

*Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, І. І. МОРОЗ***ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТРАНСМІСІЇ НАВАНТАЖУВАЧА З ВИСОКОМОМЕНТНИМИ СТУПЕНЕВО-РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОМОТОР-КОЛЕСАМИ**

Мета. Метою статті є аналіз динаміки об'ємного гідропривода трансмісії вилкового навантажувача, оснащеної радіальнопоршневими високомоментними гідромоторами багатоциклової дії зі ступеневою зміною робочого об'єму. Така трансмісія запропонована в якості безредукторної в порівнянні з використанням традиційних трансмісій з аксіальнопоршневими гідромоторами і редукторами перед приводною маточиною колеса. Методика досліджень. Побудована тягово-швидкісна характеристика серійного колісного навантажувача з урахуванням постійної потужності приводного двигуна внутрішнього згоряння для обертання аксіальнопоршневого реверсивного регульованого насоса трансмісії. Проаналізована залежність крутного моменту на маточині ведучого колеса навантажувача залежно від його швидкості. Виконаний підбір високомоментного радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії, який задовольняє параметрам трансмісії за крутним моментом і максимальною частотою обертання і не має проміжного редуктора на маточині. Для зменшення настановної потужності приводного двигуна насоса навантажувача і витрат палива гідромотори трансмісії також оснащені двоохступневим регулятором зміни робочого об'єму. Побудовані блок-схеми в пакеті прикладних програм VisSim для рішення нелінійних диференціальних рівнянь щодо визначення швидкості навантажувача, тиску в гідроприводі і його корисної потужності. Результати. Проведений аналіз осцилограм динамічних процесів в гідроприводі навантажувача показав, що за допомогою моделювання режимів подачі насоса і ступеневої зміни робочого об'єму радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії можливо виявлення екстремальних режимів, які приводять до коливань швидкості і потужності навантажувача, а також тиску в гідроприводі.

Ключові слова: вилковий навантажувач, трансмісія з об'ємним гідроприводом, аксіальнопоршневий реверсивний насос з регульованим робочим об'ємом, радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії зі ступеневим робочим об'ємом, тягово-швидкісна характеристика, крутний момент, потужність, частота обертання, перепад тисків.

*G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, N. PODRYHALO, I. MOROZ***STUDY OF LOADER TRANSMISSION DYNAMICS WITH HIGH TORQUE STEP-ADJUSTABLE HYDROMOTOR-WHEELS**

Goal. The purpose of the article is to analyze the dynamics of the hydraulic fluid power of the forklift transmission equipped with radial-piston high-torque multi-cycle hydraulic motors with a step change in working volume. Such a transmission is offered as a gearless one compared to the use of traditional transmissions with axial-piston hydraulic motors and gearboxes in front of the drive wheel hub. Research methodology. The traction-speed characteristic of a serial wheel loader is built taking into account the constant power of the drive internal combustion engine for rotation of the axial-piston reversible adjustable transmission pump. The dependence of the torque on the wheel hub of the loader depending on its speed was analyzed. The selection of a high-torque radial-piston hydraulic motor of multi-cycle action, which satisfies the parameters of the transmission in terms of torque and maximum rotation frequency and does not have an intermediate gearbox on the hub, has been made. To reduce the set power of the drive motor of the loader pump and fuel consumption, the hydraulic motors of the transmission are also equipped with a two-stage regulator for changing the working volume. Constructed block diagrams in the VisSim application program package for the solution of nonlinear differential equations for determining the speed of the loader, the pressure in the hydraulic drive and its useful power. The results. The analysis of oscillograms of dynamic processes in the hydraulic drive of the loader showed that by means of modeling the pump supply modes and step change of the working volume of the multi-cycle radial piston hydraulic motor, it is possible to detect extreme modes that lead to fluctuations in the speed and power of the loader, as well as pressure in the hydraulic drive.

Keywords: forklift, transmission with hydraulic fluid power, axial-piston reversible pump with adjustable working volume, multi-cycle radial piston hydraulic motor with stepped working volume, traction-speed characteristic, torque, power, rotation frequency, pressure difference.

Вступ. Вдосконалення трансмісій навантажувачів на сучасному етапі розвитку об'ємного гідропривода передбачає автоматизацію управління з забезпеченням безступеневої зміни швидкості, енергозбереження, підвищення ККД і довговічності, зменшення габаритно-масових показників. Інформаційний пошук сучасних досягнень в галузі гідропрістроїв – насосів, гідромоторів, гідроапаратури і схемних рішень дає розвиток і підвищення технічного рівня відчизняних навантажувачів. Інформаційна підтримка також допомагає кращому технічному обслуговуванню вантажопідйомної техніки.

Конструктори і науковці аналізують принципи роботи, методики проектування і досліджень трансмісій мобільних машин різного призначення.

При цьому порівняння трансмісій з використанням гідравлічних пристроїв, таких як гідродинамічні передачі, об'ємні повнопоточкові гідроприводи, об'ємні гідроприводи в складі

двохпоточкових коробок передач з існуючими механічними трансмісіями дає можливість знаходження нових високоефективних технічних рішень.

В статті розглянуті можливості використання високомоментних радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії зі ступеневим регулюванням робочого об'єму в трансмісії навантажувача замість аксіальнопоршневих з редукторами.

Аналітичний огляд літератури. Об'ємний гідропривод (ОГП) широко застосовується в вилкових навантажувачах, зокрема в робочому обладнанні та трансмісіях пересування. Сучасні трансмісії на основі ОГП забезпечують високі тягові характеристики та безступеневу зміну швидкості, автоматизацію протидії буксуванню в важких дорожніх умовах. Наприклад, трансмісія вилкового навантажувача H20-Linde з максимальним тяговим зусиллям 14,2 кН має два ведучих колеса, маточини яких обертаються за допомогою двох аксіальнопоршневих гідромоторів

постійного робочого об'єму і планетарними редукторами для підвищення крутного моменту [1; 2]. Безступеневий розгін навантажувача до швидкості 18,5 км/год забезпечує аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом.

Іншу гідравлічну систему має фронтальний навантажувач Weideman-9080 з тяговим зусиллям понад 60 кН, в якому обертаються за допомогою гідропривода два ведучих моста і розвивається за допомогою ДВЗ в 100 кВт швидкість до 40 км/год. Особливістю трансмісії є застосування аксіальнопоршневого гідромотора з регульованим робочим об'ємом, редуктора і двох карданних валів приводів мостів [3; 4].

