МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Всеукраїнської науково-практичної конференції
здобувачів вищої освіти і молодих учених

«НАУКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ У СУЧАСНОМУ РОЗВИТКУ ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ»

Випуск 12

Збірник статей і тез доповідей

22 жовтня 2025
Харків 2025 р.

УДК 394.46+625.08:0.01.8+625.087+621.873/.875+621

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Фідровська Н.М.	професор, д.т.н., ХНАДУ, головний редактор
Кириченко І. Г.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Супонев В. М.	професор, д.т.н., ХНАДУ
Щербак О. В.	доцент, к.т.н., ХНАДУ, заст. головного редактора
Пімонов І. Г.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора
Рагулін В. М.	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора

EDITORIAL BOARD

N.Fidrovska	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU Editor-in-chief
I. Kyrychenko	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
V.Suponev	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
O. Shcherbak	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Deputy editor-in- chief
I. Pimonov	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief
V. Ragulin	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief

З М І С Т

Гурко В.О. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА…….	7
Васильченко А.Ю. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ВІРТУАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СТЕНДОВОГО ПІДЙОМНИКА…….……	12
Бакаєв Д.І. ПОРІВНЯННЯ ТРАДИЦІЙНОГО І АВТОМАТИЧНОГО СИЛОВОГО АНАЛІЗУ ДОСЛІДЖЕНЬ КОМП'ЮТЕРНОЇ 3D МОДЕЛІ НА БАЗІ ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА З МОНОБЛОЧНОЮ СТРІЛОЮ……	16
Бей В.В МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОЧИХ ПОЛОЖЕНЬ СТРІЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ CAD-ІНСТРУМЕНТІВ…….	19
Мілих А.О. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОЧОГО УСТАТКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА З МОНОБЛОЧНОЮ ТА ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТРІЛОЮ……	27
Сидоренко І.С. 3D МОДЕЛЮВАННЯ КОЛІСНОГО ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА В AUTODESK INVENTOR……	31
Пустовий Д. ШАССІ КАМАЗ- 43118……	37
Budyak D. INFLUENCE OF EDGE FRAMES ON DEFLECTION OF THE WALL OF THE CYLINDRICAL SHELL……..	39
Штода В.С. ВПЛИВ КАНАТНИХ БЛОКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТІВ…….	45
Потапова С. ДЕФЕКТИ ДРОТЯНОГО КАНАТУ…….	51
Соколенко П. ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНЕ ГАЛЬМО ЛЕБІДКИ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ……..	54
Бугаєнко Д.В. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА……...	56
Демець М.В. ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ НАПОВНЕННЯ КОВША СКРЕПЕРА……	60

Погодін К.М. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА З ГІДРООБ'ЄМНИМ ПРИВОДОМ ЗАДНЬОГО МОСТА……..	63
Щукіна Ю.О. ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ В ТРИБОСИСТЕМАХ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН……	67
Постольний І. АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТАРІННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ДВЗ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН……..	70
Шестерик Б. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАНЕСЕННЯ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ НА РОБОЧІ ОРГАНИ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ……..	74
Литвинов М.О. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОСТІ РУХУ ЖИВИЛЬНИКА АСФАЛЬТОУКЛАДАЛЬНИКА…….	77
Papkov M. ADVANCING CONSTRUCTION SAFETY: TOWER CRANE STABILITY RESEARCH……..	80
Usichenko M.IMPROVEMENT OF BULLDOZER EFFICIENCY INDICATORS BY USING GPS-INTENSIFIERS OF THE WORK PROCESS…….	83
Savich D. FEATURES OF APPROXIMATING THE DEPENDENCE OF TRACTION FORCE ON THE SLIP COEFFICIENT BY A POLYNOMIAL FUNCTION……	86
Mjasnikov M.METHOD OF EXPERIMENTAL STUDY OF LOADS OF A SMALL-SIZED FRONT LOADER…….	92
Reznikov V.ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF FOREIGN AUTOGRADERS PRODUCED IN SERIES……..	98
Кулибаба Д.О. ФОРМУВАННЯ ПОВЕРХНІ ПОРОЖНИСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН КОМБІНОВАНИМИ МЕТОДАМИ ІНЖЕНЕРІЇ…….	105
Кафтанов А.О., Федоза В.О. ДО СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ……..	109
Клевцов Є.Є., Солодовнік О.А. ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ В ОБМЕЖЕНИХ ПРОСТОРОВИХ УМОВАХ ПІД ТРУБОПРОВОДОМ.	112

Лейченко М.Ю., Мягков К.Ю. УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ДЛЯ ФОРТИФІКАЦІЙНИХ РОБІТ: АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ТА НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ……	116
Поліщук О.С., Сивка І.О. ОБҐРУНТУВАННЯ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДОРОЖНІХ МАШИН В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ……	121
Гонтар Ю.В. СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИН ТРАНСПОРТНОГО БУДІВНИЦТВА В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ……..	124
Чумак Є.В., Сафон Н.А. ОСОБЛИВОСТІ ВИМОГ ЩОДО ПІДЗЕМНОЇ ПРОКЛАДКИ ВОЛОКОННО-ОПТИЧНИХ КАБЕЛІВ……..	130
Степанюк Б.І. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ РІЗАННЯ ҐРУНТУ НА ЕНЕРГОЄМНІСТЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ…….	133
Надіч П.В., Николаєнко О.Ю. СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ І ТЕХНОЛОГІЇ АКТИВНОГО ВПЛИВУ НА МАТЕРІАЛ ДЛЯ ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ВУЗЛІВ МАШИН……	139
Рибак Р.В. ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН…….	145
Плюгін Д.О. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ДЕЯКИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА…….	149
Polyakov A. DETERMINATION OF STRESSES IN THE WALL OF A ROPE DRUM WITH REINFORCING RINGS……	155
Тімченко О.А. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОЧИХ ПОЛОЖЕНЬ СТРІЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ CAD-ІНСТРУМЕНТІВ……..	160
Лемець О.О., Долотов Є.В. ВСТАНОВЛЕННЯ УМОВ ЗРИВУ ПРОЦЕСУ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ ҐВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ……..	166
Новолоков В.В МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДХИЛЕННЯ ВІД ПРЯМОЛІНВЙНОҐО РУХУ ҐОЛОВКИ ПРИ СТАТИЧНОҐО ПРОКОЛУ ҐРУНТУ	170
Пушкар О.С. ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ЛЕБІДКИ КРАНА КС-4574 З КРУТНИМ МОМЕНТОМ НА БАРАБАНІ ДО 7500 Н.М	176

Безнощенко О.М. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДА ЗАДНЬОГО НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-181.22…….	179
Лавренко О.С. ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ЛЕБІДКИ ШЛЯХОПРОКЛАДАЧА БАТ-2…….	182
Крайнюк М.Ю. ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ МОНІТОРИНГУ ВІБРАЦІЙ У ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИНАХ……..	185

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ



МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Гурко В.О., аспірант
Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Малогабаритні фронтальні навантажувачі є одним з найбільш поширених видів спецтехніки. Вони призначені для навантаження, переміщення і розвантаження сипучих матеріалів, ґрунту, снігу тощо і широко використовуються в будівництві, сільському господарстві, складських операціях і комунальному господарстві [1, 2], особливо в обмежених просторах, таких як міські вулиці або вузькі двори. Більшість таких навантажувачів оснащені гідростатичною трансмісією, що забезпечує безступінчасте регулювання швидкості та напрямку руху, що підвищує маневреність, універсальність навісного обладнання та економічність експлуатації в порівнянні з великогабаритною технікою [3]. Оскільки такі навантажувачі оснащені некерованими ходовими колесами з приводом кожного борту від окремих гідромоторів, що забезпечують розворот за рахунок розбіжності їх кутових швидкостей, вони називаються машинами з бортовим поворотом. Скорочена база цих навантажувачів сприяє зменшенню радіусу повороту і опору руху.

Підвищення ефективності малогабаритних фронтальних навантажувачів пов'язане з розвитком систем їх автоматизації. Особливо це важливо для режиму наповнення ковша – основного і найбільш складного процесу. Розробка автоматизованих та автоматичних систем процесу наповнення ковша потребує створення математичної моделі, яка достатньо точно відтворює динаміку взаємодії навантажувача з матеріалом і водночас зберігає відносну простоту, що робить її придатною для синтезу систем керування.

Для моделювання робочого обладнання навантажувача його доцільно представити як дві жорсткі ланки, шарнірно з'єднані послідовно: перша ланка – стріла, а друга ланка – важіль ковша. Таке представлення робочого обладнання навантажувача виправдане, оскільки основні рухи, такі як підйом стріли і нахил ковша, відбуваються переважно в одній площині, що дозволяє спростити модель без значної втрати точності. Кінематична модель, що описує положення ковша в двовимірній площині (x, y), представляється наступними рівняннями:

$$\begin{cases} x = l_1 \cos(\theta_1) + l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2), \\ y = l_1 \sin(\theta_1) + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2), \end{cases} \quad (1)$$

де l_1 – довжина стріли,

l_2 – довжина ковша,

θ_1 – кут нахилу стріли відносно горизонту,

θ_2 – відносний кут повороту ковша відносно стріли.

Лінійні швидкості руху ковша отримуються диференціюванням (1) за часом, що дає:

$$\begin{cases} \dot{x} = -l_1 \sin(\theta_1)\dot{\theta}_1 - l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2), \\ \dot{y} = l_1 \cos(\theta_1)\dot{\theta}_1 + l_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)(\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2). \end{cases} \quad (2)$$

Для зручності подальшого аналізу вирази (2) для швидкостей можна записати у матричній формі. З цією метою введемо вектор узагальнених координат $\theta = [\theta_1\ \theta_2]^T$ та вектор кутових швидкостей $\dot{\boldsymbol{\theta}} = [\dot{\theta}_1, \theta_2]^T$. Тоді зв'язок між швидкістю робочого органу у площині та кутовими швидкостями ланок визначається наступним рівнянням:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \mathbf{J}(\theta_1, \theta_2) \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

де $\mathbf{J}(\theta_1, \theta_2)$ – матриця Якобі системи, яка має вигляд:

$$\mathbf{J}(\theta_1,\theta_2)=\begin{bmatrix} -l_1\sin(\theta_1)-l_2\sin(\theta_1+\theta_2) & l_2\sin(\theta_1+\theta_2) \\ l_1\cos(\theta_1)+l_2\cos(\theta_1+\theta_2) & l_2\cos(\theta_1+\theta_2) \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Матриця Якобі описує кінематичний зв'язок між узагальненими координатами та координатами ковша, дозволяє обчислювати швидкості ковша та визначати керуючі впливи на гідроциліндри.

Для розгляду динаміки робочого обладнання необхідно врахувати розподіл мас та інерційні властивості ланок. Нехай маса стріли дорівнює m_1, а її центр мас розташований на відстані r_1 від осі обертання; масу ковша позначимо як m_2, а відстань до його центру мас від шарніра кріплення до стріли – як r_2. Моменти інерції ланок щодо власних центрів мас позначимо через I_1 і I_2. Кінетична енергія системи в загальному вигляді визначається як сума поступальних і обертальних енергій ланок:

$$T=\frac{1}{2}m_1\left(\dot{x}_1^2+\dot{y}_1^2\right)+\frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2+\frac{1}{2}m_2\left(\dot{x}_2^2+\dot{y}_2^2\right)+\frac{1}{2}I_1\left(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2\right)^2, \quad (5)$$

де (x_1, y_1) та (x_2, y_2) – координати центрів мас стріли і ковша, що виражаються через кути θ_1, θ_2 і довжини ланок.

Крім кінетичної енергії, істотний вплив на поведінку робочого обладнання має потенційна енергія, зумовлена дією сили тяжіння і сил, що створюються гідроциліндрами. Потенційна енергія сили тяжіння визначається положенням центрів мас ланок відносно горизонтальної осі. Приймемо за нульовий рівень потенційної енергії площину, що проходить через вісь обертання стріли. Тоді потенційна енергія має вигляд:

$$V = V_g = m_1 g y_1 + m_2 g y_2, \quad (6)$$

де g – прискорення вільного падіння,

y_1 та y_2 – вертикальні координати центрів мас стріли і ковша, виражені через кути θ_1 та θ_2.

Силовий вплив гідроциліндрів може бути представлений у вигляді узагальнених сил, що залежать від тиску робочої рідини та геометрії механізму кріплення. Для спрощеного опису будемо вважати, що кожен циліндр створює момент відносно відповідної узагальненої координати. Таким чином, вводяться узагальнені сили Q_{θ_1} і Q_{θ_2}, що діють на стрілу і ківш відповідно. У цьому випадку потенційна енергія пружних елементів відсутня, а сили циліндрів враховуються безпосередньо в рівняннях Лагранжа.

Таким чином, для побудови динамічної моделі отримуємо повний лагранжіан:

$$L = T - V, \tag{7}$$

який використовується для побудови рівнянь руху за методом Лагранжа другого роду. Ці рівняння міститимуть динамічні характеристики стріли та ковша, сили тяжіння, а також керуючі моменти від гідроциліндрів.

Узагальненими координатами обрано кути θ_1 (поворот стріли) і θ_2 (поворот ковша). Відповідні рівняння Лагранжа мають вигляд:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} = Q_{\theta_i},\ i = 1,2. \tag{8}$$

Після підстановки виразів для енергій система рівнянь може бути записана в стандартній матричній формі:

$$\mathbf{M}(\boldsymbol{\theta})\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C}(\boldsymbol{\theta},\dot{\boldsymbol{\theta}})\dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{G}(\boldsymbol{\theta}) = \mathbf{Q}, \tag{9}$$

де $M(\theta)$ – симетрична позитивно визначена матриця інерції,

$\mathbf{C}(\boldsymbol{\theta},\dot{\boldsymbol{\theta}})$ – матриця коріолісових і відцентрових членів,

$G(\theta)$ – вектор сил тяжіння,

$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} Q_{\theta_1} \\ Q_{\theta_2} \end{bmatrix}$ – вектор керуючих моментів від гідроциліндрів.

Отримана система рівнянь описує динаміку стріли та ковша навантажувача під дією сил керування та зовнішніх навантажень. Надалі дана модель може бути представлена у формі рівнянь стану і використана в обчислювальних експериментах для аналізу руху робочого обладнання, дослідження взаємодії ковша з матеріалом, розробки та налагодження алгоритмів автоматичного керування процесом наповнення ковша.

Література

1. Gurko, O., Kyrychenko, I., Verbitsky, V. Linear controller for wheel loader trajectory tracking // Вісник ХНАДУ. – 2024. – №. 107. – С. 14–20. https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2024.107.0.14

2. Разарьонов Л.В. Особливості роботи короткобазового малогабаритного навантажувача з бортовим поворотом при виконання розвороту // Л.В. Разарьонов, В.О. Гурко // Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків, НТУ "ХПІ", 2024. № 2. С.75-78. https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.2.09

3. Разарьонов Л.В. Гурко В.О. Результати дослідження експлуатаційних процесів малогабаритних фронтальних навантажувачів із бортовою системою повороту Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків, НТУ "ХПІ", 2025. № 2. С. 91-97. https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.11

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ВІРТУАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СТЕНДОВОГО ПІДЙОМНИКА

Васильченко А.Ю., аспірант
Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стендовий підйомник представляє собою навісне обладнання самохідного шасі Т-16МГ, який виготовлявся Верхньодніпровським машинобудівним заводом і проходив експериментальні випробування на полігоні механічного факультету ХНАДУ. Максимальна висота підйому робочої платформи 16 метрів, а маса вантажу на платформі 140 кг. Робоче обладнання – це шарнірно зчленована стріла (рис.1), яка має коротку нижню секцію і довгу верхню.



Рисунок 1 – Стендовий підйомник зі встановленими датчиками

На стендовому підйомнику було встановлено відповідну контрольно-вимірювальну апаратуру [1]. В першу чергу, це акселерометри (позиції 1 і 2 на рисунку 1), а також датчики кутового переміщення секцій стріли і ходу штоків гідроциліндрів їх приводу. В порожнинах гідроциліндрів встановлювалися манометри для контролю коливань тиску під час роботи устаткування. Всі сигнали від датчиків передавалися на вимірювальний комплекс і одночасно або почергово виводилися на монітор комп'ютера. Крім цього, здійснювалася відеозйомка коливальних явищ кожного процесу стопоріння гідроциліндрів, як при підйомі робочої платформи, так і при її опусканні.

