

*Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, О. Г. ЗАКАПКО, І. І. МОРОЗ, Л. В. РАЗАРЬОНОВ,
А. П. ХОЛОДОВ, М. П. ХОЛОДОВ*

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНОГО ТРАКТОРНОГО ШАСІ

Мета. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного тракторного самохідного шасі СШ2540 шляхом імітаційного моделювання роботи гідроциліндра з однобічним штоком для пересування рульової трапеції при повертанні коліс і дослідження зміни тиску робочої рідини та переміщення штоку гідроциліндра при різних режимах навантаження. Методика досліджень. Використана методика імітаційного моделювання, коли змінні, що описують поведінку гідроциліндра рульового керування, визначаються певними алгоритмами навантаження і витратами робочої рідини, і описуються диференціальними рівняннями. Диференціальні рівняння, що визначають тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндра та переміщення його штоку, коли робоча рідина підводиться в поршневу або штокову порожнину, ґрунтуються на законах механіки, принципі нерозривності потоку робочої рідини і її стисливості. Для проведення моделювання за запропонованою методикою використовувався пакет прикладних програм VisSim. Досліджувались зміни параметрів в гідроциліндрі повороту коліс при їх зрушуванні від завдання керуючої дії у вигляді зростання зовнішнього навантаження та витрати робочої рідини в вихідних каналах насоса-дозатора, що долається гідроциліндром. Також досліджувався вплив модуля пружності робочої рідини, який зменшується при її насиченні нерозчинним повітрям. Результати. При пуску гідропривода рульового керування, тобто при повертанні рульового колеса від свого нейтрального положення, в залежності від зовнішнього навантаження та інтенсивності роботи водія кермом мають місце коливальні процеси в порожнинах гідроциліндра, які можуть суттєво перевищити робочий тиск. Результати досліджень дають підставу зробити висновок про необхідність вивчення характеру зростання витрати та тиску робочої рідини на натурному зразку насоса-дозатора тракторного шасі, тобто замінивши моделювання витрати на її фактичне значення. Завдання часу навантаження та витрати робочої рідини за допомогою блока map-VisSim зручніше, ніж задання аналітичними виразами, так як дає можливість моделювати різний темп розгону гідроциліндра та при необхідності контролювати стаціонарний режим рульового колеса в нейтральному положенні.

Ключові слова: колісне тракторне шасі, об'ємний гідропривод рульового керування, гідроциліндр з однобічним штоком, математична модель, моделювання динаміки, пакет програм VisSim, коливання тиску.

*G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, O. ZAKAPKO, I. MOROZ, L. RAZARYONOV, A. KHOLODOV,
M. KHOLODOV*

ANALYSIS OF DYNAMICS OF VOLUME HYDRAULIC POWER STEERING SELF-PROPELLED TRACTOR CHASSIS

Goal. Analysis of the dynamics of the hydraulic fluid power steering drive of the wheeled tractor self-propelled chassis СШ2540 by simulating the operation of a hydraulic cylinder with a one-sided rod for moving the steering trapezoid when turning the wheels and studying the change in the pressure of the working fluid and the movement of the hydraulic cylinder rod under different load modes. Research methodology. The method of simulation modeling is used, when the variables describing the behavior of the steering hydraulic cylinder are determined by certain load algorithms and operating fluid flows, and are described by differential equations. The differential equations that determine the pressure of the working fluid in the cavities of the hydraulic cylinder and the movement of its rod when the working fluid is fed into the piston or rod cavity are based on the laws of mechanics, the principle of the continuity of the flow of the working fluid and its compressibility. The VisSim package of application programs was used for modeling according to the proposed methodology. The changes of the parameters in the hydraulic cylinder of turning the wheels when they are shifted from the task of the control action in the form of an increase in the external load and the flow of the working fluid in the output channels of the metering pump overcome by the hydraulic cylinder were studied. The influence of the modulus of elasticity of the working fluid, which decreases when it is saturated with undissolved air, was also investigated. The results. When starting the hydraulic steering drive, i.e. when turning the steering wheel from its neutral position, depending on the external load and the intensity of the driver's work at the wheel, oscillatory processes take place in the hydraulic cylinder cavities, which can significantly exceed the working pressure. The results of the research give a reason to conclude that it is necessary to study the nature of the increase in the flow rate and pressure of the working fluid on a full-scale sample of the tractor chassis metering pump, i.e. by replacing the flow rate simulation with its actual value. Setting the loading time and flow rate of the working fluid using the map-VisSim unit is more convenient than setting it with analytical expressions, as it makes it possible to simulate different acceleration rates of the hydraulic cylinder and, if necessary, to control the stationary mode of the steering wheel in the neutral position.

Keywords: wheeled tractor chassis, hydraulic fluid power steering, hydraulic cylinder with one-sided rod, mathematical model, dynamics simulation, VisSim software package, pressure fluctuations.

Вступ. Тракторне самохідне шасі Т-16 випускалося Харківським заводом тракторних самохідних шасі з 1961 по 1967 рік [1]. Його розробка є результатом модернізації самохідного шасі ДСШ-14, проект якого розроблявся в СКБ по тракторним самохідним шасі в м. Харкові. За період випуску було виготовлено майже 600 тис. зразків Т-16. І в даний час трактор має великий попит у сільських жителів як універсальна машина для присадибних і заготівельних робіт. Самохідне шасі Т-16 мало двоциліндровий дизельний двигун потужністю 16 к.с. з незвичайним для тракторів розташуванням ззаду місця водія, семиступінчасту коробку передач і до трьох (залежно

від комплектації і року випуску) валів відбору потужності для передачі крутного моменту на навісне обладнання (ВВП). Спереду на рамі шасі є місця кріплень для установки різноманітного додаткового обладнання: вантажної платформи-самоскида; навантажувачів різних типів; мотопилки; грейдерної лопати і дорожньої щітки, встановлюваних під рамою, сенокосарки та ін. Це обладнання приводилося в дію ВВП. Спочатку Т-16 був призначений для роботи в овочівництві з оприскувачами, просапними культиваторами і збиральними машинами, але отримав набагато більше поширення як невелика розвізна вантажівка підвищеної прохідності. Для Т-16

була розроблена і випускалася велика кількість змінного обладнання: сінокосарка, стогоклад, малогабаритний навантажувач-екскаватор, самонавантажувач (що забезпечує вантаження сипких і штучних матеріалів у свій кузов), оприскувач, компресорна станція та ін.