Використання аксіальнопоршневих швидкісних, але низькомоментних гідромоторів потребує встановлення редукторів, зазвичай планетарного типу. В той же час широко рекламуються високомоментні радіальнопоршнєві гідромотори багатоциклової дії (з копірним кулачком), які задовільняють вимогам щодо крутного моменту практично для всіх мобільних машин за тяговою характеристикою, але мають обмеження по максимальній частоті обертання [5; 6]. Поява конструкцій таких гідромоторів з підвищеними максимальними частотами обертання, а також вбудованими гальмами стоянкового типу або комбінованими стоянко-робочими гальмами дають можливість проведення пошукових робіт зі створення нових трансмісій. Радіальнопоршнєві багатоциклові гідромотори мають конструктивні виконання з такими системами регулювання робочого об'єму, що дають суттєві переваги з енергозбереження в порівнянні з аксіальнопоршневими механізмами регулювання [7]. Але регулювання робочого об'єму радіальнопоршневих гідромоторів можливе тільки ступінчасте з кількістю ступенів від 2 до 4 [5–7]. Такий недолік треба компенсувати системами одночасного безступеневого регулювання аксіальнопоршневого насоса і ступеневого регулювання радіальнопоршневого гідромотора. Тому в статті розглянуте питання аналізу регулювання швидкості навантажувача при застосуванні в трансмісії безредукторного приводу маточин за допомогою радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії. Для виконання цієї роботи складена розрахункова схема динаміки трансмісії вилкового навантажувача, використана типова математична модель функціонування об'ємного гідропривода із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини [8; 9] і на її основі побудовані блоки розрахунків параметрів в пакеті прикладних програм VisSim. Рішення диференціальних рівнянь щодо значень швидкості навантажувача і тиску в гідроприводі в повному діапазоні роботи трансмісії та контролем її вихідної потужності дали можливість зробити необхідний аналіз і привели до позитивних висновків.

Основна частина. Для підготовки вихідних даних динамічного розрахунку гідроприводної трансмісії зі ступенево-регульованими гідромоторами беремо за основу гідропривод вилкового навантажувача H20-Linde, який складається з

аксіальнопоршневого насосу з максимальним робочим об'ємом 55 см³ і двох гідромоторів з постійним робочим об'ємом по 28 см³.

Першим етапом є будівництво тягово-швидкісної характеристики навантажувача (ТШХ) [10], для чого виконаємо декілька попередніх розрахунків.

Максимальний крутний момент одного ведучого колеса, що забезпечує хід навантажувача з максимальним тяговим зусиллям $F_{т.макс} = 14,2$ кН досягає:

$$M_{м.макс} = F_{т.макс} \frac{d_b}{2 \cdot z} = 14,2 \cdot 10^3 \frac{0,456}{2 \cdot 2} = 1618,8, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

де $d_b = 0,456$ м – зовнішній діаметр шини;

$z = 2$ – кількість ведучих колес навантажувача (гідромотор-колес).

Таким чином, для навантажувача потрібні гідромотор-колеса з крутним моментом 1618,8 Н·м. В серійному навантажувачі застосовані аксіальнопоршнєві нерегульовані гідромотори з планетарними редукторами, альтернативним варіантом є використання високомоментних героторних або радіальнопоршневих гідромоторів, що не потребують проміжних редукторів.

Максимальне значення частоти обертання ведучих коліс навантажувача розраховуємо за формулою:

$$n_{вк.макс} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{нав.макс}}{\pi \cdot d_b} = 5,31 \frac{18,5}{0,456} = 215,43 \text{ хв}^{-1}. \quad (2)$$

При заданні ККД гідропривода трансмісії значенням $\eta_{огп} = 0,8$ знайдемо його корисну потужність відносно потужності ДВЗ:

$$P_{кор} = \eta_{огп} \cdot P_{двз} = 0,8 \cdot 28 = 22,4 \text{ кВт}, \quad (3)$$

і використанні виразу для вихідної потужності навантажувача через його тягове зусилля та швидкість:

$$P_{кор} = F_t \cdot v = 10^3 \frac{10^3}{3600} F_t \cdot v_{нав}, [\text{Вт}] = \\ = 0,278 \cdot F_t \cdot v_{нав} \text{ кВт}, \quad (4)$$

де F_t – тягове зусилля (проміжне значення), кН;

$v_{нав}$ – швидкість навантажувача (проміжне значення), км/год.

Знайдемо тягове зусилля при максимальній швидкості навантажувача:

$$F_{т18,5} = \frac{P_{кор}}{0,278 \cdot v_{18,5}} = \frac{22,4}{0,278 \cdot 18,5} = 4,34 \text{ кН}, \quad (5)$$

де $v_{18,5}$ – максимальна швидкість навантажувача, км/год.

Таким чином, співвідношення максимального та мінімального тягових зусиль дорівнює $14,2/4,34 = 3,27$. Проміжні значення тягових зусиль при відповідних швидкостях навантажувача можна знайти за формулою (5) і побудувати його повну тягово-швидкісну характеристику (рис. 1). При цьому

слід відмітити, що швидкість при максимальному тяговому зусиллі обмежена значенням:

$$v_{F_{\text{т. макс}}} = \frac{P_{\text{кор}}}{0,278 \cdot F_{\text{т. макс}}} = \frac{22,4}{0,278 \cdot 14,2} = 5,67 \text{ км/год.} \quad (6)$$

Наведені вирази і розрахунки стосуються механічних характеристик трансмісії. Далі виконаємо розрахунки гідропривода щодо режимів роботи насоса та гідромоторів.

Теоретична подача насоса трансмісії навантажувача може досягати значення:

$$Q_{\text{н. макс}} = 10^{-3} V_{\text{н. макс}} \cdot n_{\text{двз}} = 10^{-3} \cdot 55 \cdot 2200 = 121 \text{ л/хв,} \quad (7)$$

де $V_{\text{н. макс}} = 55 \text{ см}^3$ – максимальний робочий об'єм насоса;

$n_{\text{двз}} = 2200 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання ДВЗ навантажувача і насоса, при якій максимальна частота обертання гідромотора дорівнює:

$$n_{\text{м. макс}} = 10^3 \frac{Q_{\text{н. макс}}}{2 \cdot V_{\text{м}}} = 10^3 \frac{121}{2 \cdot 28} = 2160,7 \text{ хв}^{-1}, \quad (8)$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату на один гідромотор;

$V_{\text{м}} = 28,6 \text{ см}^3$ – робочий об'єм гідромотора.

Для розрахованих значень частот обертання гідромотора і маточини ведучого колеса навантажувача знайдемо передавальне число редуктора:

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{м. макс}}}{n_{\text{вк. макс}}} = \frac{2160,7}{215,43} = 10,03. \quad (9)$$

Для створення максимального крутного моменту в 1618,8 Н·м (1) на маточині навантажувача гідромотор без урахування ККД редуктора повинен

розвивати перепад тисків:

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M_{\text{вк}}}{0,159 \cdot V_{\text{м}} \cdot i_{\text{ред}}} = \frac{1618,8}{0,159 \cdot 28 \cdot 10,03} = 36,25 \text{ МПа,} \quad (10)$$

де $\eta_{\text{ред}} = 0,95$ – ККД редуктора між маточиною і гідромотором, що задовольняє технічні характеристики сучасних гідромашин (номінальний тиск 45 МПа, максимальний 50 МПа).