Програма експериментальних досліджень передбачала серію пошукових, потім відповідних планових дослідів, метою яких було встановлення залежності прискорень елементів металоконструкції, і в першу чергу, робочої платформи від положення секцій стріл під час стопоріння робочого обладнання. Змінними параметрами при дослідженнях були кути

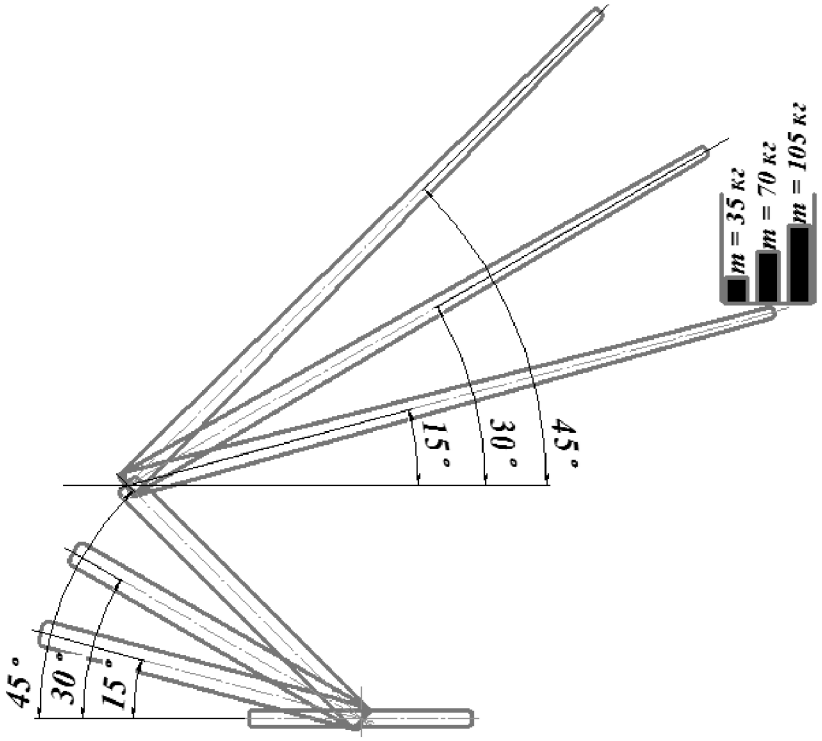


Рисунок 2 – Програма зміни геометричних і силових параметрів підйомника

нахилу секцій стріл, які змінювалися в діапазоні від 15 до 45 градусів, а також маса вантажу, що встановлювалася на платформі (рис. 2). На пошукових етапах дослідів сигнали від акселерометрів записувались і оброблялись з двох датчиків і по двом координатам X і Y. Ці осцилограми показані на рисунку 3, відповідно різними кольорами. Значення сигналів від датчика, що був встановлений в місті зчленування секцій стріл були настільки малими, що було прийнято рішення ними нехтувати. Згодом стало зрозумілим, що треба зосередити всю увагу саме на реєстрації прискорень тільки датчика 1 (рис.1) за координатою Y (рис. 3). Саме таким чином проводилися всі наступні експерименти. Програма експериментів передбачала проведення 27 дослідів з

трьохкратною повторністю. Рух стріли здійснювався з максимально можливої висоти при трьох значеннях маси на платформі. Стопоріння верхньої секції стріли відбувалося при значеннях кутів, які показані на рисунку 2. Таким чином, характерними є дві ділянки: вільний рух верхньої секції, а потім зупинка і запис коливань після зупинки платформи (рис. 4).

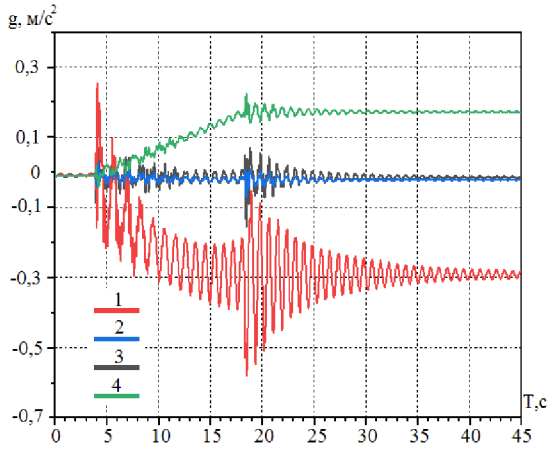


Рисунок 3-Зразок сигналів від акселерометрів по двом координатам.

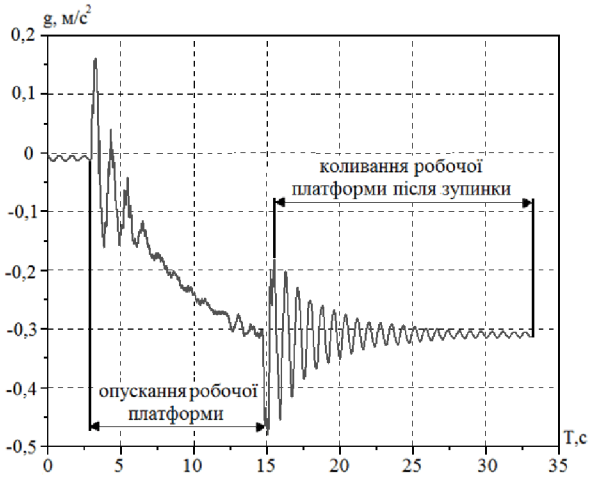


Рисунок 4-Характерна осцилограма коливального процесу на платформі.

Обробка експериментальних даних проводилася з метою визначення амплітудно-частотних характеристик процесу, а також визначення часу повного затухання коливань після зупинки робочого обладнання. На другому етапі досліджень передбачалося моделювання металоконструкції стендового підйомника і визначення напружень в елементах робочого обладнання [2]. Були отримані двовимірні графіки залежності амплітуди коливань від кутів нахилу секцій стріл. Максимальних значень амплітуда коливань досягає при робочій масі 105 кг. У порівнянні з масою 70 кг це призводить до збільшення прискорення в точці кріплення робочої платформи до стріли вздовж осі Y на 20%, та збільшення часу затухання процесу коливань після зупинки робочої платформи на 7 секунд (31%).

Крім графічних залежностей були також отримані рівняння регресії, а також була проведена оцінка достовірності цих емпіричних данних по відповідним критеріям.

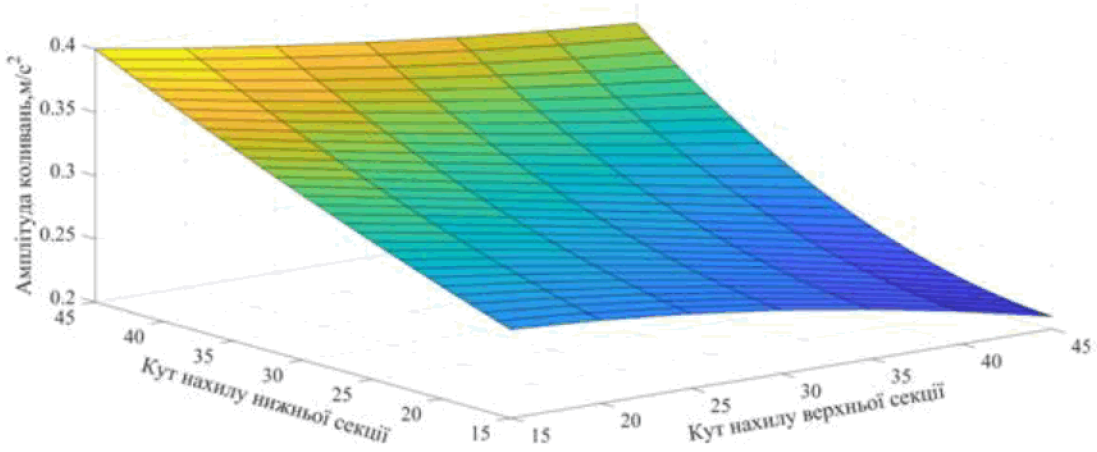


Рисунок 5 - Залежність амплітуди коливань платформи від кутів нахилу секцій стріли при масі вантажу 105 кг.

Наступним етапом досліджень навантаженості стендового підйомника буде його моделювання в середовищі Autodesk Inventor, а потім експорт у програмний комплекс Ansys і виконання відповідних розрахунків, але в більш широкому діапазоні досліджуваних параметрів. Крім цього, практична цінність дослідження буде полягати в розробці методів розрахунку мобільних підйомників, що агрегатовані з автомобільними шасі.

Література

1. Кириченко І. Г., Рєзніков О. О., Аврунін Г.А.., Книшенко А. О. Мобільні підйомники з робочими платформами. (монографія), Харків ФОП Бровін О.В., 2022, 114 стор. SBN 978-617.8009.95-3.

2. Kennedy, E. Assessment of Mobile Elevating Work Platforms Risks and Review of Changes Introduced in New Industry Standards (ASME/IMECE 2020 conference paper). asmedigitalcollection.asme.org

3. Кириченко І. Г., Черніков О. В. Можливості та обмеження комп'ютерного моделювання технологічних машин. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 101. Том 1. Харків – 2023 р. стор. 53-60.

ПОРІВНЯННЯ ТРАДИЦІЙНОГО І АВТОМАТИЧНОГО СИЛОВОГО АНАЛІЗУ ДОСЛІДЖЕНЬ КОМП'ЮТЕРНОЇ 3D МОДЕЛІ НА БАЗІ ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА З МОНОБЛОЧНОЮ СТРІЛОЮ

Бакаєв Д.І. магістр
Науковий керівники – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.,
професор, д.т.н. Черніков О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Силовий аналіз – це дослідження та обчислення всіх сил, навантажень і моментів, які виникають у його вузлах під час роботи. Такий розрахунок охоплює ківш, стрілу, рукоять, ходову частину та інші елементи й потрібний для перевірки стійкості, міцності й безпечної роботи машини у різних умовах. Завдяки цьому аналізу можна правильно підібрати матеріали, оптимізувати конструкцію та забезпечити відповідність технічним нормам.

До появи комп'ютерних технологій, конструктори робили такий розрахунок традиційним методом, що на свій час був доволі точним, тому пропонується порівняти ці методи на базі програми 3D – Autodesk Inventor і вручну. Для дослідження було обрано екскаватор з моноблочним стріловим обладнанням та взятий кресленик атласу конструкцій (рис. 1).

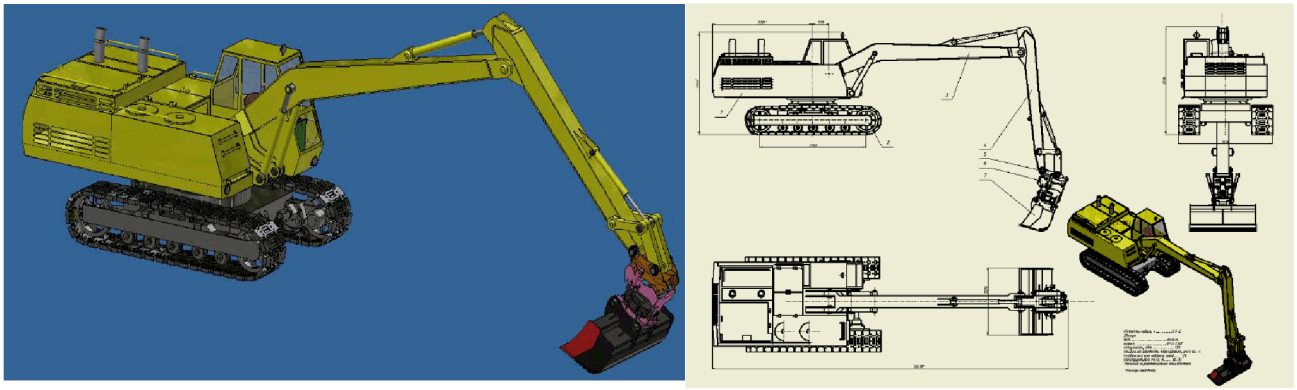


Рисунок 1 – Модель та кресленик екскаватора з моноблочною стрілою.

Дослідження починається з вибору найбільш небезпечних (критичних) положень: максимальні вильоти, найменша опора, копальні операції Це дає

граничні моменти і перевіряє стійкість у найгірших умовах. Далі для кожного методу треба визначити центр мас кожної деталі механізму, для ручного методу – це прорахунок формул або за допомогою механічного планіметра, а для комп'ютерної моделі необхідно в дереві побудові кожної деталі увімкнути центр тяжіння і відобразити необхідну точку. Відобразивши нашу модель у вигляді «каркас» (wireframe), ми бачимо центри мас кожної деталі. Для дослідження ручного методу, обираємо такі основні елементи: поворотна платформа, рушій, стріла, рукоять, ківш.

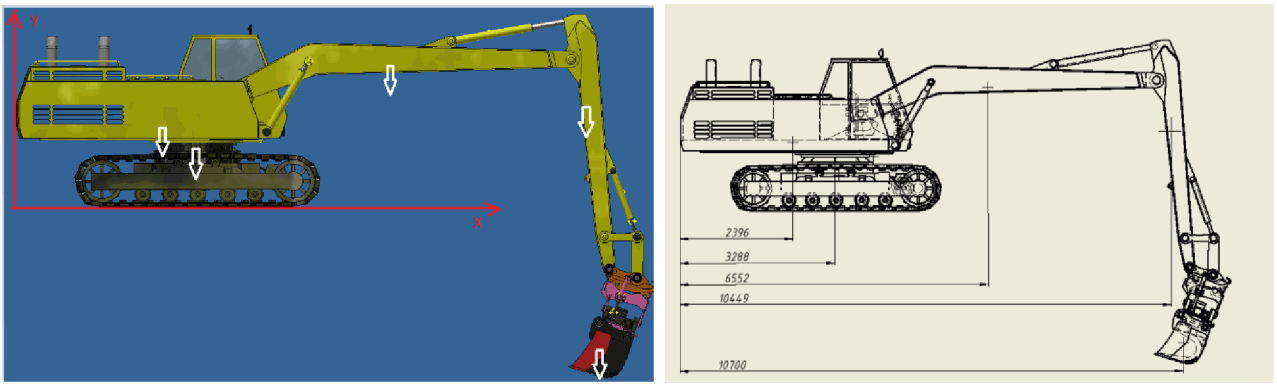


Рисунок 2 – Визначення центра мас екскаватора

Для прорахунку сили, необхідним буде параметр – маса, можна розрахувати по формулам, або скористатись характеристиками 3D моделі і через «Параметри» обравши необхідний матеріал визначити автоматично. Комп'ютерна модель дозволяє задати ці характеристики вручну, цим можна скористатись для дослідження силових навантажень відносно зміни маси елементу. Кожен вузол замінюється силою, прикладеною у центрі мас – отримуємо вертикальні сили і їх горизонтальні плечі, відображаємо це на рисунку 2, і маємо систему важелів для одного з положення де стріла паралельна ґрунту, а рукоять перпендикулярна йому. Наступний етап для кожного з методів – узгодити початок відліку (координат), в даному випадку: крайня задня точка поворотної платформи. Визначаємо значення плеча «X» та розраховуємо для кожної сили, момент інерцій формулою $M_i = F_i \times l_i$. Звідси сума моментів дає результативний момент; розділивши на сумарну силу –

отримуємо плечі результуючої реакції (центр мас всієї системи по горизонталі). Autodesk Inventor дозволяє порахувати центр мас автоматично, вкладка «View», команда «Center of Gravity» і поміряти інструментом «Measure».

Тепер приймемо такі положення: 1 – максимальний виліт стріли і рукояті; 2 – стріла паралельно ґрунту, шток рукояті втягнуто; 3 – рукоять перпендикулярна ґрунту, стріла в сталому положенні. Результати занесені у таблицю 1.

