DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2026-1-77-11
УДК 621.225.001.4

ДИНАМІКА ГІДРОПРИВОДА ВСЮДИХОДА НА РЕЖИМАХ ТЯГОВО-ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

DYNAMICS OF THE HYDRAULIC FLUID POWER OF ALL-WHEEL VEHICLES IN THE MODES OF TRACTION-SPEED CHARACTERISTICS

Г. А. Аврунін[1*], канд. техн. наук, доцент ORCID: 0000-0002-0191-3149
І. В. Лебедик[2], Ph.D., головний конструктор ORCID: 0009-0001-2223-7901
М. В. Підгорний[2], інженер ORCID: 0009-0004-6001-2078
І. В. Білан[1], аспірант ORCID: 0009-0005-5585-1317
І. І. Мороз[1], старший викладач ORCID: 0000-0001-5950-2089

[1] *Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна*
[2] *ТОВ «Завод всюдиходів Торнадо»*
*e-mail: griavrunin@ukr.net

Анотація. Розглянуті можливості створення гідроприводної бортової трансмісії вітчизняного колісного всюдихода «Tornado» шляхом проведення статичних і динамічних розрахунків з моделюванням параметрів тягово-швидкісної характеристики за допомогою пакету прикладних програм VisSim при рішенні нелінійних диференціальних рівнянь щодо визначення швидкості навантажувача і тиску в гідроприводі від часу. Проведений аналіз показав, що за допомогою моделювання варіювання витрати насоса і зміни робочого об'єму аксіально-поршневих гідромоторів можливо виявлення екстремальних режимів, які приводять до коливань тиску в гідроприводі і швидкості всюдихода. Зокрема, визначено, що при гальмуванні всюдихода з максимальної швидкості шляхом зменшення подачі насоса для забезпечення безкавітаційної роботи гідроприводу необхідно одночасно зберігати постійним встановлено значення робочого об'єму гідромоторів.

Ключові слова: динаміка об'ємного гідроприводу, аксіально-поршневі гідромашини, крутний момент, швидкість, потужність, перепад тисків.

Вступ.

Створення колісних всюдиходів потребує рішення задач, пов'язаних з виконанням вимог швидкісно-тягових характеристик на режимах зрушування, подолання підйомів, транспортної швидкості, а також запобігання буксуванню. Тому слід вважати актуальним проведення розрахунків трансмісії всюдихода як одного з найважливіших етапів його проектування. Об'єктом роботи обрана трансмісія дослідного зразка вітчизняного всюдихода (ВХ) «Tornado» з бортовим об'ємним гідроприводом. Застосування гідромотор-коліс замість механічних трансмісій дає можливість забезпечення безступінчастого регулювання швидкості всюдиходів і прискорити їх виготовлення блоковим методом при застосуванні покупних комплектуючих вузлів, зокрема насосів, гідромоторів, гідроапаратів та систем кондиціювання робочої рідини. Особливу увагу приділено розрахункам динамічних характеристик, які дають можливість визначити коливальні процеси, суттєво впливаючи на довговічність трансмісії ВХ. До наукової новизни роботи слід віднести отримання динамічних характеристик гідроприводної трансмісії ВХ за результатами математичного моделювання параметрів тягово-швидкісної характеристики при використанні пакету прикладних про-грам VisSim для рішення нелінійних диференціальних рівнянь щодо

визначення швидкості навантажувача, тиску в гідроприводі і його корисної потужності від часу.

Огляд літератури.

Розглянемо технічні характеристики, розрахунки і дослідження гідроприводних трансмісій всюдиходів для потреб вітчизняних галузей промисловості, зокрема нафтогазової, сільськогосподарському виробництві, рятувальних роботах при надзвичайних ситуаціях і для допомоги військовим при бойових діях [1]. В роботі [2] розглянуті характеристики ВХ «Tornado» з гідроприводною бортовою трансмісією. В дослідженні [3] розглянуті способи машинного керування гідравлічними трансмісіями із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР), математичні моделі гідроприводів та алгоритми управління окремими гідромашинами. Керування базується на децентралізованій схемі, де гідромотор та насос керуються окремо відносно структури керування, але синхронізовано відносно дорожніх умов пересування транспортного засобу. Слід відмітити науковий теоретичний підхід до алгоритмів керування гідроприводом і отримані практичні результати.

Трансмісія з системою контролю тяги, яка складається з регульованих насоса та двох гідромоторів, які працюють паралельно, приведена в роботі [4]. Паралельна робота гідромоторів можлива на кожну вісь транспортного засобу або як альтернативна тільки на одну вісь у вигляді мотор-коліс обертання безпосередньо маточин. Аналізується трансмісія транспортного засобу масою 5000 кг і потужністю 60 кВт при тяговому зусиллі до 25 кН та максимальній швидкості до 30 км/год.

Питання керування об'ємною гідравлічною трансмісією з невизначеною динамікою виконавчого механізму розглянуто в роботі [5]. Трансмісія з насосом і гідромотором з регульованими робочими об'ємами функціонує по замкненому ланцюгу циркуляції РР. Математична модель гідропривода дала можливість побудувати значення перепаду тисків і частоти обертання гідромотора. В електронний блок (ECU) надсилаються сигнали зворотного зв'язку роботи трансмісії, зокрема частоти обертання ДВЗ, насоса та гідромотора, значення тисків в основних магістралях. Регулятори зміни робочих об'ємів насоса і гідромотора керуються пропорційними електромагнітами. Регулювання подачі палива до ДВЗ та реверсування трансмісії також здійснюється через електронний блок.

Велику увагу приділяють проблемам гальмування транспортних засобів, що пов'язано з тим, що при найбільш простому способі гальмування переведенням насоса на мінімальне значення робочого об'єму можливі суттєві коливання тиску в гідросистемі і спрацьовування запобіжних клапанів. Такі режими (робота на «клапан») приводять к перегріву гідропривода і зменшенню його довговічності. Тому фахівці пропонують більш м'які способи гальмування для тих випадків, коли воно не є екстреним, Так в патентах [6;7] та дослідженні [8] розглянуті способи гальмування трансмісій з об'ємним гідроприводом (ОГП) «насос-гідромотор» шляхом дросельного навантаження додаткового насосу, об'єднання основних магістралей гідросистеми або повідомлення однієї магістралі з лінією підживлення, а також примусового розвантажування запобіжного клапану.

Гідравлічні принципові схеми трансмісій з декількома гідромотор-колесами фірми «Poclain Hydraulics» за допомогою дільників потоку розглянуті в роботі [9]. В мобільних позашляхових транспортних засобах великою проблемою є боротьба з буксуванням. Тому фірма «Poclain Hydraulics» запропонувала комплексне рішення за допомогою спеціального блоку «SD-CT OFF-Road System» [4; 10-12], який має дроселі з електрогідравлічним пропорціональним управлінням. Спрацьовування цих дроселів виконується згідно з аналізом швидкості обертання кожного з гідромотор-коліс, для чого встановленні відповідні перетворювачі (Speed Sensor). Встановлений також перетворювач (Turn Detector) положення рульового колеса. Сигнали перетворювачів

поступають в бортовий комп'ютер (Regulating Computer), аналізуються і запобігають буксуванню гідромотор-коліс шляхом зупинки подання до них витрати РР від насосу. Система повністю автоматизована, що відповідає сучасним вимогам до трансмісій позашляхових транспортних засобів.