Після модернізації самохідне шасі отримало двигун потужністю 25 к.с., нову коробку передач і індекс Т-16М. З'явилася можливість установки каркасної кабіни з тентом і дверима. Т-16М виготовлявся з 1967 по 1995 рік. Мінімальна швидкість Т-16М через ходозменшувач становила всього 1,6 км/год, що робило його практично незамінним як у сільському господарстві, так і в комунальних або дорожньо-будівельних роботах.

У 1986 році було освоєно випуск шасі Т-16МГ, що отримало закриту кабіну і покращений дизельний двигун Д-21А1 потужністю 25 к.с. (рис. 1).



Рис. 1. Самохідне шасі СШ2540

На самохідному шасі СШ-2540 (Т-16МГ, Т-16М) [2–4] встановлено роздільно-агрегатний уніфікований об'ємний гідропривод (ОГП), що дозволяє трактористу керувати поворотом самохідного шасі в процесі руху, а також керувати навісними засобами та машинами, що агрегатуються з шасі. Гідроприсрої ОГП розміщені на шасі і з'єднані між собою металевими і гумовими трубопроводами. До складу ОГП входять шестеренний насос НШ-10, насос-дозатор рульового керування Д100, моноблоковий двохзолотниковий гідророзподільник Р-80, гідроциліндри рульового керування та технологічного обладнання з параметрами 40x25x250 мм. ОГП дозволяє керувати трактористу двома секціями навісних машин одночасно або окремо кожною, для чого з лівого боку сидіння встановлені важелі управління розподільником.

Насос-дозатор Д100-10.16-02 [5] має робочий об'єм 100 см³, тиск налаштування запобіжного клапана 16 МПа, протиударних клапанів 10 МПа.

Аналітичний огляд літератури. На теперішній час системи рульового керування з використанням ОГП застосовуються практично на всіх самохідних машинах спеціального призначення [1], до яких відносяться будівельні та дорожні машини [2], трактори [3], різноманітні сільськогосподарські [4] та інші машини. Для забезпечення якості таких систем рульового керування ведуться роботи по їх вдосконаленню та модернізації їх основного вузла –

насоса-дозатора [6–10].

На рис. 2 представлені результати розрахунку тиску в ОГП рульового керування шасі Т-16М, виконані проф. М. А. Подригалю на етапі проектування при використанні гідроциліндра з діаметрами поршня 36 мм і штока 20 мм. В штатному режимі 1 тиск не перевищує 7,1 МПа, пунктирна лінія 2 показує на зростання тиску при подоланні зусиль на колеса при створенні суттєвої перешкоди, наприклад, при необхідності виїзду з колеї при сільськогосподарських роботах.

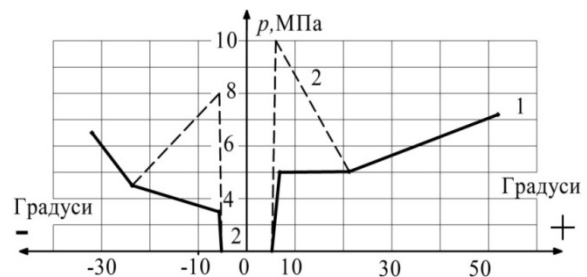


Рис. 2. Зміна тиску в порожнинах гідроциліндра рульового керування тракторного шасі Т16М від кутів повороту коліс

Об'єктом дослідження є ОГП рульового керування колісного тракторного самохідного шасі моделі СШ2540, в якому переміщення виконавчого гідроциліндра з однією штоком системи повороту коліс задається насосом-дозатором, що подає робочу рідину (РР) по чергові до штокової і поршневої порожнин гідроциліндра пропорційно куту повороту рульового колеса. В даній статті аналізується система рульового керування колісного трактора самохідного тракторного шасі СШ2540 [2] з точки зору динамічних навантажень. Для забезпечення потрібної якості аналізу роботи у системі, що розглядається, постало питання розрахунку динамічних процесів в рульовому контурі окремо для поршневої і штокових порожнин, для чого було використано методику імітаційного моделювання.

Основна частина. Розрахункова схема динаміки ОГП рульового керування самохідного шасі СШ2540 приведена на рис. 3. Гідрравлічна схема містить дві системи ОГП – рульового керування з блоком насоса-дозатора НД та гідроциліндром Ц1 з однією штоком, та керування навісними агрегатами (блок Р моноблокових гідророзподільників). Обидві системи живляться від одного шестеренного насоса Н. Насос Н з приводом від коробки передач КП та двигуна внутрішнього згоряння ДВЗ нагнітає РР під тиском p_n до вхідного каналу НД, де вона через зворотний клапан КО1 потрапляє на вхід гідророзподільника Рнд ОГП рульового керування.

Особливість системи рульового керування, що розглядається, полягає в тому, що в ній використовується насос-дозатор з функцією вбудованого пріоритетного клапана, який дозволяє функціонувати гідроциліндрам Ц2 і Ц3 в нейтральному положенні рульового колеса, як показано на гідросхемі [11]. Тому, крім основних вихідних каналів L і R , цей насос-дозатор НД містить

додатковий, який є вихідним каналом $p_n(EF)$ вбудованого пріоритетного клапана, і до якого підключена система керування навісними агрегатами трактора (блок Р). Вхідний напірний канал p_n насоса-дозатора НД з'єднано з виходом насоса живлення Н, а зливний канал T з'єднується зі зливною магістраллю всієї гідросистеми трактора, звідки РР потрапляє в гідробак Б через фільтр Ф. До складу насоса-дозатора входить також запобіжний клапан КП1, «вторинні» (протиударні) запобіжні клапани КП2 і КП3, та зворотні (антикавітаційні) клапани КО2 і КО3.