Таблиця 1 – результати ручного та комп'ютерного аналізу:

Положення екскаватору	X, ручний (м)	X, комп (м)	Абсолютна різниця (м)	Похибка (%)
1	3,54	3,38	0,16	4,5
2	3,67	4,35	0,67	18,5
3	3,58	4,1	0,52	14,5

Висновки

Силовий аналіз двох методів – за допомогою CAD та традиційний показав, що в даному аналізі є значуща похибка ~ ≤ 4,5–18,5 %, це пояснюється тим, що при другому ми сконцентрувались на масах основних елементів, нехтуючи такими як гідроциліндри, бак, шарніри тощо. У комп'ютерному може бути врахований розподіл мас по підсистемах точніше – що впливає на точніший зсув центру мас. Загальна похибка в дослідженні склала 12,5%, що можна прийняти для поверхневих конструкторських рішень. Для робочих процесів розрахунку, переваги звичайно отримує CAD, однак розробка найбільш точної моделі, займає значний час – тому рекомендовано підходити до деяких задач комбінованим методом.

Література

1. Бакаєв Д.І., Мілих А.О. Графічне моделювання гідравлічних екскаваторів. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого

машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 20-24.

2. Мілих А.О., Бакаєв Д.І. Моделювання гідравлічного екскаватора. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 6-10.

3. Методичні вказівки до вирішення завдань на практичних роботах з дисципліни «Проектування металоконструкцій» / ХНАДУ; уклад.: О.В. Ярижко, О.В. Щукін, В.М. Рагулін, А.М. Холодов, О.М. Чаплигіна – Х., 2018 – 44 с.

4. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

5. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021 р. с. 159

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОЧИХ ПОЛОЖЕНЬ СТРІЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ CAD-ІНСТРУМЕНТІВ

Бей В.В.

Науковий керівник – проф., Кириченко І.Г.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Еволюція індустріального гіганта

Шлях Volvo Construction Equipment розпочався в 1832 році з невеликої майстерні в Ескільстуні, де Йохан Мунктель створив перший шведський паровоз. Злиття компаній Munktell та Bolinder у 1932 році сформувало промислову базу, яка через два десятиліття стала частиною Volvo Group. Саме 1954 рік ознаменував технологічний прорив — випуск першого колісного

навантажувача H10 з революційною системою паралельного підйому, що визначила подальший напрямок розвитку компанії.

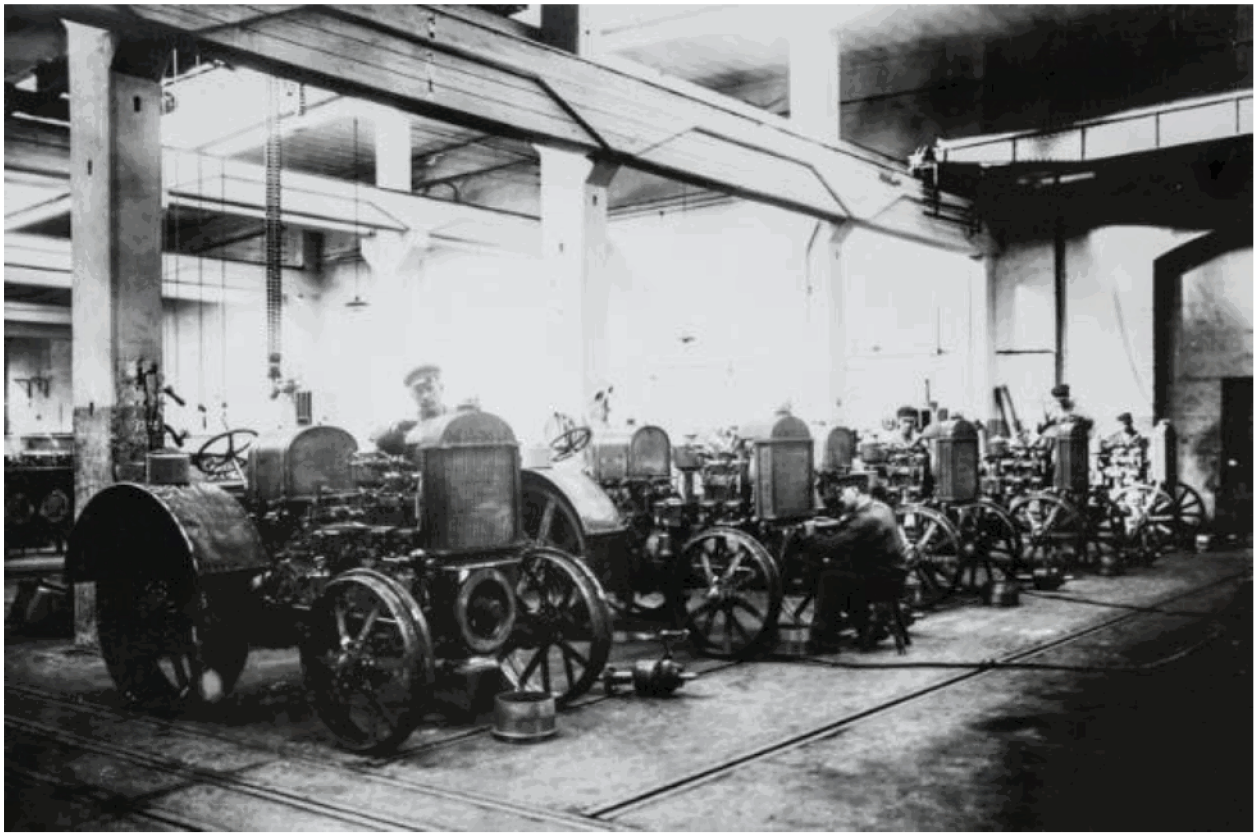


Рисунок 1 – Фото першого заводу Volvo CE в Швеції.

Сучасна структура Volvo CE остаточно сформувалася в 1995 році після реорганізації VME. Стратегічне придбання будівельного підрозділу Samsung Heavy Industries у 1998 році не лише відкрило азійські ринки, але й принесло нові технологічні компетенції, особливо в розробці гусеничних екскаваторів.

Виробнича стратегія

Географія виробництва охоплює 11 країн з ключовими центрами в Ескільстуні (колісні навантажувачі), Шіппенсбурзі (північноамериканська штаб-квартира з 50-річною історією), південнокорейських заводах (гусеничні екскаватори) та китайських потужностях для локального ринку. Французький Белфорт спеціалізується на важких екскаваторах, тоді як компактну техніку виробляють у Німеччині. Продуктовий портфель структурований навколо шести основних категорій: колісні навантажувачі як флагманський напрямок, гідравлічні екскаватори від 2 до 95 тон, самоскиди з шарнірно-зчленованою

рамою для екстремальних умов, автогрейдери, універсальні екскаватори-навантажувачі та спеціалізовані ущільнювачі. Подвійна брендова стратегія передбачає позиціонування Volvo в преміум-сегменті, тоді як SDLG охоплює економічний сектор ринку.

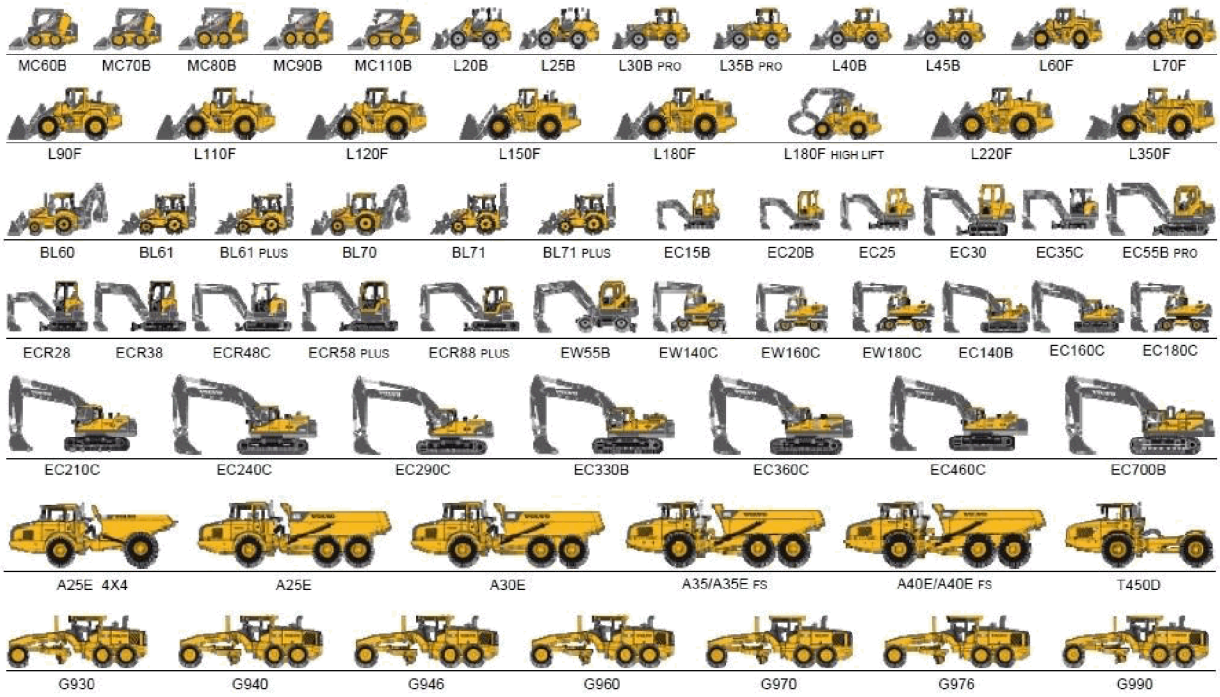


Рисунок 2 – Основний модельний ряд техніки Volvo CE

Інвестиційна програма 2024-2025 років концентрується на розширенні виробництва гусеничних екскаваторів у трьох регіонах одночасно, підкреслюючи глобальний характер попиту на цю техніку. Компанія, маючи 102000 співробітників у складі Volvo Group, орієнтується на створення техніки з нульовими викидами, розробляючи електричні та автономні рішення.

Технічна архітектура екскаваторів

Номенклатура екскаваторів Volvo побудована за логічною системою: числовий індекс відображає експлуатаційну вагу в тоннах, літерні позначення вказують на тип ходової частини та конфігурацію. Модельний ряд структурований у три категорії з чітким функціональним розподілом.



Рисунок 3 – Нові машини Volvo CE з електроприводом

Компактний сегмент (2-9,3 тонни) представлений моделями від EC20D до ECR40. Найлегша EC20D вагою 2 тонни розвиває 20 к.с. при місткості ковша до 0,12 м³. Модель EC37 нового покоління демонструє покращену на 10% паливну економічність при вазі 3,5 тонни. Серія ECR зі скороченим радіусом повороту оптимізована для міських умов. Середній клас (10-30 тонн) формують універсальні машини EC210-EC300. Оновлена EC210 вагою 21 тонну підвищила паливну ефективність на 15%, пропонуючи ковші 0,8-1,2 м³ при потужності 170 к.с. EC300 як найважча в сегменті розвиває 240 к.с. при місткості ковша до 1,8 м³. Важкий сегмент увінчує флагман EC950F масою до 94,8 тон. Двигун Volvo D16J потужністю 603 к.с. працює з ковшами 3,9-7,6 м³, забезпечуючи силу відриву 478 кН при глибині копання 7,12 метра та горизонтальному досязі 12,27 метра. Гідравлічна архітектура базується на принципі незалежних контурів з пріоритетним управлінням потоком. Система рекуперації енергії перерозподіляє потужність між функціями, підвищуючи загальний ККД. Електрогідравлічне управління забезпечує мілісекундну точність дозування зусиль.

Робоче обладнання включає п'ять типів ковшів від стандартного до спеціалізованого траншейного, доповнених гідромолотами, ножицями,

грейферами та мульчерами. Системи швидкого з'єднання еволюціонували від механічних до повністю автоматизованих з розпізнаванням типу інструменту.



Рисунок 4 – Демонстрація швидкозмінного механізму обладнання

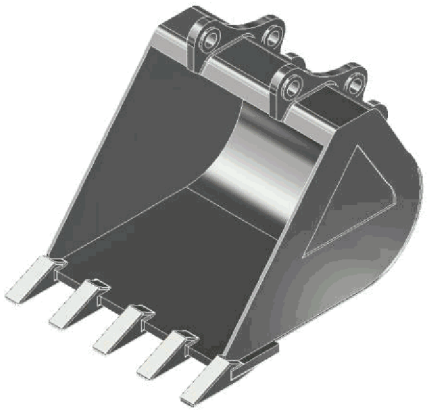


Рисунок 5 – Стандартний ківш для екскаватора Volvo EC250EL

Процес створення 3D-моделі екскаватора Volvo EC250EL

Процес створення спрощеної збірки екскаватора Volvo EC250L з подовженою стрілою виконував один студент, тому робота була спрямована на швидке й практичне відпрацювання геометрії та кінематики без детального моделювання двигуна, гідросистеми чи електроніки. було обрано модель EC250E в модифікації з подовженою стрілою та рукяттю і задав габарити стріли 10,4 м, рукояті 9 м та стандартного ковша, після чого визначив масштаб і пропорції, орієнтуючись на зображення та еталонні розміри з відкритих джерел.

Початковий етап включав грубі вимірювання та масштабування. Через відсутність повних креслень було знято пропорції із зображень за допомогою віртуальної лінійки, обчислював коефіцієнт масштабу і переносив розміри в CAD. Цей метод забезпечив достатню точність для навчальної збірки (до 5%), проте вніс масштабні похибки, які потім враховувалися при підгонці отворів і вушок. Моделювання в САПР виконувалося поетапно: спочатку створювався

ескіз профілю стріли і рукояті, потім створювались об’ємні деталі шляхом витягування плоских контурів тонкостінних панелей і формувались вуха для пальців і отвори для штифтів.

Ковш моделювався як простий об’єм з типовою зубчатою кромкою; кабіна та база кабіни створювалися як жорсткі блоки з точками кріплення. Гусенична база виконувалась як рама з прив’язками під катки, гусениці представлялися або як серія сегментів, або як суцільний профіль для економії часу моделювання; катки й ролики — як циліндричні деталі з осями.

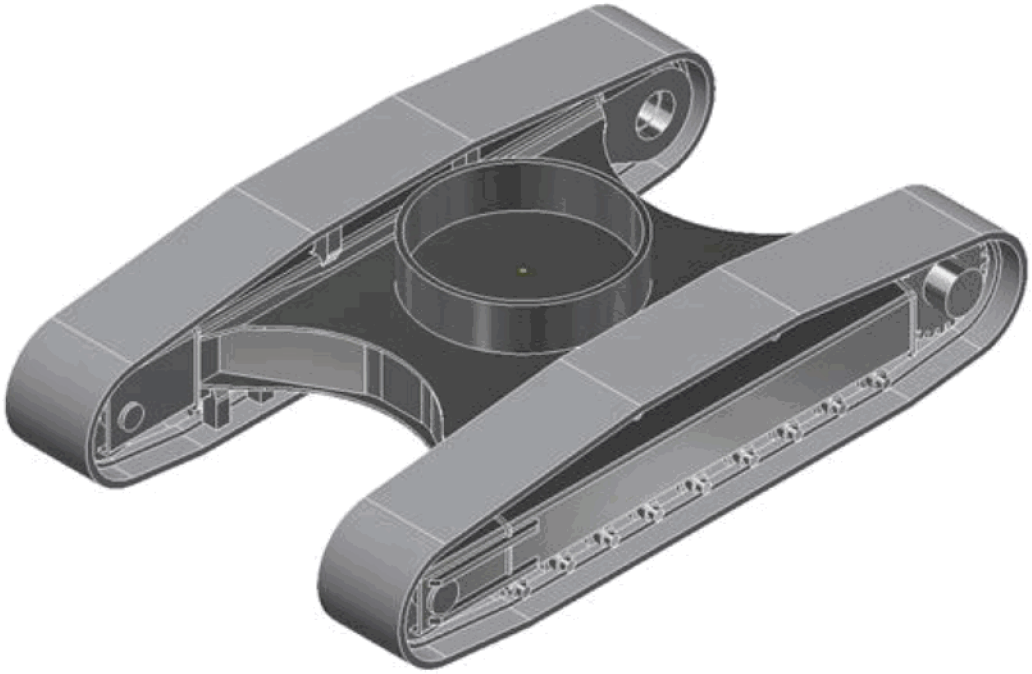


Рисунок 6 – Спрощена гусенична база для Volvo EC250EL (вид зверху)

При складанні немала увага була звернута на кінематику шарнірних з’єднань. Замість реальних гідроциліндрів використовував віртуальні обмеження (mates) для імітації поворотів стріли і рукояті. У місцях пальців передбачав технологічні зазори під втулки, щоб компенсувати похибки вимірювань і допуски; зазори підбиралися так, щоб пальці заходили без залипань, але без надмірного люфту.