Розрахунковий аналіз можливості застосування гідравлічної трансмісії з мотор-колесами для ВХ «NOMAD ATV», зокрема з високомоментними радіально-поршневими багатоцикловими гідромоторами, виконаний в роботі [13].

Методологія дослідження.

Методологія дослідження передбачає побудову тягово-швидкісної характеристики, структурної і розрахункової схем динаміки гідроприводної трансмісії ВХ «Tornado» та виконання таких етапів:

1. Проведення статичних розрахунків ОГП з метою визначення крутних моментів та частот обертання гідромотор-коліс на всіх етапах тягово-швидкісної характеристики.
2. Адаптація математичної моделі динаміки ОГП обертального руху [16] для умов роботи трансмісії всюдихода, зокрема підготовка до моделювання шляхом завданням параметрів зовнішнього навантаження, подачі насосів, об'ємного і гідромеханічного ККД насосів і гідромоторів за допомогою відповідних чисельних значень в блоках пакетів map-VisSim.
3. Отримання осцилограм динамічних розрахунків щодо перепаду тисків в ОГП, частоти обертання гідромотор-коліс, швидкості ВХ та його корисної потужності від часу в повному діапазоні транспортного руху до 40 км/год. При цьому повний режим руху ВХ умовно укладався на осцилограмах в 36 с.
4. Аналіз отриманих динамічних навантажень на ОГП ВХ і виявлення критичних режимів щодо максимальних тисків при зрушуванні ВХ і мінімальних кавітаційних значень тиску на режимах гальмування, аналіз впливу на динамічні характеристики зменшення модулю пружності РР.
5. Моделювання режимів, що запобігають отриманню критичних зон роботи гідроприводної трансмісії ВХ.

Результати.

ВХ типа «Tornado» має повний ОГП з колісною формулою 4х4 і призначений для використання в нафтогазовій галузі, сільськогосподарському виробництві та надзвичайних ситуаціях, а також може оснащуватись причепом. ВХ «Tornado» долає бруд, воду, завали дерев та каміння заввишки до 1 м. ВХ оснащений дизельним двигуном моделі «Doosan» (виробництва південної Кореї), який має робочий об'єм в 2,4 дм^3. На ВХ максимальна швидкість досягає 40 км/год при витратах пального до 5 л/год. Паливний бак ємністю в 160 дм^3 сприяє отриманню запасу ходу. Завдяки мінімальному радіусу розвороту ВХ «Tornado» чудово маневрує між деревами. За допомогою бортової схеми повороту ВХ розвертається майже на місці. ВХ оснащений колесами з низьким тиском, які мають висоту 1,65 м і ширину 0,57 м, протектор має висоту 35 мм. ВХ достатньо легко виходить на лід з води, має гарну прохідність та плавучість. Колеса в зборі з диском мають водотонажність в 933 дм^3. За рахунок протектора в 35 мм на шинах ВХ рухається на воді зі швидкістю до 6 км/год. Централізована система живлення дає можливість накачування всіх коліс ВХ одночасно не більш ніж за 40 с. ВХ має кліренс 600 мм і є невразливим для будь-яких доріг. Повна вантажопідйомність ВХ досягає 1000 кг з можливістю перевезення 8 осіб з водієм та додатково 500 кг вантажу. Кабіна ВХ оснащена також трьома спальними місцями.

На рис. 1 представлена компоновка силової установки і гідравлічних агрегатів бортової трансмісії з аксіально-поршневими гідромоторами ВХ «Tornado».

Підсумковий максимальний крутний момент 4-х провідних коліс досягає 25420 Н.м, а швидкість ВХ досягає 40 км/год.



Рис. 1. Всюдихід «Tornado» та розташування його силової установки і гідравлічних машин бортової трансмісії з аксіальнопоршневими гідромоторами.

Аксіально-поршневі гідромотором з похилим диском мають регульований робочий об'єм з електрогідравлічним управлінням. Гідромотори кожного з бортів мають живлення від окремого насоса. Бортове керування поворотом забезпечує електричний джойстик шляхом зміни живлення на пропорційних електромагнітах в відповідних регуляторах насосів і гідромоторів. Такі системи бортового керування з постійним аналізом швидкості провідних коліс кожного з бортів, як зворотних зв'язків в електронних блоках керування трансмісії, використовується, наприклад, в гусеничних тракторах ХТЗ моделі ТС-10 з використанням насосів і гідромоторів компанії «Rexroth Bosch Group» і також розроблені компанією «Sauer-Danfoss» [14; 15].

Структурна схема бортового об'ємного ОГП трансмісії ВХ представлена на рис. 2. Тандем-насоси аксіально-поршневого типу Нл і Нпр обертаються від приводного ДВЗ через проміжний редуктор Ред з підвищеним передавальним відношенням (мультиплікатор) для адаптації частоти обертання насоса до його номінальної технічної характеристики. Кожний з насосів подає РР до відповідних гідромоторів: Насос Нл до гідромоторів-коліс правого борту МПр1 і МПр2; насос Нл до гідромоторів-коліс лівого борту МЛ1 і МЛ2. Гідромотори обертають ведучі колеса через бортові редуктори БР, відповідно. Всі насоси і гідромотори мають регульований робочий об'єм з системами електрогідравлічного пропорційного керування. Пропорційні електромагніти керування насосами позначені як Y1 і Y2, гідромоторами як Y3…Y6.

Система керування подачі палива до ДВЗ позначена Y7. Система контролю параметрів ОГП побудована на перетворювачах: частоти обертання гідромоторів ДЧОпр1 і ДЧОпр2, ДЧОл1 і ДЧОл2, а також частоти обертання валу двигуна ДЧОдвз; тиску в основних магістралях гідропривода ПТ1…ПТ4. Електронний блок управління здійснює зміну параметрів ОГП щодо частоти обертання насосів і робочого об'єму насосів і гідромоторів за допомогою керуючих сигналів Y1…Y7. Водій всюдихода має важіль управління (джойстик) РКР для здійснення прямолінійного ходу (F - вперед, R - назад) і бортового повороту шляхом зміни швидкості коліс.

Розрахункова схема для створення математичної моделі і визначення статичних та динамічних параметрів ОГП ВХ приведена на рис. 3. Розглядається тільки один гідромотор М1, до якого підводиться подача РР від насоса значенням в половину від підсумкової. На схемі показані потоки РР щодо течії від насосу до гідромотора, а також витоки, пов'язані з її втратами по зазорах поршневих пар і розподільного вузла, а також втрати, пов'язані зі стисливістю РР. Параметри ОГП контролюються перетворювачами

частоти обертання насоса ДЧОн і гідромотора ДЧОбр (вихідного валу бортового редуктора), а також аналоговими перетворювачами тиску ПТ1 і ПТ2.