Вмонтована в гідророзподільник Рнд функція пріоритету за лінією $p_n(EF)$ забезпечує подачу насоса Q_n в ОГП керування технологічними гідроциліндрами Ц2 і Ц3 тільки в нейтральному положенні рульового колеса.

ОГП рульового керування містить насос-дозатор НД, золотник розподільного вузла якого безпосередньо з'єднаний з рульовим колесом РК (кермом), поворот якого на кут γ задає керуючу дію цій системі. Основні вихідні канали L і R насоса-дозатора НД з'єднані з відповідними порожнинами гідроциліндра Ц1, шток якого діє на сошку, від якої через систему важелів задають кут повороту керованим колесам. Тиск в каналі підведення РР до гідроциліндра на схемі позначено p , а $p_{зл}$ в каналі відведення РР.

Система керування навісними агрегатами містить моноблоковий двозолотниковий гідророзподільник (блок Р), в комплекті з яким застосовується запобіжний клапан непрямої дії – основний запобіжний клапан КП4 та допоміжний (пілотний) КП5. Гідророзподільник Р1 сполучений рукавами високого тиску з гідроциліндром Ц2, а гідророзподільник Р2 з гідроциліндром Ц3.

Гідроциліндр Ц2 є виконавчим, а гідроциліндр Ц3 застосовується для платформи навісної системи або може бути виносним.

Система автоматичного самоповернення золотників в нейтральне положення складається з гідроциліндра Цав, шток якого натискує фіксатор золотника, клапана тиску КПав та дроселя ДРав. Фіксація золотників виконуються за допомогою пружин в гідроциліндрах Цав. При підвищенні тиску в гідроприводі близько до максимального значення, клапан тиску КПав відкривається і робоча рідина потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра і піднімає шток вверх, що призводить до припинення фіксації золотника і його переміщення в нейтральне положення завдяки пружинам з обох боків.

До складу ОГП шасі СШ2540 входить також зворотний клапан КО4, який виконує функцію антикавітаційного.

Розглянемо динамічні процеси в ОГП повороту коліс при різних значеннях зовнішнього навантаження $F_{рк}$ та витрати $Q_{рк}$ від насоса-дозатора НД. Для проведення такого дослідження використаємо методику імітаційного математичного моделювання, розглядаючи зміну тиску в порожнинах гідроциліндрів та переміщення їх штоків.

Вихідним параметром насоса-дозатора є витрата $Q_{рк}$, яка може змінюватися за своїм значенням залежно від швидкості обертання рульового колеса. Іншою складовою є зовнішнє навантаження з боку коліс трактора $F_{рк}$, для подолання якого створюється необхідний тиск РР в порожнинах гідроциліндра (див. рис. 3).

При побудові математичної моделі ОГП рульового керування приймаємо наступні припущення [12]:

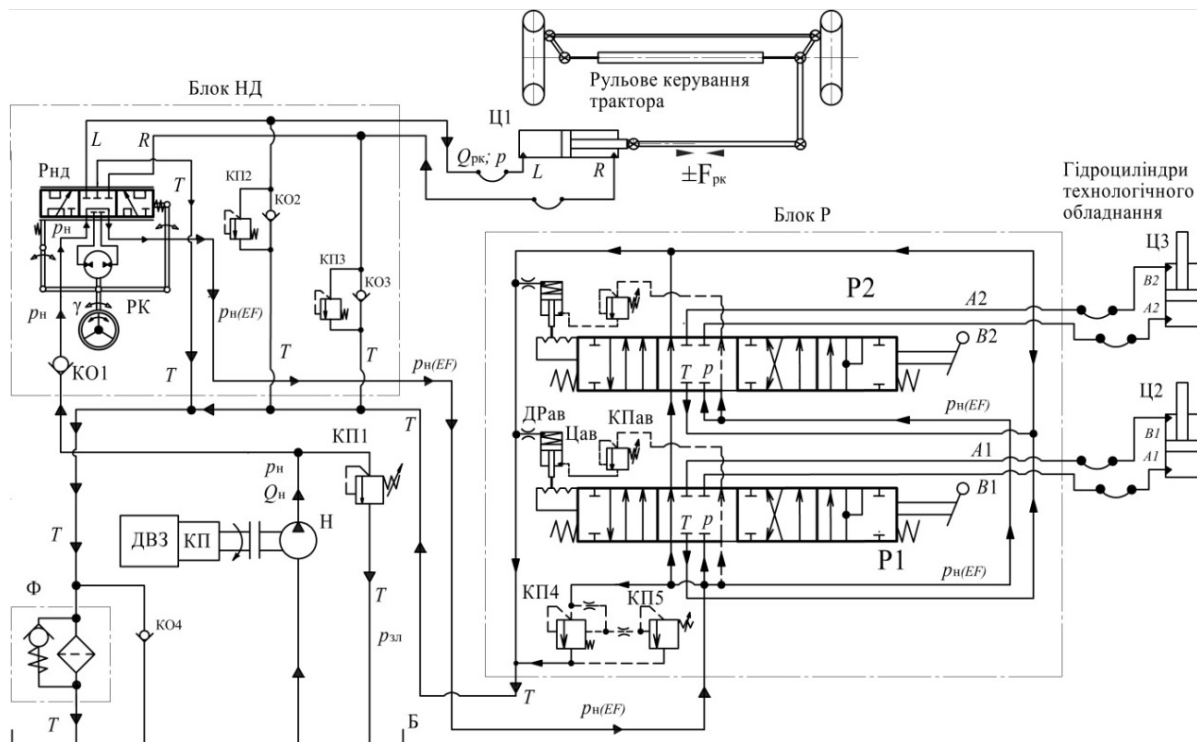


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема гідропривода самохідного шасі СШ2540

- щільність РР (ρ) приймаємо постійною;
 - нехтуємо витоками крізь поршневі та штокові ущільнення в гідроциліндрі, що відповідає сучасному рівню герметичності;
 - не враховуємо хвильові процеси в трубопроводах з причини їх невеликої довжини;
 - розглядаємо додання системою значних навантажень, при яких тиск на виході з гідроциліндра $p_{зл}$ незначний і їм можна знехтувати.