Рисунок 7 – Загальний вигляд змодельованого екскаватора Volvo EC250EL

Під час роботи виникали характерні проблеми: неточність посадкових місць через грубе масштабування призводила до того, що отвори й вуха не суміщалися з першого разу, доводилося коригувати геометрію під час складання. Для подовженої стріли критично визначалось положення осей кріплення: зміщення осі змінювало траєкторію ковша і могло спричинити колізії з кабіною або гусеничною рамою, тому проводились кінематичні прогони і були «підшиті» прив'язки для усунення збоїв. Жорстке представлення гусениць і підвіски викликало перетин сегментів при зміні положень; це було усунуте шляхом збільшення зазорів, виконання вирізів у проблемних зонах або заміни сегментів на суцільне полотно там, де рухи не демонструвалися детально.

У деталях проекту спеціально було залишено технологічні зазори в отворах, передбачені місця під втулки та шайби, і уникнені складні форми

кріплень для полегшення збірки. У стрілі та рукояті позначав місця зосереджених навантажень (кріплення ковша, опори) і в декількох місцях додавав прості локальні підсилення у вигляді ребер, щоб уникнути нереалістичного прогину при анімації.

Перевірка збірки включала порівняння розмірів після масштабування, базову перевірку колізій у САПР і кінематичний прогон для контролю досяжності робочих положень.

Література

1. https://www.volvoce.com/-/media/aprimo/pdf/crawler-excavators/ec250e/brochure-ec250e-hybrid-stagev-en-21-20059915-d.pdf?v=SYJ4Pw
2. Лісовський, В. Т., & Шевченко, О. М. (2020). Комп'ютерне моделювання будівельних машин у середовищі SolidWorks. Київ: Видавничий дім «Академперіодика». – 345 с
3. Construction Equipment Guide. (2024). Trends in CAD Modeling for Heavy Equipment Design https://www.constructionequipmentguide.com/
4. Autodesk University. (2022). Best Practices for Mechanical Design in AutoCAD https://www.autodesk.com/autodesk-university
5. AutoCAD Tutorials. (2023).Mechanical Drawing in. https://www.autocadtutorials.net/

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОЧОГО УСТАТКУВАННЯ ЕКСКАВАТОРА З МОНОБЛОЧНОЮ ТА ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТРІЛОЮ

Мілих А.О., магістр
Науковий керівник – професор, д.т.н Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кінематичний аналіз – це дослідження рухів механізмів без урахування сил, що їх викликають. Він описує геометричні характеристики руху: положення, швидкість, прискорення та траєкторію. Кінематичний аналіз є важливим етапом у машинобудуванні, оскільки дозволяє інженерам проектувати ефективні механізми та прогнозувати їх поведінку ще на етапі розробки.

Робоче устаткування гідравлічного екскаватора є складною багатоланковою системою, яка потребує детального кінематичного аналізу для оптимізації продуктивності, точності роботи та зниження навантажень на конструкцію. Для дослідження кінематичного аналізу екскаватора з моноблочною та шарнірно-зчленованою стрілами, були побудовані спрощені їх моделі (рис.1).

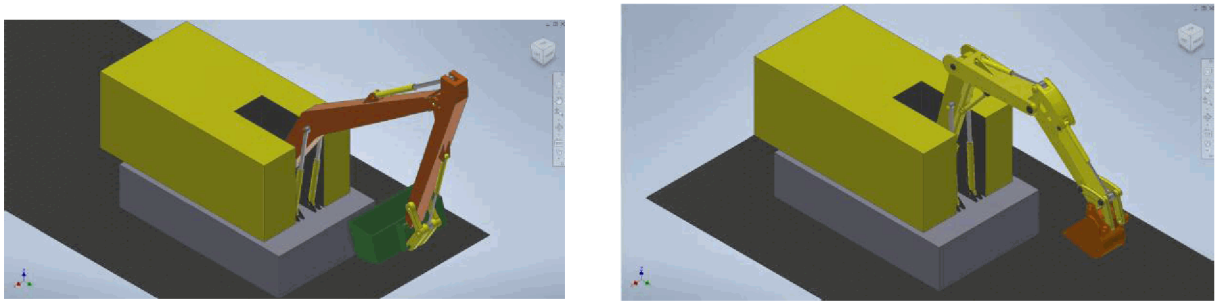


Рисунок 1 – Спрощені моделі екскаваторів з моноблочною та шарнірно-зчленованою стрілами

Дослідження кінематичного аналізу починали з визначення залежностей кутів нахилу робочого обладнання від ходу штока відповідних гідроциліндрів.

Вказана залежність показує, як лінійне переміщення штока перетворюється на кутове переміщення ланки. Це може бути корисно, наприклад, для подальшого програмування контролерів, де необхідно знати, на скільки міліметрів потрібно перемістити шток для досягнення потрібного кута.

Налаштувавши гідроциліндри моделей таким чином, щоб дослідити залежність конкретної частини робочого обладнання, були побудовані залежності кутів нахилу стріли, рукояті та ковша для кожної з моделей (рис. 2).

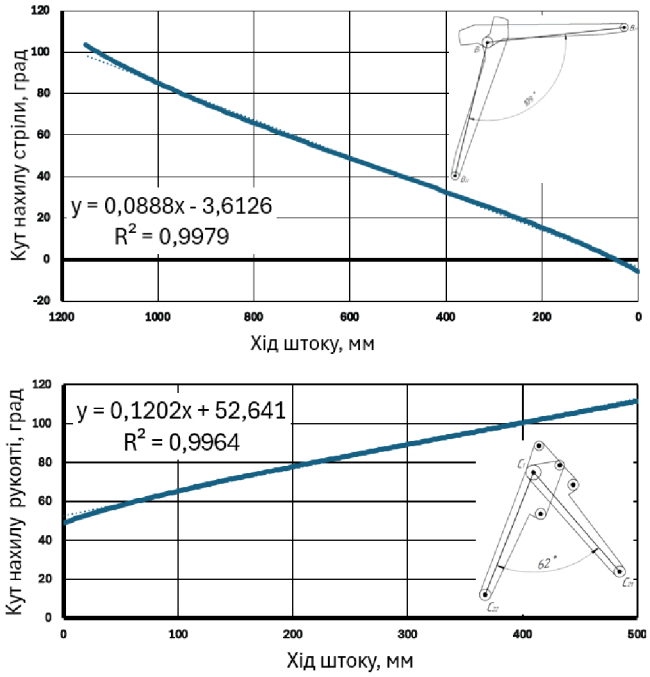


Рисунок 2 – Графіки залежностей кутів нахилу рукояті різних моделей екскаваторів від ходу штока гідроциліндрів

Наступним етапом кінематичного аналізу було визначення швидкостей руху ланок робочого обладнання екскаваторів. Знання швидкостей руху ланок впливає на багато параметрів. Швидкість ланок визначає, наскільки швидко екскаватор може виконати робочі операції - копання, підйом, розвантаження. Це впливає на цикл роботи та загальну ефективність. Швидкість прямо пов’язана з інерційними силами. Чим вона вище - тим більші сили діють на шарніри, гідроциліндри, з’єднання. Це важливо для конструктивної міцності. У якості визначаючої точки визначення швидкостей тієї чи іншої ланки, були

вибрані шарніри кріплення частин робочого обладнання один до одного. Були встановлені залежності для обох моделей екскаваторів (рис. 3).

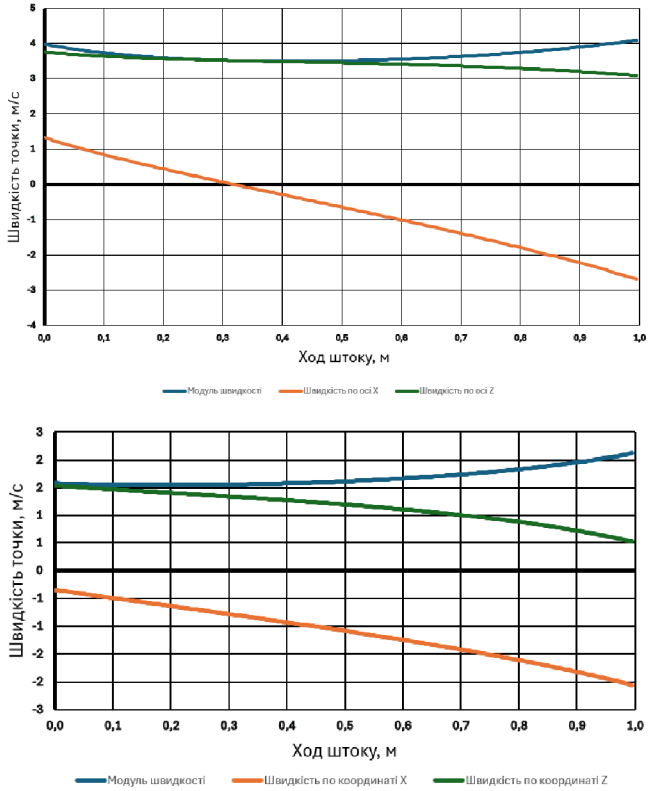


Рисунок 3 – Графіки залежностей швидкості стріли від ходу штока

Результуючим етапом у досліді кінематичного аналізу було визначення прискорень елементів робочого обладнання екскаваторів. Прискорення прямо впливає на інерційні сили, які виникають у ланках. Це дозволяє визначити додаткові навантаження на шарніри, гідроциліндри та опори. Високі прискорення можуть спричинити вібрації, ривки та швидкий знос деталей. Аналіз допомагає уникнути критичних режимів роботи. Визначені прискорення ланок як для моделі екскаватора з моноблочною, так і для екскаватора з шарнірно-зчленованою стрілами (рис. 4).

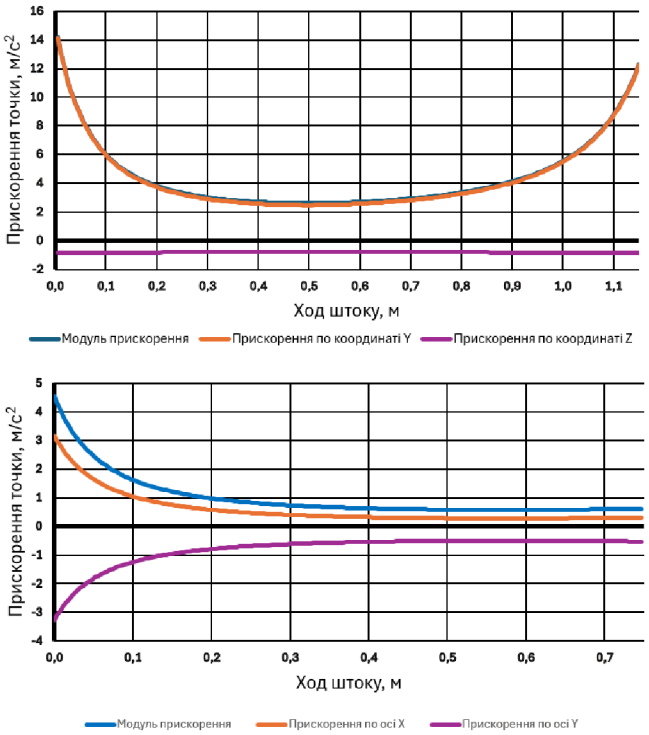


Рисунок 4 – Графіки залежностей прискорення рукояті від хода штоку

Висновки

Кінематичний аналіз робочого обладнання, що включає визначення кутів нахилу ланок, їх швидкостей та прискорень, є фундаментальною основою для створення ефективних, надійних та безпечних землерийних машин. Аналізуючи графіки, бачимо, що для моноблочної стріли мінімальне значення швидкості ланки станове 3,495 м/с, що відповідає 0,415 м ходу відповідного штока, тоді як максимальне значення швидкості, що дорівнює 4,091 м/с, є наприкінці симуляції. Прискорення рукояті моноблочної стріли є мінімальним при ході штока 0,495 м та дорівнює 2,604 м/с^2, тоді як максимального значення прискорення набуває наприкінці роботи симуляції та дорівнює 14,183 м/с^2.

Мінімальне значення швидкості нижньої частини шарнірно-зчленованої стріли дорівнює 1,545 м/с при ході штока 0,19 м у цей момент. Максимальне значення становить 2,12 м/с наприкінці симуляції. Водночас мінімальне прискорення рукояті становить 0,579 м/с^2 що відповідає 0,574 м ходу штока. Максимального прискорення рукоять набуває напочатку роботи симуляції і дорівнює 5,564 м/с^2.

Література

1. Гурко О.Г., Кириченко І.Г., Аврунін Г.А., Ярижко О.В. Сучасні методи моделювання та керування екскаваторами. (монографія) Харків, ХНАДУ-2020, 203 с.
2. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021 р. с. 159
3. Kutsenko A. Structural Mechanics: The calculations of complex beams and trusses: Textbook. Part 1, K.: NUBiP of Ukraine, 2022, 184 c.
4. Бакаєв Д.І., Мілих А.О. Графічне моделювання гідравлічних екскаваторів. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 20-24.
5. Мілих А.О., Бакаєв Д.І. Моделювання гідравлічного екскаватора. «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування». Збірник статей і тез доповідей. ХНАДУ, Харків, 2023, №10, С. 6-10.

3D МОДЕЛЮВАННЯ КОЛІСНОГО ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА В AUTODESK INVENTOR

Сидоренко І.С., магістр
Науковий керівник – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одноківшеві екскаватори – це машини, призначені для механізованого виконання земляних робіт, які широко використовуються у будівництві, гірничодобувній промисловості та сільському господарстві. Вони є універсальними землерийними машинами, так як завдяки своїй будові ґрунт може розроблятися як нижче, так і вище рівня розміщення екскаватора. Ці

машини здатні працювати у ґрунтах різної міцності та можуть розробляти й інші матеріали. Сучасні екскаватори оснащаються додатковими пристроями, які забезпечують швидку заміну робочих модулів, завдяки чому ці землерийні машини можуть опрацьовувати набагато більшу кількість задач за короткотривалий термін.

Одноківшеві екскаватори поділяються на декілька груп за такими критеріями як – експлуатаційна маса, тип конструкції робочого органу та тип ходового обладнання. За експлуатаційною масою сучасні виробники землерийних машин розрізняють компактні, середні та крупні екскаватори. За типом конструкції робочого органу існують екскаватори типу драглайн, пряма лопата та зворотна лопата. За типом ходового обладнання розрізняють екскаватори з гусеничною базою, колісним рушійним модулем та спецшасі. На рисунку 1 схематично наведено колісний одноківшевий екскаватор зворотна лопата.

До основних вузлів відносяться – силова установка, опорно-поворотна платформа, кабіна оператора, стріла, гідроциліндр рукояті, рукоять, гідроциліндр ковша, ківш, опорний відвал, гідроциліндр стріли, пневмоколісне обладнання, аутригери

Перенесення реальних тіл та моделей у тривимірну комп'ютерну модель дозволяє не лише дослідити ці тіла під дією навантажень чи іншого, а й оптимізувати й покращити їх.

У машинобудуванні для побудови 3D моделей активно використовуються засоби автоматизованого проектування SolidWorks, Autodesk Inventor, CATIA, PTC Creo та інші. Для вирішення задачі побудови якісної моделі одноківшевого екскаватора, яка підтримує динамічні дослідження, було обрано програму Autodesk Inventor.

