на зміну тиску p'_1 , а використання пасивного гасника пульсацій в 2,3 рази знижує пік тиску при пуску гідроприводу і в 10 разів знижує пульсації подачі насоса при сталому режимі роботи.

Аналіз залежностей зміни моментів при розгоні гідроприводу показує (рис. 7, б), що в період пуску ($t = 0...0,06$) спостерігається пік крутного моменту $M_{кр}$ (крива 1) до 900 Н·м, який в 2,5 рази перевищує своє номінальне значення. В період часу $0,06 < t < 0,1$ значення крутного моменту різко зменшується, а при $0,1 < t < 0,9$ – стабілізується і поступово

зменшується від 630 Н·м до 620 Н·м, перевищуючи в 1,8 рази своє номінальне значення. При цьому значні коливання до 40 % з амплітудою – 140...150 Н·м, викликані зміною діаметрального зазору між роторами та пульсацією моменту опору (крива 2). При подальшому розгоні $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора, при цьому пульсації крутного моменту зменшуються і складають 18 % при амплітуді 63 Н·м. На цій ділянці яскраво виражені синусоїдальні збурення, викликані коливаннями моменту опору, при цьому амплітуда коливань дорівнює ± 130 Н·м, що становить 35% від номінального значення. Необхідно відзначити, що пульсація подачі насоса не впливає на зміну крутного моменту, а використання пасивного гасника пульсацій в 2,3 рази знижує пік крутного моменту при пуску гідроприводу.