Математична модель розглядаємої системи з урахуванням прийнятих припущень для режиму повороту може бути представлена у наступному вигляді.

Витрата робочої рідини $Q_{рк}$, що подається з вихідного каналу насоса-дозатора НД, підводиться до поршневої порожнини або штокової гідроциліндра Ц1. На основі рівняння нерозривності РР записуємо баланс витрат в порожнинах гідроциліндра Ц1. При переміщенні поршня вправо (РР від НД надходить в порожнину А) або вліво (РР від НД надходить в порожнину В) рівняння нерозривності для порожнин А і В мають вигляд:

$$Q_A = Q_n + Q_{дефА}; Q_B = Q_{шт} - Q_{дефВ}, \quad (1)$$

де Q_n – витрати РР на вході в поршневу порожнину гідроциліндра Ц1;

Q_A – витрати РР на її деформацію в порожнині А;

$Q_{шт}$ – витрати РР на виході зі штокової порожнини гідроциліндра Ц1;

Q_B – витрати РР на її деформацію в порожнині В.

Складові Q_n і $Q_{шт}$ рівняння (1) визначаються залежностями:

$$Q_n = S_n \cdot v_A; Q_{шт} = S_{шт} \cdot v_B, \quad (2)$$

де $S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$ і $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D_n^2 - d^2)$ – площі поршня діаметром D_n та ефективна площа штокової порожнини гідроциліндра Ц1 при діаметрі штоку d , відповідно;

v_A і v_B – швидкість переміщення поршня гідроциліндра при підводі РР в порожнини А або В, відповідно.

Деформаційна витрата визначається як:

$$Q_A = [(V_{0A} + S_n \cdot y_A) / E](dpA / dt); \quad (3)$$

$$Q_B = [(V_{0B} - S_{шт} \cdot y_B) / E](dpB / dt),$$

де dpA – тиск в поршневій порожнині гідроциліндра Ц1 при пересуванні поршня вправо;

dpB – тиск в штоковій порожнині гідроциліндра Ц1 при пересуванні поршня ліворуч;

y_A і y_B – переміщення поршня гідроциліндра;

V_{0A} і V_{0B} – початкові об'єми в поршневій та штоковій порожнинах при середньому положенні поршня в гідроциліндрі Ц1, відповідно;

E – модуль пружності РР.

Після перетворень формули для балансу витрат РР для ділянки вхідного каналу А гідроциліндра Ц1 від насоса-дозатора НД і витрат РР для ділянки

вихідного каналу В зливу з гідроциліндра Ц1 набувають вигляду:

$$Q_A = v_A S_n + \frac{V_{0A} + y_A S_n}{E} \cdot \frac{dp_A}{dt};$$

$$Q_B = v_B S_{шт} - \frac{V_{0B} - y_B S_{шт}}{E} \cdot \frac{dp_B}{dt}, \quad (4)$$

Після перетворення до форми Коші відносно похідної dp/dt одержимо наступні рівняння:

$$\frac{dp_A}{dt} = E \frac{Q_A - v_A S_n}{V_{0A} + y_A S_n}; \quad \frac{dp_B}{dt} = E \frac{v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - y_B S_{шт}}, \quad (5)$$

і після інтегрування визначаємо зміну тиску в часі в порожнинах гідроциліндра рульового керування:

$$p_A = \int_0^t E \frac{Q_A - v_A S_n}{V_{0A} + y_A S_n} dt; \quad p_B = \int_0^t E \frac{v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - y_B S_{шт}} dt, \quad (6)$$

З урахуванням розмірності тиску в МПа маємо:

$$p_A = \int_0^t E \frac{Q_A - 60 \times 10^{-3} v_A S_n}{V_{0A} + 10^{-3} y_A S_n} dt, \text{ МПа};$$

$$p_B = \int_0^t E \frac{60 \times 10^{-3} v_B S_{шт} - Q_B}{V_{0B} - 10^{-3} y_B S_{шт}} dt, \text{ МПа}, \quad (7)$$

де $S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$ і $S_{шт} = \frac{\pi}{4}(D_n^2 - d^2)$, мм²;

D_n і d , мм;

V_{0A} і V_{0B} , дм³;

E , МПа;

v_A і v_B , м/с;

y_A і y_B , м;

Q_A і Q_B , л/хв.

Рівняння руху поршня для прискорення навантаженого гідроциліндра Ц, виходячі з принципа Даламбера, набуває вигляду:

$$a_A = \frac{dv_A}{dt} = \frac{1}{m} [S_n p_A - S_{шт} p_B - F_{рк} - F_{ж.трА} - F_{трА}];$$

$$a_B = \frac{dv_B}{dt} = \frac{1}{m} [S_{шт} p_B - S_n p_A - F_{рк} - F_{ж.трВ} - F_{трВ}], \quad (8)$$

де m – маса, що підлягає повороту;

$F_{рк}$ – зовнішнє зусилля (навантаження), що долається гідроциліндром;

$F_{ж.трА}$ і $F_{ж.трВ}$ – рідинне тертя в гідроциліндрі Ц1;

$F_{трА}$ і $F_{трВ}$ – напівсухе тертя поршня та штока в гідроциліндрі Ц1.

