

Аналіз технічного рівня об'ємних гідроприводів з мотор-колесами

Г.А. Аврун¹ • М.А. Подригало¹ • І.І. Мороз¹ • О.Д. Коваль²

Received: 21 April 2023 / Revised: 20 June 2023 / Accepted: 4 September 2023

Анотація. Проведений аналіз використання об'ємних гідроприводів обертання гідромотор-коліс для гусеничних та колісних машин. Розглянуті гідравлічні принципові схеми застосування швидкісних аксіально-поршневих гідромоторів з планетарними редукторами та високомоментних радіально-поршневих гідромоторів, зокрема гідропристроїв для забезпечення надійного пересування при виникненні перешкод з боку дорожнього покриття. Показані особливості методики статичного і динамічного розрахунку з використанням математичної моделі для чисельного розв'язання диференціальних рівнянь при розрахунку коливань тиску та частоти обертання гідромоторів залежно від завдань інтенсивності зміни подачі насоса та робочого об'єму гідромотора з урахуванням його ККД. Проведений порівняльний аналіз технічного рівня гідромотор-коліс та виявлено суттєво підвищення вихідних параметрів високомоментних радіально-поршневих гідромоторів щодо тиску, частоти обертання та відношення маси до крутного моменту. Стаття може бути корисною для інженерів, науковців та студентів-магістрів.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, гідромотор-колесо, технічний рівень, розрахунок гідроприводу.

Вступ

В сучасних будівельно-дорожніх, сільськогосподарських та комунальних машинах застосовують для пересування об'ємний гідропривод (ОГП). В цих мобільних машинах при використанні бортового ОГП встановлюють мотор-колеса зі швидкісними аксіально-поршневими гідромоторами і планетарними редукторами або з високомоментними гідромоторами. Сучасні вимоги до підвищення швидкості мобільних машин вирішуються використанням машинного регулювання насосів і гідромоторів, і за допомогою планетарних редукторів з декількома змінними ступенями [1–3]. Як вітчизняний приклад використання бортового ОГП є гусеничний трактор ТС-10ХТЗ з бульдозерним і розпушувальним обладнанням [4]. Трактор має самі сучасні на сьогоднішній день закордонні аксіально-поршневі

насоси і гідромотор-колеса з бортовими редукторами, які за допомогою електронного блоку управління підвищують коефіцієнт корисної дії гідроприводу гусеничного руху трактора. В той же час огляд технічних характеристик високомоментних радіально-поршневих гідромоторів показує суттєві досягнення в підвищенні тиску і крутного моменту, частоти обертання і регульовальних можливостей, а також агрегування засобами автоматизації, надійності і безпеки експлуатації. У зв'язку з цим аналіз сучасних ОГП з гідромотор-колесами є важливим з точки зору застосування цього досвіду в вітчизняних розробках для підвищення технічного рівня мобільних машин. Також важливим є уточнення методики статичного та динамічного розрахунку ОГП з урахуванням зовнішніх навантажень і задавання алгоритмів регулювання насосів та гідромоторів.

Мета роботи

Аналіз гідравлічних принципових схем застосування в ОГП гідромотор-коліс з точки зору вирішення проблем забезпечення надійного руху, уточнення методики статичного та динамічного розрахунку ОГП, порівняння технічних характеристик гідромотор-коліс

✉ Г.А. Аврун
griavrunin@ukr.net

¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

² КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

на базі аксіально-поршневих гідромоторів з планетарними редукторами та високомоментних радіально-поршневих гідромоторів багаточислової дії.

Гідралічні схеми застосування гідромотор-коліс

Функціональна схема руху гусеничного промислового трактора моделі ТС-10 виробництва харківського тракторного заводу, який оснащений робочим обладнанням – бульдозерним відвалом та розпушувачем, наведена на рис. 1а. Кожний борт гусеничних приводів трактора оснащений гідромоторами з планетарними редукторами (зокрема, аксіально-поршневими гідромоторами з похилим блоком циліндрів Мл і Мпр), до яких гідралічна потужність підводиться окремо від насосів Нл і Нпр.

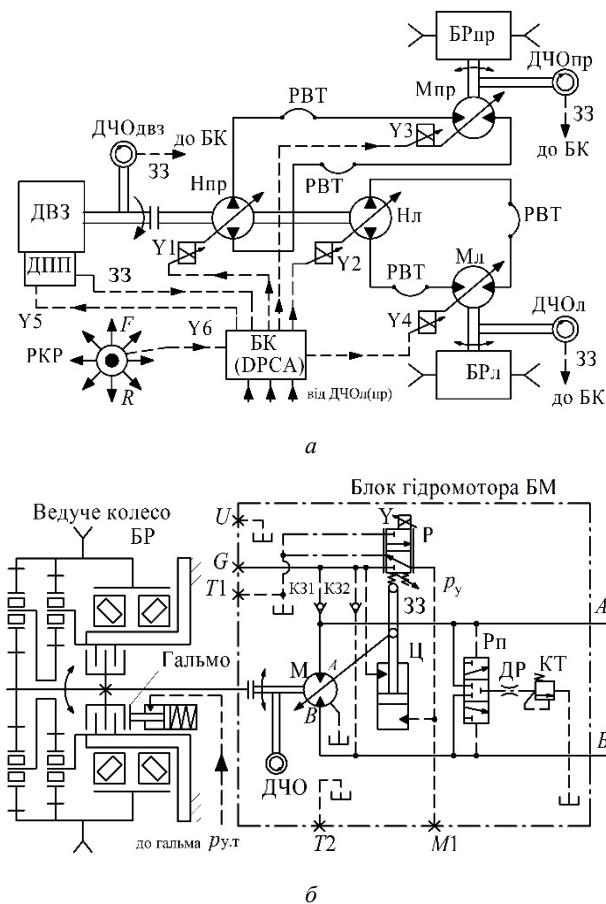


Рис. 1. Функціональна схема ОГП гусеничного ходу на тракторі ТС-10 (а) і гідралічна принципова схема бортового гідромотор-редуктора (б)

