

*Г. А. АВРУНІН, О. Ю. РЕБРОВ, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ*

## **ДО МОДЕРНІЗАЦІЇ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ КОЛІСНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ ТРАКТОРІВ ХТЗ**

Проведені дослідження навантажувальних характеристик землерийних машин типу ПЗМ-2(3) та оцінка можливості заміни на об'ємний гідропривід обертання ланцюгового робочого органу та роторного металника відсипаного ґрунту з підбором гідромоторів та насосів. Встановлено, що для об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини можуть бути застосовані високомоментні радіальнопоршневі гідромотори з робочим об'ємом 1800...2500 см<sup>3</sup> або аксіальнопоршневі гідромотори з планетарними редукторами, для роторного металника героторні гідромотори з робочим об'ємом 200 см<sup>3</sup>.

**Ключові слова:** землерийна траншейна машина, робочі органи, об'ємний гідропривод, гідромотор, насос, потужність, крутний момент

*G. AVRUNIN, O. REBROV, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ*

## **TO THE MODERNIZATION OF HYDRAULIC FLUID POWER OF WHEEL EARTH MACHINE BASED ON HTZ TRACTORS**

The purpose of the article is to scientifically search for the possibility of replacing mechanical drives of a chain working body and a rotary soil thrower of an earth-moving trenching machine with a hydraulic fluid power in order to increase reliability and effective protection against overloads.

Studies have been carried out on the load characteristics of earth-moving machines of the PZM-2 (3) type and an assessment of the possibility of replacing the rotation of the chain working body and the rotary thrower of the dumped soil with the selection of hydraulic motors and pumps for a hydraulic fluid power. Hydraulic actuators must provide operation during the starting mode, minimal power loss during idling and effective protection in the event of a sudden stop of the hydraulic motors due to overloads.

As a result of the calculations, it was found that for the hydraulic fluid power of the chain working body earthmoving trencher, high-torque low-speed radial piston hydraulic motors of single or multiple action with a working volume of 1800 ... 2500 cm<sup>3</sup>, as well as high-speed axial piston hydraulic motors with planetary gearboxes, for a rotary thrower of dumped soil, gerotor hydraulic motors with a working volume of about 200 cm<sup>3</sup>. The hydraulic motors required by the working volume are mass-produced by a number of foreign companies. To supply the working fluid to the hydraulic motors, axial piston tandem pumps with adjustable displacement, which are produced by the Hydrosila plant, are recommended.

The results of the research can be used in the development of a new generation of earth-moving trenching machines when replacing the mechanical drive of the chain working body and the thrower of the dump soil with a hydraulic fluid power.

**Key words:** earth-moving trench machine, working bodies, hydraulic fluid power, hydraulic motor, pump, power, torque

**Вступ.** В Україні в експлуатації знаходяться землерийні траншейно-котлованні машини ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на базі тракторів ХТЗ моделі Т-155М. Технологічне оснащення машин раніше робилося київським підприємством ВАТ Стройдормаш. Сьогодні більшість з них знаходиться в експлуатації більше 25 років і практично вичерпали свій ресурс. Машини мають механічні ланцюговий робочий орган (ЛРО) і роторний металник (РМ), а також допоміжне бульдозерне устаткування і лебідку. У мерзлих ґрунтах машина забезпечує уривку тільки траншей. У 2013 році в Україні була проведена модернізація одного зразка землерийної машини ПЗМ-2, що отримала модернізовану гідросистему з гідрозамками на гідроциліндрах бульдозерного відвалу і електрогідропрістроями для дистанційної роботи оператора [1;2].

Наступним етапом модернізації стало оснащення землерийним траншейним устаткуванням типу ПЗМ-3-01 автомобіля КраЗ-5233НЕ підвищеної прохідності [3;4]. Проте дослідження механічних приводів ЛРО і РМ показали, що прогресивнішою є модернізація, пов'язана з переходом на об'ємний гідропривод (ОГП), що забезпечує високий рівень захисту від перевантажень, безступінчасте регулювання швидкості робочих органів і автоматизацію технологічного процесу при копанні [5]. Сучасний асортимент робочих рідин (РР) забезпечує

функціонування ОГП в широкому діапазоні температур довкілля і є вагомим обґрунтуванням заміни механічного приводів робочих органів на гідравлічний.

Таким чином, роботи по вдосконаленню вітчизняних землерійних машин слід вважати досить актуальними.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** В роботі [6] показано про перспективність переобладнання в існуючих траншейних машинах ПЗМ-2 і ПЗМ-3 на ОГП приводів ЛРО та РМ зі збереженням тих механічних вузлів, що добре зарекомендували себе з точки зору міцності і надійності. Дослідженням робочого процесу копання землерійними траншейними машинами з механічним приводом присвячений ряд робіт вітчизняних фахівців. Встановлено, що на роботу копання ланцюгових екскаваторів різних типорозмірів витрачається 31...66% потужності силової установки базової машини, а при розробці важких глин до 70...80% [7].

Важливі результати досліджень динамічних навантажень на механічні приводи ЛРО і РМ машини ПЗМ-3-01 в режимі стопорення приведені в роботі [5]. Отримано, що при спрацьовуванні центральної і бічної запобіжних муфт найбільш навантаженими є вузли ЛРО і РМ. Муфти оснащені штифтами, що зрізуються, і часто спрацьовують навіть при короткочасних перевантаженнях. Тому рекомендований перехід від муфт з штифтами до фрикційних муфт. Ефективнішим засобом зниження динамічних навантажень на ЛРО машини автори рахують перехід на ОГП. Встановлені значення моментів інерції ЛРО і РМ, і показано, що зростання моменту опору при стопоренні ЛРО відбувається за час порядку 0,005 с. Ці дані важливі для розрахунку динамічних навантажень при використанні ОГП замість механічного.