Після двох послідовних інтегрувань рівнянь маємо вирази для швидкості та переміщення поршня гідроциліндра при повороті трактора в обох напрямках, наприклад, при підводі РР в порожнину А:

$$v_A = \int_0^t \frac{1}{m} [S_n p_A - S_n p_{злВ} - F_{рк} - F_{ж.трА} - F_{трА}] dt;$$

$$y_A = \int_0^t v_A dt, \quad (9)$$

або в порожнину B

$$v_B = \int_0^t \frac{1}{m} [S_{штп} p_B - S_{п} p_{злA} - F_{рк} - F_{ж.трB} - F_{трB}] dt; \quad (10)$$

$$y_B = \int_0^t v_B dt.$$

Приймаємо залежності для навантажень рідинного та навіпсухого тертя [12]:

$$\begin{aligned} F_{трA} &= F_{тр.оA} \cdot \text{sign } v_A; \\ F_{трB} &= F_{тр.оB} \cdot \text{sign } v_B; \\ F_{ж.трA} &= \beta \cdot v_A; F_{ж.трB} = \beta \cdot v_B, \end{aligned} \quad (11)$$

де $F_{тр.о}$ і β – сила навіпсухого тертя та коефіцієнт рідинного тертя, відповідно, причому

$$F_{тр.оA} = f_A F_{рк}, \text{ Н}; F_{тр.оB} = f_B F_{рк}, \text{ Н}, \quad (12)$$

де $f_A = 0,025$ та $f_B = 0,03$ – коефіцієнти тертя для переміщення поршня вправо і вліво, відповідно;
 $\beta = 1500$ Нс/м.

Для подальшого спрощення розрахунків приймаємо тиск на злив з гідроциліндра постійним незалежно від напрямку його руху $p_{злA} = p_{злB} = 0$.

Для проведення динамічного аналізу ОГП скористаємося обчислювальними блоками пакету VisSim [13] з урахуванням використання блоків Variable. При моделюванні системи рульового керування з гідроциліндром аналізуються перехідні процеси в системі і її вихід на сталий режим. При розрахунках задаємо зміну зовнішнього навантаження $F_{рк}$ та витрати $Q_{рк}$ числовими значеннями (блоки map-VisSim). Витрата $Q_{рк}$ від насоса-дозатора розраховується за формулою:

$$Q_{рк} = 10^{-3} V_{нд} \cdot n_k, \text{ л/хв}, \quad (13)$$

де $V_{нд}$ – робочий об'єм дозуючого вузла насоса-дозатора, см^3 ;

n_k – швидкість обертання керма, яку здійснює водій, хв^{-1} .

Для вирішення рівнянь математичної моделі скористаємося чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с. Результати досліджень отримані у вигляді розрахункових осцилограм.

Завдання максимального статичного зусилля $F_{рк}$ на гідроциліндр Ц1 при динамічних розрахунках ОГП рульового керування виконаємо за формулою:

$$F_{рк} = [p_{вст}] \cdot S_{штп} = [p_{вст}] \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot \eta_{гм}}{4}, \quad (14)$$

де $[p_{вст}] = 10$ МПа – максимальний допустимий тиск у штоковій порожнині гідроциліндра, виходячи з того, що протитударні запобіжні клапани насоса-дозатора НД налаштовані на тиск 10 МПа;

$\eta_{гм} = 0,96$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра [14].

Таким чином, маємо максимальне зусилля при

подоланні підвищеної перешкоди $F_{рк}^{\text{макс}} = 7348$ Н.

Згідно розрахунку на рис. 2, співвідношення тисків максимального та робочого дорівнює 1,4 (10 МПа / 7,1 МПа), тоді $F_{рк} \approx 5250$ Н.

Це зусилля використовуємо як задане при попередньому статичному розрахунку ОГП рульового керування [14] і отримуємо значення тисків в $p_{вст} = 4,35$ МПа і $p_{вст} = 7,15$ МПа, які дають можливість проведення перевірки адекватності побудованої математичної моделі. Для цього використовуємо формули:

$$\begin{aligned} p_{вст} &= \frac{4F_{рк}}{\pi \cdot D_n^2 \cdot \eta_{гм}}, \text{ МПа}; \\ p_{вст} &= \frac{4F_{рк}}{\pi \cdot (D_n^2 - d^2) \cdot \eta_{гм}}, \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (15)$$

На рис. 4 представлена осцилограма одночасної записи співвідношень тисків в порожнинах гідроциліндра p_B / p_A (верхня крива) при динамічному розрахунку ОГП і площин поршневої і штокової порожнин $S_{п} / S_{штп}$ (нижня пряма лінія).

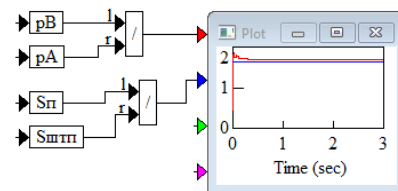


Рис. 4. Осцилограма підтвердження адекватності динамічної математичної моделі ОГП рульового керування геометричному розрахунку гідроциліндра

Дані статичного і динамічного розрахунку в режимі постійного навантаження та витрати РР відрізняються не більше ніж на 3,8 %, що обумовлено різними способами завдання витрат: шляхом завдання постійного значення гідромеханічного ККД при статичному розрахунку і з урахуванням навіпсухого тертя та коефіцієнту рідинного тертя (11; 12). Таким чином, слід вважати, що адекватність моделей підтверджена.

З метою одночасного отримання осцилограм в пакеті VisSim для залежності тиску від часу для штокової і поршневої порожнин гідроциліндра задаємо однаковий алгоритм навантаження цих порожнин зі значеннями $F_{рк}^{\text{макс}} = 7348$ Н і $F_{рк} \approx 5250$ Н. Інші вихідні дані для розрахунку динаміки ОГП: $m = 50$ кг; $V_{оA} = 1,2$ дм^3 ; $V_{оB} = 0,8$ дм^3 ; $Q_{рк}^{\text{макс}} = Q_A = Q_B = 11$ л/хв; $E = 1500$ МПа.

Робочі об'єми поршневої $V_{пA}$ та штокової $V_{штпB}$ порожнин одноштокового гідроциліндра Ц1 визначають за формулами:

$$V_{пA} = 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot l_{пA} \text{ см}^3; V_{штпB} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d^2) \cdot l_{пB}, \quad (16)$$

де $l_{пA}$ і $l_{пB}$ – хід поршня гідроциліндра при витраті РР в поршневу та штокову порожнину, відповідно, мм.

Робочий об'єм насоса-дозатора в загальному вигляді визначають за формулою:

$$V_{нд} = V_{ц} / i, \text{ см}^3, \quad (17)$$

де V – робочий об'єм гідроциліндра, см^3 ;
 i – кількість повних обертів рульового колеса з одного крайнього положення в інше.