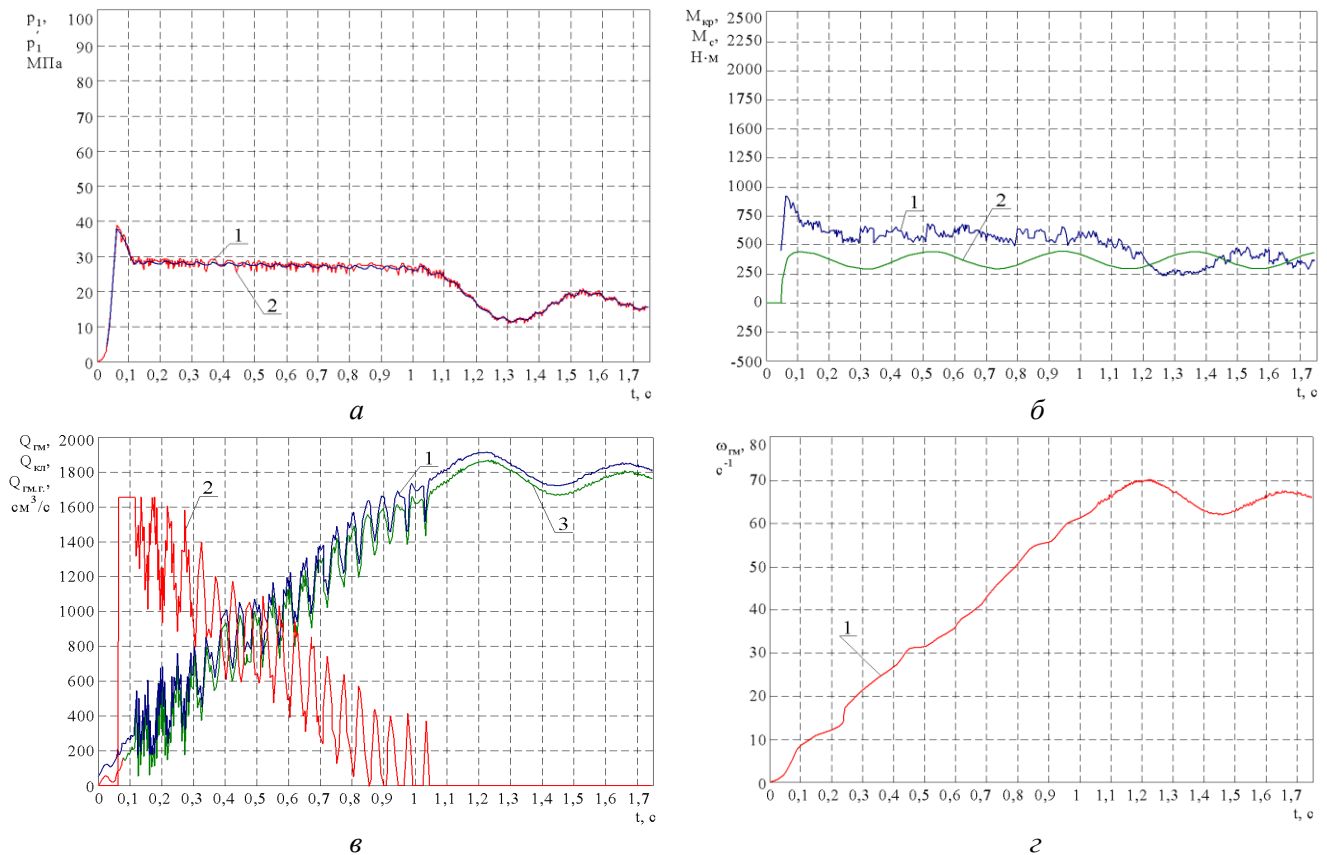


Рисунок 7 – Залежності перехідних процесів при розгоні гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором при зміні діаметрального зазору та площі прохідного перерізу розподільної системи з урахуванням зовнішніх збурюючих впливів та з використанням пасивного гасника пульсацій: а – криві зміни тиску; б – криві зміни моментів; в – криві зміни витрат робочої рідини; г – криві зміни кутової швидкості

Аналіз залежності, що характеризує зміну витрати робочої рідини через запобіжний клапан $Q_{кл}$ при розгоні гідроприводу показує (рис. 7, в – крива 2), що в момент часу $0 < t < 0,06$ клапан закритий, тому що відбувається наповнення об'єму пасивного гасника пульсацій ($V_{гел} = 5000$ см³). Далі при $0,06 < t < 0,22$ значення витрати запобіжного клапана досягає свого максимального значення $Q_{кл} = 1660$ см³/с і має досить значні пульсації до 640 см³/с, викликані нерівномірністю подачі насоса. У період часу $0,22 < t < 0,9$ витрата робочої рідини через клапан рівномірно зменшується, але пульсації при цьому не зменшуються, а при $t > 0,9$ клапан закривається, характеризуючи сталий рух валу гідромотора, що працює в складі гідроприводу мехатронної системи.

Аналіз залежностей зміни витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора Q_{gm} (рис.7, в – крива 1) і геометричної витрати $Q_{gm.e}$ (крива 3) при розгоні гідроприводу показує,

що в момент часу $0 < t < 0,12$, значення витрати робочої рідини, підведеної до гідромотора та геометричної витрати рівномірно зростають без значних пульсацій. При подальшому розгоні $0,12 < t < 0,9$ значення витрат зростають при наявності пульсацій до $420 \text{ см}^3/\text{с}$, які викликані нерівномірністю подачі насоса. У період часу $t > 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора і криві витрат розташовані еквідистантно. На цій ділянці пульсації витрат відсутні, але яскраво виражені синусоїдальні коливання, викликані коливаннями моменту опору, амплітуда яких дорівнює $\pm 100 \text{ см}^3/\text{с}$, що становить 5% номінального значення.

Аналіз залежності зміни кутової швидкості ω_{zm} вала гідромотора при розгоні показує (рис. 7, г), що в момент часу $0 < t < 0,9$ значення кутової швидкості ω_{zm} (крива 1) рівномірно збільшується без значних пульсацій. У період часу $t < 0,9$ спостерігається сталий рух валу гідромотора при наявності синусоїдальних збурень, викликаних коливаннями моменту опору. Амплітуда цих коливань дорівнює $\pm 4 \text{ с}^{-1}$, що становить 6% номінального значення кутової швидкості вала гідромотора.