При цій потужності теоретична подача (витрата) насоса для обертання одного гідромотора повинна бути не більше:

$$Q_{\text{н}} = \frac{60 \cdot P_{\text{кор}}}{2 \cdot \Delta p_{\text{н}}} = \frac{60 \cdot 22,4}{2 \cdot 36,25} = 18,54 \text{ л/хв.} \quad (11)$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату на один гідромотор.

При такій витраті (позначимо $Q_{\text{н. 40 МПа}}$) і перепаді тисків в 36,25 МПа частота обертання гідромотора має значення:

$$n_{\text{м. 40 МПа}} = 10^3 \frac{Q_{\text{н. 40 МПа}}}{V_{\text{м}}} = 10^3 \frac{18,54}{28} = 657,14 \text{ хв}^{-1}, \quad (12)$$

а швидкість навантажувача дорівнює:

$$v_{\text{нав}} = \frac{60 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\text{м. 40 МПа}} \cdot \pi \cdot d_{\text{в}}}{i_{\text{ред}}} = \frac{60 \cdot 10^{-3} \cdot 657,14 \cdot \pi \cdot 0,456}{10,03} = 5,63 \text{ км/год,} \quad (13)$$

що практично збігається з розрахунком за формулою (6).

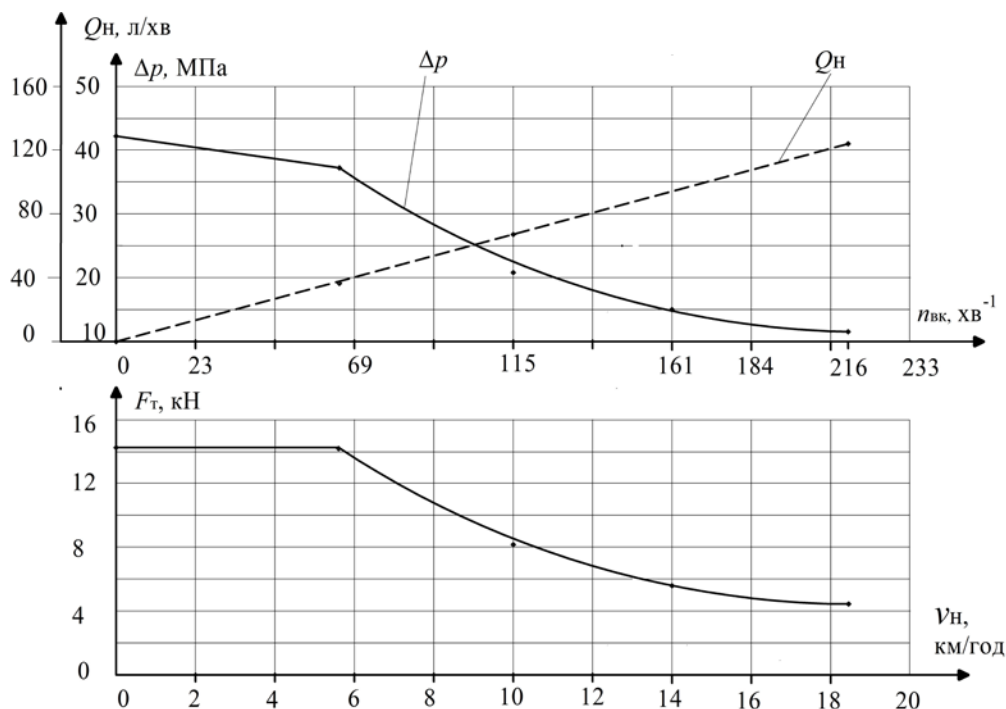


Рис. 1. Тягова-швидкісна характеристика, зміна перепаду тисків та подачі насоса залежно від швидкості навантажувача

З урахуванням гідромеханічного ККД гідромотора на режимі зрушування знайдемо значення перепаду тисків:

$$\Delta p_m = \frac{M_{\text{вк}}}{0,159 \cdot V_m \cdot \eta_{\text{мгм}} \cdot i_{\text{ред}}} = \frac{1618,8}{0,159 \cdot 28 \cdot 0,9 \cdot 10,03} = 40,28 \text{ МПа}, \quad (14)$$

де $\eta_{\text{мгм}} = 0,9$ – гідромеханічний ККД гідромотора на режимі зрушування (попередньо задаємося).

Таким чином, при максимальному тяговому зусиллю навантажувача, якому відповідає перепад тисків в гідроприводів 40,28 МПа, його швидкість не може перевищувати 5,6 км/год через обмеження за потужністю ДВЗ.

Доповнимо ТШХ навантажувача значеннями крутного моменту на ведучій маточині, перепаду тисків на гідромоторі і подачі насоса, позначив проміжні режими буквою «i».

Для цього скористаємось такими формулами:

- для крутного моменту на ведучому колесі і перепаду тисків на гідромоторі:

$$M_{\text{вк.i}} = F_{\text{т.i}} \frac{d_{\text{в}}}{2 \cdot z}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (15)$$

$$\Delta p_{\text{м.i}} = \frac{M_{\text{вк.i}}}{0,159 \cdot V_m \cdot \eta_{\text{мгм.i}} \cdot i_{\text{ред}}}, \text{ МПа};$$

- для частоти обертання гідромотора і подачі від насоса для двох гідромоторів:

$$n_{\text{м.i}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{нав.i}} \cdot i_{\text{ред}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}}, \text{ хв}^{-1}; \quad (16)$$

$$Q_{\text{н.i}} = \frac{10^{-3} \cdot 2 \cdot V_m \cdot n_{\text{м.i}}}{\eta_{\text{о.н}} \cdot \eta_{\text{о.м}}}, \text{ л/хв},$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату оливи на два гідромотора, і задаємося попередньо постійним об'ємним ККД насоса і гідромотора $\eta_{\text{о.н}} = 0,98$ і $\eta_{\text{о.м}} = 0,98$, а гідромеханічний ККД гідромотора на режимі зрушування навантажувача встановлюємо $\eta_{\text{мгм1}} = 0,9$ і $\eta_{\text{мгм2}} = 0,97$ при швидкості більш ніж 4,6 км/год.

Таким чином, при підвищенні швидкості навантажувача зменшується крутний момент ведучого колеса і тому перепад тисків на гідромоторі знижується з 40,3 МПа до 11,5 МПа, а подача насоса для обертання гідромоторів збільшується до 126 л/хв і відрізняється від отриманого за формулою (7) значення завдяки урахуванню об'ємних ККД гідромашин.

Слід відзначити, що будування ТШХ можливо також за методикою, яку надають виробники героторних гідромоторів [11; 12] з урахуванням маси мобільної машини, швидкості, необхідного прискорення при розгоні, дорожніх умов і умов буксирування інших засобів.