Для одноштокового гідроциліндра Ц1 при його переміщенні від нейтрального положення при повороті транспортного засобу кількість обертів рульового колеса розраховують за формулою:

$$i_A = \frac{V_{нд}}{V_{цA}}; i_B = \frac{V_{нд}}{V_{цB}}, \quad (18)$$

де $V_{цA}$ і $V_{цB}$ – об'єм поршневої та штокової порожнин гідроциліндра, відповідно.

Якщо кількість обертів рульового колеса при поворотах в обидві сторони однакова, то повинно виконуватись рівняння:

$$\frac{l_{пA}}{l_{пB}} = 1 - \frac{d^2}{D_n^2}; l_{п} = l_{пA} + l_{пB}, \quad (19)$$

рішення якого при $D_n = 40$ мм, $d = 25$ мм і $l_{п} = 250$ мм дає значення переміщення поршня $l_{пA} = 95$ мм і $l_{пB} = 155$ мм, і однакову кількість обертів в обидві сторони $i_A = i_B = 0,84$.

При визначенні подачі насоса беруть до уваги рекомендації з обертання рульового колеса на режимах: аварійному при відмові насоса $n_{вод} = 50 \text{ хв}^{-1}$ і нормального функціонування $n_{вод} = 100\text{--}150 \text{ хв}^{-1}$ [15]:

$$Q_n = 10^{-3} \cdot V_n \cdot n_{вод} = 10^{-3} \cdot V_n \cdot (50\text{--}150), \text{ л/хв}, \quad (20)$$

і визначають його робочий об'єм без урахування коефіцієнта подачі:

$$V_n = 10^3 \frac{Q_n}{n_n}, \text{ см}^3, \quad (21)$$

де n_n – частота обертання насоса НШ-10 тракторного шасі від ДВЗ, хв^{-1} .

Поточний час переміщення рульового колеса визначемо за формулою:

$$t_i = \frac{60 \cdot i_i}{n_{вод}^{макс}} = 0,4 \cdot i_i, \text{ с}, \quad (22)$$

де $n_{вод}^{макс} = 100 \text{ хв}^{-1}$, задаємо (20).

Таким чином, повний оберт рульового колеса $i_A = i_B = 0,84$ може бути здійснений водієм за 0,5 с, а часткові переміщення, наприклад, $i_i = 0,05$; 0,1 дають швидкодію в $t_i = 0,03$ с; 0,06 с, а максимальна витрата РР до гідроциліндра Ц1 від насоса-дозатора може дорівнювати 14 л/хв при робочому об'ємі насоса 10 см^3 (насос НШ-10) та його частоті 1600 хв^{-1} згідно [2] та урахуванням його коефіцієнта витрати.

На рис. 5, а приведені цикли завдання навантаження та витрати РР при повороті шасі без суттєвих перешкод згідно режиму 1 на рис. 2 і

відповідні осцилограми динамічного розрахунку на рис. 5, б (тиску в штоковій порожнині p_B від часу). На рис. 6, а приведені цикли завдання при критичній (екстремальній) перешкоді згідно режиму 2 на рис. 2 і відповідні осцилограми динамічного розрахунку на рис. 6, б. Час зростання максимального значення зусилля $F_{рк}$ та витрати $Q_{рк}$ для всіх режимів $t_F = t_Q = 0,02$ с.

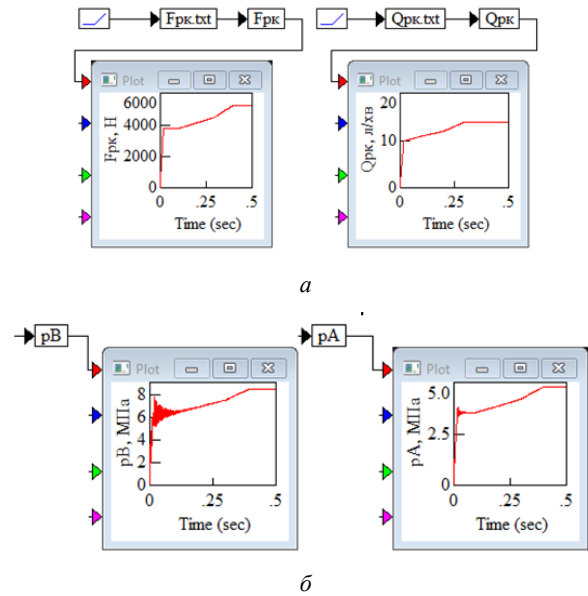


Рис. 5. Динаміка рульового керування СШ2540 при максимальній перешкоді в $F_{рк} = 5250$ Н (штатний режим 1 згідно рис. 2)

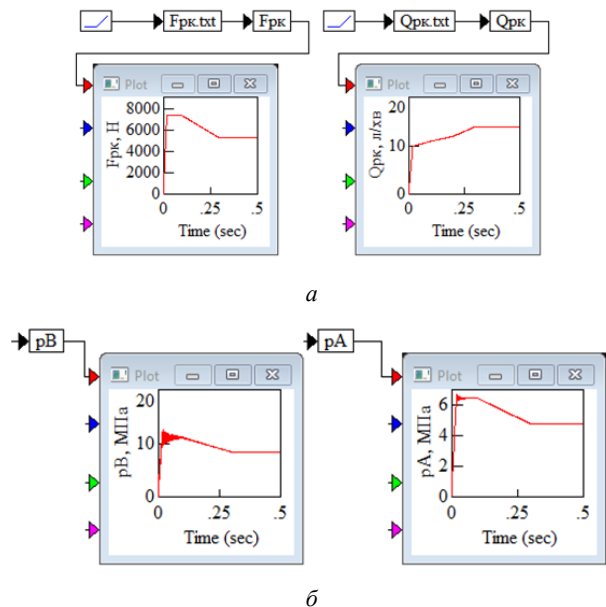


Рис. 6. Динаміка рульового керування при максимальній перешкоді в $F_{рк}^{макс} = 7348$ Н (екстремальний режим 2 згідно рис. 2)

Функціонування ОГП рульового керування на режимі 1 (див. рис. 2) з початку повороту викликає коливання тиску, але їх значення не перевищує 8 МПа, що значно менше налаштування протиударних («вторинних») запобіжних клапанів на 10 МПа (рис. 5, б). При цьому зусилля не перевищує

$F_{\text{рк}} = 5250 \text{ Н}$.