У роботі [4] приведена принципова структурна схема землерійної машини ПЗМ-3.01, створеної на шасі автомобіля КраЗ-5233НЕ і оснащеною механічним приводом робочого устаткування. Отримана математична модель крутильних коливань механічної системи «ДВЗ-трансмсія-землерійне робоче устаткування». Визначені власні і вимушені крутильні коливання, резонансні частоти і амплітуди коливань, і параметри нерезонансних вимушених крутильних коливань в режимі руху машини, що встановився. За результатами досліджень вимушених коливань визначений коефіцієнт динамічності, який слід враховувати при проектуванні нової машини.

У роботі [8] розглянута конструкція роторного робочого органу для землерійної траншейної машини нового покоління.

Огляд досліджень, присвячених оцінці можливості переходу на ОГП ЛРО і РМ, приведений в роботі [9]. Наприклад, був запропонований аксіальнопоршневий насос для одночасного живлення гідромоторів ЛРО і РМ за допомогою оригінального дільника потоку. При роздільному живленні розглянуті можливості заміни механічного приводу на ОГП шляхом застосування аксіальнопоршневих насосів: з похилим диском 416.0.71(90) і похилим блоком 313.56(90) для ЛРО і нерегульованого з похилим блоком моделей 310.28(45) для РМ. Приведені типорозміри насосів дають можливість отримання співвідношення потужностей приводів РМ і ЛРО в межах 0,3...0,5, які можна прийняти як базові значення для подальших розрахунків. Споживана потужність насосів за каталогами складає близько 64...100 кВт. Частота обертання ЛРО складає 2,35...9,15 хв<sup>-1</sup>, а роторного металника 280...379 хв<sup>-1</sup>. Проте наші експлуатаційні спостереження за роботою машини ПЗМ-2 показують, що частота обертання зірочки ЛРО досягає 40 хв<sup>-1</sup>.

Аналіз динаміки ОГП ланцюгового органу ПЗМ приведений в роботі [9].

**Мета та постановка задачі.** Розглянемо можливі схемні рішення по удосконаленню приводів машин ПЗМ та вибір відповідного сучасного гідравлічного обладнання.

На рис. 1 представлений загальний вид машини ПЗМ-2, на якому позначені: 1 – бульдозер; 2 – лебідка; 3 – гідроциліндри підйому і опускання бульдозерного відвалу; 4 – тягач; 5 – рама підйому робочого органу; 6 – роздавальна коробка; 7 – металник (РМ); 8 – гідроциліндри підйому і опускання ланцюгового робочого органу; 9 – редуктор робочого органу; 10 –

ланцюговий робочий орган (ЛРО); 11 – карданний вал; 12 – лижа; 13 – гідроциліндри гойдання робочого органу.

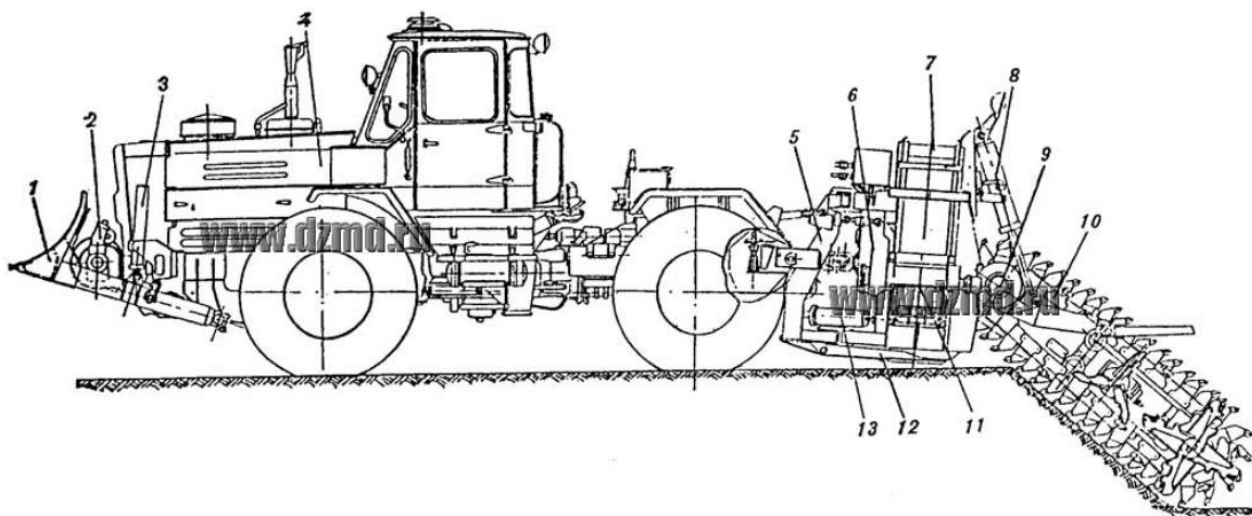


Рис. 1 – Загальний вид машини ПЗМ-2

На рис. 2 приведена кінематична схема машини ПЗМ-2 з позначками основних вузлів робочого обладнання – ланцюга та роторного металника, зокрема редуктор валу відбору потужності від основного ДВЗ, запобіжні пристрої (муфти), приводний вал, редуктор робочого органу (привода переміщення ланцюга), вал верхніх фрез та нижня фреза.