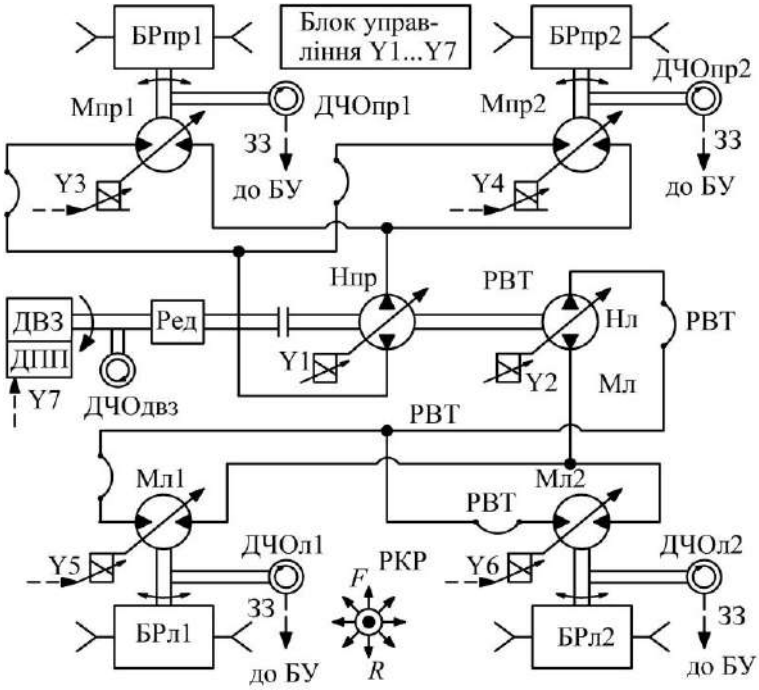


Рис. 2. Структурна схема бортового гідропривода трансмісії всюдихода.

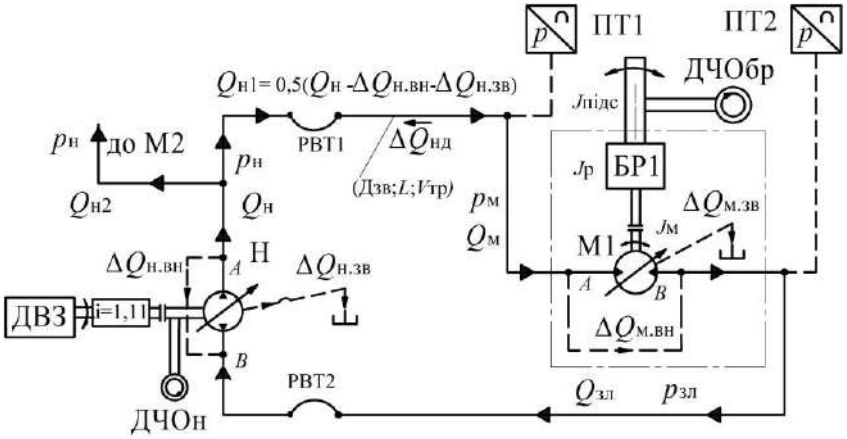


Рис. 3. Розрахункова схема гідроприводної трансмісії всюдихода.

На рис. 4 приведена тягово-швидкісна характеристика (ТШХ) ВХ, побудована з максимальними значенням тягового зусилля 32,8 кН і швидкості в 40 км/год.

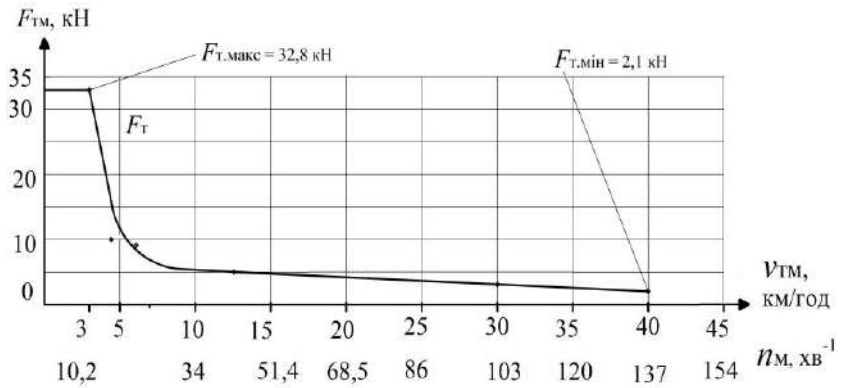


Рис. 4. Тягово-швидкісна характеристика всюдихода.

Результати моделювання ТШХ і розрахунку ОГП приведені в табл. 1.

Таблиця 1. Транспортні режими прямолінійного руху всюдихода

Параметри, розмірність	Режим руху всюдихода:					
	1	2	3	4	5	6
Час зміни режиму згідно моделюванню в пакеті VisSim, с	0-7	9	10-13	16-19	2326	29-36
Тягове зус., $F_{тм}$, кН (F ВХ)*	32,8	9,78	8,87	5	3,1	2,17
Швидк., $v_{тм}$, км/год (V ВХ)*	0-2,5	3,6	4,2-6,2	8,7-12,8	30,6	36-40
Вихідна потужність ВХ, кВт	22,8	9,79	15,0	17,8	26,4	24,1
Вих. потужн. ОГП ВХ, кВт	25,33	10,9	16,7	19,8	29,3	26,8
Крут. момент ВХ $M_{тм}$, Н.м	25420	7580	6874	3875	2403	1682
Крут. мом. колеса $M_к$, Н.м	6355	1895	1719	969	601	421
Крут. мом. мотора $M_м$, Н.м	642	172,3	174	97,9	60,7	42,5
Частота оберт. колеса $n_к$, хв$^{-1}$	8,57	12,33	21,2	43,6	105	137
Част. оберт. М, $n_м$, хв$^{-1}$ (i=11)	94,3	135,6	233	480	1155	1507
Робочий об'єм М, $V_{м,i}$, см^3 *	115,6	115,6	115,6	101-85	65-50	48
Подача насоса $Q_{нт}$, л/хв.**	13,9	17,6	20-28	34-42	52-59	73,3
Роб. об'єм насоса Vнт, см^3	0-5,7	7,2	11,5	60	60	60
Переп. в ОГП, $\Delta p_{м,i}$, МПа **	39-35	10,4	9,5	6,2-7,6	6,8-10	7,2
ККД ОГП **	0,7	0,7	0,73-0,8	0,77	0,68	0,61
Спож. потужн. ОГП, кВт **	37	16,2	16,2-23,4	16-26	29-45	43
Втрати потужн. ОГП, кВТ **	11,4	4,8	4,4	6	9-15,5	17,5
Об'ємний ККД Н *	0,65-0,89	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99
Гідромех. ККД Н *	0,95	0,95	0,95	0,97	0,92	0,90
Об'ємний ККД М *	0,5-0,82	0,89	0,92-0,98	0,99	0,99	0,99
Гідромех. ККД М *	0,85-0,99	0,99	0,99	0,97-0,92	0,86	0,75

Примітка: 1. *) Задані дані; 2. **) Дані з осцилограм на плотерах VisSim; 3. Всі інші параметри є розрахунковими.

Вихідна (корисна) потужність ВХ знаходиться за формулою:

$$P_{вх} = F_{т.вх} \cdot v_{вх} = 10^{-3} \frac{10^3}{3600} F_{т.вх} \cdot v_{вх} = 0,000278 \cdot F_{т.вх} \cdot v_{вх}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де $F_{т.вх}$ – тягове зусилля трансмісії ВХ, Н; $v_{вх}$ – швидкість ВХ, км/год.