Для створення безредукторної трансмісії

обираємо радіальнопоршневе гідромотор-колесо багатоциклової дії моделі MCR3-A компанії «Rexroth Bosch Group» [5] з номінальним тиском в 25 МПа і максимальним 45 МПа. Для забезпечення функціонування трансмісії з наведеними вище параметрами обираємо гідромотор з двома ступенями регулювання робочого об'єму. При цьому треба відмітити, що система регулювання такого гідромотора достатньо проста завдяки тому, що кількість робочих циклів (ходів) гідромотора зменшується не за рахунок зміни силового контура, як в аксіальнопоршневих гідромашинах, а за допомогою перерозподілу каналів в торцевому гідророзподільнику. В гідромоторі (рис. 2) блок циліндрів 4 з'єднаний з валом 6 за допомогою шліців. Поршні 3 розташовані радіально в розточеннях блоку циліндрів 4 і контактують з кулачком 5 через ролики 8. Між поршнями та роликами встановлені антифрикційні прокладки. Отвори D, які розташовані в задній частині корпусу 2, призначені для течії робочої рідини через розподільник 7 в камери циліндрів E. В гідромоторах встановлюються конічні роликові підшипники, здатні передавати високі осьові та радіальні зусилля.

Основні технічні характеристики гідромотора MCR3-A:

1. Робочий об'єм максимальний/мінімальний – 400/200 см³.
2. Тиск нагнітання номінальний/максимальний 25/45 МПа.
3. Максимальна частота обертання гідромотора – 350 хв⁻¹.
4. Мінімальна частота обертання – 0,5 хв⁻¹.
5. Габарити (діаметр х довжина) – 198 мм х 260 мм.
6. Маса – 28 кг (без гальма).

Серія гідромоторів MCR3-A має мінімальні габаритно-масові показники, наприклад, серія MCR5-A має масу 50 кг і розміри 228 мм х 308,5 мм.

Щодо порівняння мас, то аксіальнопоршневий гідромотор Linde з робочим об'ємом гідромотора 28 см³ і без редуктора має масу 16 кг, тобто слід очікувати, що радіальнопоршневий гідромотор-колесо MCR3-A буде мати перевагу за цим показником.

На рис. 3 представлена гідравлічна принципова схема керування гідромотора М з регульованим робочим об'ємом, на якій умовно показано, що гідромотор М складається з двох гідромоторів М1 та М2. Гідромотор М1 працює постійно, а гідромотор М2 відключають від лінії високого живлення для зменшення робочого об'єму гідромотора М. Для відключення гідромотора М2 встановлений п'ятипровідний двопозиційний гідророзподільник Р1 з гідравлічним управлінням від зовнішньої лінії Х. До лінії керування Х поєднаний також двопровідний двопозиційний гідророзподільник Р2.

Золотник гідророзподільника Р1 переміщується вліво при тиску 1,2 МПа, що приводить до об'єднання отворів А2 та В2 і вирівнюванню тиску між ними. Гідромотор М2 при цьому не створює крутний момент і таким чином робочий об'єм загального гідромотора

М зменшується, наприклад, удвічі. Якщо в порожнинах гідромотора М2 мають місце витоки РР, що сприяє виникненню кавітації, то підвищують тиск в лінії Х до 1,5 МПа, що зміщує золотник додаткового гідророзподільника Р2 вліво і РР поступає к отворам А2 і В2, запобігаючи кавітації.

На рис. 4 приведені залежності ККД гідромоторів МСR-А від відносної частоти обертання ($\eta/\eta_{\max}$). Об'ємний ККД (η_o) гідромоторів МСR досягає близько одиниці при максимальній частоті обертання, в зоні роботи 20 %–40 % від максимальної частоти обертання досягає 98 %. Гідромеханічний ККД ($\eta_{\text{гм}}$) досягає максимального значення 92 % при частоті обертання 20 %–40 % від максимального значення та зменшується до 72 % при максимальному значенні частоти обертання. Таким чином, загальний ККД гідромоторів досягає 91 %–92 %.

На рис. 5 приведена розрахункова схема гідравлічної повнопотокової трансмісії з гідромотор-колесами (ГМК) для аналізу її динаміки. Гідромотори

радіальнопоршневого типу (гідромотор-колеса) М1 і М2 з регульованим двоступеневим робочим об'ємом приводяться в обертання при подачі оливи насосом Н (аксіальнопоршневим з регульованим робочим об'ємом).

Насос Н приводиться в обертання двигуном внутрішнього згорання ДВЗ. На гідромотори діє підсумкове зовнішнє навантаження ЗН1 і ЗН2 (або крутний момент супротиву M_c , який діє на гідромотор-колеса). Насоси та гідромотори мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки оливи, які оцінюють об'ємним ККД, а також гідродинамічні та механічні втрати, які оцінюють гідромеханічним ККД гідромашин. Для спрощення вводимо еквівалентний робочий об'єм гідромотора, який дорівнює робочим об'ємам двох гідромоторів, та також сумуємо витрати оливи з цих гідромоторів і моменти інерції. Позначки на схемі будуть пояснюватись при складанні математичної моделі трансмісії.

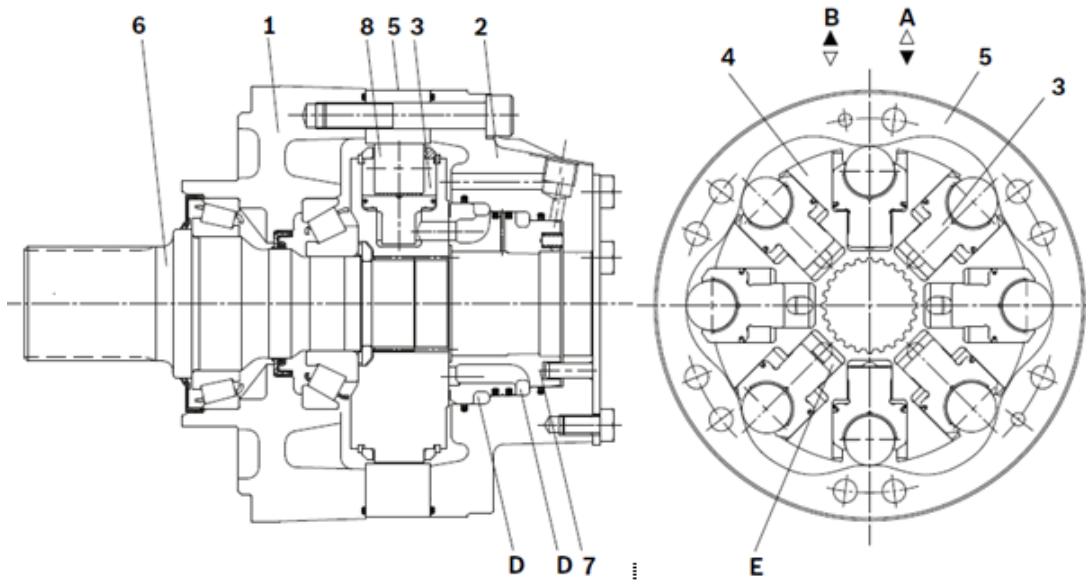


Рис. 2. Гідромотор моделі МСR-А:

1 – корпус передній; 2 – корпус задній; 3 – поршень; 4 – блок циліндрів; 5 – кулачок (копір); 6 – вал; 7 – розподільник торцевий; 8 – ролик; D – кільцеві колектори підводу та відводу робочої рідини; А і В – підводи та відводи до колекторів D; Е – поршневий простір

Блок гідромотора М

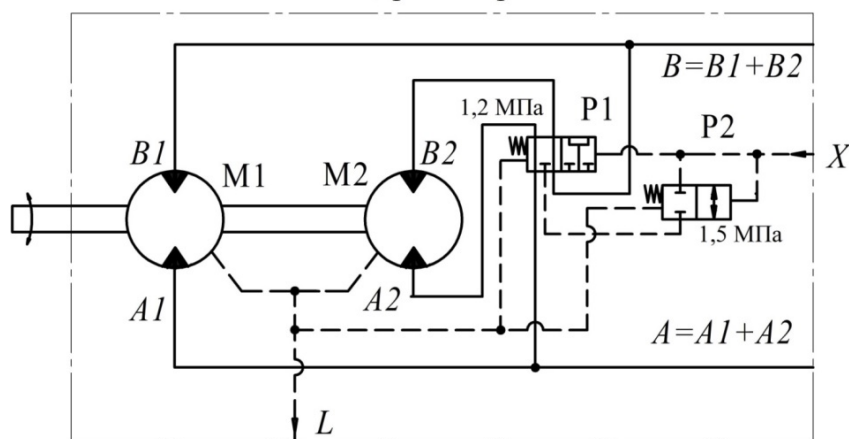


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема керування гідромотора МСR-А з регульованим робочим об'ємом

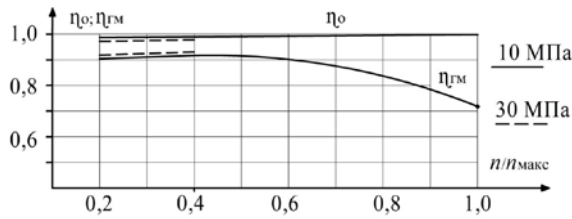


Рис. 4. ККД гідромоторів MCR-A

Математична модель динамічних характеристик гідравлічної трансмісії розглядає параметри від часу: частоти обертання гідромотор-колес, тиску в гідросистемі, швидкості навантажувача та його корисної потужності. В літературі розглянуті математичні моделі для трансмісій з гідромоторами, побудовані на основі закону Паскаля і рівняння нерозривності для оливи, а також третього закону механіки Ньютона [8; 9]. При цьому введено допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість оливи є постійними значеннями; момент інерції приймається постійним; хвилові процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані досить короткими рукавами високого тиску); тиск на виході гідромотора (на злив) дорівнює тиску, що розвивається насосом підживлення, і приймається постійним.

Таким чином, вирази перепаду тисків Δp_m [МПа] на гідромоторі і його частоти обертання n_m [хв⁻¹] мають вигляд:

$$\Delta p_m = \int_0^t [Q_{нт,e}(t) - 10^{-3} V_{м,i}(t) \cdot n_m(t) - C_{(н+м),вит} \cdot p_m(t)] \frac{E}{V_{тр}} dt ; \quad (17)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{п}} \left[\frac{1}{2\pi} V_m(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{гм} - M_c \right] dt , \quad (18)$$

де $Q_{нт,e} = Q_{нт} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \dots \pm 1$, л/хв;

$Q_{нт} = 10^{-3} V_n \cdot n_n$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_n [см³] і частотою обертання n_n [хв⁻¹] без урахування витоків оливи, л/хв;

V_m – значення робочого об'єму гідромотора, яке приймає значення максимального і $0,5V_m$ залежно від дорожніх умов, см³;

$C_{(н+м),вит}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх та внутрішніх витоків оливи насоса $\Delta Q_{н,вит}$ і гідромотора $\Delta Q_{м,вит}$, л/(хв·МПа);

$V_{тр}$ – об'єм оливи во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{зв}$ [мм] та довжиною L [м], дм³;

E – модуль пружності оливи, який викликає її деформаційну витрату $\Delta Q_{нд}$, що викликана стисливістю та об'ємом трубопроводу $V_{тр}$, МПа;

$J_{п}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу ГМК, кг·м²;

p_n і $p_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насоса і зливу оливи, МПа;

$\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

M_c – момент опору (зовнішнього навантаження), Н·м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження M_c ; подача (витрата) насоса $Q_{нт,e}$; робочий об'єм гідромотора V_m (або $0,5V_m$) і ККД насоса і гідромотора.

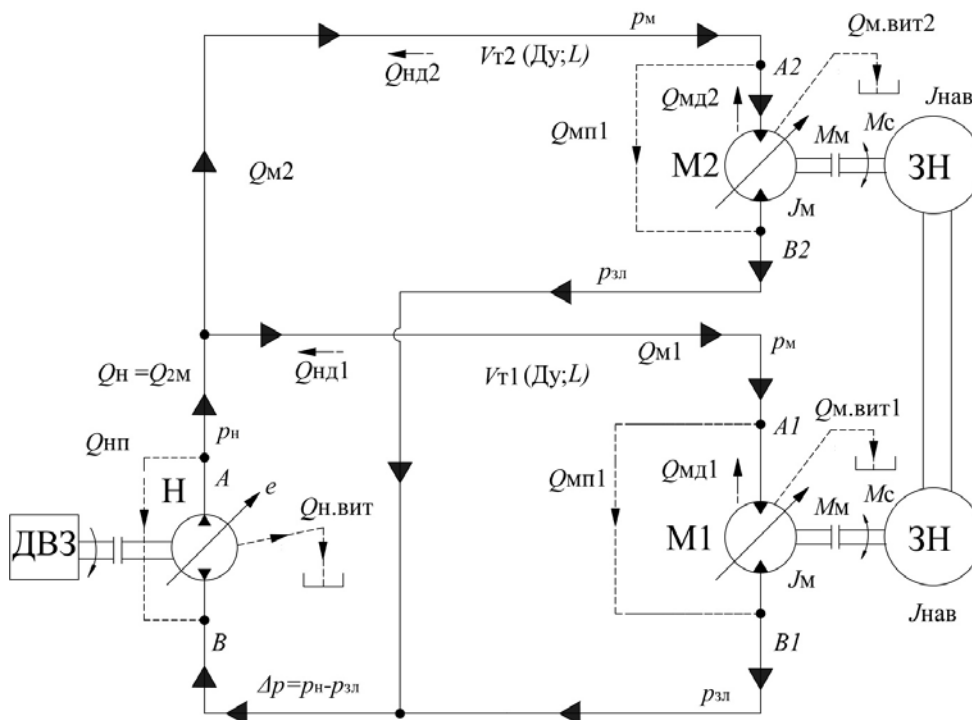


Рис. 5. Гідравлічна схема для дослідження динаміки гідравлічної трансмісії навантажувача

При використанні пакету VisSim [13] приймався метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta t = 0,001$ с.