Рис. 2 – Кінематична схема робочого обладнання ПЗМ-2

Полкова землерийна траншейно-котлованна машина ПЗМ-3 (КВС3-4003) є результатом модернізації машини ПЗМ-2 на шасі спеціального трактора-тягача ХТЗ-Т155. Це українська машина для інженерних робіт, зокрема риття траншей та котлованів, яка побудована на вкороченому шасі автомобіля КрАЗ-5233НЕ і має броньовану кабіну. ПЗМ-3 здатна працювати у широкому спектрі погодних умов, риючи також і мерзлий ґрунт. Машина ПЗМ-3 була розроблена та виготовлена Крюківським вагобудівним заводом у кооперації з Кременчуцьким автомобільним заводом [2;10]. Машина встановлена на шасі КрАЗ-5233НЕ з колісною формулою 4x4. Кабіна і моторний відсік мають балістичний захист рівня 2 (Level 2)

STANAG 4569, броньованим є також паливний бак. Згідно технічного завдання колісна база зменшена з 5000 мм до 4000 мм для підвищення маневреності. Покришки мають кулезахисні вставки Runflat system. Встановлено радіатор охолодження двигуна з посиленою тепловіддачею для забезпечення нормального режиму роботи при підвищених навантаженнях під час земляних робіт. ПЗМ-3 обладнана ланцюговим безковшовим агрегатом для риття із роторним реверсивним евакуатором ґрунту. Машина також має бульдозерний відвал висотою 835 мм, шириною 2525/3100 мм і кутом різання ножів  $55^\circ$ . Відвал здатен опускатися не менше ніж на 0,40 м.

Технічні характеристики траншейно-котлованної (землерийної) машини ПЗМ-3:

1) глибина риття траншеї до 1,2 м та шириною 0,65 м за дном; 2) швидкість риття:

2.1) траншей 300...400 м/год у звичайному ґрунті, 50...80 м/год у мерзлом; 2.2) котлованів 140...160 м<sup>3</sup>/год у звичайному ґрунті, 40...50 м<sup>3</sup>/год у мерзлом; 3) з робочого положення у транспортне і навпаки машина переводиться за 3 хв; 4) габарити машини: 4.1) довжина транспортна – 8000 мм; 4.2) довжина робоча – 11200 мм; 4.3) ширина – 3120 мм; 4.4) висота – 3280 мм; 5) екіпаж – 2 чол.; 6) швидкість в транспортному русі – до 85 км/год.

На рис. 3 приведений загальний вид машини ПЗМ-3 (КВС3-40003) в транспортному положенні.



Рис. 3 – ПЗМ-3 в транспортному положенні

На рис. 4 приведена гідравлічна принципова схема серійної машини ПЗМ-2. В складі штатного обладнання використовувались шестеренний насос Н1 (НШ-32), гідроциліндри Ц1...Ц8, аксіальнопоршневий гідромотор М1 (НПА-64), гідроапаратура функціонування гідродвигунів та захисту їх від перевантажень, а також гідробак Б і фільтр Ф1 для очищення РР від забруднень.

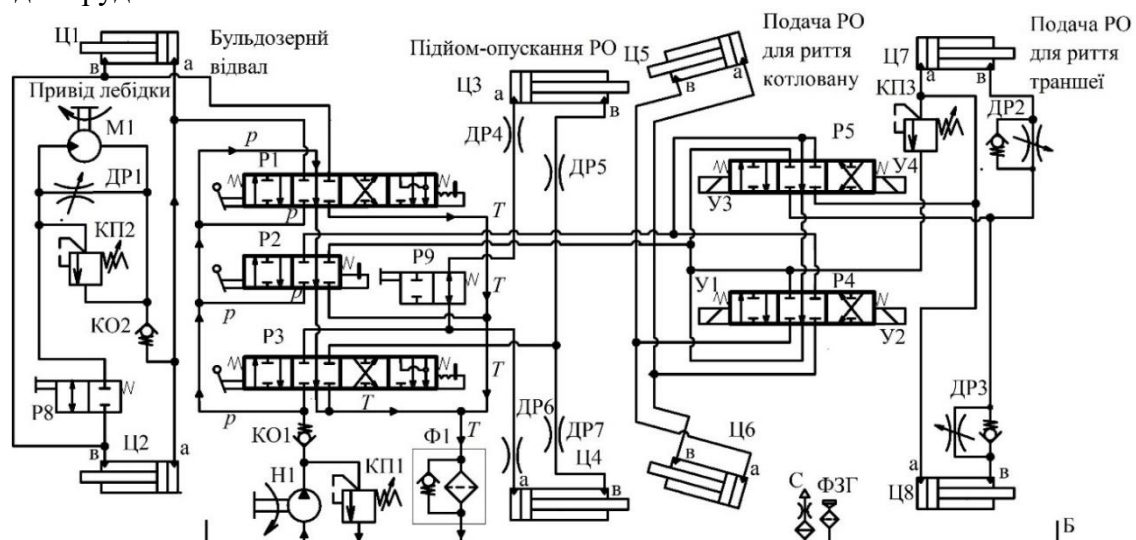


Рис. 4 – Штатна гідравлічна принципова схема технологічного обладнання ОГП ПЗМ-2

В ОГП машини ПЗМ-2 застосовані гідророзподільники: Р1 і Р3 – чотирипозиційні (позиції: підйом-опускання-нейтраль-плаваюча), шестипровідні, з ручним управлінням, механічним фіксатором і пружинним поверненням в нейтральне положення. У нейтральному положенні забезпечують розвантаження насоса від тиску; Р2 – двопозиційний, шестипровідний, з ручним управлінням і механічним фіксатором; Р4 і Р5 – трипозиційні (позиції: підйом-опускання-плаваюча), шестипровідні, з електромагнітним управлінням; Р6 і Р7 – трипозиційні, трипровідні, з електромагнітним управлінням.