Вихідна (корисна) потужність ОГП трансмісії ВХ повинна бути збільшена за рахунок використання ККД планетарного редуктора в маточині:

$$P_{м.вх} = P_{вх} / \eta_{ред}, \text{ кВт}, \quad (2)$$

де $\eta_{ред}$ – ККД редуктора маточини, $\eta_{ред}$ = 0,9.

ВХ розвиває крутний момент 4-ма провідними колесами:

$$M_{вх} = F_{т.вх} \frac{d_в}{2}, \text{ Н.м}, \quad (3)$$

де $d_в$ – зовнішній діаметр провідного колеса (за шиною), $d_в$ = 1,55 м.

Тоді крутний момент одного провідного колеса всюдихода:

$$M_{\text{вед.вх}} = \frac{M_{\text{вх}}}{4}, \text{ Н·м}, \quad (4)$$

Запишемо формулу для крутного моменту одного гідромотора ВХ при заданому тяговому зусиллі $F_{\text{т.вх}}$:

$$M_{\text{м}} = 10^3 F_{\text{т.вх}} \frac{d_{\text{в}}}{2 \cdot z \cdot i_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}}}, \text{ Н·м}, \quad (5)$$

де z – кількість бортових провідних гідромоторів в трансмісії ВХ, z = 4; $i_{\text{ред}}$ – передавальне відношення планетарного редуктора, $i_{\text{ред}}$ = 11.

Частота обертання провідних коліс трансмісії ВХ знаходиться за формулою:

$$n_{\text{вед.вх}} = \frac{10^3}{60} \frac{v_{\text{вх}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}} = 5,31 \frac{v_{\text{вх}}}{d_{\text{в}}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (6)$$

де $v_{\text{вх}}$ – швидкість ВХ, км/год.

Частота обертання одного гідромотора трансмісії ВХ:

$$n_{\text{м}} = n_{\text{вед.вх}} \cdot i_{\text{ред}}, \text{ хв}^{-1}, \quad (7)$$

Робочий об’єм гідромотора для створення необхідного крутного моменту:

$$V_{\text{м},i} = \frac{M_{\text{м},i}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м},i} \cdot \eta_{\text{мгм}}}, \text{ см}^3, \quad (8)$$

де $\Delta p_{\text{м},i}$ – перепад тисків на гідромоторі як різниця значень на вході і виході, МПа; $\eta_{\text{мгм}}$ – гідромеханічний ККД аксіально-поршневого гідромотора.

ККД об’ємного гідроприводу розраховуємо за формулою:

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{вх.огп}} / P_{\text{спож.огп}}, \quad (9)$$

де вхідна потужність ОГП:

$$P_{\text{вх.огп}} = z \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}, \text{ кВт}, \quad (10)$$

де z = 4 – кількість провідних гідромоторів трансмісії ВХ;

Споживана потужність одного основного насосу дорівнює:

$$P_{\text{спож.осн}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (11)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі, МПа; $Q_{\text{н}}$ – дійсна подача основного насоса з урахуванням його об’ємного ККД, л/хв; $Q_{\text{нг}}$ – теоретична подача (витрата РР) основного насоса, л/хв; $\eta_{\text{н}}$ – загальний (повний) ККД основного (аксіально-поршневого) насоса; $\eta_{\text{нгм}}$ – гідромеханічний ККД основного насоса.

Перепад тисків на насосі, який потрібен для створення необхідного крутного моменту гідромотора в ОГП із замкненим ланцюгом циркуляції РР:

$$\Delta p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{м}} + 2\Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}, \quad (12)$$

де $\Delta p_{\text{втрат}}$ – втрати тиску по довжині в трубопроводі між насосом і гідромотором, МПа.

В першому наближенні враховуємо тільки втрати тиску за довжиною трубопроводів [14]:

$$2\Delta p_{\text{втрат}} \approx \Delta p_{\text{тр.}L} = 2 \cdot 0,584 \cdot \frac{L}{d_{\text{тр}}^4} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (13)$$

де 2 – коефіцієнт, який враховує подвійну довжину трубопроводів між насосом і гідромотором в замкненому ланцюгу циркуляції РР; L – довжина трубопроводу від

насоса до гідромотора, м; $d_{тр}$ – внутрішній (зведений) діаметр трубопроводу, мм; $\nu_{в'язк}$ – значення коефіцієнту кінематичної в'язкості РР, мм ^{2}/с (сСт).

Знаходимо споживану шестеренним насосом підживлення потужність:

$$P_{нп} = \frac{10^{-3} \cdot V_{нп} \cdot n_{дв} \cdot p_{нп}}{60 \cdot \eta_{нпгм}} = \frac{Q_{нпт} \cdot p_{нп}}{60 \cdot \eta_{нпгм}}, \text{ кВт}, \quad (14)$$

де $V_{нп}$ – робочий об'єм насоса підживлення за каталогом виробника, см^3; $n_{дв}$ – номінальна частота обертання насоса підживлення на основному насосі, хв$^{-1}$; $p_{нп}$ – тиск, що розвиває насос підживлення за допомогою налаштування вмонтованого клапану тиску, який зазвичай не перевищує 2,4 МПа; $\eta_{нпгм}$ – орієнтовне значення гідромеханічного ККД насоса підживлення, $\eta_{нпгм}$ = 0,7; $Q_{нпт}$ – теоретична подача (витрата) насоса підживлення, яка дорівнює:

$$Q_{нпт} = 10^{-3} V_{нп} \cdot n_{дв}, \text{ л/хв}. \quad (15)$$

Підсумкова споживана потужність насосів одного борту дорівнює:

$$P_{\sum спож} = P_{спож.осн} + P_{нп}, \text{ кВт}. \quad (16)$$

Всі приведені формули дають можливість виконати статичний розрахунок ОГП [14].

Задані значення ККД насоса і гідромотора трансмісії ВХ в блоках пакетів map-VisSim приведені в табл. 2.

Таблиця 2. ККД насосів і гідромоторів трансмісії всюдихода

Час руху ВХ, с	ККД $Н_{об}$	ККД $Н_{гм}$	ККД $М_{об}$	ККД $М_{гм}$
0,01	0,65	0,95	0,5	0,85
1	0,68*	0,95*	0,6*	0,9
3	0,75	0,95*	0,68*	0,94*
5	0,82*	0,95	0,76	0,99
10	0,99	0,95*	0,92	0,99*
14	0,99*	0,95*	0,99	0,98
16	0,99*	0,95	0,99*	0,97
30	0,99	0,9	0,99	0.75
36	0,99	0,9	0,99	0,75

Примітка: *) – отримані з графічних залежностей в блоках map-VisSim.

При розгляді математичної нелінійної моделі динаміки ОГП ВХ приймаємо допущення [16] щодо постійності моменту інерції ВХ і значень модуля об'ємної пружності, температури, щільності та в'язкісті РР. Крім того, завдяки використанню досить коротких трубопроводів між насосами і гідромоторами хвильові процеси в трубопроводах не враховуємо.