На рис. 1б наведена комбінована схема механічної частини привода (планетарного редуктора БР) і принципова схема блока гідромотора БМ, вмонтованого в редуктор, з оснащенням для регулювання його робочого об'єму, забезпечення охолодження пар тертя

і контролю частоти обертання валу. У зв'язку з комплектацією планетарних редукторів БР (БРл і БРпр – лівого та правого бортів, відповідно) гальмом нормально-замкненого типу, додана система подачі тиску робочої рідини для розгальмування перед початком руху трактора. Повний опис принципів схем бортових ОГП трактора та функціонування окремих гідропристроїв із взаємодією з електронним блоком керування БК і засобів електрогідроматики, наведений в роботі [3].

Слід відзначити, що така автоматизована трансмісія гусеничного ходу трактора прийшла на заміну трансмісіям з бортовими ОГП, в яких використовувались насоси з ручними (мускульними) регуляторами зміни робочого об'єму і гідромоторами з постійним робочим об'ємом.

Відсутність гідромоторів з регульованим робочим об'ємом поспричинило до того, що для підвищення транспортної швидкості трактора застосовували приводні двигуни насосів підвищеної потужності, або коробки передач між гідромоторами та гусеницями для підвищення частоти обертання зірочок останніх. Тобто, на трансмісіях з ОГП застарілих типів не реалізовувався режим постійної потужності в повному діапазоні руху трактора або іншої гусеничної мобільної машини. Створення аксіально-поршневих гідромашин нового покоління фірмою Rexroth Bosch Group на тиск до 45 МПа дозволило в насосах і гідромоторах змінювати робочий об'єм за допомогою дистанційних електрогідралічних регуляторів з пропорційними електромагнітами і адаптувати частоти обертання насосів моделі А4VG і гідромоторів моделі А6VE до приводних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) і вихідних ланок робочих органів, відповідно. При цьому насоси мають конструктивну схему з похилим диском і можливістю здійснювати реверсування подачі, а гідромотори мають конструкцію з похилим блоком циліндрів зі змінною напрямку частоти обертання тільки за рахунок реверсування витрати насоса. Особливо слід відзначити досягнення щодо підвищення характеристик гідромоторів, в яких перехід на єдину поршневу групу поршень-шатун замість окремих поршнів і шатунів дало можливість зменшити масу поршневої групи і збільшити кут нахилу блоку циліндрів відносно валу з 25° до 40° . Завдяки таким конструкторським досягненням вдалось суттєво знизити масу гідромоторів і одночасно підвищити частоту їх обертання. Таким чином, вдалось ліквідувати енергетичні недоліки попередніх гідромашин, а перехід на керування рухом за допомогою електронних систем зі зворотними зв'язками за частотою обертання бортових гідромоторів і ведучих ланок гусениць, дало можливість підвищити точність і комфортність керування рухом трактора. Тепер в руці тракториста один джойстик керування, який практично є електричним потенціометром.

Високі значення ККД, тиску та частот обертання насосів і гідромоторів дали можливість зменшити масу

гідромашин і співвідношення маси до споживаної потужності, що вплило на підвищення технічного рівня та економічність гідравлічних трансмісій тракторів.

Вдосконалення конструкцій аксіально-поршневих гідромашин Rexroth Bosch Group торкнулось також таких дуже важливих речей, як агрегування насосів і гідромоторів запобіжними клапанами основних магістралей, насосом підживлення з переливним клапаном, зворотними клапанами системи підживлення, гідророзподільником і клапаном тиску місцевого охолодження пар тертя гідромотора, а також перетворювачем частоти обертання валу гідромотора. Крім того, насоси мають виконання тандем. Це дозволяє від одного приводного валу ДВЗ оберталися як насосам бортового ходу трактора, так і насосу аксіально-поршневого або шестеренного типу для обслуговування гідроприводів технологічного обладнання, зокрема бульдозерного відвалу та розпушувача. Слід визначити, що і до ОГП технологічного обладнання застосовуються сучасні системи автоматизації та енергозбереження при використанні аксіально-поршневих регульованих насосів з автоматичними регуляторами витрати та тиску, а також при використанні шестеренних насосів.

Слід відмітити широкі можливості для діагностування такої системи завдяки отворам *A*, *B*, *G*, *M1*, *T1*, *T2* і *U* для під'єднання перетворювачів різного призначення. Гідравлічна принципова схема ОГП мобільної машини з гідромотор-колесами *M1*...*M4* і антибуксувальним пристроєм наведена на рис. 2 [6].