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено, що гідропривод з планетарними гідромоторами, які широко застосовуються у мехатронних системах самохідної техніки, характеризуються складними динамічними процесами, обумовленими взаємодією системи роторів та розподільної системи, стисливістю робочої рідини та нестационарністю зовнішніх навантажень. Проведений аналіз сучасних наукових досліджень показав, що існуючі методи розрахунку гідроприводів переважно базуються на спрощених стаціонарних моделях, які не дозволяють у повній мірі врахувати вплив динамічних режимів роботи та конструктивних особливостей планетарних гідромоторів на вихідні характеристики гідроприводів мехатронних систем.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель гідравлічного приводу мехатронної системи, які складаються з насоса, гідромотора та запобіжного клапана, що дозволяє моделювати роботу гідроприводу мехатронної системи з урахуванням особливостей взаємовпливу всіх її елементів та робочої рідини. Ця модель дозволяє досліджувати динаміку зміни вихідних параметрів мехатронної системи з використанням різноманітних гідравлічних машин об'ємної дії. Обґрунтовано доцільність використання комплексних математичних моделей, що поєднують опис гідравлічних і механічних процесів та дозволяють досліджувати зміну тиску, витрати і крутного моменту в перехідних режимах роботи гідроприводу. Встановлено, що конструктивні параметри планетарного гідромотора, зокрема наявність діаметрального зазору між роторами і особливості розподільної системи, істотно впливають на рівень пульсацій тиску та нерівномірність крутного моменту, що визначає динамічні характеристики гідроприводу.

Врахування нестационарних навантажень у математичних моделях процесів, що відбуваються в гідроприводах та їх елементах дозволяє підвищити точність прогнозування їхніх динамічних характеристик та створює передумови для обґрунтованого вибору параметрів при проектуванні та модернізації гідромоторів планетарного типу. Вплив зовнішніх збурюючих впливів, а саме нерівномірність подачі насоса і коливання навантаження на динамічні характеристики гідроприводу мехатронної системи з планетарним гідромотором показують, що використання пасивного гасителя пульсація об'ємом 5000 см^3 , дозволяє в 2,3 рази знизити піки тиску в гідроприводі, які виникають при страгуванні вала гідромотора. Отримані результати підтверджують можливість використання запропонованих підходів до моделювання для аналізу енергоефективності гідроприводів та оцінювання впливу конструктивних рішень на надійність і ресурс гідроагрегатів.

Практична цінність проведених досліджень полягає у можливості застосування розроблених моделей та методичних положень при створенні та вдосконаленні гідроприводів мобільної техніки, а також у подальших дослідженнях, спрямованих на оптимізацію параметрів планетарних гідромоторів і систем їх керування.

Література

1. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-58-82>
2. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДА-ТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18–35, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>
3. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
4. Remarchuk, N., Voronin, S., Chmuzh, Y., Yevtushenko, A., & Halytskyi, O. Design of hydraulic motors with rotary shaft movement for driving working equipment in modern machines. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. 4(1 (130)). 79–86, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.309759>
5. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
6. Панченко А. І., Волошина А. А., Холод І. М., Волошин А. А. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на стабілізацію вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 2. С. 6–24, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-2-6-24>
7. Панченко А. І., Волошина А. А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
8. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23–35, <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35>
9. Mandal, S.K., Singh, A.K., Verma, Y. et al. Performance investigation of hydrostatic transmission system as a function of pump speed and load torque. *Journal of The Institution of Engineers (India)*, 2012. 93. 187–193, <https://doi.org/10.1007/s40032-012-0022-4>
10. Wang, X., Wang, Z., Xie, L., Wang, S., Wang, Z., & Ma, W. Research on the new hydrostatic transmission system of wheel loaders based on fuzzy sliding mode control. *Energies*, 2024. 17(3). 565, <https://doi.org/10.3390/en17030565>
11. Das, J., Sujit, K., Mishra, S.K., Kumar, N., Paswan, R. Study of energy saving system for hydrostatic drive – a review. *Applied Mechanics and Materials*, 2014. 592–594. 2210, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.592-594.2210>
12. Ghoshal, S. K., Pandey, A. K., Dasgupta, K., Bholra M. A segmental pump-motor control scheme to attain targeted speed under varying load demand of a hydraulic drive used in heavy earth movers. *Mechatronics*, 2021. 80. 102681, <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2021.102681>
13. Du, S., Zhou, J., Zhao, H., Ma, S. Research on the energy transfer and efficiency performance of an electro-hydrostatic actuator for wheel-legged robot joint. *Energy*, 2024. 291. 130417, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130417>
14. Chen, L., Qin, Z., Hu, M., Gao, H., Bian, Y., Xu, B. et al. Trajectory tracking control of autonomous heavy-duty mining dump trucks with uncertain dynamic characteristics Science China. *Information Sciences*, 2023. 66 (10). 202203, <https://doi.org/10.1007/s11432-022-3713-8>
15. Galati, R., Mantriota, G., Reina G. Adaptive heading correction for an industrial heavy-duty omnidirectional robot. *Scientific Reports*, 2022. 12. 19608, <https://doi.org/10.1038/s41598-022-24270-x>
16. Nagariya, A., Saripalli, S. An Iterative LQR Controller for Off-Road and On-Road Vehicles using a Neural Network Dynamics Model. 2020 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), <https://doi.org/10.1109/IV47402.2020.9304851>
17. Wang, J., Fader, M. T. H., Marshall, J. A. Learning-based model predictive control for improved mobile robot path following using Gaussian processes and feedback linearization. *Journal of Field Robotics*, 2023. 40. 1014–1033, <https://doi.org/10.1002/rob.22165>
18. Mahato, A. C., Ghoshal S. K. Energy-saving strategies on power hydraulic system: An overview.