Напочатку моделювання було обрано базову машину та отримано

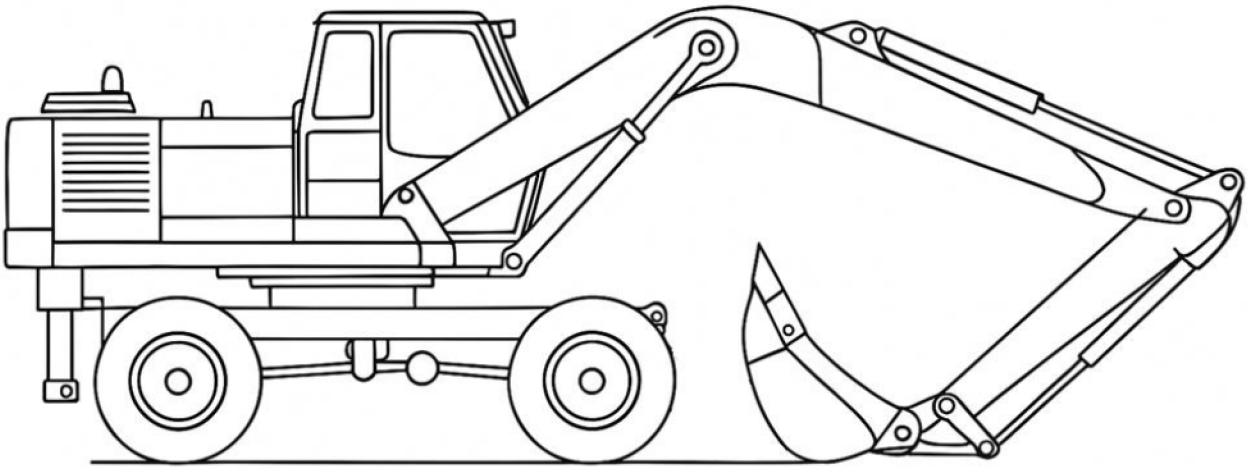


Рисунок 1 – Схематичне зображення колісного одноківшевого екскаватора зворотна лопата

відповідний атлас конструкції машини. Відповідно до нього відбувалася розробка модулю робочого обладнання. Перед початком моделювання у програмному забезпеченні Autodesk Inventor обов'язково створюється новий проєкт.

Для створення нової деталі у головному меню програми використовується кнопка створити, після цього обирається тип файлу, який ми будемо моделювати. Вікно вибору деталі зображено на рисунку 2.

Програма надає нам можливість створювати звичайні тверді тіла, тверді тіла у середовищі листового проектування та надається можливість поєднувати раніше створені тверді тіла за допомогою вибору «Збірка» у меню створення нового файлу. Програмне забезпечення надає можливість створювати кресленики побудованих тіл [1].

Модуль робочого обладнання було поетапно побудовано за допомогою збірки деталей. Розглянемо приклад побудови верхньої секції членованої стріли. Кожна деталь була окремо створена та поєднана у файлі складання верхньої секції у єдину деталь, яка в свою чергу стала компонентом наступної збірки модулю стріли. Це наглядно зображено на рисунку 3.

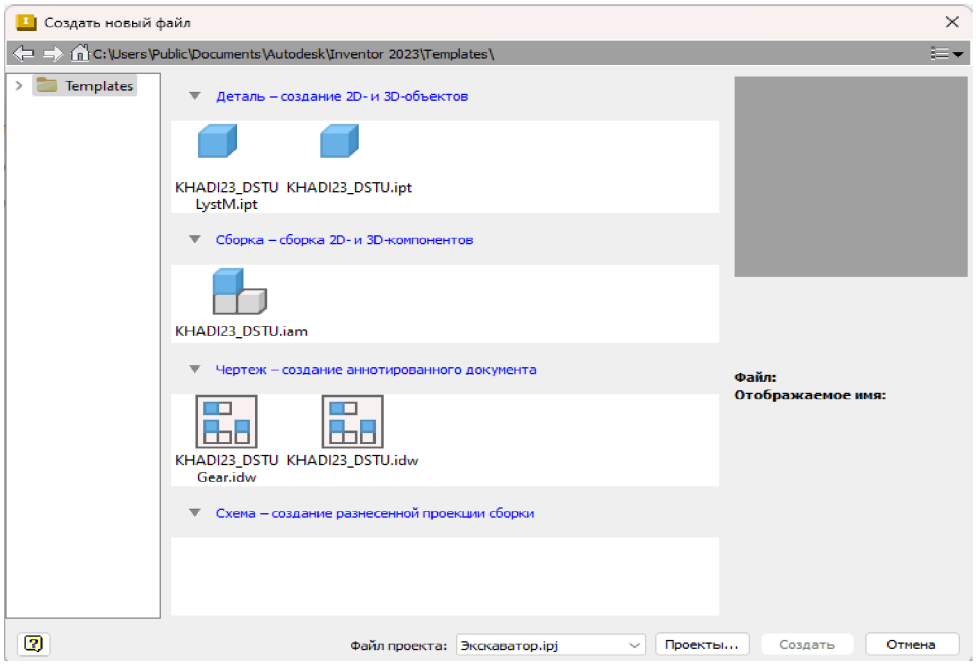


Рисунок **Error! No text of specified style in document.** –

Після створення рукояті, верхньої та нижньої секцій стріли, ковша, квік каплера та гідроциліндрів було утворене складання робочого обладнання зображене на рисунку 4.

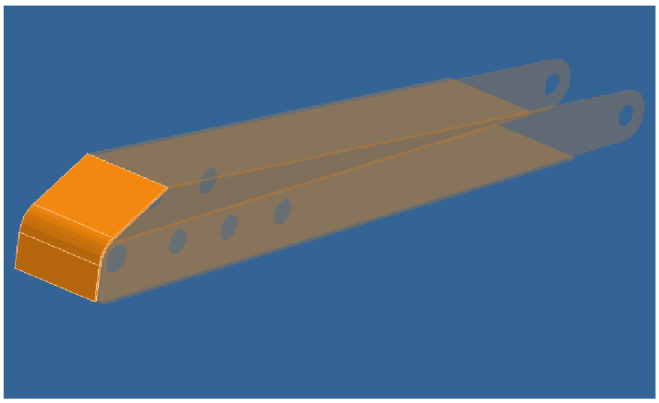


Рисунок 3 – Деталі верхньої секції стріли.

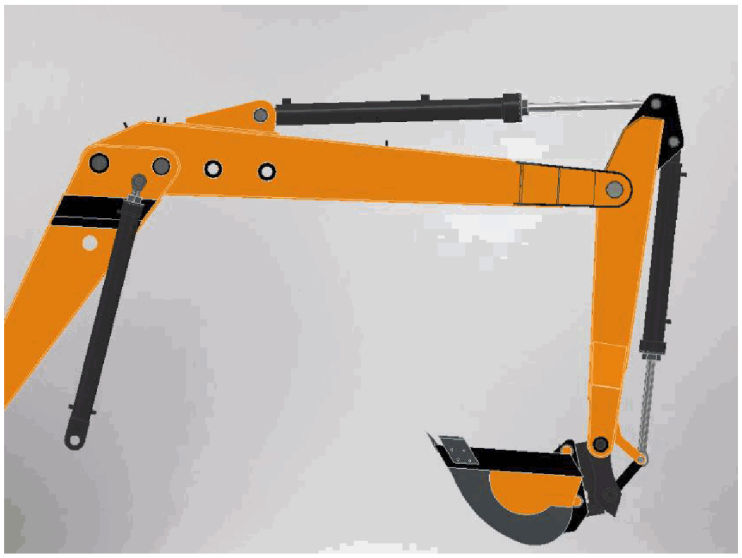


Рисунок 4 – Модуль робочого обладнання з використанням членованої двосекційної стріли.

За методом створення окремих деталей для збірки великих модулів були виготовлені модуль ходового обладнання та опорно-поворотна платформа зі встановленим на неї оснащенням.

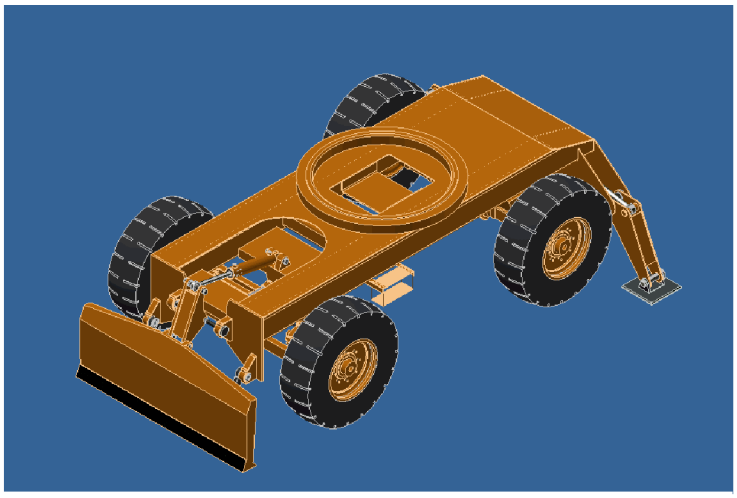


Рисунок 5 – Модуль ходового обладнання

Після поєднання утворених моделей була отримана тривимірна модель екскаватора, яка підтримує дослідження динамічні дослідження у середовищі Autodesk Inventor [2]. Модель машини зображена на рисунку 6.



Рисунок 6 – Тривимірна модель колісного одноківшевого

Висновок

Метод деталізації має значні недоліки у використанні, а саме цей метод значно підвищує навантаження на комп'ютер та потребує додаткових технічних характеристик комп'ютера. Головним аспектом пришвидшення опрацювання пропонується відтворювати лише геометрію тіл, які в подальшому будуть досліджуватися. Це рішення забезпечить швидке опрацювання віртуальних моделей комп'ютером, їх доступність та підтримку динамічних досліджень.

В подальшому ході цього проекту буде створено простіші моделі, які збережуть геометрію та дозволять витрачати менше часу на їх розробку.

Література

1. Черніков О. В. Впровадження сучасних технологій комп'ютерного проєктування в навчальний процес ХНАДУ / О. В. Черніков // Вісник Харківського національного автомобільно дорожнього університету. - 2016. - Вип. 73. - С. 239-244.

2. Особливості комп'ютерного моделювання екскаватора "Menzi Muck M545" для досліджень його руху та стійкості при заданих умовах [Електронний ресурс] / О. В. Черніков, Є. Ю. Скляров, І. О. Швейкін // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2018. - Вип. 8, Т. 1. - С. 46-54. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvtdau_2018_8_1_8

3. Кириченко І. Г., Черніков О. В., Роговий А. С., Рагулін В. М., Рєзніков О. О., Табуров О. С. Особливості комп'ютерного моделювання та дослідження режимів роботи елементів піднімальної платформи // Вісник Харківського національного автомобільно дорожнього університету. – 2021. – Вип. 95. – С. 143-148.

4. Хмара Л.А., Кириченко І.Г., Шатов С.В., Голубченко О.І., Кроль Р.М., Холодов А.П. Машини для земляних робіт (Атлас конструкцій). Навчальний посібник. Дніпро-Харків, ПДАБА-ХНАДУ, 2021 р.

ШАССІ КАМАЗ- 43118

Пустовий Дмитро М-42-22
Науковий керівник – професор, д.т.н. Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ШАСІ (від французького châssis) - основна частина автомобіля -рама, на якій закріплені кузов, двигун, усі механізми, вузли і навісне устаткування.
КамАЗ- 43118 - великотоннажне шасі з колісною формулою 6х6.



Рисунок 1 – Шасі КамАЗ- 43118

Ця модель отримала декілька варіантів виконання кабіни (з високим або низьким дахом; із спальним місцем або без нього)а також традиційний, впізнанний зовнішній вигляд, який вказує на принадлежність марці КамАЗ. Шасі КамАЗ- 43118, виходячи з вибраної при купівлі комплектації, може використовуватися для будь-яких господарських і виробничих цілей, у тому числі і для далеких вантажних перевезень, і для підйому і транспортування вантажів під час ремонту або будівництва. Шасі КамАЗ- 43118 представлене в трьох варіантах довжини колісної бази: класична - 3,34м, середня, - 3,69м і збільшена -4,1м. Довжина переднього свеса складає 1,42м, а довжина заднього - 1,32м.Габаритна довжина, залежно від виконання, рівна: 7,415м, 8,3м або 8,9м. Висота вантажівки - 3,31м. . Повна маса не перевищує 29,5 тонни, при

цьому максимально допустиме навантаження на передню вісь не повинне перевищувати 10 тонни, а на задню - 19,5 тонни.

Під капотом" у шасі КамАЗ- 53228 встановлений 8-циліндровий V образний дизельний силовий агрегат 740.31-240, забезпечений системою турбонадува з проміжним охолодженням надуваного повітря. Робочий об'єм цього мотора складає 10,85 літра, при цьому його номінальна потужність заявлена виробником дорівнює 240 кінським силам. Максимальну потужність цей мотор видає при 225 кінських силах, що досягаються при 2200 об/хвилину. Пікове значення того, що крутить моменту досягається на відмітці 912 Нм, що розвиваються при 1100 – 1500 об/хвилину, що дозволяє розгонити навантажений КАМАЗ- 43118 до 80 км/год на дорозі з твердим покриттям. Агрегується єдиний доступний для шасі турбированный дизельний мотор з 10-ступінчастою механічною коробкою перемикання передач з дистанційним управлінням. З мотором КПП з'єднується за допомогою сухого дводискового фрикційного зчеплення, що має гідравлічний привід з пневмоусилителем.
Окрім усього іншого, ця модель шасі забезпечена двошвидкісною роздавальною коробкою з міжосьовим диференціалом, що блокується, і пневматичним управлінням.

Шасі КамАЗ- 43118 має раму з посиленими лонжеронами, ресорну підвіску і комплектується стандартними для цієї марки барабанними гальмівними механізмами з пневмоприводом. Слід зазначити що діаметр гальмівних барабанів складає 400 мм, ширину накладок гальмівних колодок не перевищує 140 мм, а сукупна робоча площа накладок дорівнює 6300 см². Зовнішній габаритний радіус розвороту рівний 11,3 метрам. Залежно від комплектації і побажань покупця цей автомобіль може бути обладнаний запасним колесом, одним або двома паливними баками в декількох варіантах виконання, двома акумуляторними кислотними батареями по 190 А*ч і генератором 28-вольта потужністю 2000 Вт. У оснащення деяких комплектацій також входить коробка відбору потужності.

INFLUENCE OF EDGE FRAMES ON DEFLECTION OF THE WALL OF THE CYLINDRICAL SHELL

Budyak D. asp
Науковий керівник – професор, д.т.н. Fidrovska N.M.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

The problem of determining the bending of a cylindrical shell is quite complex, the solution of which was worked on by many famous scientists, such as V.Z. Vlasov, S.N. Kan, and others.

The theory of calculation of thin-walled spatial systems, developed by V.Z. Vlasov, has become widespread and has made it possible to determine the stress state of various structures with low load variability.

For more complex load schemes, additional conditions and assumptions were introduced, for example, such as the absence of shifts in the middle thin-walled structure and the inextensibility of the shell in the circumferential direction.

The available solutions are obtained for infinite shells, although the influence of the ends can be significant, especially for short shells.

In real structures, the edge frames may have a finite stiffness, and in this case, the calculation of the shell strength should take this into account.

Let us consider a cylindrical shell, hingedly supported at the edges and having elastic frames in the extreme sections, and also loaded with external pressure, which acts along a helical line and changes according to the following law

$$p = p_0 e^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi} \quad (1)$$

де h-шаг винтовой линии

l- длина, на которой действует нагрузка

k, μ-коэффициенты

p_0 - максимальная загрузка, действующая на рассматриваемую цилиндрическую оболочку.

Предположим, что закон изменения радиальных перемещений имеет вид

Where is h-step of the helix

l is the length at which the load acts

k, μ -coefficients

p_0 - maximum load acting on the cylindrical shell under consideration.

Let us assume that the law of change in radial displacements has the form

$$w = \xi(x)\cos n\phi \tag{2}$$

Where $\xi(x)$ is a statically indeterminate function, variable along the axis

ϕ - angle measured from the vertical axis

n=2,3,4… are numbers in the natural series.