До складу ОГП ПЗМ-2 входять також запобіжні клапани (КП1 – основний; КП2 і КП3 – «вторинні» для захисту при динамічних навантаженнях), ДР1 – дросель регульований; ДР2 і ДР3 – дроселі із зворотним клапаном; ДР4...ДР7 – дроселі нерегульовані; КО1 і КО2 – клапани зворотні;

Функціонування ОГП штатної ПЗМ-2.

Робота бульдозерного відвалу. Гідророзподільник Р1 переміщують вліво і РР поступає до Ц1в і Ц2в, переміщуючи поршні усередину, з порожнин Ц1а і Ц2а РР витісняється через Р1 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1. Гідророзподільник Р1 переміщують управо і РР поступає до Ц1а і Ц2а, переміщуючи поршні назовні, з порожнин Ц1в і Ц2в РР витісняється через Р1 в лінію Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1.

Обертання лебідки гідромотора М1. Гідророзподільник Р1 зміщують вліво, гідророзподільник Р8 (вентиль) управо і РР поступає в нагнітальну порожнину гідромотора М1, приводячи його вал в обертання. Злив РР з гідромотора здійснюється через зворотний клапан КО1, гідророзподільник Р1 і фільтр Ф1 в гідробак Б1. Дроселем ДР1 регулюють частоту обертання валу гідромотора (при повному відкритті дроселя ДР1 гідромотор не обертається). Для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП2. Гідромотор нереверсивний, тому зворотне обертання (витягування каната з барабана) здійснюється вручну. Для цього роз'єднують муфту між гідромотором і барабаном.

Підйом-опускання робочого органу. При переміщенні гідророзподільника Р1 управо РР поступає безпосередньо через дросель ДР6 в гідроциліндр Ц4а і гідророзподільник Р9 і дросель ДР4 в гідроциліндр Ц3а. Відбувається висунення поршнів гідроциліндрів Ц3 і Ц4, а злив РР з порожнин Ц3в і Ц4в здійснюється через дроселі ДР5 і ДР7, і гідророзподільник Р3 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б1. При зміщенні гідророзподільника Р3 вліво РР поступає через дроселі ДР5 і ДР7 в штокові порожнини гідроциліндрів Ц3в і Ц4в. Відбувається рух поршнів усередину гідроциліндрів. РР з поршневих порожнин Ц3а і Ц4а зливається в гідробак Б1 двома шляхами: з Ц3а і ДР4 через гідророзподільники Р9 і Р3 в лінію злива Т у фільтр Ф1; з гідроциліндра Ц4а і дросель ДР6 по лінії зливу Т у фільтр Ф1. Гідророзподільник Р9 дозволяє робити гідроциліндрам Ц3 і Ц4 по черзі, для чого необхідно перевести золотник гідророзподільника Р9 управо.

Подача РО для риття котловану. Для цього використовують гідророзподільник Р4 і гідроциліндри Ц5 і Ц6. При електроживленні на магніт У1 золотник зміщується управо і РР поступає в штокові порожнини Ц5в і Ц6в, переміщую поршні усередину. Злив РР з поршневих порожнин Ц5а і Ц6а здійснюється через гідророзподільник Р5 по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

Подача РО для риття траншеї. Для цієї операції використовують гідророзподільник Р5 і гідроциліндри Ц7 і Ц8. При електроживленні на магніт У3 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає в порожнини Ц7а і Ц8а гідроциліндрів, забезпечуючи висунення поршнів. Злив РР з порожнин Ц7в і Ц8в здійснюється через зворотні клапани дроселів ДР2 і ДР3 і гідророзподільник Р5 по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

При поданні електроживлення на магніт У4 золотник гідророзподільника Р5 зміщується управо і РР поступає до порожнин Ц7в і Ц8в через дроселі ДР2 і ДР3, за допомогою яких можна регулювати швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів при їх русі усередину. Злив РР з порожнин Ц7а і Ц8а здійснюється через гідророзподільник Р5 і по лінії зливу Т у фільтр Ф1 і далі у бак Б1.

**Аналіз результатів дослідження.** На рис. 5 приведена гідравлічна принципова схема модернізованого ОГП ПЗМ-2 шляхом застосування тандем-насоса і гідромоторів переміщенні ланцюга ЛРО і обертання роторного метальника РМ. Запропонований тандем-насос (блок РVН71-33), який складається з двох аксіальнопоршневих насосів з робочими об'ємами  $71 \text{ см}^3$  і  $33 \text{ см}^3$ , що змонтовані на одному валу. Кожний з насосів Н3 і Н4 має регулятор робочого об'єму, здатний безступінчасто подавати РР до гідромоторів М2 (ланцюга) і М3 (роторного метальника). Слід підкреслити, що актуальною є також заміна гідромеханічного рульового керування на сучасне з насосом-дозатором героторного типу [11;12]. Тому в цій схемі також застосований ОГП рульового керування з гідроциліндрами Ц9 і Ц10, насосом дозатором НД з гідророзподільником Р11, запобіжним КП4 і зворотним клапаном КО3, що входять до блоку А, та окремих шестеренний насос Н2.