Journal of Systems and Control Engineering, 2020. 235 (2). 147–169, <https://doi.org/10.1177/0959651820931627>

19. Mahato, A. C., Ghoshal S. K. An Overview of Energy Savings Approaches on Hydraulic Drive Systems. *International Journal of Fluid Power*, 2020. 21 (1). 81–118, <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2114>

20. Inaguma Y. Friction torque characteristics of an internal gear pump. *Mechanical Engineering Science*, 2011. 225 (6). 1523–1534, <https://doi.org/10.1177/0954406211399659>

21. Inaguma Y. A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps. *Mechanical Engineering Science*, 2013. 227 (5). 980–991, <https://doi.org/10.1177/0954406212456933>

22. Stojek, J., Pluta, J., Jędrzykiewicz, Z. Research on the properties of a hydrostatic transmission for different efficiency models of its elements. *Acta Montanistica Slovaca*, 1997. 2 (4). 373–380.

UDC 621.225.001.1

Model of a Hydraulic Drive for a Mechatronic System with a Planetary Hydraulic Motor

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Rozhnyatovsky

Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

A. Zasiadko

Berdyansk college of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

Summary

This article examines the pressing scientific and technical challenge of increasing the efficiency of mechatronic hydraulic drives in self-propelled vehicles by improving methods for analyzing and modeling dynamic processes in hydraulic drives with planetary hydraulic motors. Modern self-propelled vehicles operate under variable loads and frequent starts and stops, leading to the emergence of non-stationary hydraulic and mechanical processes that significantly impact the output characteristics of hydraulic drives and their components.

This paper analyzes current scientific research, revealing that existing hydraulic drive calculation methods are primarily based on simplified steady-state models and do not fully account for the dynamic interaction of the rotor system and the distribution system of planetary hydraulic motors, the compressibility of the working fluid, and the impact of non-stationary loads. Therefore, the need for an integrated modeling approach that combines the description of hydraulic and mechanical processes in a single mathematical model is justified. An approach to studying the dynamic characteristics of mechatronic hydraulic drives with planetary hydraulic motors is proposed. This approach allows for assessing changes in pressure, flow rate, torque, and rotational speed during transient operating conditions. Particular attention is paid to analyzing the influence of planetary hydraulic motor design parameters, in particular, the presence of a diametrical gap between the rotors and changes in the cross-sectional area of the distribution system, on the output characteristics of hydraulic drives and their components.

The obtained results indicate that accounting for dynamic processes in mathematical models allows for improved accuracy in predicting the performance characteristics of mechatronic hydraulic drives with planetary hydraulic motors and creates the prerequisites for informed selection of design parameters during their design and modernization. The practical value of this work lies in the potential use of the proposed approaches in the development of energy-efficient hydraulic drives with planetary hydraulic motors and in further research aimed at optimizing their dynamic and energy performance.

Keywords: *transient processes, hydraulic drive acceleration, rotor system, distribution system, pressure, torque, working fluid flow rate, angular velocity, dynamic characteristics.*