The unknown function $\xi(x)$ can be determined from the solution of the Euler equation of the variational problem. To do this, we create an expression for potential energy [1]

$$\Gamma = \int \left[\frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + \frac{1}{2} m_{xdop} \chi_x + m_{x\phi dop} \chi_{x\phi} + \frac{\delta}{2} \sigma_{xdop} \varepsilon_x + \frac{\delta}{2} \sigma_\phi \varepsilon_\phi - m_{\phi 0} \chi_\phi \right] R d\phi \tag{3}$$

Where m_ϕ is the transverse bending moment

$$m_\phi = D\left(\chi_\phi + \nu \chi_x\right)$$

D- cylindrical stiffness

$$D = \frac{E\delta^3}{12\left(1-\nu^2\right)}$$

χ_ϕ-change in curvature in the circumferential direction

$$\chi_\phi = -\frac{1}{R^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + w\right)$$

χ_x-change in the curvature of the middle surface in the direction of the generatrices

$$\chi_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$$

m_{xdop} - additional longitudinal bending moments

$$m_{xdop} = D\left(\chi_x + \nu\chi_\phi\right)$$

ν --Poisson's ratio

$m_{x\phi dop}$ - additional torques

$$m_{x\phi dop} = D\left(1-\nu\right)\chi_{x\phi}$$

$\chi_{x\phi}$ - the value of the relative angle of twist

$$\chi_{x\phi} = -\frac{1}{R}\left(\frac{\partial V}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial \phi \partial x}\right)$$

v-tangential movements

σ_{xdop} - additional normal stresses

$$\sigma_{xdop} = E\frac{\partial u}{\partial x}$$

u- movement along the x axis

σ_{ϕ} - ring normal stresses

$$\sigma_{\phi} = \frac{R}{\delta}\left(\frac{\partial Q_{xdop}}{\partial x} + \frac{\partial Q_{\phi}}{R\partial\phi}\right) + \frac{pR}{\delta}$$

ε_x relative deformation along the generatrices

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$$

ε_{ϕ} - relative deformation in the circumferential direction

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{\sigma_{\phi}}{E} - \nu\frac{\sigma_{xdop}}{E}$$

Q_{xdop}, Q_{ϕ} -lateral forces

$$Q_{xdop} = \frac{\partial m_{xdop}}{\partial x} + \frac{\partial m_{x\phi dop}}{R\partial\phi}$$

R-radius of the shell

δ - shell wall thickness

$$Q_{\phi} = \frac{\partial m_{\phi}}{R\partial\phi} + \frac{\partial m_{x\phi dop}}{\partial x}$$

-potential of external forces

Since in the expression for Γ all forces and deformations depend on one unknown function and its derivatives, then the Euler equation for the variational problem

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi(x)} - \frac{d}{dx}\left(\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi^{1}(x)}\right) + \frac{d^{2}}{dx^{2}}\left(\frac{\partial \Gamma}{\partial^{11} \xi(x)}\right) - \ldots = 0 \tag{4}$$

This equation leads to a resolving linear differential equation of the fourth degree.

$$\frac{d^{4}\xi(x)}{dx^{4}} + a_{1}\frac{d^{2}\xi(x)}{dx^{2}} + a_{2}\xi(x) = a_{3}e^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi} \tag{5}$$

Where

$$a_{1} = \frac{\left(n^{2}-1\right)}{R^{2}}\left(2 - \frac{9}{2}\nu\right)$$

$$a_{2} = \frac{1}{R^{4}}\left[\left(n^{2}-1\right)^{2} + \frac{24\left(1-\nu^{2}\right)}{\delta^{2}}\right]$$

$$a_{3} = \frac{p}{D}$$

The solution to this differential equation will have the form

$$\xi(x) = e^{b\cos\beta x}\left[C_{1}\cos\left(b\sin\beta x\right) + C_{2}\sin\left(b\sin\beta x\right)\right] + e^{-b\cos\beta x}\left[C_{3}\cos\left(b\sin\beta x\right) + C_{4}\sin\left(b\sin\beta x\right)\right]$$

$$+ Ae^{-k\mu\frac{l-x}{h}2\pi} \tag{6}$$

Where

$$A = \frac{a_{3}}{\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\right)^{4} + a_{1}\left(\frac{2\pi k\mu}{h}\right)^{2} + a_{2}}$$

In the presence of elastic edge frames, we draw up boundary conditions that take into account the equality of the radial movements of the shell and frame. The integration constants are determined from the following boundary conditions Absence of normal stresses

$$\frac{d^2\xi(x)}{dx^2}=0\text{, при } x=0,L$$

Equality of radial displacements of the shell and frame (natural boundary condition of a mixed variational problem)

$$\frac{\partial\Gamma}{\partial\xi^1}-\frac{d}{dx}\left(\frac{\partial\Gamma}{\partial\xi^{11}}\right)+\frac{\partial\Gamma_k}{\partial\xi}=0 \quad \text{при } x=0,L$$

Where Γ_k is the energy of the edge frame

$$\Gamma_k=\oint\frac{M_k^{\,2}}{2EI_0}Rd\phi$$

$$M_k=EI_0\chi_\phi=\frac{EI_0\xi(x)D\left(n^2-1\right)}{D_kR^2}$$

EI_0 bending rigidity of the edge frame

$$D_k=Ei_k$$

Where i_k is the linear moment of inertia of the section of the edge frame together with the skin.

The joint solution of four equations makes it possible to determine the coefficients C_1,C_2,C_3,C_4 depending on the dimensions of the frames installed at the edges of the shell and their rigidity parameters.

The edge frame stiffness parameter can vary from 0 to ∞. With increasing rigidity of the edge frames, the absolute values of additional force factors increase.

It should be borne in mind that an increase in the rigidity of the edge frames causes an increase in additional tangential and normal forces, although it reduces the value of the annular bending moments m_ϕ. Therefore, in each specific case, it is necessary to evaluate how much the bending ring moments decrease and how much the normal and tangential forces increase. It may turn out that it is more expedient to install the edge frames less rigid.

As calculations show, the transition from hinged support of a sufficiently long shell to rigid sealing of its ends causes a doubling of the flow of additional tangential forces at the edge frames.

LITERATURE

1.Фідровська Н.М. Циліндрична оболонка під дією вісі несиметричного тиску.Науковий вісник будівництва, ХДТУБА, -2008-№47.- с.151-155.

ВПЛИВ КАНАТНИХ БЛОКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТІВ

Штода В.С. аспірант
Науковий керівник д.т.н., професор Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Підвищення довговічності каната являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування. Над цим питанням працювали багато відомих вчених, таких як Б.С. Ковальський, М.Ф. Глушко , І.Ф. Нікітін [1], В.А. Маліновський [2], С.Т. Сергєєв, М.Г. Лейдер [3] та інш. Для канатів виготовляють блоки з сталі виливом, зварюванням або штамповкою . Останній

метод найбільш раціональний. Для виливаних барабанів застосовують сталь з механічними властивостями не нижче ніж має сталь 45, а для зварюваних – не нижче, ніж має Ст3. Ручій блока повинен бути загартований до твердості не нижче 35 HRC з глибиною загартованого шару не менше 3 мм . Профіль ручаю блока повинен бути таким, щоб канат бездоганно входив та виходив з нього, а також, щоб канат доторкувався ручія по найбільш можливій площині.

Розміри профілю ручаю повинні відповідати розмірам, які вказані в стандарті.. При цьому

$$R = (0,53...0,56)d ,$$

$$H = (1,4....1,9)d ,$$

$$b = (2...2,25)d ,$$

$$r = 0,2d \text{ і } \alpha = 55 \pm 1 ,$$

де R – радіус блока, d – діаметр каната, H – висота ручаю b – роствір ручаю, r – радіус округлення ручаю, α - кут рос твору ручаю.

При виконанні цих умов канат може відхилятися від площини симетрії ручаю блока рекомендується не допускати відхилення каната більше ніж 6, а на врівноважуючи блоках – не більше ніж на 0,5.

Блок потребує заміни при зносі ручаю на глибину 0,2в, але не більше 0,2 попередньої товщини ободу. Для підвищення довговічності каната іноді застосовують блоки з ручаєм, футерованим пластмасою або алюмінієм. Так якщо прийняти знос канату на чавунному блоці за 100%, то на сталевому блоці за такий же строк знос каната складає 110%, при футеровці алюмінієм – 80%, а при футеровці капроном – 40-50%.

Вісь блоків розраховують як двох або багато опорну балку, яка навантажена рівнодіючими натягнення гілок каната S, кількість яких відповідає кількості блоків на осі.

Внутрішній діаметр маточини та її довжину визначають із умови міцності осі, на якій встановлюється блок, а при застосуванні втулок сковзання тиск визначають за формулою

$$q = \frac{S_c}{ld_0},$$

де S_c - геометрична сума натягнення гілок каната, які огинають блок,

l – довжина маточини,м;

d_0 - діаметр осі, м.

Значення q, а також питома потужність тертя $qv\mu$ (де v- швидкість сковзання у втулці, м/с; μ- коефіцієнт тертя) не повинні перебільшувати допустимих: при терті сталі по бронзі q= 10 МПа; $qv\mu = 6000$ кВт/м; сталі по антифрикційному чавуну або пластмасі - $q \le 4$ МПа; $qv\mu \le 3000$ кВт/м.

Блоки монтуються на нерухомих осях і закріпляються від осевого переміщення і обертання стопорними планками (ригелями), які входять в паз осі. Стопорні планки закріплюють до несучої конструкції двома болтами і ставлять з боку осі, де відсутнє навантаження на листи несучої конструкції. Це роблять для того, щоб випадково не передавалося навантаження на стопорну планку. Розміри стопорної планки задаються із умов експлуатації.

Всі блоки поліспастної системи рекомендовано встановлювати на підшипниках кочення із застосуванням захисних ущільнювачів, які запобігають забрудненню підшипників і витоку мастила.

Основною причиною зносу каната являється його перегини на блоках, тому призначення розмірів блоків потребує самого пильного розглядання.

Умови роботи каната на блоці залежить від співвідношення діаметрів блока і каната. Чим більше діаметр блока, тим менше поперечне навантаження каната при згині і менше відносне переміщення дротинок і пасма, і відповідно, зменшується знос каната.

Тому в підйомних механізмах з напруженим режимом роботи треба застосовувати достатньо великі блоки порядку D / d = 30- 50 та і більше.; для механізмів з легким режимом роботи можна обмежитися меншими блоками D/ d = 20 – 25 і ще меншими при виконанні часткових робіт або в механізмах з ручним приводом або на кранах, де габарити обмежені.

Максимально допустимі значення D/d регламентуються офіційними правилами. Практика, яка використовується у нас, коли норми мінімальних значень D /d обмежуються правилами технадзору, метою якого являється забезпечення безпечної роботи підйомних та інших машин, не являється обґрунтованою. Величина D/d визначається розрахунком каната на довговічність, мінімальні значення D/ d для даної конструкції каната обмежується тім, що при деяких критичному значенні D /d можливий вихід пасма із звивки і ушкодження каната.

Наприклад, для легкого, середнього і тяжкого режимів роботи для кранів на автомобільних і гусеничних кранів приймаємо

$$D/d = 16-18-20,$$

Для цехових кранів

$$D/d = 20-25-30.$$

Крім параметру D /d зносостійкість каната залежить від форми ручію блока. Чим більше радіус кривизни r ручаю наближається до радіусу перетину каната, тим більш щільним стає контакт між канатом і блоком, канат отримує більшу опорну поверхню і напруження в контакті зменшуються: крім того, при цьому перетину канату, який зігнутий на блоці, менше сплющується, чім забезпечується більша рівномірність в навантаженні окремих пасма каната. З другого боку, більш щільне заповнення ручаю канатом повинно приводити до збільшення зносу дротинок, так як збільшуються переміщення дротинок

відносно блоку, особливо при деякому відхиленні каната від площини обертання блоку.

Ці протиречеві думки по різному враховуються в нормалях окремих заводів, але загальна тенденція до зменшення кількості різних профілей блоків приводять в ряді випадків до допущенню залишкових вільностей каната в ручаю, особливо у випадку канатів малих діаметрів. Значного впливу профілю блока на зносостійкість каната не виправдовує таку практику, тим паче, що можливий економічний ефект від зменшення кількості профілей блоків дуже малий.

При профілюванні ручаю блока треба враховувати, що діаметр нового каната може відрізнятися від номінального у межах + 6%, -2 %, витягнення каната під навантаженням зменшує діаметр його на 3 -5 %. Тому за основу прийнято співвідношення

$$r = (0,52 - 0,53)d .$$

Щодо інших параметрів профілю ручаю, то можливо прийняти

$$2\beta = 40° - 45°,$$

і значення

$$h / d = 1,6 - 2,0 .$$

При $d = 10 - 40$ мм (менші значення h /d при більших d). Ці рекомендації не являються універсальними: при більших кутах відхилення каната біля блока потребує збільшення кута 2β, при підвищенних швидкостях каната слідує збільшити глибину ручаю.

Розміри маточини блока визначаються габаритами підшипників кочення або величиною допустимого питомого тиску

$$k = \frac{R}{Ld_0} \le [k] \quad ,$$

де R – навантаження блока, яка залежить від натягнення каната;

L – довжина маточини;

d_0 - діаметр осі.

Для бронзових втулок при добрій доступності блоків для змащення і відсутності абразивного середовища можна приймати в залежності від режиму роботи механізму підйому

$$[k] = 50 - 150 \text{ кг/см}^2,$$

При поганому доступі блоків і роботі в абразивному середовищі (блоки грейферів, робота на рудних та вугільних складах, на піщаних кар'єрах, в ливарних цехах) $[k] = 25 - 50$ кг/ см^2.

При менших навантаженнях замість бронзових втулок приймають чавунні втулки, знижуємо $[k]$ у 2 -3 рази, в пластмасових втулках (текстоліт і т.ін.) при тих же значеннях $[k]$, що і для чавуну.

Діаметр осі блоку визначається розрахунком на згин. Блоки виготовляються виливанням із чавуну (СЧ 12-28, СЧ 15-32). При більших навантаженнях – із виливаної сталі (СтЛ15, СтЛ25). Матеріал блоку впливає на строк служби каната, так як від модулю пружності матеріалу залежать в контакті між блоком и дротяним канатом. В той же час міцність чавуна повинна бути достатньою, щоб протистояти дії сил тертя на майданчиках контакту і забезпечити довговічну роботу блоків без переточки. Тому рекомендується виготовляти блоки із чавуну не нижче СЧ15-32 і сталі не нижче СиЛ25, а в умовах дуже інтенсивної роботи – із марганцевої сталі.

Щоб зменшити знос каната і блока поверхні ручаю повинні бути добре оброблені.

Література

1. Нікітін І.Ф., Фідровська Н.М. Зміна натягнення каната при набіганні його на шків.-Дніпропетровськ: Підйомно-транспортна техніка, 2009.-№4.-с.144-151.

2. V.A.Malinovsky and N.S.Tarnavskaya. Adapted hoist ropes// OIPEEC Bulletion 91? 2006. –p.29-44.

3. Leider M.G.Die Bestimmung der Zusatzspannungen bei der Beiegung von Drahtseilen und ihr Einflub auf die Seillebensdauer.- Dissertation? Universitat (TH) Karsruhe, 1975/

ДЕФЕКТИ ДРОТЯНОГО КАНАТУ

Потапова Софія. М 51-25
Науковий керівник д.т.н., професор Фідровська Н.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Дефекти дротяного каната включають:

- Розриви дроту
- Зменшення діаметра внаслідок пошкодження
- Зовнішній знос
- Зниження еластичності
- Корозію (внутрішню та зовнішню)
- Деформацію

Дефекти дротяного каната знижують його номінальне навантаження. Надмірна кількість дефектів створює небезпечний стан.