Аналіз показав, що до теперішнього часу не робився статичний розрахунок параметрів і вибір конкретних конструкцій гідромоторів для приводів ЛРО і РМ. На підставі результатів попередніх досліджень приймаємо для моделювання землерийної машини з ОГП робочих органів ЛРО і РМ потужність останніх в 50 % потужності ДВЗ, тобто близько 65 кВт. Тоді потужність РМ складає 15 кВт при частоті обертання  $380 \text{ хв}^{-1}$ , а потужність ЛРО має 50 кВт при максимальній частоті обертання провідної зірочки ланцюга в  $40 \text{ хв}^{-1}$  (за даними експериментальних спостережень). Ці дані дозволяють отримати значення необхідних крутних моментів і робочих об'ємів гідромоторів при їх використанні без проміжних редукторів як одного з чинників ефективності застосування ОГП. Слід зазначити, що у зв'язку з недостатньою надійністю дизелів СМД-2 потужністю в 90 кВт нині в машинах ПЗМ-2 встановлюють двигуни потужністю 130 кВт при частоті обертання  $2100 \text{ хв}^{-1}$ .

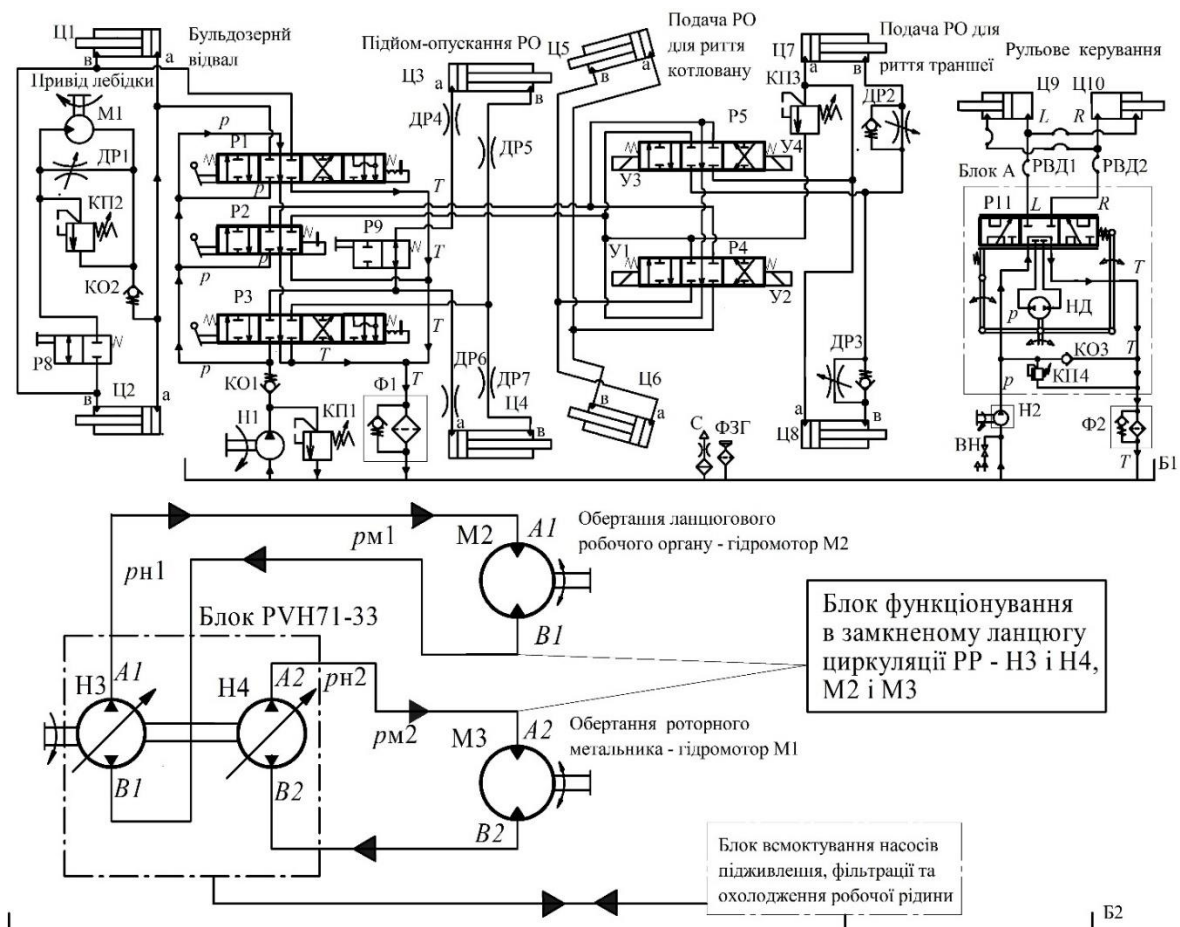


Рис. 5 – Запропонована гідравлічна принципова схема машини ПЗМ-2 з застосуванням

ОГП обертання метальника і ланцюга за допомогою гідропередач ГСТ «Гідросила».

Для визначення робочого об'єму гідромоторів використовуємо ККД ОГП як відношення корисної (вихідної) потужності гідромотора  $P_{\text{кор}}$  до споживаної (витраченої) насосом  $P_{\text{спож}}$ :

$$\text{ККД} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}, \quad (1)$$

і отримаємо значення вихідної потужності гідромоторів ЛРО і РМ.

Оскільки вихідна потужність гідромотора є твором крутного моменту на частоту обертання, то при відомих значеннях частот обертання визначаємо крутний момент гідромотора:

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}, \text{кВт}; \quad M_{\text{м}} = 9550 \frac{P_{\text{кор}}}{n_{\text{м}}}, \text{Н.м}, \quad (2)$$

і знайдемо необхідне значення робочого об'єму гідромоторів:

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

де  $\Delta p_{\text{м}}$  – перепад тисків на гідромоторі, який для сучасних героторних гідромоторів в робочому (експлуатаційному) режимі дорівнює 10...16 МПа;  $\eta_{\text{МГМ}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора, який дорівнює 90 % на робочому режимі і знижується до 80 % при пуску (зрушуванні з місця).