Запишемо формули для розрахунку коефіцієнтів витоків через значення об'ємного ККД насоса:

$$\eta_{\text{HO}} = \frac{Q_{\text{H}}}{Q_{\text{HT}}} = \frac{Q_{\text{HT}} - \Delta Q_{\text{H.ВИТ}}}{Q_{\text{HT}}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{H.ВИТ}}}{Q_{\text{HT}}};$$

$$\Delta Q_{\text{H.ВИТ}} = Q_{\text{HT}} (1 - \eta_{\text{HO}});$$

$$C_{\text{H.ВИТ}} = \frac{\Delta Q_{\text{H.ВИТ}}}{p_{\text{H}} + p_{\text{ЗЛ}}} = \frac{Q_{\text{HT}} (1 - \eta_{\text{HO}})}{p_{\text{H}} + p_{\text{ЗЛ}}},$$

і об'ємного ККД гідромотора:

$$\eta_{\text{МО}} = \frac{Q_{\text{MT}}}{Q_{\text{MT}} + \Delta Q_{\text{M.ВИТ}}}; \quad \eta_{\text{МО}} \cdot Q_{\text{MT}} + \eta_{\text{МО}} \cdot \Delta Q_{\text{M.ВИТ}} = Q_{\text{MT}};$$

$$\Delta Q_{\text{M.ВИТ}} = Q_{\text{MT}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{МО}}} - 1 \right);$$

$$C_{\text{M.ВИТ}} = \frac{\Delta Q_{\text{M.ВИТ}}}{p_{\text{H}} + p_{\text{ЗЛ}}} = \frac{Q_{\text{MT}}}{p_{\text{H}} + p_{\text{ЗЛ}}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{МО}}} - 1 \right),$$

де $Q_{\text{MT}} = 10^{-3} V_{\text{M},i} \cdot n_{\text{M}}$ – теоретична витрата гідромотора з робочим об'ємом $V_{\text{M},i}$ [см³] при частоті його обертання n_{M} [хв⁻¹], л/хв.

Для введення в блок-схеми VisSim представимо значення підсумкового коефіцієнта витоків насоса і гідромотора (ГМК) в такій формі:

$$C_{(\text{H}+\text{M}).\text{ВИТ}} = C_{\text{H.ВИТ}} + C_{\text{M.ВИТ}} =$$

$$= \frac{Q_{\text{HT}} (1 - \eta_{\text{МО}}) + Q_{\text{MT}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{МО}}} - 1 \right)}{p_{\text{H}} + p_{\text{ЗЛ}}}. \quad (21)$$

Наведемо результати розрахунку і моделювання

параметрів динаміки гідропривода в трансмісії на базі 2-х високомоментних гідромотор-колес (ГМК) моделі MCR3-400-Rexroth замість аксіальнопоршневих гідромоторів з редукторами в сучасній трансмісії навантажувача H20-Linde.

На рис. 6 приведені блок-схеми map-VisSim заданих чисельних параметрів при моделюванні роботи гідроприводної повнопотокової трансмісії навантажувача: подачі насоса; зміни робочого об'єму гідромотор-колеса; моменту зовнішнього навантаження (супротиву); гідромеханічного ККД гідромотор-колеса; зміни об'ємних ККД насоса і гідромотор-колес.

На рис. 7 показані осцилограми робочого циклу гідравлічної трансмісії при повному циклі швидкості до 18,5 км/год. В основі моделювання такого режиму є синхронне одночасне зменшення робочих об'ємів гідромотор-колес і подачі насоса. Треба відмітити, що моделювання режимів можливо реалізувати за рахунок використання програмної системи керування подачі насосу і режимами переключення ступенів регулювання гідромотор-колес [14; 15]. Наприклад, синхронне зменшення режимів дає можливість запобігти коливань швидкості навантажувача, тобто підтримати постійну частоту обертання гідромотор-колес:

$$n_{\text{M}} = \frac{Q_{\text{H}}}{V_{\text{M}}} = \frac{Q_{\text{H}400}}{V_{\text{M}400}} = \frac{Q_{\text{H}200}}{V_{\text{M}200}} = \text{const}, \quad (22)$$

де $Q_{\text{H}400}$ і $Q_{\text{H}200}$ – значення подач (витрат) насоса при відповідних значеннях робочих об'ємів гідромотор-колес $V_{\text{H}400}$ і $V_{\text{H}200}$.

Виконання таких умов дає можливість досягнення плавного режиму підвищення або зменшення швидкості навантажувача, що є одним з завдань моделювання роботи трансмісії навантажувача. На осцилограмі тиску наглядно спостерігається реакція на зміни подачі і робочого об'єму гідромотор-колес значеннями від 13,5 МПа до 18 МПа.