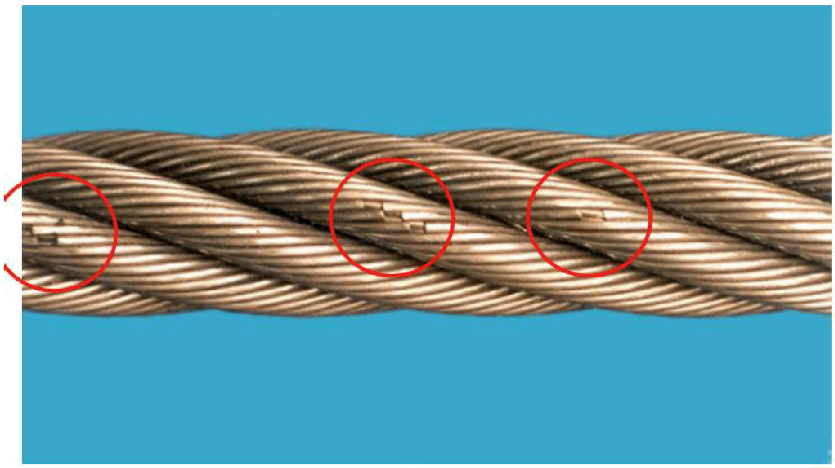


Рисунок 1 – Розриви коронного дроту

Коли виявлено один розрив у западині, мотузку слід розглянути як таку, що підлягає викиданню.

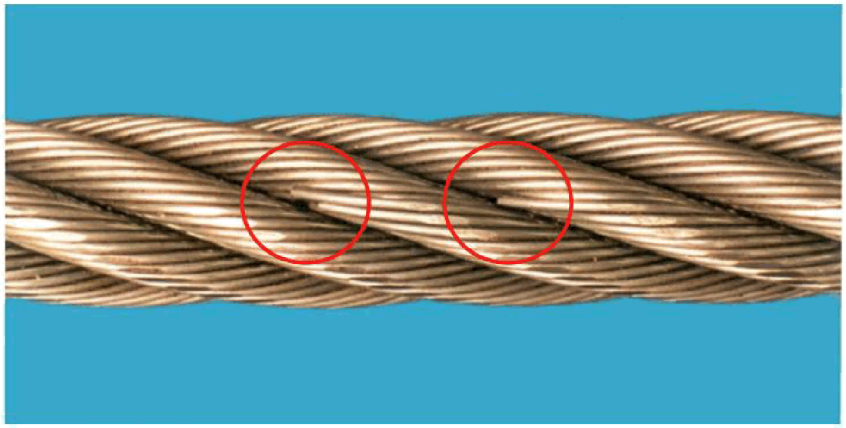


Рисунок 2.-Розриви дроту пасма.

Зовнішня корозія

Корозія особливо часто виникає в морській та забрудненій промисловій атмосфері. Вона зменшує міцність каната на розрив, зменшуючи площу поперечного перерізу металу, та прискорює втому, спричиняючи нерівності поверхні, що призводять до розтріскування від напруги. Сильна корозія може спричинити зниження еластичності каната.

Провисання дроту через корозійний вплив/втрату сталі є підставою для негайної утилізації каната.

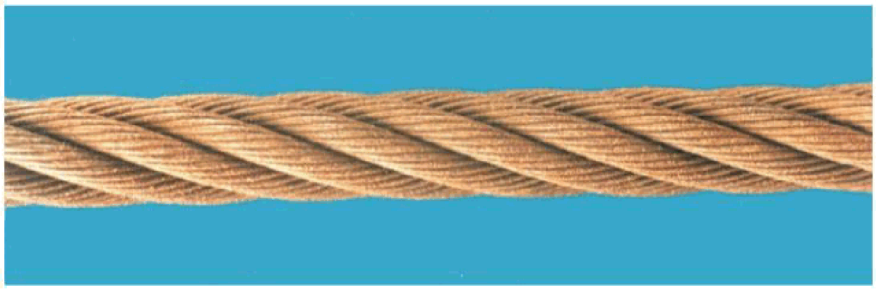


Рисунок 3.-Зовнішня корозія

Яка ще буває корозія:

- Деформація або викривлення мотузки
- Випинання/деформація пасма
- Деформація кошика або ліхтаря (пташина клітка)
- Хвилястість

- Виступ внутрішнього каната каната, стійкого до обертання
- Виступ дроту
- Локальне збільшення діаметра каната через деформацію серцевини
- Сплющена частина
- Локальне зменшення діаметра каната (затонуле пасмо) розглядається як сплющена частина

Захист від корозії

Сталеві канати схильні до корозії, особливо в агресивних середовищах.

1. Цинкування

Канат занурюється в розплавлений цинк при температурі близько 450°C, утворюючи міцне покриття.

Електрогальванізація: Тонкий шар цинку наноситься електролітичним способом, забезпечуючи гладку поверхню.

2. Полімерні покриття

Додатковий захист забезпечують покриття з ПВХ, поліетилену або епоксидних смол, що підвищують стійкість до механічних пошкоджень та хімічних впливів.

3. Змащення

Регулярне мастило канатів запобігає корозії та зносу.

Дефекти та бракування

Основні причини вибракування сталевих канатів:

Корозія: За наявності іржі на 40% поверхні канат підлягає заміні.

Зменшення діаметра: Зниження діаметра на 7% і більше внаслідок зношування або корозії вимагає вибракування каната.

Механічні ушкодження: Заломи, перекручування, перегини та інші деформації значно знижують міцність каната і є основою його заміни.

Продовження терміну служби

Для збільшення терміну служби сталевих канатів рекомендується:

Регулярний огляд: Періодична перевірка стану канатів на наявність дефектів та зношування.

Своєчасне мастило: Застосування якісних мастил для захисту від корозії та зниження зносу.

Правильна експлуатація: Дотримання радіусів вигину, уникнення перевантажень та різких навантажень.

Зберігання: Дотримання умов зберігання, що запобігають впливу вологи та агресивних речовин.

ЕЛЕКТРОДИНАМІЧНЕ ГАЛЬМО ЛЕБІДКИ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Соколенко Павло М 61-24

Науковий керівник д.т.н., професор Фідровська Н.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

У нафтогазовій промисловості, особливо при бурінні глибоких свердловин, в основному для бурових лебідок використовують стрічково-, і дисково-колодкові гальма, але останнім часом все частіше стали використовувати і електродинамічне гальмо, мета якого утримання бурильної колони в статичному й динамічному стані в свердловині. Основним недоліком останнього є потреба у постійному охолодженні Т-подібних магнітних роторів, які розташовані на підйомному валу бурової лебідки. Тому покращення системи охолодження електродинамічного гальма є актуальною проблемою.

На рис. 1 а зображено описуване гальмо, а на рис. 1 б – поздовжній розріз частини Т-подібного ротора з вертикальними та горизонтальними каналами, заповнених нанорідиною.

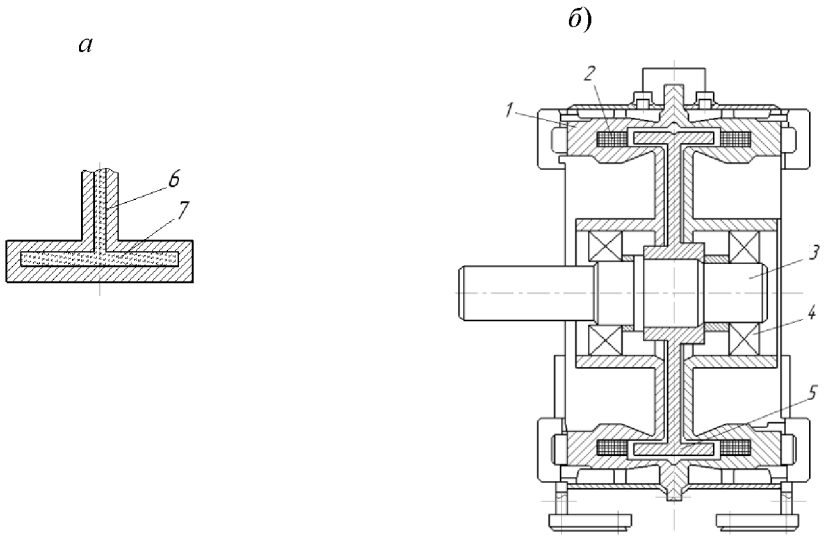


Рисунок 1 – Електродинамічне гальмо лебідки бурової установки:
1 - нерухомий магнітопровід; 2 - котушка збудження; 3 - підйомний вал; 4 - підшипники; 5 – Т-подібні ротори; 6, 7 – вертикальні і горизонтальні канали

Роторне гальмо з охолодженням містить нерухомі магнітопроводи 1, всередині яких розташовані котушки збудження 2. На підйомному валу 3, що обертається в підшипниках 4, встановлені Т-подібні ротори 5. Робочі поверхні роторів 5 знаходяться між полюсами магнітопроводів 1. У тілі Т-подібних роторів 5 виконані канали 6 та 7, розташовані у вертикальній та горизонтальній площинах, та заповнені нанорідиною. В якості останньої в системі охолодження застосовані легкоплавкі метали Na ($t_{пл}$ = 97,79 °С) і Li ($t_{пл}$ = 180,5 °С) у вигляді порошків змішаних з водою і називаються нанорідинами, які використовуються в залежності від енергонавантаженості частин Т-подібних роторів 5, та обертаючись знаходяться біля котушок збудження 2. Для даного гальма застосований порошок літію (Li) у нанорідині (50% літієвого порошку та 50% води) здатний відводити значні теплові потоки (порядку 15,0 кВт/см^2 при поверхнево-об'ємній температурі 800°С). Заправка системи охолодження проводиться через клапани (на рисунку не показані), вмонтовані в тіло вертикальних складових Т-подібних роторів 5, на ¾ всього об’єму каналів кожного ротора. Аналогічно монтується випускний клапан, який включається

при аварійному тиску нанорідини. Крім того, сама нанорідина у системі охолодження через агрегатний стан не показана.

Феромагнітний порошок (на рисунку не показаний), який знаходиться в робочих зазорах при наявності струму в котушках збудження 2 втягується в ці зазори і створює тертя між нерухомими полюсами магнітопроводів і обертовими Т-подібними магнітними роторами 5. Гальмівний момент прямо пропорційний струму збудження.

Зони випаровування та конденсації (верхні та нижні частини ротора) при кожному повороті на 180° стають зонами конденсації та випаровування нанорідини, що інтенсифікує ефект «теплових труб», розташованих у роторі у двох взаємно перпендикулярних площинах.

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА

Бугаєнко Д.В., аспірант
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Робота скреперів в складі потяга передбачає виникнення підвищених динамічних навантажень у металоконструкціях машин та зчіпному пристрої, величина яких є основою для вибору параметрів та розрахунків на міцність [1,2].

Скреперний потяг є складною динамічною системою, розглядаючи яку слід запровадити обмеження, що дозволяють спростити розв'язання задачі.

Схема сил, що діють на скреперний агрегат, що складається з двох напівпричіпних пневмоколісних скрепера в режимі штовхання, представлена на рис. 1. Враховуючи, що жорсткість металоконструкцій скреперов значно

перевищує жорсткість пружного елемента зчіпного пристрою $C_1, C_2 >> C$, а сила тяги машини Т дорівнює силі тяги по зчепленню, визначається зчіпною вагою агрегату і коефіцієнтом зчеплення, складемо спрощену розрахункову схему, представлену на рис. 2.

Рівняння руху мас M_1 і M_2 запишемо у вигляді:

$$T_1 + C(x_2 - x_1) - Ax_1 + C(x_{02} - x_{01}) - Ax_{01} - M_1 \ddot{x}_1 = 0 \quad (1)$$

$$T_2 + C(x_2 - x_1) - C(x_{02} - x_{01}) - Ax_{01} - M_2 \ddot{x}_2 = 0 \quad (2)$$

де: T_1, T_2, M_1, M_2 – сила тяги та маси переднього та заднього скреперів;

A – інтенсивність зростання опору копанню;

x_{01} та x_{02} – перемещення скреперів до початку буксування тягачей.

За умови рівномірного руху скреперів до початку буксування початковими умовами будуть: $t = 0; x_1 = x_2 = 0; \dot{x}_1 = \dot{x}_2 = V_H; \ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = 0$

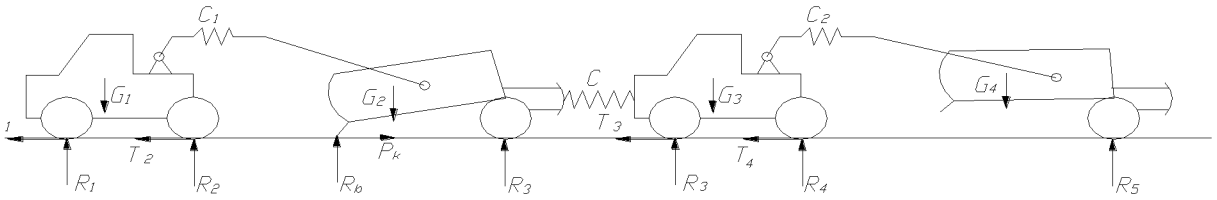


Рисунок 1 - Схема сил, що діють на скреперний потяг

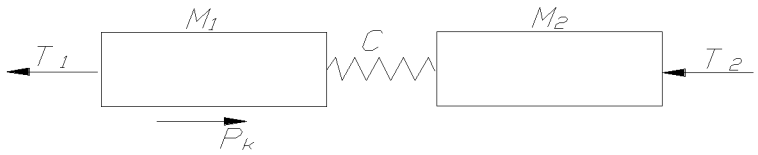


Рисунок 2 - Розрахункова схема скреперного потяга в штовхаючому режимі

$$C(x_{02} - x_{01}) = T_2; T_1 + T_2 = Ax_{01} \quad (3)$$

З урахуванням (3) рівняння (1) и (2) приймуть вигляд:

$$\ddot{x}_1 + Ax_1 / M_1 - cx_2 / M_1 + cx_1 / M_1 = 0 \quad (4)$$

$$\ddot{x}_2 + cx_2 / M_2 - cx_1 / M_2 = 0 \quad (5)$$

Після перетворень, отримуємо диференціальні рівняння четвертого порядку, характеристичні рівняння яких приводяться до біквадратних, що дозволяє отримати рішення у загальному вигляді.

Деформація пружного елемента зчіпного пристрою визначається як:

$$S = x_2 - x_1 \quad (6)$$

максимальне зусилля в пружному елементі визначається виходячи з того, що за наявності двох гармонік коливального процесу і випадковому поєднанні факторів, що визначають коливання, за відносно короткий проміжок часу цілком ймовірно, що αt і βt одночасно близькі за величиною π/2 або кратному числу, так що вершини синусоїд підсумовуються. Тоді вважаючи, що $\alpha t = n\frac{\pi}{2}$, а $\beta t = 3\frac{\pi}{2}$, де n – ціле число, можливо записати:

$$P_{\text{сц}} = T_2 + V_{\text{Н}} A\left(\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\beta}\right) \cdot c / M_1(\alpha^2 - \beta^2) \quad (7)$$

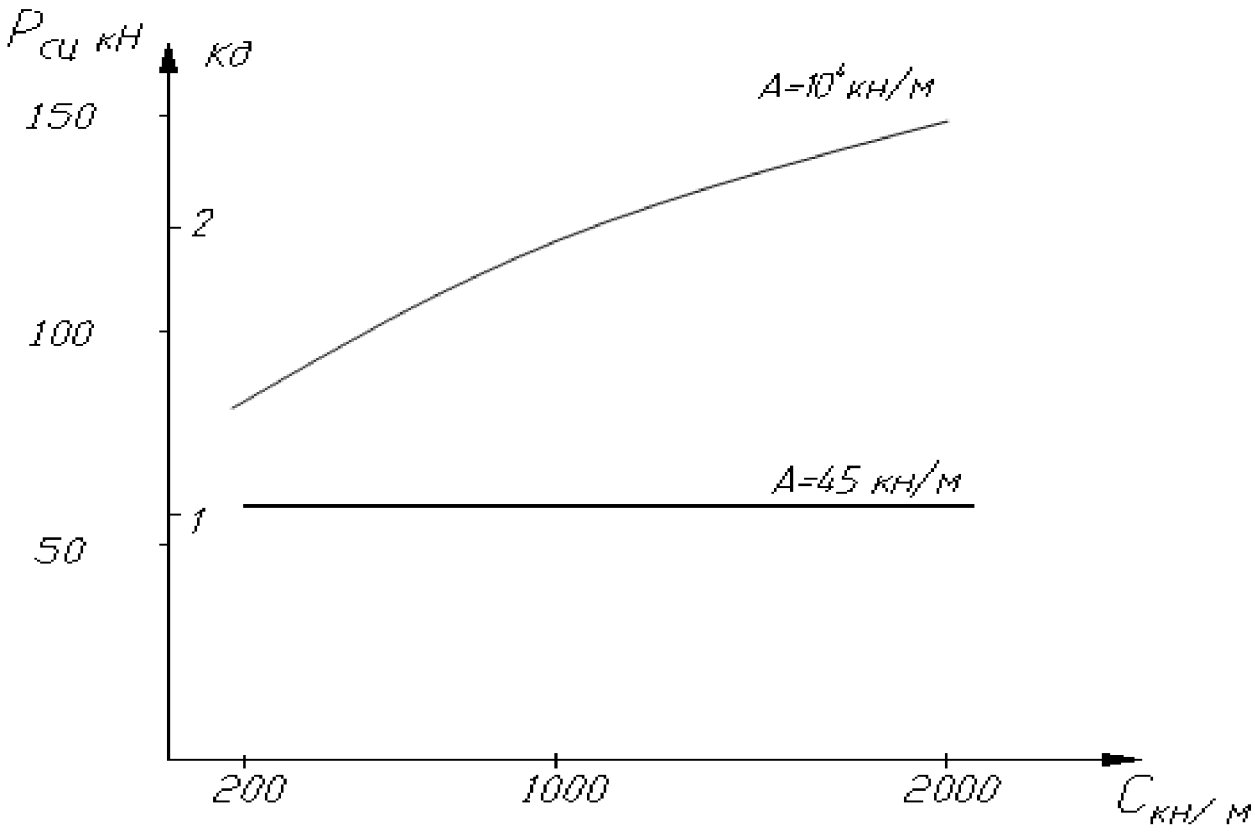


Рисунок 3 - Графік зусиль в зчіпному пристрої

Аналіз результатів розрахунку показує, що при експлуатації скреперних потягів доцільно застосування пружного елемента з жорсткістю 1000кН/м та обмеження швидкості копання величиною 0,5м/с.