За цими розрахунками визначаємо робочі об'єми гідромоторів безредукторних приводів ЛРО ті РМ, які мають значення приблизно 200 см<sup>3</sup> та 1800...2500 см<sup>3</sup>, відповідно. За методикою статичного розрахунку ОГП [12] визначаємо робочі об'єми насосів 71 см<sup>3</sup> та 33 см<sup>3</sup>. Такі насоси випускаються відчизняним підприємством ОАО «Гідросила» [13].

В основі оцінки технічного рівня обраних об'ємних гідромашин лежать показники [12]:

– маса, що припадає на одиницю крутного моменту гідромотора (питомий показник моменту):

$$k_{\text{м}} = \frac{m}{M_{\text{кр}}}, \text{кг/Н.м}, \quad (4)$$

де  $m$  – маса гідромотора, кг;  $M_{\text{кр}}$  – теоретичний крутний момент гідромотора:

$$M_{\text{кр}} = 0,159 \cdot V_{\text{р}} \cdot \Delta p, \text{Н.м}, \quad (5)$$

де  $V_{\text{р}}$  – робочий об'єм гідромотора, см<sup>3</sup>;  $\Delta p$  – перепад тисків на гідромоторі, МПа;

– маса гідромотора або насоса на одиницю потужності, (питомий показник потужності):

$$k_{\text{р}} = \frac{m}{P_{\text{м(н)}}}, \text{кг/кВт}, \quad (6)$$

де  $P_{\text{м}}$  і  $P_{\text{н}}$  – теоретична потужність гідромотора (зустрічаються терміни – вихідна, корисна й ефективна) і насоса:

$$P_{\text{м}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n_{\text{м}}}{9550}, \text{кВт}, \quad P_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60}, \text{кВт}, \quad (7)$$

де  $n_{\text{м}}$  – частота обертання гідромотора, хв<sup>-1</sup> (об/хв);  $Q_{\text{н}}$  і  $p_{\text{н}}$  – подача [л/хв] і тиск нагнітання [МПа] насоса;

– маса, що припадає на одиницю об'єму (коефіцієнт компактності), що займає гідромашину:

$$k_{\text{в}} = \frac{m}{V}, \text{кг/см}^3, \quad (8)$$

де  $V$  – об'єм, описаний габаритами гідромашини, см<sup>3</sup>;

– потужність, що розвивається одиницею об'єму (коефіцієнт енергоємності), що займає гідромотор:

$$k_{p/V} = \frac{P_M}{V}, \text{ кВт/см}^3; \quad (9)$$

– швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності):

$$C_n = n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см.хв}^{-1}, \quad (10)$$

де  $n$  – частота обертання насоса або гідромотора [ $\text{хв}^{-1}$ ], яку для останнього визначають за формулою:

$$n_M = 10^3 \frac{Q_H}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (11)$$

де  $Q_H$  – теоретична подача насоса, л/хв,

$$Q_H = 10^{-3} V_{pH} \cdot n_H, \text{ л/хв}, \quad (12)$$

де  $V_{pH}$  – робочий об'єм насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n_H$  – частота обертання насоса,  $\text{хв}^{-1}$ ;

– коефіцієнт потужності:

$$C_p = \Delta p \cdot n \cdot V_p^{1/3}, \text{ МПа. см.хв}^{-1}. \quad (13)$$

Слід зазначити, що кожний критерій окремо недостатньо повно характеризує технічний рівень конструкції гідромашини, тому проводять порівняння за декількома критеріями або вибирають за основний такий, який найбільшою мірою відображає вимоги, що ставлять до конкретного привода гідролікованої машини. З урахуванням значень ККД показники технічного рівня носять більш достовірний характер.

Одним з варіантів застосування гідромоторів у приводі ЛРО є радіальнопоршневі гідромотор багаточислової дії серії САВ (рис. 6), який містить профільований кулачок-копір 1, блок циліндрів 4, в радіальних розточках якого розміщені поршні 3 з роликами 2 [14]. У передній кришці 5 і корпусі 8 розміщені роликові підшипники 6, на яких обертається блок циліндрів 4. Для передачі обертання до робочого органу гідролікованої машини в осьовій розточці блоку циліндрів 4 виконані шліци. Підведення РР до поршнів 3 для створення крутного моменту і частоти обертання блоку циліндрів 4 і її злив з поршневих порожнин здійснюється за допомогою торцевого розподільного диска 7. Наявність торцевого диска в передній кришці 5 дозволило створити розвантажену від осьових сил конструкцію, що дало можливість виключити упорні роликові підшипники, знизити осьовий габарит гідромотора та збільшити його довговічність.

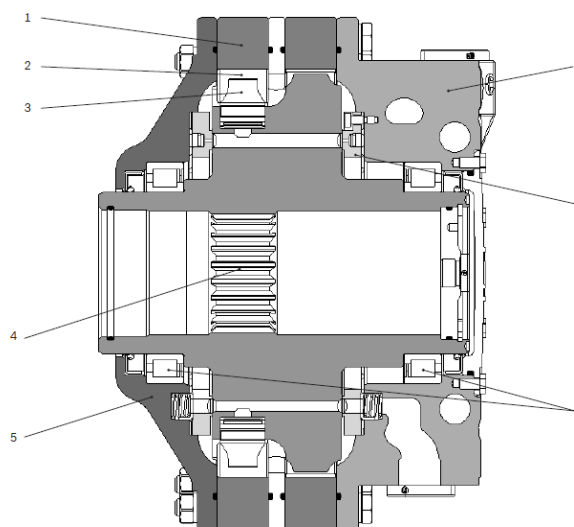


Рис. 6 – Поперечний розріз радіальнопоршневого гідромотора багаточислової дії моделі САВ Hagglunds компанії Rexroth Bosch Group



У табл. 1 наведені деякі порівняльні характеристики гідромоторів. Проведемо аналіз за показниками технічного рівня, взявши за базовий зразок гідромотор САВ 30 28 [14].