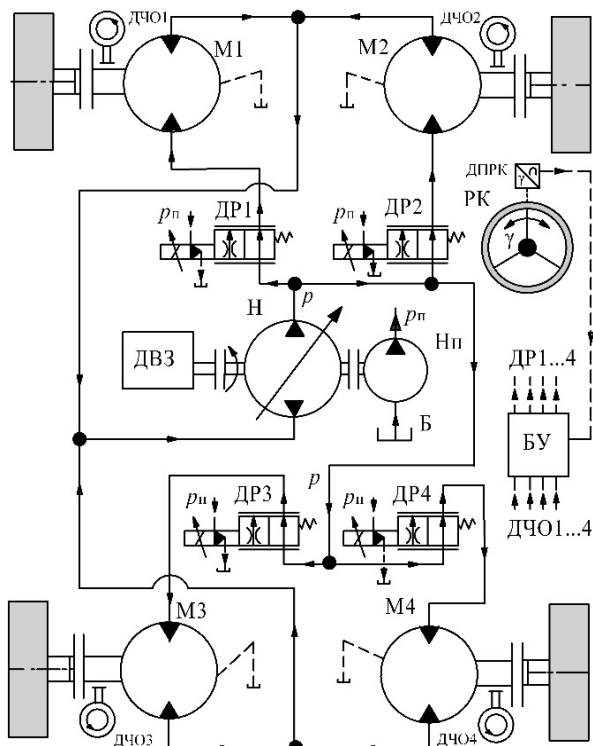


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема ОГП з гідромотор-колесами фірми “POCLAIN HYDRAULICS” і антибуксувальним електрогідравлічним пристроєм моделі VMA

До складу ОГП входять приводний ДВЗ, основний насос *H*, насос підживлення *H_п*, дроселі *ДР1*...*ДР4* з електромагнітним пропорційним керуванням, датчики частоти обертання коліс *ДЧО1*...*ДЧО4*, датчик *ДПРК* кута повороту рульового колеса *РК* і електронний блок управління *БУ*. Під час руху транспортного засобу з однаковими швидкостями кожного з коліс, що характерно для прямолінійного руху по рівній сухій дорозі, дроселі *ДР1*...*ДР4* нормально відкриті під дією зворотних пружин і *РР* при мінімальному гідравлічному опорі надходить до гідромоторів *M1*...*M4*. При повороті транспортного засобу за допомогою датчика *ДПРК* вводиться корегування подачі витрат через дроселі *ДР1*...*ДР4* мотор-колес *M1* і *M2* пропорційно куту відхиленню γ рульового колеса.

Бортові гідроприводи трансмісії тракторів з електронними блоками керування розроблені також іншими фахівцями [5].

Буксування одного з коліс призводить до різкого збільшення частоти обертання відповідного гідромотора, оскільки транспортний засіб зупиняється і вся подача насоса *H* надходить тільки до одного з гідромоторів. Підвищення частоти обертання гідромотора понад максимально допустиме пов'язане з ризиком перегрівання поршневих груп і розподільного вузла. З метою запобігання режиму буксування електронний блок *БУ* виконує порівняння значень сигналів зворотного зв'язку від датчиків частоти обертання *ДЧО* і вводить необхідну корекцію. Наприклад, при обертанні гідромотора *M2* з підвищеною швидкістю, *БУ* подає електричний сигнал на дросель *ДР2*, перекриття перерізу якого перерозподіляє *РР* між гідромоторами і відновлює рух. Основною функцією гідроблоку *VMA* є обмеження витрати, що подається до гідромотора колеса яке буксує.

На рис. 3 наведено гідророзподільник *P* системи Anti-Slipping/Twin Lock Valve *VDPH10* “POCLAIN HYDRAULICS”, який забезпечує у ручному режимі антибуксувальні властивості ОГП мобільної машини з гідромотор-колесами [7]. Принцип дії такого гідропристрою полягає в тому, що *РР* від насоса подається до каналу p_n гідророзподільника *P*, який формально має три робочі позиції: стартова, коли за допомогою пружини підвід p_n та канали до гідромоторів *A* і *B* не поєднуються між собою; середня позиція, коли *РР* потрапляє до гідромоторів *A* і *B* через дросельні отвори; *РР* потрапляє до гідромоторів від насоса без супротиву. Таким чином, оператор мобільної машини може самостійно налаштовувати режими роботи гідромотор-колес.

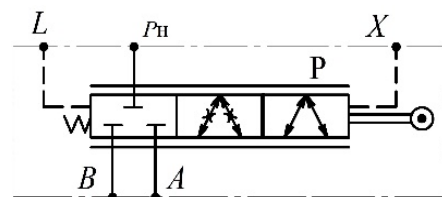


Рис. 3. Гідророзподільник системи Anti-Slipping/Twin Lock Valve для ОГП з гідромотор-колесами

Особливості розрахунку ОГП з гідро- мотор-колесами

Вихідні дані для розрахунку ОГП гусеничного бортового ходу передбачають максимальне розрахункове колове тягове зусилля на провідних колесах $F_{\Sigma \text{макс}}$ при мінімальній швидкості руху трактора $v_{\text{мін}}$ та максимальну швидкість руху трактора $v_{\text{макс}}$ при мінімальному тяговому зусиллі $F_{\Sigma \text{мін}}$ на приводних колесах; діаметр ведучого колеса $D_{\text{вк}}$ (діаметр ділильного кола зубів “зірочки”). Таким чином, треба розглядати два швидкісно-тягових режими згідно з експлуатаційними режимами руху трактора.