Запишемо формули для визначення перепаду тисків $\Delta p_м$ [МПа] і частоти обертання гідромоторів $n_м$ [хв$^{-1}$]:

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

$$n_м = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_п} \left[\frac{1}{2\pi} V_{м,i}(t) \cdot (p_н - p_{зл}) \cdot \eta_{м.гм} - M_с \right] dt, \quad (18)$$

де $Q_{нт,e}$ – витрата (подача) аксіально-поршневого насосу при відносному значенні кута зміщення похилого диску, $Q_{нт,e} = Q_{нт} \cdot e$, $e = 0 \ldots \pm 1$, л/хв; $Q_{нт}$ – теоретичне значення

подачі насоса при його максимальному робочому об'ємі $V_н$ [см^3] та частоті обертання валу $n_н$ [хв$^{-1}$] без урахування зовнішніх та внутрішніх витоків РР по зазорах поршнів, гідростатичних підп'ятників поршнів і торцевого розподільного вузла, л/хв, $Q_{нт} = 10^{-3} \cdot V_н \cdot n_н$; $V_{м,i}$ – поточний робочий об'єм гідромотора, який є пропорційним максимальному його значенню $V_м$ і залежить від відносного параметра i, см^3, $V_{м,i} = V_м \cdot i$; $C_{(н+м).вит}$ – загальний коефіцієнт витоків РР (підсумкових значень зовнішніх та внутрішніх витоків РР насоса $\Delta Q_{н.вит}$ і гідромотора $\Delta Q_{м.вит}$ по зазорах прецизійних пар поршнів та розподільного вузла, л/(хв.МПа); $V_{тр}$ – об'єм стиснення РР в трубопроводі діаметром $D_{зв}$ [мм] та довжиною L [м] між насосом та гідромотором, дм^3; E – модуль пружності РР, від значення якого залежить деформаційна витрата $\Delta Q_{нд}$ в ОГП, пропорційна стисливості та об'єму трубопроводу $V_{тр}$, МПа; $J_п$ – підсумкове значення моменту інерції, приведеного до вихідного валу гідромотора зі складовими моментами інерції: аксіально-поршневого гідромотора $J_м$, редуктора $J_р$, частини ВХ, яка позначена як $J_{р0}$, кг.м^2, $J_п = J_м + J_р + J_{р0}$; $p_н$ і $p_{зл}$ – значення тисків в магістралях нагнітання насоса і зливу РР до гідромотора в замкненому ланцюзі циркуляції ОГП, МПа; $\eta_{м.гм}$ – значення гідромеханічного ККД гідромотора; $M_с$ – момент зовнішнього навантаження (опору) на гідромоторі, Н.м.

При оцінці динамічних характеристик і моделювання ОГП ВХ змінними від часу задаємо такі параметри: крутний момент зовнішнього навантаження на гідромотор $M_с$; подача (витрата) насоса $Q_{нт,e}$; значення робочого об'єму аксіально-поршневого гідромотора $V_{м,i}$ та гідромеханічні і об'ємні ККД насосів і гідромоторів.

Для рішення диференціальних рівнянь в пакеті VisSim [17] обираємо метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0{,}001$ с.

Значення коефіцієнтів витоків РР по зазорах прецизійних пар знайдемо через об'ємний ККД (коефіцієнт подачі) насоса:

$$\eta_{но} = \frac{Q_н}{Q_{нт}} = \frac{Q_{нт} - \Delta Q_{н.вит}}{Q_{нт}} = 1 - \frac{\Delta Q_{н.вит}}{Q_{нт}};\ \Delta Q_{н.вит} = Q_{нт}(1 - \eta_{но});$$
$$C_{н.вит} = \frac{\Delta Q_{н.вит}}{p_н + p_{зл}} = \frac{Q_{нт}(1 - \eta_{но})}{p_н + p_{зл}}. \qquad (19)$$

і гідромотора:

$$\eta_{мо} = \frac{Q_{мт}}{Q_{мт} + \Delta Q_{м.вит}};\ \eta_{мо} \cdot Q_{мт} + \eta_{мо} \cdot \Delta Q_{м.вит} = Q_{мт};$$
$$\Delta Q_{м.вит} = Q_{мт}\left(\frac{1}{\eta_{мо}} - 1\right);\ C_{м.вит} = \frac{\Delta Q_{м.вит}}{p_н + p_{зл}} = \frac{Q_{мт}}{p_н + p_{зл}}\left(\frac{1}{\eta_{мо}} - 1\right), \qquad (20)$$

де $Q_{мт}$ – теоретична витрата аксіальнопоршневого гідромотора, яка пропорційна його робочому об'єму $V_{м,i}$ [см^3] і частоті обертання $n_м$ [хв$^{-1}$], л/хв, $Q_{мт} = 10^{-3} \cdot V_{м,i} \cdot n_м$.

Підсумкове значення коефіцієнту витоків РР насоса і гідромотора запишемо у такому вигляді:

$$C_{(н+м).вит} = C_{н.вит} + C_{м.вит} = \frac{Q_{нт}(1 - \eta_{мо}) + Q_{мт}\left(\frac{1}{\eta_{мо}} - 1\right)}{p_н + p_{зл}}. \qquad (21)$$

Розглянемо отримані осцилограми динамічних розрахунків (рис. 5–8) при моделюванні роботи ОГП трансмісії ВХ в повному діапазоні транспортного руху до 40 км/год, де повний режим руху ВХ умовно укладений на плотерах в 36 с.

При цьому задавали постійні значення параметрів:

1. Частота обертання ДВЗ приймалась постійною в 2200 хв$^{-1}$, частота обертання

тандем-насосів встановлена підвищеною з урахуванням мультиплікатора значенням 1,11.

2. Передавальне число редуктора між гідромотором і маточиною колеса – 11.
3. Діаметр колеса за шиною 1,55 мм;
4. Момент інерції на одному колесі 70 кг.м^2;
5. Модуль пружності РР 1500 МПа;
6. Об'єм РР в трубопроводі діаметром 16 мм і довжиною 2,5 м між насосом і гідромотором складає 5 дм^3;
7. Коефіцієнт кінематичної в'язкості РР прийнятий 30 сСт при розрахунку гідравлічних втрат за довжиною трубопроводу.