Таблиця 1 – Технічні характеристики радіальнопоршневих високомоментних гідромоторів

Шифр гідромотора	$V_p^3$ , см	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$M$ , Н.м / $p$ , МПа)	$P$ , кВт	$m$ , кг	$k_p$ , кг/кВт	$k_M$ , кг/Н.м	$C_n \cdot 10^{-3}$ , см·хв <sup>-1</sup>
САВ 30 28	1759	350	8950/25;32	226*	177	0,78	0,020	4,2
MS18	1747	155	12499/45	70*	112	1,6	0,009	1,87
MCR15	1780	125	11887/40;42	60*	93	1,55	0,008	1,56
HMB100	1639	250	7818;25/30	110*	144	1,3	0,018	2,9
MR 1800-7	1810	250	12087/25;42	157*	209	1,33	0,017	3,0
GM4 1800	1816	300	10106/25;35	120*	170	1,42	0,017	3,7
SMA1600	1602	565	12481/35;49	264*	290	1,1	0,023	6,6
S5E1800	1816	550	12127/25;42	200*	130	0,65	0,011	6,7

Примітки: 1. Значення під межею наведені для номінального та пікового тисків; 2. Значення крутного моменту  $M$  наведені при піковому тиску  $p$ ; 3\*) – потужність гідромотора  $P$  обмежена виробником; 4. Виробники гідромоторів: багатоциклової дії САВ 30 28 – Hagglunds Rexroth-Bosch Group; MS18 – Poclain Hydraulics; MCR15 – Rexroth-Bosch Group; одноциклової (ексцентрикової) дії HMB100 – Kawasaki Motors (B-Staffa motor; MR 1800-7 – R. Calzoni; GM4 1800 та S5E1800 – SAI; SMA1600 – Rotary Power).

По швидкісному показнику  $C_n$  гідромотор САВ істотно перевершують гідромотори багаторазової дії MS18 і MCR15 і гідромотори однократної дії HMB100, MR 1800-7 і GM4 1800, поступаючись тільки гідромоторам з рекордними показниками в цьому класі – кривошипно-кулісного типу SMA1600 і гідромотору S5E1800 спеціальної швидкісної серії S. За питомим показником потужності  $k_p$  гідромотор САВ має один із найкращих показників завдяки можливості роботи на потужності 226 кВт. За показником питомого крутного моменту  $k_M$  гідромотор САВ дещо поступається розглянутим зразкам, що пов'язано з нижчим максимальним тиском PP (32 МПа проти 42 МПа і 45 МПа).

Слід особливо відзначити також те, що радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії, до яких відноситься модель САВ, завдяки так званій симетричній кінематиці з парним числом поршнів і робочих ділянок на профільованому копії мають розвантажені від невірноважених радіальних сил корінні підшипники валу і довговічність гідромоторів залежить лише від очищення PP від забруднень. У гідромоторах одноразової дії лімітуючим довговічність критерієм є корінні конічні радіально-упорні підшипники валу, що впливають на ресурс гідромотора, і який на номінальних параметрах за частотою обертання та тиску, як правило, не перевищує 3...5 тис. годин роботи.

В якості гідромоторів РМ, які повинні мати значення приблизно 200 см<sup>3</sup>, можуть бути застосовані героторні гідромотори [15].

**Висновки.** 1. Запропонована модернізація полкової землерійної машини типа ПЗМ-2(3) шляхом використання гідромоторів приводів ланцюгового робочого органу і роторного металника замість механічних передач, що дає можливість підвищити надійність цих органів. 2. Для живлення гідроприводів згідно п. 1 вибрані аксіальнопоршневі тандем-насоси вітчизняного виробництва.

#### Список літератури

1. Ремарчук М. П. Модернізація гідросистеми землерійної машини для копання траншей / М. П. Ремарчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Вип. 136. – Харків, ХНТУСГ, 2013. – С. 121–130.
2. Ремарчук М. П. Підвищення функціональних можливостей полкової землерійної машини / М. П. Ремарчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Вип. 2 (22), 2013. – С. 67–71.

3. Мусійко В. Д. Дослідження динамічних процесів в трансмісії мобільної землерийної машини безперервної дії з використанням програмного комплексу Openmodelica / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту». – Харків: ХНАДУ, 16-19 жовтня 2018 р. – С. 263–265
4. Мусійко В. Д. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів / В. Д. Мусійко, М. О. Гончар, В. А. Ніколаєнко // Вісник ХНАДУ, вип. 88, 2020, т. 2. – С. 61–66.
5. Мусійко В. Д. Створення траншейних та траншейно-котлованих землерийних машин безперервної дії для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, О. І. Колос // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України (Інформаційно-комунікативний захід, Київ, 22-23 вересня 2015). – К.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2015. – С. 41–46.
6. Мусійко В. Д. Особенности силового нагружения базовых шасси землеройных машин непрерывного действия / В. Д. Мусийко, О. В. Горковенко // Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле-и тракторостроение» в 2-х томах. – Минск. – 14–18 мая, 2018. – С. 143–146.
7. Мусійко В. Д. Створення спеціальних землерийних машин для фортифікаційного обладнання позицій військ / В. Д. Мусійко, А. Б. Коваль, Ю. В. Лазарук / Наука: Безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу (Матеріали інформаційно-комунікативного заходу, Київ, 12-13 жовтня 2016). – Київ.: ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2016. – С. 147–150.
8. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 1. – С. 48-57.
9. Компоненты гидростатического управления: каталог: DANFOSS HK.20.B1.50. – 48 с.
10. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
11. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы для закрытых гидросистем серии S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 с.
12. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354. Edition: 01.2015, 24 p.
13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E-MOLO-MC001-E8. – July 2021. – 296 p.