Незалежно від того, які гідромотор-колеса використовуються (швидкохідні аксіально-поршневі гідромотори з редукторами або високомоментні радіально-поршневі гідромотори одноциклової або багатоперіодної дії), визначають:

– максимальне і мінімальне колові зусилля на одному приводному колесі (“зірочці”)

$$F_{\text{вк,макс}} = \frac{F_{\Sigma \text{макс}}}{2} \text{ Н}; F_{\text{вк,мін}} = \frac{F_{\Sigma \text{мін}}}{2} \text{ Н}, \quad (1)$$

– максимальний крутний момент на ведучому колесі:

$$M_{\text{вк,макс}} = F_{\text{вк,макс}} \cdot \frac{D_{\text{вк}}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2)$$

і крутний момент (зазвичай, близький до мінімального) при максимальній швидкості трактора:

$$M_{\text{вк,мін}} = F_{\text{вк,мін}} \cdot \frac{D_{\text{вк}}}{2} = \frac{F_{\Sigma \text{мін}}}{2} \cdot \frac{D_{\text{вк}}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3)$$

визначають частоту обертання ведучого колеса при максимальному і мінімальному тягових зусиллях (відповідають мінімальній і максимальній швидкості трактора)

$$n_{\text{вк,макс}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{мін}}}{\pi \cdot D_{\text{вк}}} \text{ хВ}^{-1}; \quad (4)$$

$$n_{\text{вк,мін}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{макс}}}{\pi \cdot D_{\text{вк}}} \text{ хВ}^{-1}.$$

При застосуванні безредукторного приводу з високомоментним гідромотором формули (2...4) використовуються для розрахунку робочого об’єму гідромотора і споживаної ним витрати. При застосуванні аксіальнопоршневого гідромотора з редуктором визначають екстремальні частоти обертання гідромотора з урахуванням передавального відношення бортового редуктора i

$$n_{\text{м,макс}} = n_{\text{вк,мін}} \cdot i, \text{ хВ}^{-1};$$

$$n_{\text{м,мін}} = n_{\text{вк,макс}} \cdot i, \text{ хВ}^{-1}. \quad (5)$$

Підтвердженням коректності вибору редуктора є отримання розрахункових максимальних значень кру-

того моменту і частоти обертання нижче допустимих $[M_{\text{бр,макс}}]$ і $[n_{\text{бр,макс}}]$.

Потужність на ведучому колесі гусениці при максимальному і мінімальному значеннях тягового зусилля

$$P_{\text{вк,макс}} = \frac{M_{\text{вк,макс}} \cdot n_{\text{вк,макс}}}{9550}, \text{ кВт};$$

$$P_{\text{вк,мін}} = \frac{M_{\text{вк,мін}} \cdot n_{\text{вк,мін}}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

не повинна перевищувати максимальної допустимої потужності для бортового редуктора або гідромотора (мотор-колеса).

Розрахунок робочого об’єму гідромотора і насоса, ККД ОГП, вибір трубопроводів, оливоохолоджувача і гідробаку проводять за методикою, викладеною в [3]. ОГП гусеничного ходу трактора повинен задовольняти вимогам технічної характеристики при максимальному тяговому зусиллі і швидкості, а сумарна споживана потужність насосів не повинна перевищувати номінальної потужності ДВЗ.

Відмінність математичної моделі динаміки ОГП трактора є урахування зміни робочого об’єму гідромотора [8]. Тому, крім змінних з часом, які задаються вхідними значеннями, є не тільки зовнішнє навантаження на гідромотори і подача (продуктивність) насоса, а також робочий об’єм гідромотора і його механічні втрати в парах тертя та гідравлічні втрати потужності, які задають гідромеханічним ККД. Втрати потужності є змінними при регулюванні гідромотора, тому задають відповідні значення гідромеханічного ККД. Слід зазначити, що при зміні робочого об’єму гідромотора і постійних значеннях крутного моменту і витрати робочої рідини, яка надходить до гідромотора, наприклад, при зменшенні робочого об’єму гідромотора, пропорційно зростають перепад тиску і частота обертання

$$\Delta p_{\text{г}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{с}}}{V_{\text{м,і}}}, \text{ МПа};$$

$$n_{\text{м}} = 10^3 \frac{Q_{\text{нт,е}}}{V_{\text{м,і}}}, \text{ хВ}^{-1}. \quad (7)$$

Гідравлічні втрати тиску в каналах та барботажи в корпусі гідромотора також при цьому зростають і впливають на значення гідромеханічного ККД, суттєво його знижуючи [4].

Значення втрат потужності та гідромеханічного ККД знаходять за результатами стендових випробувань гідромоторів. Гідравлічна принципна схема випробувань гідромоторів і методика його розрахунку за результатами вимірювань наведена в стандарті ДСТУ ISO 4409:2013, яким скасовано стандарт ГОСТ 20719 щодо випробування гідромоторів. Ця методика потребує використання гальмівної установки, вимірювача крутного моменту, витратомірів, манометрів та термометрів на різних ділянках гідросистеми. Для оцінки ди-

намічних характеристик представляється достатнім використання спрощеної методики випробувань, наприклад, знаходження втрат потужності при випробуваннях гідромотора в режимі холостого ходу. При цьому вал гідромотора не навантажують зовнішнім гальмівним крутним моментом, а тільки фіксують перепад тисків при різних значеннях робочого об'єму гідромотора, підтримуючи постійне значення температури робочої рідини в дренажній лінії гідромотора. При таких випробуваннях знаходиться також запас тиску, так як при зменшенні робочого об'єму згідно (7) підвищується тиск для обертання гідромотора. Методика визначення ККД гідромотора з постійним робочим об'ємом за таким методом випробувань розглянута в роботі [3]. При випробуванні регульованого гідромотора труднощі складають попереднє визначення значення робочого об'єму на кожному з режимів випробувань.