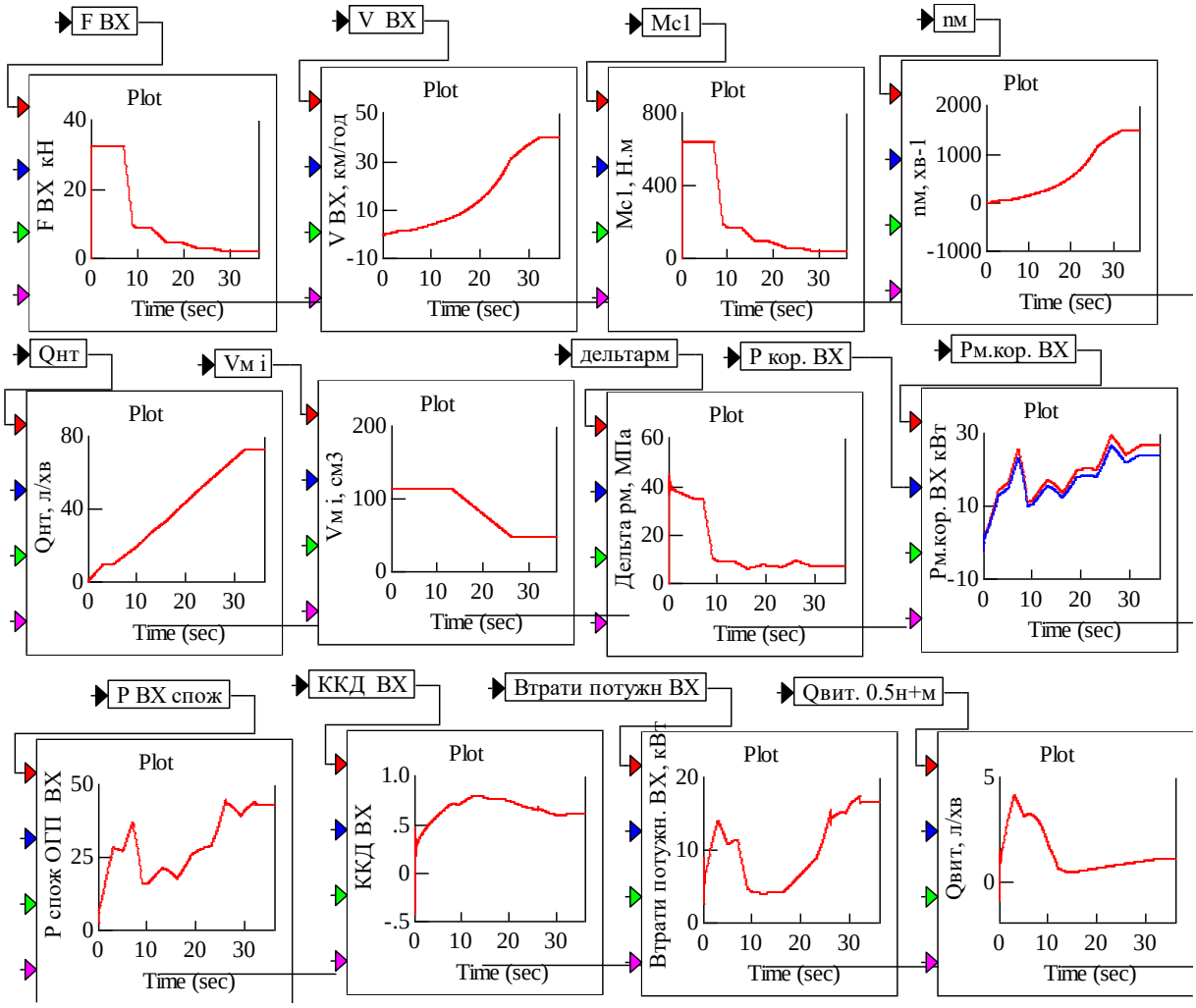


Рис. 5. Характеристики гідроприводу всюдихода в повному діапазоні швидкості

На плотерах представлені:

1. F ВХ – тягова характеристика ВХ.
2. V ВХ – швидкісна характеристика ВХ.
3. Mc1 – крутний момент одного гідромотора.
4. пм – частота обертання одного гідромотора.
5. Qнт – теоретична подача насоса до одного гідромотора. Закон зміни подачі дозволяє мати потрібну швидкість ВХ при максимальному постійному робочому об'ємі гідромотора.
6. Vм,і – характеристика зміни робочого об'єму гідромотора.
7. Дельта Рм – перепад тисків на гідромоторі.
8. Рм кор. ВХ – корисна потужність 4-х гідромоторів (червона лінія).

9. Р кор. ВХ – корисна потужність на маточинах ВХ (синя лінія).
10. Р ВХ спож – споживана потужність ОГП (трансмісії);
11. ККД ВХ – ККД всюдихода.
12. Втрати потужності ВХ для вибору оливаохолоджувача.
13. Q вит. 0,5н+м – витоки РР з насоса (приймаємо 0,5 від повних одного насосу) і гідромотора.

14-17. Завдання ККД насоса та гідромотора.

Примітка: результати за пп. 4 і 7 отримані при рішенні диференціальних рівнянь математичної моделі чисельним методом в пакеті VisSim.

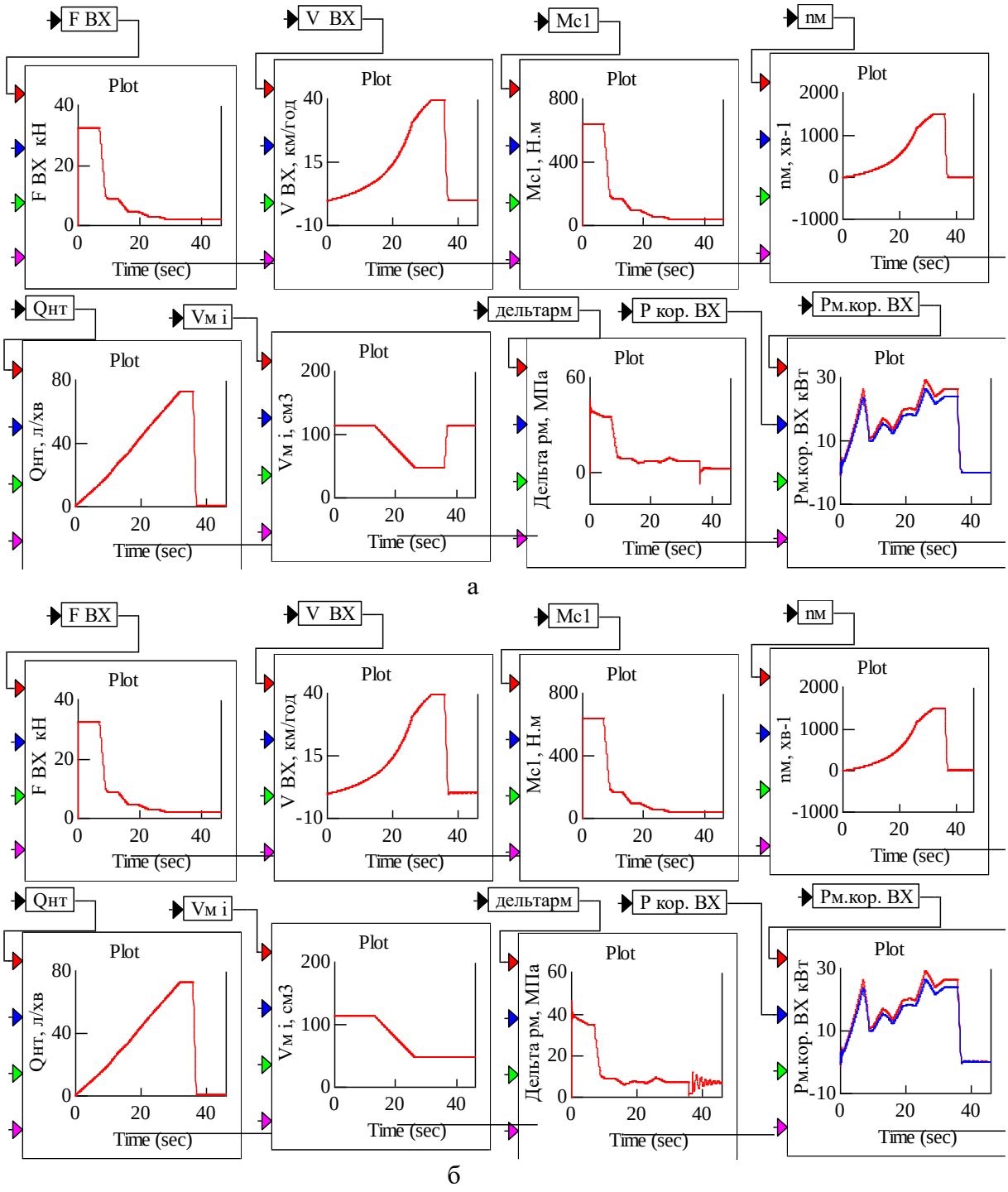


Рис. 6. Режими роботи ВХ при гальмуванні зі швидкості 40 км/год: а – при одночасному збільшенні робочого об'єму гідромотора до максимального значення; б – без підвищення робочого об'єму гідромотора (див. осцилограму «дельта рм» в нижньому рядку).