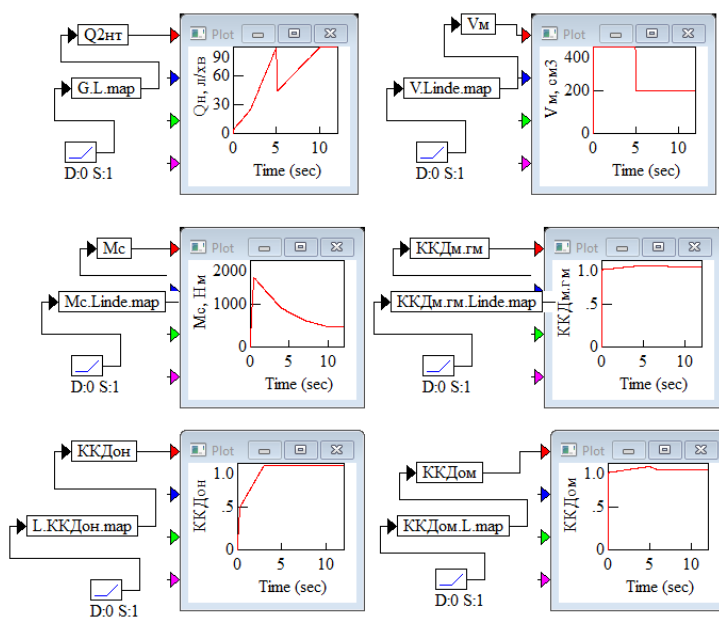


Рис. 6. Блок-схеми map-VisSim змінних параметрів гідропривода навантажувача

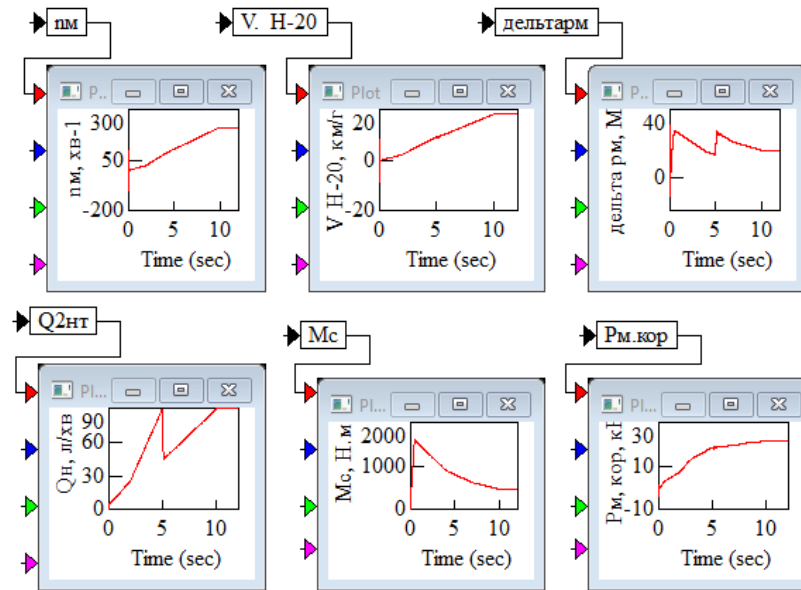


Рис. 7. Осцилограми моделювання гідравлічної трансмісії навантажувача в повному циклі його переміщення і виконанні умов синхронізації (22)

При порушенні умов синхронізації (рис. 8), наприклад, при запізненні зменшення подачі насоса на 0,1 с в гідроприводі, при переміщенні навантажувача мають місце коливання швидкості з 9,3 км/год до 17,9 км/год і потужності з 18 кВт до 35 кВт, тобто майже вдвічі і цей процес діє біля 0,2 с. Є також коливання тиску в гідроприводі до 32 МПа.

На рис. 9 приведені осцилограми повного циклу переміщення навантажувача, включаючи зрушування при максимальному супротиву, розгін, встановлений режим, гальмування і подальше переміщення з постійним супротивом і розгоні навантажувача. Всі ці цикли опору приведені на осцилограмі $M_c(t)$. На режимі розгону при постійному мінімальному робочому об'ємі гідромотора в 200 см³ також досягається максимальна швидкість навантажувача в 18,5 км/год без перевищення потужності на першому етапі маневрування.

На рис. 10 і рис. 11 приведені осцилограми зміни параметрів в гідроприводі при зрушуванні навантажувача з максимальним моментом супротиву 1618,8 Н·м за різним часом зростання цього значення і при постійній інтенсивності подачі робочої рідини.

При моделюванні часу зростання зусилля за 0,1 с (рис. 10) тиск досягає майже 100 МПа, а вже при швидкості в 0,5 с (рис. 11) тиск зростає тільки до 50 МПа, але його дія характеризується разовим стрибком і не перевищує за час в 0,008 с. Такий результат моделювання потребує експериментальних спостережень на макетному зразку навантажувача.

Можно відмітити і коливання швидкості навантажувача при його зрушуванні, але вони також короточасні.

Слід також відмітити, що інтенсивність подачі насоса не впливає на коливання тиску в гідроприводі.

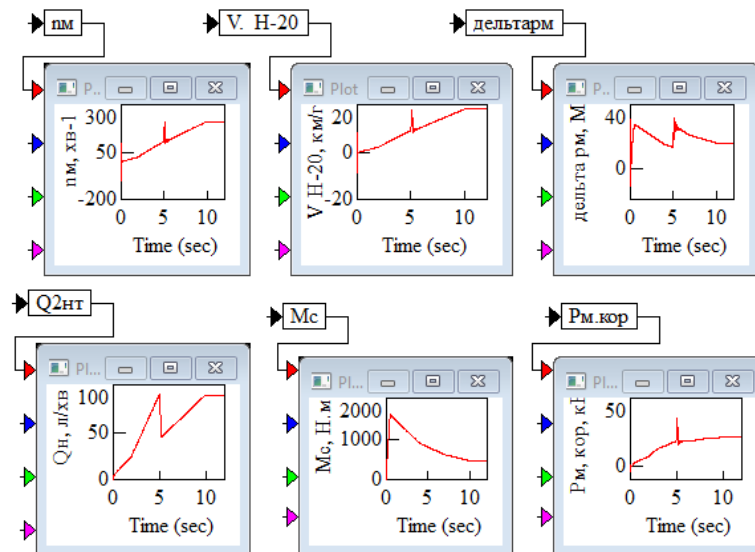


Рис. 8. Вплив несинхронності переключення витрати насоса і робочих об'ємів гідромотора на параметри навантажувача

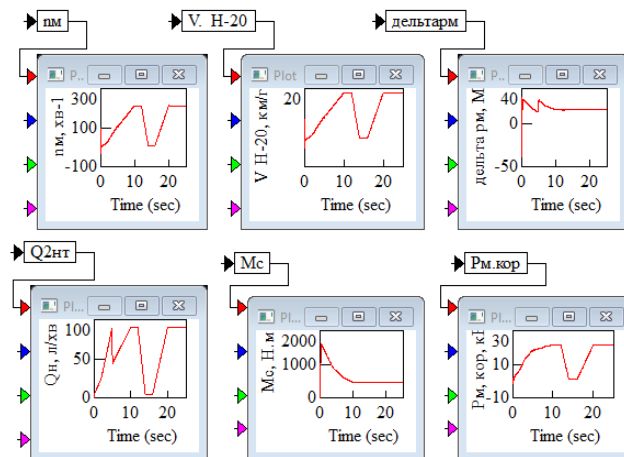
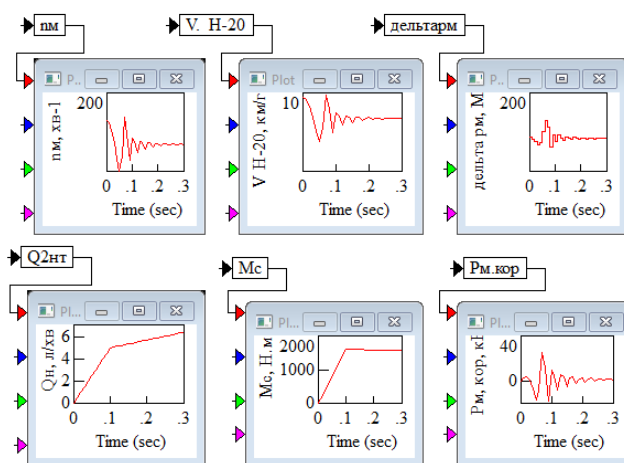
Рис. 9. Повний цикл переміщення навантажувача згідно заданому моменту супротиву $M_c(t)$ 