Безумовно, важливим є завдання параметрів насоса і гідромотора при функціонуванні ОГП трансмісії трактора з охопленням типових циклів: початку руху; руху з максимальною швидкістю з піднятими робочими органами; руху з максимальним навантаженням, наприклад при роботі бульдозерного відвалу; при зупинці трактора.

З цієї точки зору виглядає зручним використання в пакеті VisSim функції чисельного завдання параметрів “мар-блокнот”, що наглядно показано попередньо в графічній інтерпретації (рис. 4) і реалізовано при імітаційному моделюванні динаміки ОГП трансмісії трактора ТС-10.

Слід зазначити, що гідромотори мають максимальну частоту обертання до 3100 хв^{-1} при максимально-

му робочому об'ємі 160 см^3 ($V_{g \max}$) і до 4900 хв^{-1} при мінімальному за технічною характеристикою робочому об'ємі 61 см^3 ($V_{g \min}$). При нульовому значенні робочого об'єму, коли блок циліндрів розташований паралельно вихідному валу гідромотора і поршні в ньому не переміщуються, може бути підвищена до 5500 хв^{-1} [9].

Для чисельного рішення диференціальних рівнянь математичної моделі при розрахунку тиску в гідросистемі і частоти обертання гідромотора використовували в пакеті прикладних програм VisSim метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta=0,001 \text{ с}$.

Параметри гідромашин трансмісії бортового ходу трактора, задані за допомогою блоків тар-блокнот, наведені на рис. 4. Залежно від часу задавали зовнішній крутний момент супротиву на гусениці M_c , витрату насоса $Q_{\text{нт},e}$, робочий об'єм гідромотора $V_{M,i}$ і його гідромеханічний ККД $\eta_{\text{м,гм}}$ ($\eta_{\text{м,гм}}$). Момент супротиву M_c має стрибковий характер на початку руху трактора. На ділянці часу в 10 с і моменті M_c трактор працює в технологічному режимі з бульдозером або розпушувачем. Далі в період з 10 с до 13 с момент M_c знижується відповідно до дорожніх умов при транспортному русі трактора. Залежність M_c є постійною для всіх інших змінних параметрів. Продуктивність насоса $Q_{\text{нт},e}$ задана лінією, при якій стрибки тиску є відносно мінімальними на початку руху і зупинці трактора. Відхилення продуктивності від оптимальних значень позначено пунктиром. Пунктиром показано також відхилення робочого об'єму гідромотора $V_{M,i}$ від такого, що приводить до негативних явищ при експлуатації трактора. Гідромеханічний ККД гідромотора $\eta_{\text{м,гм}}$ зменшується зі збільшенням механічних втрат на тертя у порш-

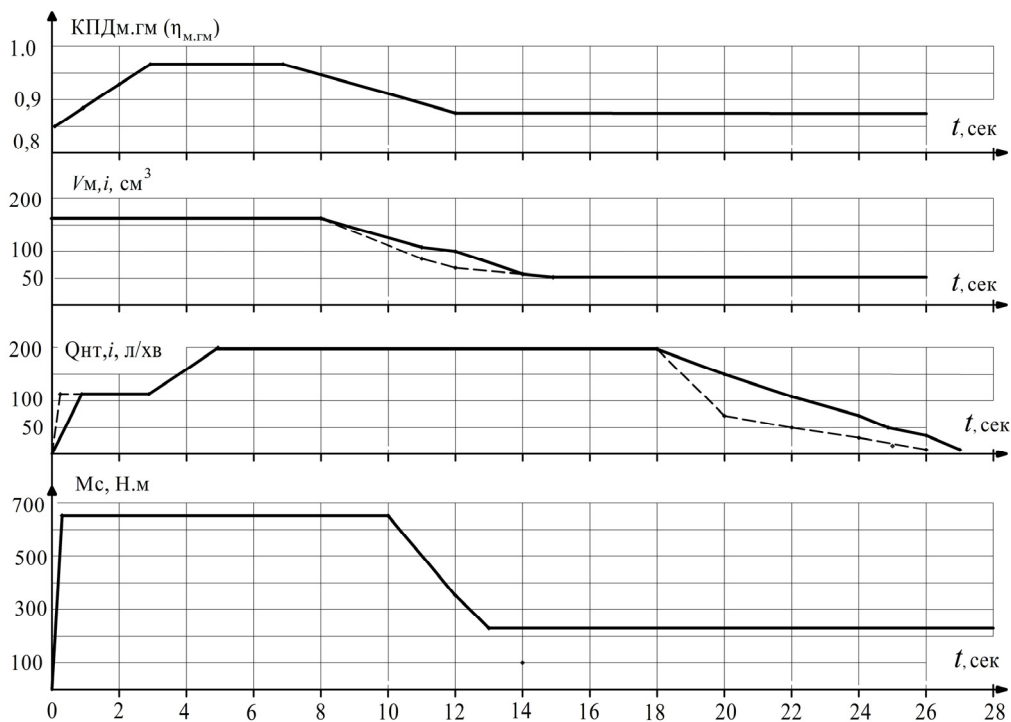


Рис. 4. Режимы работы трансмісії трактора с ОГП, які задані за допомогою блоку “тар-блокнот”

невих парах та в розподільному вузлі, підшипниках кочення та ущільнювачах, а також гідравлічних втрат тиску в каналах і на перемішування робочої рідини на високих частотах обертання при відповідному зменшенні робочого об'єму гідромотора.