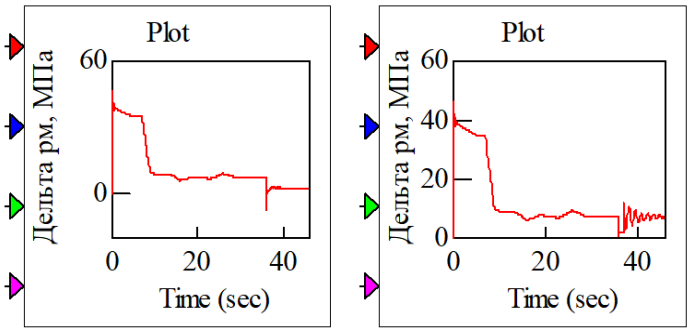
На рис. 5 представлені осцилограми при транспортному русі ВХ, починаючи зі зрушування до максимальної швидкості в 40 км/год.

На основі цих осцилограм можна зробити такі попередні висновки:

1. ОГП трансмісії виконує вимоги тягово-швидкісної характеристики в її повному діапазоні.
2. Тиск в ОГП коливається від 52 МПа при зрушуванні ВХ і знижується до 10 МПа при швидкості більше ніж 10 км/год.
3. Максимальна швидкість ВХ в 40 км/год може бути досягнута при робочому об'ємі гідромотора в 48 см^3.
4. ККД ОГП змінюється від максимального значення в 80 % при швидкості ВХ в 13 км/год і зменшується до 61 % на максимальній швидкості в 40 км/год.
5. Втрати потужності не перевищують 17,5 кВт (тобто, оливаохолоджувач повинен мати таку максимальну характеристику або вищу).
6. На підвищених швидкостях пересування ВХ споживана потужність досягає 45 кВт, в діапазоні швидкості до 25 км/год не перевищує 37 кВт.
7. Побудована математична модель ОГП ВХ дозволяє варіювати деякими параметрами для аналізу їх впливу на вихідні характеристики. До таких параметрів слід віднести частоту обертання ДВЗ, момент інерції ВХ, модуль пружності і коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, значення ККД насоса і гідромотора.

На рис. 6 показані режими переміщення ВХ з гальмуванням наприкінці. Якщо встановити регулятор насоса в нульове положення і одночасне підняти робочий об'єм гідромотора до максимального значення (рис. 6,а), то має місце зниження тиску нижче нульового значення на 36-й секунді руху, тобто до кавітаційного становища в ОГП. Якщо при гальмуванні не збільшувати робочий об'єм гідромотора (рис. 6,б), то тиск в ОГП не знижується до нульового значення.

На рис. 7 приведені окремі осцилограми тиску в ОГП, де в першому випадку (а) тиск короткочасно зменшився до значення вакууму в 7 МПа, а при утриманні значення робочого об'єму гідромотора на рівні 48 см^3, що відповідало швидкості всюдихода в 40 км/год, тиск не зменшується до значення нижче атмосферного (б).



а б

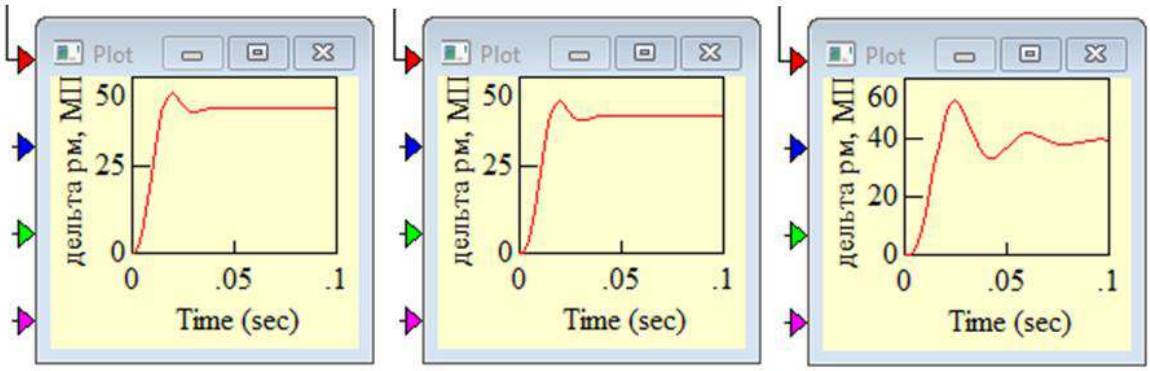
Рис. 7. Зміна тиску в лінії нагнітання насоса ОГП при гальмуванні шляхом зміни робочого об'єму насоса: а – при одночасному збільшенні робочого об'єму гідромотора до максимального значення 115,6 см^3; б – при збереженні робочого об'єму гідромотора на рівні 48 см^3, що відповідало швидкості всюдихода в 40 км/год.

Далі розглянуті режими зрушування ВХ при таких вихідних даних:
Максимальна маса машини – 3500 кг;
Мінімальна швидкість при зрушуванні – 3 км/год;
Зовнішній діаметр шини $d_в$ = 1,55 м;
Кількість ведучих гідромотор-коліс z = 4;
Максимальний крутний момент одного гідромотора 642 Нм;
Момент інерції на одне колесо 70 кг.м^2.

У першому наближенні розглянуті лінійні режими навантаження на гідромотор до крутного моменту Мс = 642 Н.м за 0,015 с і різний час підвищення подачі насосу щодо одного гідромотора до $Q_{нт1}$ = 50 л/хв. При рішенні диференціальних рівнянь за допомогою пакету VisSim отримані значення частоти обертання гідромотора і тиску в ОГП, швидкості і корисної потужності ВХ. Швидкість ВХ зростала до 3 км/год, а корисна потужність не перевищувала 33,5 кВт.

Для більшої наочності на рис. 8 приведені отримані осцилограми тільки для перепаду тисків «дельта рм» від часу.

Час підвищення зовнішнього навантаження до значення M_c = 642 Н·м встановлювався постійним за 0,015 с для всіх 3-х режимів.



а б в

Рис. 8. Осцилограми зміну перепаду тисків в ОГП ВХ залежно від часу зростання подачі насоса до 50 л/хв і модуля пружності робочої рідини.

На рис. 8, а час зростання подачі насоса встановлений в 0,1 с. Тиск зрушування досягає 45 МПа і зменшується до статичного значення в 39 МПа.

На рис. 8, б час зростання подачі насоса збільшений на порядок до 1,0 с, завдяки чому тиск зрушування зменшився до 43 МПа. Для досягнення такого ефекту в лініях управління регуляторами насосів встановлюють дроселі (зазвичай, є декілька типорозмірів щілин дроселів при замовленні насосів).