#### References (transliterated):

1. Remarchuk M. P. Modernizatsiia hidrosistemy zemleroynoi mashyny dlia kopannya transhei / M. P. Remarchuk // Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni P. Vasylenka. – Vyp. 136. – Kharkiv, KhNTUSH, 2013. – S. 121–130.
2. Remarchuk M. P. Pidvyshchennia funktsionalnykh mozhlyvostei polkovoi zemleroynoi mashyny / M. P. Remarchuk // Zbirnyk naukovykh prats Akademii vnutrishnikh viisk MVS Ukrainy. – Vyp. 2 (22), 2013. – S. 67–71.
3. Musiiko V. D. Doslidzhennia dynamichnykh protsesiv v transmisii mobilnoi zemleroynoi mashyni bezperervnoi dii z vykorystanniam prohranmnoho kompleksu Openmodelica / V. D. Musiiko, M. O. Honchar, V. A. Nikolaienko // Naukovi pratsi Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Novitni tekhnolohohii rozvytku avtomobilnoho transportu». – Kharkiv.: KhNADU, 16-19 zhovtnia 2018 r. – S. 263–265
4. Musiiko V. D. Dynamichni navantazhennia v mobilnii zemleroynoi mashyni bezperervnoi dii pid chas stoporinnia robochikh orhaniv / V. D. Musiiko, M. O. Honchar, V. A. Nikolaienko // Visnyk KhNADU, vyp. 88, 2020, t. 2. – S. 61–66.
5. Musiiko V. D. Stvorennia transheinykh ta transheino-kotlovannykh zemleroynykh mashyn bezperervnoi dii dlia fortyfikatsiinoho obladdannia pozytsii viisk / V. D. Musiiko, A. B. Koval, O. I. Kolos // Perspektyvy naukovo-tekhnolohichnoho zabezpechennia oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy (Informatsiino-komunikatyvnyi zakhid, Kyiv, 22-23 veresnia 2015). – K.: TOV «Mizhnarodnyi vystavkovyi tsentr», 2015. – S. 41–46.
6. Musyiko V. D. Osobennosti sylovoho nahruzheniya bazovykh shassy zemleroynykh mashyn nepreryvnoho deistviya / V. D. Musyiko, O. V. Horkovenko // Materyaly Mezhdunarodnoi nauchno-praktycheskoi konferentsyy «Avtomobile-y traktorostroenye» v 2-kh tomakh. – Mynsk. – 14–18 maia, 2018. – S. 143–146.
7. Musiiko V. D. Stvorennia spetsialnykh zemleroynykh mashyn dlia fortyfikatsiinoho obladdannia pozytsii viisk / V. D. Musiiko, A. B. Koval, Yu. V. Lazaruk // Nauka: Bezpeka krainy ta rozvytok viiskovo-promyslovoho kompleksu (Materialy informatsiino-komunikatyvnoho zakhodu, Kyiv, 12-13 zhovtnia 2016). – Kyiv.: TOV «Mizhnarodnyi vystavkovyi tsentr», 2016. – S. 147–150.

8. Rozrakhunok parametriv hidromotora ta dynamiky ob'iemnoho hidropryvoda lantsiuhovoho robochoho orhanu zemleryinoi transheinoi mashyny Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B., Moroz I. I. // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: zb. nauk. pr. / Nats. tekhn. un-tet «Kharkiv. politekhn. in-t. – Kh.: – NTU «KhPI». – 2021. – № 1. – S. 48-57.
9. Komponenty hydrostatycheskoho upravleniya: kataloh: DANFOSS NK.20.V1.50. – 48 s.
10. Avrunin H.A. Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnykh mashyn / H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, V. B. Samorodov. – Pidruchnyk, KhNADU, 2016. – 438 s.
11. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Aksyalno-porshnevye nasosy y hydromotory dlia zakrytykh hydrosystem seryy S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 c.
12. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. Radial piston hydraulic motor SAB. RE 15354. Edition: 01.2015, 24 r.
13. Low Speed, High Torque Motors. Spool Valve: J, H, S, T. Disk Valve: 2.000, 4.000 Compact, Delta, 4.000, 6.000, and 10.000 Series. EATON Powering Business Worldwide. – Document No. E-MOLO-MC001-E9. Supersedes E-MOLO-MC001-E8. – July 2021. – 296 p.

*Надійшла (received) 23.12.2022*

*Відомості про авторів / About the Authors*

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

**Ребров Олексій Юрійович (Rebrov Oleksii)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: [alexrebrov0108@gmail.com](mailto:alexrebrov0108@gmail.com)

**Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor)** - кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: [igor\\_lena\\_p@ukr.net](mailto:igor_lena_p@ukr.net).

**Щербак Олег Віталійович (Shcherbak Oleg)**, кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: [olegcherbak@gmail.com](mailto:olegcherbak@gmail.com).

**Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina)**, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри вищої математики, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz1@ukr.net](mailto:irinamoroz1@ukr.net).