Осцилограми зміни тиску від часу в лінії нагнітання одного борту гідросистеми трансмісії трактора наведені на рис. 5, зокрема перепад тисків “дельта рм” для двох різних режимів роботи. При максимальному навантаженні трансмісії крутним моментом маємо за період 8 с два значення швидкості в 2 км/год і 3,2 км/год при збільшенні витрати насоса до 116 л/хв і 192 л/хв, відповідно. Подальше зростання швидкості трактора до 9,7 км/год забезпечується при зменшенні робочого об'єму гідромотора. Переміщення з максимальною швидкістю завершується за час в 18 с. Далі шляхом зменшення витрати насоса швидкість трактора знижується аж до його зупинки. Відзначимо, що режим максимальної швидкості трактора досягається за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора, а не шляхом нарощування потужності приводного ДВЗ насоса. Тому такий режим роботи трансмісії трактора має досить високу паливну економічність, не потребуючи підвищення встановленої потужності ДВЗ.

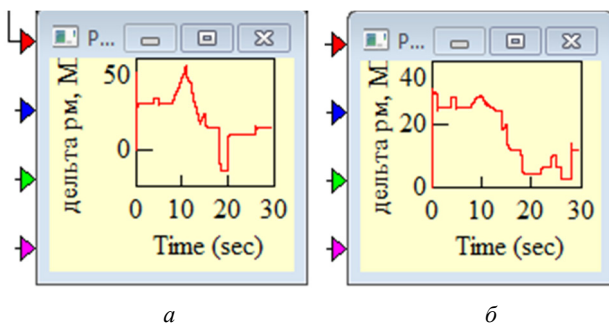


Рис. 5. Зміна тиску в гідросистемі трансмісії трактора ТС-10 при регулюванні витрати насоса і робочого об'єму гідромотора: *a* – суттєво підвищення тиску та його коливання при русі і падіння нижче атмосферного при зупинці трактора; *б* – поліпшений режим щодо тиску при русі трактора і відсутність аварійного зниження тиску при зупинці трактора

Імітаційне моделювання гідроприводу дає можливість створити різні ситуації при тракторному русі. Безумовно, аварійні режими не допускаються, але за їх допомогою перевіряється працездатність і надійність трансмісії. Таким чином, завдяки моделюванню маємо:

1. Аварійний режим (рис. 5*a*):

1.1. Зростання витрати насоса на пусковому режимі трактора до 116 л/хв за 0,3 с приводить до підвищення тиску в гідросистемі до 43 МПа при робочому в 26 МПа;

1.2. Завдяки зменшенню робочого об'єму гідромотора менше ніж за 8 с зростає тиск до 47 МПа;

1.3. При зменшенні витрати насоса при зупинці

трактора менше ніж за 18 с виникає ризик утворення кавітації, так як значення тиску стає нижче атмосферного;

1.4. Підсумкова корисна потужність двох бортових гідромоторів трансмісії підвищується до 115 кВт.

2. Робота трансмісії без виникнення аварійних ситуацій (рис. 5*б*):

2.1. Зрушення трактора приводить к відносно несуттєвому підвищенню тиску до 31 МПа відносно тиску при транспортній швидкості 26 МПа;

2.2. При досить повільному регулюванні подачі тиск насоса не перевищує 29 МПа і нижче на 18 МПа порівняно з режимом за п. 1.2;

2.3. Призупинення руху трактора за рахунок зменшення подачі насоса не призводить до падіння тиску нижче атмосферного, що гарантує функціонування гідросистеми без ризику виникнення кавітації.

2.4. В підсумку корисна потужність двох бортових гідромоторів трансмісії знижується до 89 кВт.

Таким чином, завдяки імітаційному моделюванню динаміки гідравлічної трансмісії гусеничного трактора є можливість призначення завдань зміни витрати насоса та робочого об'єму гідромотора таким чином, щоб запобігти негативним явищам з точки зору виникнення інтенсивних коливань, підвищення тиску в магістралі нагнітання від насоса, або його зниження в зливній магістралі нижче атмосферного і виникнення ризику кавітації.

Порівняльний аналіз технічного рівня гідромотор-коліс

В табл. 1 приведені для порівняння технічні характеристики аксіальнопоршневого гідромотор-редуктора А6VE160+GFT65N2 [10] та декількох типів радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії [11–14]. Основним критерієм обрано відношення маси гідродвигуна до його крутного моменту k_M .

При цьому для гідромоторів (поз. 4–17) всі значення крутного моменту розраховані при максимальному тиску згідно інформаційних каталогів виробників, а для гідромотор-редуктора приведені максимальне значення (поз. 1) при максимальному тиску для гідромотора 45 МПа, а також так звані робочі значення згідно проведеним розрахункам для трактора ТС-10 (поз. 2 і 3).

Треба відмітити, що робочий крутний момент на колісному редукторі трактора майже вдвічі менше, чим за каталогом (63,4 Н·м і 34,3 Н·м, відповідно), а потужність використовується на 11% від можливої для редуктора (42 кВт і 372 кВт, відповідно). Можливо такий запас зроблений для підвищення довговічності, або треба перейти на модель з меншими значеннями крутного моменту.