Рис. 10. Осцилограми при зрушенні навантажувача з максимальним крутним моментом 1618,8 Н·м за 0,1 с

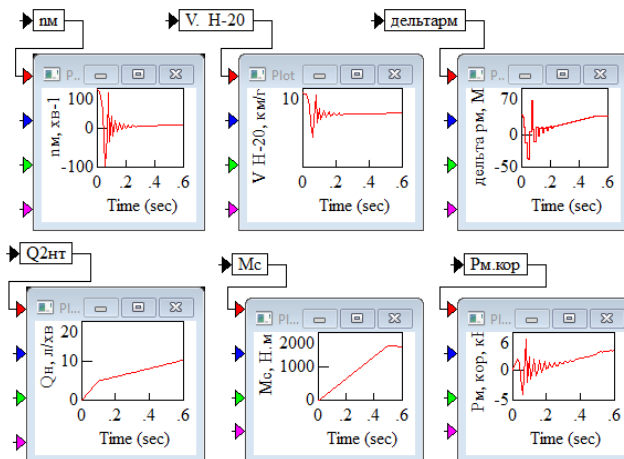


Рис. 11. Осцилограми при зрушенні навантажувача з максимальним крутним моментом 1618,8 Н·м за 0,5 с

Висновки. 1. Пакет прикладних програм VisSim дозволив змоделювати роботу гідрооб'ємної трансмісії навантажувача з модернізованою системою за рахунок заміни аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами на високомоментні радіальнопоршневі гідромотор-колеса багатоциклової дії зі ступеневим регулюванням робочого об'єму.

2. При моделюванні роботи трансмісії навантажувача і аналізу її динамічних характеристик

використані блоки map-VisSim з чисельним завданням зовнішнього навантаження і швидкості згідно тягово-швидкісної характеристики, подачі насоса, зміни робочого об'єму гідромоторів та ККД насоса та гідромоторів.

3. За результатами моделювань визначена можливість застосування гідромотор-колес радіальнопоршневого типу багатоциклової дії MCR3-400 виробництва компанії «Rexroth Bosch

Group». Така трансмісія забезпечує максимальні швидкість навантажувача в 18,5 км/год і тягове зусилля в 14,2 кН.

4. Визначена необхідність синхронизованого переключення робочого об'єму гідромоторів і зміни подачі насоса для забезпечення мінімізації амплітуди коливань швидкості навантажувача в режимі її безступеневої зміни. Ці вимоги можливо реалізувати за рахунок використання програмної системи керування подачі насоса і режимами переключення ступенів регулювання гідромотор-колес.

Список літератури

1. Linde. URL: <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (дата звернення: 09.08.2024).
2. Linde H20/600D Технічні характеристики та технічні дані (2012–2019). URL: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (дата звернення: 10.08.2024).
3. ISO 2327:2009 (en) Earth-moving machinery – Wheeled loader coupler for attachments. URL: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:2327:ed-1:v1:en> (дата звернення: 10.08.2024).
4. Weidemann 9080 фронтальний навантажувач. URL: <https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (дата звернення: 11.08.2024).
5. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010. 2016. 941 p.
6. Selection quique. Poclain hydraulics. 2011. 45 p.
7. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirque.fr-034423484. 24 p.
8. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента Є. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.
9. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Мороз І. І., Щербак О. В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* 2021. № 23. С. 94–106.
10. Мітрофанов О. П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільськогосподарських машин. *Промислова гідроліка і пневматика.* 2007. № 3 (17). С. 104–106.
11. Hydraulic and Farm Equipment Manufacturers. URL: <https://northernhydraulics.net/catalog/m-white-hydraulics-64-1.html> (дата звернення: 13.08.2024).
12. Hydraulic Motors MTM. URL: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.PDF> (дата звернення: 16.08.2024).
13. Сковорчевський О. Є. Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідролічних систем та агрегатів. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ».* Сер.: Нові рішення у сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2011. № 5. С. 71–79.
14. SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Bo9244W. 2020. 44 p.
15. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Poclain Driving Values for Future. A06615Q. 2014. 52 p.

References (transliterated)

1. Linde. Available at: <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (accessed 09.08.2024).
2. Linde H20/600D Tekhnichni kharakterystyky ta tekhnichni dani (2012–2019) [Linde H20/600D diesel explosion proof forklift specs (2012–2019)]. Available at: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (accessed 10.08.2024).
3. ISO 2327:2009 (en) Earth-moving machinery – Wheeled loader coupler for attachments. Available at: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:2327:ed-1:v1:en> (accessed 10.08.2024).
4. Weidemann 9080 frontal'nyy navantazhuvach [Weidemann 9080 front loader]. Available at: <https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (accessed 11.08.2024).
5. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010. 2016. 941 p.
6. Selection quique. Poclain hydraulics. 2011. 45 p.
7. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirque.fr-034423484. 24 p.
8. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. Metod polipshennya dynamichnykh kharakterystyk protsesu puskob' yemnoho hidropriyvoda z zamknennym lantsyuhom tsyrkulyatsiyi robochoyi ridyny [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 68–76.
9. Samorodov V. B., Avrunin H. A., Moroz I. I., Shcherbak O. V. Analiz dynamiky bortovoho ob'yemnoho hidropriyvoda husenychnoho traktora [Analysis of the dynamics of the onboard volumetric hydraulic drive of a crawler tractor]. *Tekhnichnyy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv.* 2021, no. 23, pp. 94–106.
10. Mitrofanov O. P. Tyahovo-shvydkisni kharakterystyky transmisiiy khodovykh system samokhidnykh sil'shospmashyn [Traction and speed characteristics of transmissions of running systems of self-propelled agricultural machines]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika.* 2007, no. 3 (17), pp. 104–106.
11. Hydraulic and Farm Equipment Manufacturers. Available at: <https://northernhydraulics.net/catalog/m-white-hydraulics-64-1.html> (accessed 13.08.2024).
12. Hydraulic Motors MTM. Available at: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.PDF> (accessed 16.08.2024).
13. Skvorchevskyy O. Ye. Analitichnyy ohlyad suchasnykh metodiv matematychnoho komp'yuternoho modelyuvannya robochykh protsesiv elektrohivdravlichnykh system ta ahrehativ [Analytical review of modern methods of mathematical computer modelling of work processes of electro-hydraulic systems and units]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Novi rishennya u suchasnykh tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 5, pp. 71–79.
14. SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Bo9244W. 2020. 44 p.
15. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Poclain Driving Values for Future. A06615Q. 2014. 52 p.

Надійшла (received) 11.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net

Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Подригало Надія Михайлівна (Podryhalo Nadiya) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Комп'ютерна графіка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>; e-mail: pnm2018@ukr.net

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz1@ukr.net