При критичній (екстремальній) перешкоді, коли зусилля зростає до $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$, тиск в штоковій порожнині p_B зростає до 12 МПа, що перевищує налаштування протиударного запобіжного клапана (рис. 6, б).

На рис. 7 приведені результати моделювання роботи ОГП рульового керування, зокрема значення тиску в гідроциліндрі: від часу зрушування, тобто початку дії зусилля $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$ (рис. 7, а) та впливу маси рухомів частин рульового механізму (рис. 7, б).

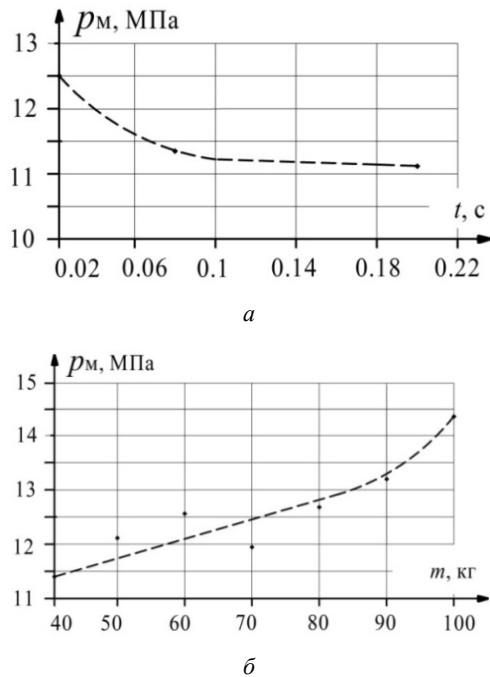


Рис. 7. Зміна тиску в штоковій порожнині p_B гідроциліндра:
а – від часу зростання максимального зусилля
 $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$; б – від маси m рульового механізму

У першому випадку тиск зменшується з 12,5 МПа до 11,2 МПа при підвищенні зростання часу виникнення максимального зусилля $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$ з 0,02 с до 0,2 с, тобто на порядок. Моделювання з підвищенням маси m рульового механізму дає суттєве підвищення тиску з 11,4 МПа до 14,4 МПа. Окремо треба відмітити, що всі значення тисків при зусиллі $F_{\text{рк}}^{\text{макс}} = 7348 \text{ Н}$ створюються при максимальній перешкоді при повороті самохідного шасі та перевищують значення налаштування протиударних запобіжних клапанів КП2 і КП3 в 10 МПа. Такі результати потребують експериментального підтвердження з використанням перетворювача тисків в порожнині.

В той же час зменшення інтенсивності повороту рульового колеса з 0,02 с до 0,1 с, тобто зниження часу збільшення витрати РР, дає зниження максимального тиску з 12,5 до 11,4 МПа, що також остається на рівні спрацьовування протиударного запобіжного клапана.

Також слід відзначити, що при достатньо малих значеннях об'ємів трубопроводів та маси рульового механізму в шасі СШ2540 суттєвих коливань тиску при зменшенні модуля пружності РР не виявлено як, наприклад, в колісному тракторі ХТЗ-17021 [16].

Висновки. Дослідження динамічних процесів в об'ємному гідроприводі рульового керування самохідного шасі СШ2540 з використанням методики імітаційного моделювання за допомогою прикладних програм в пакеті VisSim дають можливість зробити такі висновки:

1. При повороті коліс в штатному режимі без виникнення суттєвих зусиль на гідроциліндр рульового керування стартовий тиск в штоковій порожнині має коливальний характер, але не перевищує тиска встановленого режиму і суттєво нижче налаштування основного та протиударного запобіжних клапанів.

2. При повороті коліс в режимі екстремального підвищення навантаження виникають коливання до 12,5 МПа, що перевищує налаштування запобіжних протиударних клапанів насоса-дозатора в 10 МПа.

3. При збільшенні часу зростання навантаження та витрати робочої рідини до гідроциліндра майже на порядок тиск в штоковій порожнині зменшується з 12,5 до 11,1 МПа, але все ж перевищує значення налаштування протиударних запобіжних клапанів.

4. Відносно малі об'єми робочої рідини в рукавах високого тиску обмежують коливальні процеси при зменшенні її модуля пружності.

Список літератури

1. *Вікіпедія*. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/T-16> (дата звернення: 04.08.2023).
2. Єфіфанова Н. В., Крижановський В. С., Сергієнко М. С. Нариси історії харківського заводу тракторних самохідних шасі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- і тракторобудування*. Харків: НТУ «ХП». 2010. № 33. С. 15–21. URL: http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010_33.pdf (дата звернення: 06.08.2023).
3. *Трактор ХТЗ Т-16 – универсал с нестандартной компоновкой*. URL: <https://agromania.com.ua/traktor-t-16-universal-s-nestandardnoj-komponovkoj/> (дата звернення: 04.08.2023).
4. *Гідросистема трактора на СШ-2540 (Т-16МГ, Т-16М)*. URL: <https://technoimpex.com.ua/shassi-t-16/gidrosistema/> (дата звернення: 06.08.2023).
5. *Насос-дозатор Д 100-10.16-02*. URL: <https://technoimpex.com.ua/nasosi-dozatori/d-100-10-16-02> (дата звернення: 06.08.2023).
6. Іванов М. І., Переяславський О. М., Шаргородський С. А., Моторна О. О. Сучасні тенденції розвитку систем гідроб'ємного рульового керування. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2011. № 4 (34). С. 109–112.
7. *Інструкція з експлуатації комбайнів Claas Lexion 510-560*. URL: http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf (дата звернення: 07.08.2023).
8. *Danfoss. Steering. Steering components and systems*. URL: https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_s_ort (дата звернення: 07.08.2023).
9. *EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit*. URL: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets$1737303558.html) (дата звернення: 07.08.2023).
10. Іванов М. І., Моторна О. О., Серєда Л. П., Переяславський О. М. Удосконалення конструкції насоса-дозатора системи гідроб'ємного рульового керування самохідних машин. *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. 2014. Vol. 16, no. 5. P. 103–114.
11. *Насос-дозатор LIFAM SUB 400-S*. URL: [*Bulletin of the National Technical University "KhPI".
Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 1'2023*](https://agro-