Щодо високомоментних безредукторних гідромоторів, то всі вони виконують вимоги по діапазону частоти обертання (в режимі трактора від 11,7 хв⁻¹ до

Таблиця 1. Технічні характеристики аксіальнопоршневого гідромотор-редуктора та високомоментних радіально-поршневих гідромоторів

Шифр гідромотора	V_p , см ³	n , хв ⁻¹	M , кН м / p , МПа	P , кВт	m , кг	k_M , кг/кН м
A6VE160+G FT65N2 $i = 55,4$	1. 160x55,4 = 8864	3100/56	63,4 / 45	372	404	6,37
	2. 8864 – $V_{p.макс} = 160$	11,7	34,3 / 26,4	42	404	11,8
	3. 3409 – $V_{p.мін} = 61$	60	5,5 / 17	35	404	73,0
MS50	4. 3500/1750	148	25/45	93	415	16,6
	5. 4008/2004	138	28,7 / 45	93	415	14,5
	6. 4997/2499	111	35,8 / 45	93	415	11,6
	7. 6011/3005	92	43 / 45	93	415	9,65
MS35	8. 3143/1572	140	22,5/45	110	269	12,0
	9. 3494/1747	130	25/45	110	269	10,8
	10. 4198/2099	110	30/45	110	269	9,0
MS25	11. 3006/1503	115/130	21,5 / 45	90	270	12,6
MHP27	12. 2978/2234/1489/745	166/209	22,3 / 50	185	200	9,0
	13. 526/2644/1763/881	141/178	28 / 50	150	200	7,1
MCR-C33	14. 3000/1500	115	19,1/25;45	93	121	6,33
CA50	15. 3140/1570	280	17,5 / 35	-	175	10,0
CA70-50	16. 3140/1570	320	17,5 / 35	-	205	11,7
CA70-60	17. 3771/1886	275	21 / 35	-	205	9,8
CA70	18. 4400/2200	240	24,5 / 35	-	265	8,4

Примітки:

1. Виробники: A6VE160+GFT65N2 і MCR – Rexroth Bosch Group; MS і MHP – Poclain Hydraulics; CA – Hagglunds Rexroth-Bosch Group.

2. Значення тисків під рисою: для гідромотора MCR-C33 номінальне та максимальне; для гідромотор-редуктора максимальний тиск за каталогом (поз. 1), робочі тиски (поз. 2 і 3) згідно розрахунку.

3. Маса гідромоторів серії CA (поз. 15–18) приведена без урахування маси гальма.

4. Значення частот обертання та потужності максимальні згідно даних каталогів.

5. Значення максимальної частоти обертання для поз. 1: над рисою для гідромотора, під рисою – на виході редуктора, для поз. 11...13: над рисою при максимальному робочому об'ємі, під рисою при мінімальному.

60 хв⁻¹), мають можливість працювати на потужності більше ніж для трактора ТС-10 в 42 кВт (для гідромоторів CA дані відсутні). Але з точки зору маси високомоментний гідромотор поступаються гідромотору-редуктору (маса 415 кг і 405 кг, відповідно), а також не має значного діапазону регулювання робочого об'єму.

Для гідромотор-редуктора робочий об'єм зменшується в 2,6 рази безступінчасто завдяки системі регулювання аксіальнопоршневого гідромотора з похилим блоком циліндрів (з 8864 см³ до 3409 см³ згідно поз. 2 і поз. 3).

Розглянемо тенденції підвищення технічного рівня високомоментних гідромоторів та їхні базові моделі і типорозмірні ряди. Тенденція зменшення коефіцієнта моменту k_M спостерігається для всіх типорозмірних рядів гідромоторів за рахунок збереження однакової маси і підвищення робочого об'єму: для моделей MS50 з 16,6 кг/кН·м до 9,65 кг/кН·м (поз. 4–7), тобто в 1,7 рази; для MS35 з 12 кг/кН·м до 9 кг/кН·м (поз. 9–10); для MHP27 з 9 кг/кН·м до 7,1 кг/кН·м (поз. 12 і 13); для CA з 10 кг/кН·м, до 8,4 кг/кН·м (поз. 15–18). Найкра-

щий показник моменту $k_M = 6,33$ кг/кН·м має гідромотор моделі MCR-C33 (поз. 14), що на рівні гідромотор-редуктора ($k_M = 6,37$ кг/кН·м, поз. 1).

Суттєвий прогрес досягнутий в регулюванні робочого об'єму гідромоторів. Якщо в аксіально-поршневому гідромоторі A6VE160 (поз. 1), який входить до складу редуктора GFT65N2, відношення максимального та мінімального робочих об'ємів дорівнює 2,6 (максимального 160 см³ до мінімального 61 см³), то в самих сучасних конструкціях високомоментних гідромоторів MHP27 дорівнює 4,0 (поз. 12 і 13). До появи на ринку гідромоторів MHP27 кількість ступенів регулювання зазвичай не перевищувала двох зі співвідношенням також два. Недолік радіально-поршневих гідромоторів полягає в тому, що характер регулювання робочого об'єму ступінчастий, але значною мірою компенсується безступеневим регулюванням робочого об'єму насоса.