При зменшенні модуля пружності РР з 1500 МПа до 500 МПа згідно рис. 8,в (таке можливо при насіченні РР нерозчиненим повітрям) маємо підвищення коливань тиску з 43 МПа до 52 МПа.

Таким чином, під час підготовки ВХ до експлуатації необхідно налаштувати систему регулювання з запізненням щодо підвищення часу подачі насоса і очистити РР від нерозчиненого повітря (бульбашок).

Висновки.

За допомогою математичної моделі динаміки бортового об'ємного гідроприводу всюдихода проведено моделювання зміни подачі насоса і навантаження гідромоторів, ККД гідромашин та модуля пружності робочої рідини на їх вплив на динамічні характеристики.

Гідропривод трансмісії виконує вимоги тягово-швидкісної характеристики в її повному діапазоні, при цьому тиск коливається від 52 МПа при зрушуванні всюдихода і знижується до 10 МПа при швидкості більше ніж 10 км/год.

При гальмуванні всюдихода з максимальної швидкості шляхом зменшення подачі насоса для забезпечення безкавітаційної роботи гідроприводу треба зберігати постійним мінімальне значення робочого об'єму гідромотора.

Зниження модуля пружності робочої рідини при її насиченості нерозчиненим повітрям приводить к підвищенню тиску при зрушування всюдихода.

Під час підготовки гідроприводної трансмісії всюдихода до експериментальних

випробувань необхідно налаштувати систему регулювання з запізненням часу подачі насоса.

Представляється корисним подальше проведення аналізу динамічних характеристик при поворотах всюдихода, а також застосування високомоментних безредукторних гідромотор-коліс замість аксіально-поршневих.

Література

1. Аврунін Г.А., Білан І.В., Мороз І.І., Підгорний М.В., Надобко Є.В. Огляд і аналіз технічних характеристик вітчизняних всюдиходів. *Polish journal of science*, 2026. 94. 00-033. 56–70. https://doi.org/10.5281/zenodo.18331058
2. https://auto.24tv.ua/u_poltavi_nalahodyly_vyrobnytstvo_vsiudykhodiv_tornado_n41275 (завод всюдиходів «TORMADO», м. Полтава, дата звернення 30.07.2026)
3. Ngoc Danh Dang. Advanced Control Designs for Output Tracking of Hydrostatic Transmissions. DISSERTATION. University of Rostock. Faculty of Mechanical Engineering and Marine Technology Chair of Mechatronics. Rostock, 19, November 2021. 118 p. https://doi.org/10.18453/rosdok_id00003429
4. Massimo Martelli, Luca G. Zarotti. Hydrostatic Transmission with a Traction Control. 22nd International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC 2005. September 11-14, 2005, Ferrara (Italy). 115–121.
5. Hao Sun, Harald Aschemann. Sliding-Mode Control of a Hydrostatic Drive Train with Uncertain Actuator Dynamics. 2013 European Control Conference (ECC). July 17-19, 2013, Zürich, Switzerland. 3216–3221.
6. PATENTANMELDUNG EP 2 975 304 A1. VERFAHREN ZUM ABBREMSEN EINES HYDROSTATISCHEN ANTRIEBS UND HYDROSTATISCHER ANTRIEB. Erfinder: Behm, Martin. Anmelder: ROBERT BOSCH GMBH. Vertreter: Thьrer, Andreas. Bosch Rexroth AG. 13 p. Prioritдt: 17.07.2014 DE 102014213905
7. Hydrostatically Driven Vehicle with Retarder Valve. Lloyd Taylor, Wilhelm Collner. US patent 6,202,783, B1. Mar. 20, 2001.
8. Antonino Bonanno, Luca G. Zarotti HYDROSTATIC BRAKING REVISITED. 16th International Conference of the International Society for Terrain-Vehicle Systems. ISTVS 2008. Turin, November 25-28, 2008, 362–370.
9. Traction Control Methods by Poclain Hydraulics. RCS397 566 860-pointvrqle.fr-03 44 23 48 48. 24 p.
10 .SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Bo9244W. 24/11/2020. 44 p.
11. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. Technical Catalog Poclain Hydraulics. Poclain Driving Values for Future. A06615Q. 15/01/2014. 52p.
12. Power Transmission Valves. Technical Catalog Poclain Hydraulics. B33971Z. 05/10/2021. 88p.
13. Аврунін, Г., Подригало, М., Подригало, Н., Мороз, І., & Поторока, А. Аналіз можливості застосування гідравлічної трансмісії з мотор-колесами для всюдихода NOMAD ATV. *Автомобільний транспорт*, 2024. (54). 15–24. https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2024.54.0.02
14. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник: за ред. В. Б. Самородова; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.
15. https://www.yumpu.com/en/document/view/4906552/generic-dual-path-subsystem-application-system-sauer-danfoss (Система «generic-dual-path», дата звернення 30.07.2026)
16. 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. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Х : НТУ «ХПІ». 2019. № 2 (2019). С. 68-76.
17. https://pro-mobility.org/instruction/instruktsiia-z-vstanovlennia-studentskoi-versii-ptv-vissim/ (Інструкція з встановлення студентської версії PTV Vissim, дата звернення 30.07.2026)

Дата першого надходження статті до видання 05.08.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування 03.09.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті 04.11.2026
Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу(CC BY 4.0)

DYNAMICS OF THE HYDRAULIC FLUID POWER OF ALL-WHEEL VEHICLES IN THE MODES OF TRACTION-SPEED CHARACTERISTICS

G. Avrunin[1], I. Lebedyk[2], M. Podgorny[2], I. Bilan[1], I. Moroz[1],
[1] *Kharkiv National Automobile and Road University*
[2] *Ceo LLC «Tornado» All-Terrain Vehicle Factory*

Abstract

Goal. Creation of a domestic all-terrain vehicle «Tornado», equipped with a transmission with a hydraulic fluid power based on axial-piston hydraulic motor-wheels with adjustable working volume and end-gears. **Scientific novelty.** Obtaining dynamic characteristics of the all-terrain vehicle's hydraulic drive transmission based on the results of mathematical modeling of the parameters of the traction-speed characteristic using the VisSim application software package for solving nonlinear differential equations for determining the speed of the loader, the pressure in the hydraulic fluid power and its useful power over time. **Practical value.** Conclusions were obtained regarding the loading algorithms of the all-terrain vehicle's hydraulic fluid power transmission, which provide pressure limitations at all stages of its traction-speed characteristic. **Main results.** The analysis of oscillograms of dynamic processes in the hydraulic fluid powerof the all-terrain vehicle showed that by modeling the pump supply modes and changing the working volume of axial-piston hydraulic motors, it is possible to detect extreme modes that lead to fluctuations in the speed of the all-terrain vehicle and the pressure in the hydraulic fluid power. In particular, it was determined that when braking the all-terrain vehicle from maximum speed by reducing the pump supply to ensure cavitation-free operation of the hydraulic fluid power, it is necessary to simultaneously maintain the set value of the working volume of the hydraulic motors constant. **Conclusions.** According to the results of the research, limiting modes of loads of the hydraulic fluid power transmission were established at the stage of experimental research of the all-terrain vehicle «Tornado».

Keywords: dynamics of a hydraulic fluid power, axial piston hydraulic machines, torque, speed, power, pressure drop.