</div>
<div data-bbox=)

- maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html (дата звернення: 06.08.2023).
12. Аврун Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І. І., Михайленко І. В., Цента Є. М. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2021. № 4 (68). С. 15–35.
 13. *PTV-Vissim*. URL: <https://b-lab.pro/ptv-vissim/> (дата звернення: 07.08.2023).
 14. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідралічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник* / ред. Аврун Г. А. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
 15. *Danfoss. General, Steering Components*. URL: https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/sauerdanfoss/documents/SAUER_DANFOSS_steerings_general_catalogue_en.pdf (дата звернення: 06.08.2023).
 16. Моторна О. О., Переяславський О. М., Самородов В. Б., Аврун Г. А., Мороз І. І. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2021. № 1 (65). С. 65–76.
- References (transliterated)**
1. *Wikipediya* [Wikipedia]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki/T-16> (accessed 04.08.2023).
 2. Yepifanova N. V., Kryzhanovs'kyi V. Ye., Serhiyenko M. Ye. Narysy istoriyi kharkivs'koho zavodu traktornykh samokhidnykh shasi [Notes on the history of the Kharkiv Tractor Self-Propelled Chassis Plant]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Avtomobile- i traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Automotive and tractor construction]. Kharkiv, "KhPI" Publ., 2010, no. 33, pp. 15–21. Available at: http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2010_33.pdf (accessed 06.08.2023).
 3. *Traktor KhTZ T-16 – universal s nestandartnoy komponovkoy* [T-16 tractor KhTP – universal with non-standard layout]. Available at: <https://agromania.com.ua/traktor-t-16-universal-s-nestandartnoy-komponovkoj/> (accessed 04.08.2023).
 4. *Hidrosistema traktora na SSh-2540 (T-16MH, T-16M)* [Tractor hydraulic system on SCH-2540 (T-16MG, T-16M)]. Available at: <https://technoimpex.com.ua/shassi-t-16/gidrosistema/> (accessed 06.08.2023).
 5. *Nasos-dozator D 100-10.16-02* [Dosing pump D 100-10.16-02]. Available at: <https://technoimpex.com.ua/nasosi-dozatori/d-100-10-16-02> (accessed 06.08.2023).
 6. Ivanov M. I., Pereyaslavs'kyi O. M., Sharhorods'kyi S. A., Motorna O. O. Suchasni tendentsiyi rozvytku system hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya [Modern trends in the development of hydraulic steering systems]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2011, no. 4 (34), pp. 109–112.
 7. *Instruktsiya z ekspluatatsiyi kombayniv Claas Lexion 510-560* [Operator's manual for combines Claas Lexion 510-560]. Available at: http://5741.ltd.ua/download/ba_lexion_510-560.pdf (accessed 07.08.2023).
 8. *Danfoss. Steering. Steering components and systems*. Available at: https://www.danfoss.com/en/products/steering/?sort=default_sort (accessed 07.08.2023).
 9. *EATON. Steering systems. Hydraulic Steering. Steering unit*. Available at: [https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets\\$1737303558.html](https://www.eaton.com/us/en-us/products/steering-systems/hydraulic-steering.facets$1737303558.html) (accessed 07.08.2023).
 10. Ivanov M. I., Motorna O. O., Sereda L. P., Pereyaslavs'kyi O. M. Udoskonalennya konstruktivnykh nasosa-dozatora systemy hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya samokhidnykh mashyn [Improvement of the design of the metering pump of the hydraulic steering system of self-propelled machines]. *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. 2014, vol. 16, no. 5, pp. 103–114.
 11. *Nasos-dozator LIFAM SUB 400-S* [Dosing pump LIFAM SUB 400-S]. Available at: <https://agro-maximum.com.ua/p347535202-nasos-dozator-lifam.html> (accessed 06.08.2023).
 12. Ivanov M. I., Motorna O. O., Sereda L. P., Pereyaslavs'kyi O. M. Udoskonalennya konstruktivnykh nasosa-dozatora systemy hidrob'yemnoho rul'ovoho keruvannya samokhidnykh mashyn [Modelling the cyclogram of a volumetric hydraulic actuator using the VisSim package]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2021, no. 4 (68), pp. 15–35.
 13. *PTV-Vissim*. Available at: <https://b-lab.pro/ptv-vissim/> (accessed 07.08.2023).
 14. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidralichne obladnannya budiveln'nykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
 15. *Danfoss. General, Steering Components*. Available at: https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/sauerdanfoss/documents/SAUER_DANFOSS_steerings_general_catalogue_en.pdf (accessed 06.08.2023).
 16. Motorna O. O., Pereyaslavs'kyi O. M., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Moroz I. I. Imitatsiyne modelyuvannya dynamiky ob'yemnoho hidropyvoda rul'ovoho keruvannya kolisnoho traktora [Simulation modelling of the dynamics of the volumetric hydraulic steering drive of a wheeled tractor]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2021, no. 1 (65), pp. 65–76.

Надійшла (received) 24.08.2023

Відомості про авторів / About the authors

Аврун 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

Закапко Олександр Григорович (Zakapko Olexander) – заступник начальника Харківського національного університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6934-2568>; e-mail: zakapko13@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

Разарьонов Леонід Володимирович (Razarenov Leonid) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: lrazarenof@gmail.com

Холодов Антон Павлович (Kholodov Anton) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4120-4654>; e-mail: antonkholodov23@gmail.com

Холодов Михайло Павлович (Kholodov Mykhailo) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Автомобілі ім. А. Б. Гредескула»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5098-0022>; e-mail: michaelkholodov@gmail.com