Рекордні показники за тиском досягнуті в гідромоторах MHP27 (50 МПа, поз. 12 і 13) по відношенню до попередньої серії MS (45 МПа).

З точки зору функціонування на максимальних частотах обертання, то суттєві переваги мають гідромотори серії СА (поз. 15–18), які майже вдвічі перевищують показники інших гідромоторів.

Діапазон зміни частоти обертання дає суттєві переваги високомоментним гідромоторам. Для аксіальнопоршневого А6VE160 (поз. 1–3) частота обертання знаходиться в діапазоні від 50 хв^{-1} до 3100 хв^{-1} при максимальному робочому об'ємі та до 4900 хв^{-1} при мінімальному (61 см^3) робочому об'ємі, тобто діапазон частот обертання дорівнює 98 ($4900/50$). В той же час радіально-поршневий гідромотор MCR функціонує при мінімальній частоті обертання $0,5 \text{ хв}^{-1}$, а максимальній 115 хв^{-1} і практичний діапазон зміни частоти обертання досягає значення 230 хв^{-1} , що більше ніж в двічі порівняно з аксіально-поршневим.

References

- [1] M.I. Ivanov and Y.O. Moroz, “Suchasni tendentsii zastosuvannya hidrottransmisij v pryvodakh samokhidnykh sil'skohospodar-s'kykh mashyn,” *Visnyk of Vinnytsia Polytechnical Institute*, No. 9, pp. 46–52, 2011.
- [2] O.P. Mitrofanov, “Tiahovo-shvydkisni kharakterystyky transmisij khodovykh system samokhidnykh sil'hosp-mashyn,” *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*, No. 3, pp. 104–106, 2007.
- [3] V.B. Samorodov et al., *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navchal'nyj posibnyk*, Kharkiv: FOP Panov A.M., 2020, 524 p.
- [4] Promyslovyj traktor-bul'dozer TS-10. [Online]. Available: <http://xtz.ua/ua/technical-doc.html>
- [5] SAUER DANFOSS. PIUS+ITM, Generic Dual Path Subsystem Application Software. 2010. –2p.
- [6] POCLAIN HYDRAULICS, SELECTION GUIDE 2011, No. 3, 45 p.
- [7] Power Transmission Valves. Technical Catalog, POCLAIN HYDRAULICS. – 2021. Available: www.poclain-hydraulics.com. B33971Z
- [8] V.B.Samorodov et al., “Analiz dynamiky bortovoho ob'iemnoho hidropryvodu husenychnoho traktora,” *Technical service of agriculture, forestry and transport systems*, No. 26, pp. 94–106, 2021.
- [9] Variable Plug-in Motor A6VE, Rexroth Bosch Group [Online]. Available: <http://hydraulica.com.ua/files/re91606.pdf>.
- [10] Hydrostatic drives HYDROTRAC GFT for mobile applications. Sise GFT 9 to GFT 450. Output torques from 9000 to 450000 Nm / RE 7710 Edition: 02/16. Replaces: 10.07. – 20 p.
- [11] SELECTION GUIDE. 2021 / PRODUCT / SYSTEMS / SERVICES // POCLAIN HYDRAULICS – A02486C-2021. – 176 p.
- [12] MHP20/MHP27 Hydraulic Motors B24840Z. [Online]. Available: www.poclain-hydraulic.com.
- [13] Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears, The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group, RE 90010-02/07.2016, –Bosch Rexroth AG. 941 p.
- [14] Product Manual Compact CA EN, Rexroth Bosch Group 396-10h 2011, 32 p.

Analysis of the technical level of hydraulic fluid power with motor-wheels

G.A. Avrunin¹, M.A. Podrugalo¹, I.I. Moroz¹, O.D. Koval²

¹ Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, Ukraine

² Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. The analysis of the use of hydraulic fluid power of rotation of hydraulic motor-wheels for tracked and wheeled machines was carried out. The hydraulic principle schemes for the use of high-speed axial-piston hydraulic motors with planetary gearboxes and high-torque low-speed radial-piston hydraulic motors are considered, in particular, hydraulic devices for ensuring reliable movement in the event of obstacles from the road surface. The features of static and dynamic calculation methods using a mathematical model for the numerical solution of differential equations when calculating pressure fluctuations and the frequency of rotation of hydraulic motors depending on the tasks of changing the intensity of the pump supply and the working volume of the hydraulic motor, taking into account its efficiency, are shown. A comparative analysis of the technical level of hydraulic motor-wheels was carried out and a significant increase in the output parameters of high-torque radial piston hydraulic motors with respect to pressure, rotation frequency and mass-to-torque ratio was revealed. The article may be useful for engineers, scientists and master's students.

Keywords: hydraulic fluid power, wheel hydraulic motor, technical level, hydraulic drive calculation.

Висновки

1. Порівняльний аналіз технічного рівня гідромотор-коліс виявив суттєво підвищення вихідних параметрів високомоментних радіально-поршневих гідромоторів багатоциклової дії щодо тиску, частоти обертання та відношення маси до крутного моменту. Подальшими етапами плануються дослідницько-конструкторські роботи і випробування експериментальних зразків гідромотор-коліс в складі трансмісії трактора.

2. Запропоновано при статичних та динамічних розрахунках об'ємного гідроприводу мобільної машини задавати цикли навантаження на режимах зрушування, розгону, транспортної швидкості і зупинки при обліку змінних параметрів подачі насоса і ККД гідромотора з використанням блоку map пакета VisSim.