У цьому випадку коефіцієнт динамічності Кд, при копанні однорідних ґрунтів зі значенням А = 45 кН/м не перевищує 1,3, а при зустрічі скрепера з твердою перешкодою $A = 10^4$ кН/м, Кд = 2,0.

Література

1. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К.,2022 – 390с.
2. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ НАПОВНЕННЯ КОВША СКРЕПЕРА

Демець М.В., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Загальний опір копанню ґрунту скрепером P, що долається тягачем, складається з чотирьох опорів [1]: W_1 – опір переміщенню навантаженого скреперу; W_2 – опір різанню; W_3 – опір переміщенню призми волочіння; W_4 – опір наповнення ковша скреперу, який у свою чергу складається з опору підйому стовпа ґрунту та опору стружки, що проходить скрізь ґрунтовий масив [2,3]:

$$P = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \quad (1)$$

$$P = (G_{ск} + G_{гр}) \cdot f + kBh + 0.1 \cdot gV\mu\delta_p + ghBH\delta_p + gBH^2\delta_p x, \quad (2)$$

де $G_{ск}$ – сила тяжіння порожнього скрепера, кН;

$G_{гр}$ – сила тяжіння грунту в ковші скрепера, кН;

f – коефіцієнт опору руху;

k – питомий опір різанню ґрунту незношеним ножем, кН/м^2;

h – глибина різання, м;

δ_p – щільність розпушеного ґрунту, кг/м^3;

V – об’єм ковша скрепера, м^3;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

μ – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту;

x – дослідний коефіцієнт;

B – ширина ковша скрепера, м;

H – висота ковша скрепера, м.

Об'єм ґрунту, вирізаного в щільному тілі за умови, що копання здійснюється з постійною товщиною стружки (рис. 1), дорівнює:

$$V_1 = Bh_p l_p k_p k_n, \tag{3}$$

де h_p – глибина різання, м;

l_p – довжина шляху різання, м;

k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту;

k_n – коефіцієнт втрат.

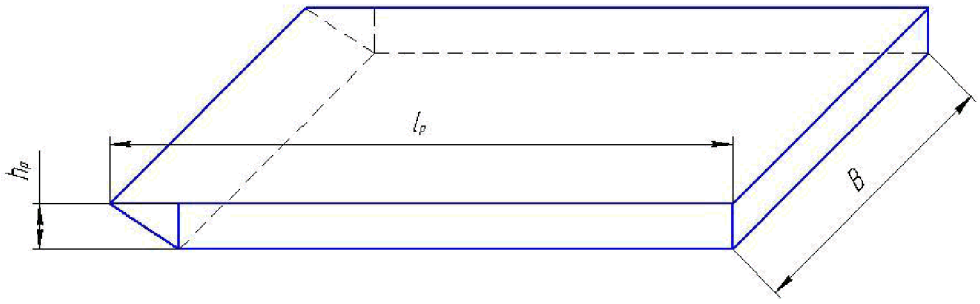


Рисунок 1 - Об'єм ґрунту, що видалено з масиву

Об'єм ґрунту, що поступив в ковш скреперу дорівнює:

$$V_2 = BHL \tag{4}$$

де B, H, L – геометричні параметри ковша скрепера: ширина, висота і довжина відповідно, м.

Прирівнюючи вирази (3) та (4), вираз для визначення висоти ґрунту в ковші скрепера прийме вигляд:

$$H = \frac{h_p l_p k_p k_n}{L}, \tag{5}$$

Підставляючи вираз (5) у формулу для визначення загального опору копанню скрепером (2), отримаємо:

$$P = (G_{ск} + G_{гр}) \cdot f + kBh + 0.1 \cdot gV\mu\delta_p + ghB\delta_p \left(\frac{h_p k_p k_n}{L} \right) l_p + \\ + gB\delta_p x \left(\frac{h_p k_p k_n}{L} \right)^2 l_p^2 \quad (6)$$

Вирішуючи це рівняння, знайдемо зміну сили опору від шляху копання на другій категорії ґрунту, для об'єму наповнення ковша - 5,5м^3, при глибинах копання 0,07, 0,08, 0,09м (рис.2).

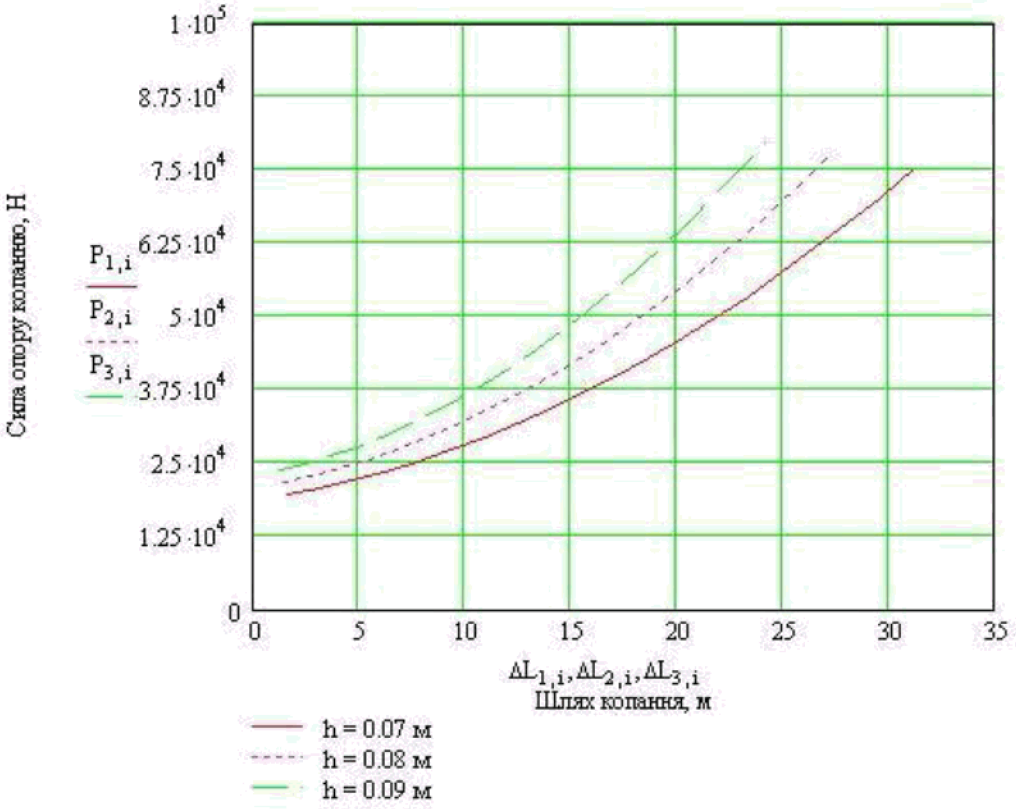


Рисунок 2 - Графік зміни сили опору копанню від шляху наповнення

Аналіз отриманих результатів показує, що найбільший опір копанню не виходить за межі сили тяги скреперу, але подальше збільшення глибини

копання приведе до зупинки машини. Характер зміни опору остається незмінним, незалежно від глибини різання грунта. Результати дослідження можливо використовувати в визначенні параметрів руху скрепера під час набору грунта.

Литература

1. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К.,2022 – 390 с.

2. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.

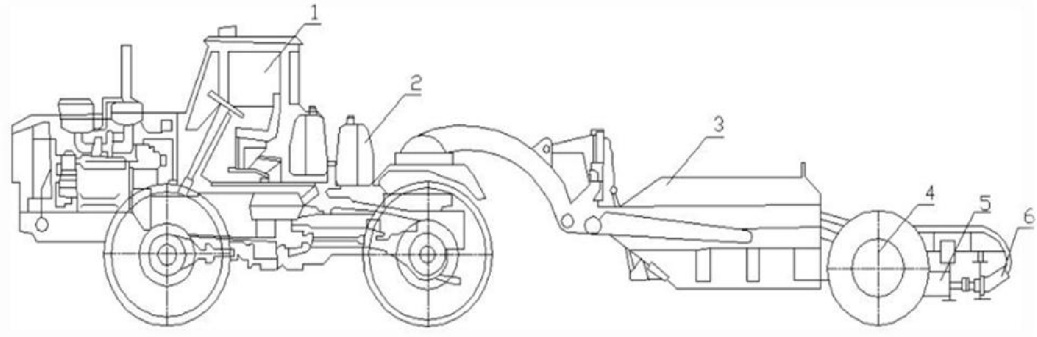
ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА З ГІДРООБ'ЄМНИМ ПРИВОДОМ ЗАДНЬОГО МОСТА

Погодін К.М., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В даний час, в дорожньому будівництві, скреперами виконується близько 9 - 12% від загального обсягу земельних робіт. У зв'язку із зростанням темпів дорожнього будівництва спостерігаються тенденції зростання частки робіт виконуваних скрепером [1].

Одним з основних напрямків розвитку будівництва скреперів у світі є підвищення тягово-зчіпних характеристик машин, в тому числі за рахунок встановлення гідрооб’ємного приводу з закритою схемою, в якому використовується окрема передача на задню вісь, завдяки насосу змінної продуктивності і реверсивного мотора з редуктором [2].

У даній роботі розглянуто поліпшення тягово-зчіпних характеристик напівпричіпного скрепера (рис.1) шляхом застосування гідрооб'ємного приводу заднього моста скрепера.



1- тягач; 2- гідробак; 3- ківш; 4- задній міст;

2- 5- редуктор; 6- гідромотор.

Рисунок 1 – Напівпричіпний скрепер з гідрооб'ємним приводом

При виконанні тягового розрахунку напівпричіпного скрепера розглядалася наступна схема сил (рис.2), що діють на машину в процесі копання грунту: активні сили - вага тягача G_m, вага скрепера $G_{скр}$ і вага грунту в ковші $G_{гр}$, сила тяги передніх $T_{ш}$, задніх $T_з$ коліс тягача і задніх коліс скрепера T_c, реактивні сили - нормальні реакції грунту на передні $R_{ш}$, і задні $R_з$ колеса тягача і на колес скрепера R_c, сила опору коченню передніх $R_{fп}$, задніх $R_{fз}$ коліс тягача і коліс скрепера R_{fc}, а так само горизонтальна P_1, і вертикальна P_2 складові на ножі скрепера. На шарнірно-важільний зчіпний пристрій скрепера діють горизонтальні R_{ox} і вертикальні R_{oy} реакції.

В результаті проведених розрахунків була отримана залежність глибини копання та обсягу грунту в ковші від шляху копання.

Аналіз залежностей показує, що відповідно до розрахунків у скрепера традиційного виконання місткість ковша повинна дорівнювати 4,5 $м^3$, шлях копання 28 м, мінімальна товщина стружки в кінці копання 2,6 см, відповідно для модифікованного скрепера з гідрооб'ємним приводом задньої осі, місткість

дорівнює - 6 м^3, шлях копання - 29 - 30 м, товщина стружки в кінці копання - 4,7 см (рис.3).

З отриманих результатів дослідження видно, що застосування гідрооб'ємного приводу задньої осі дозволяє збільшити наповненість ковша в середньому на 33%, при цьому за рахунок зрізання стружки великої товщини шлях копання, а отже, час копання, збільшиться в межах 4 -7%.

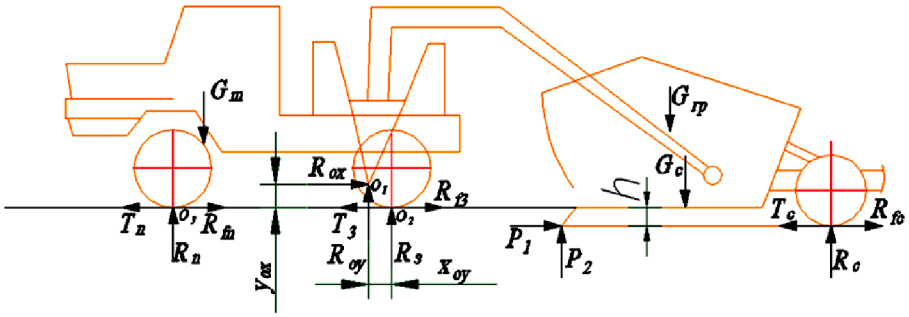
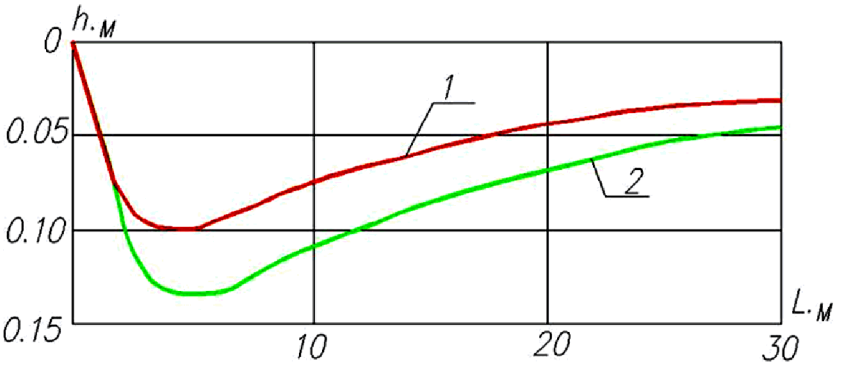


Рисунок 2 – Схема сил діючих на скрепер в процесі копання



1 – традіційний скрепер; 2 – скрепер з приводом задньої вісі.

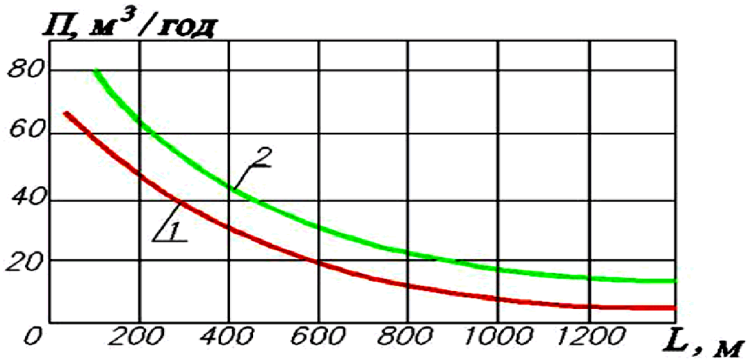
Рисунок 3 – Залежність глибини копання від шляху копання

На підставі отриманих даних був проведений розрахунок продуктивності скрепера з комбінованим приводом та отримана залежність продуктивності від дальності транспортування грунту.

Враховуючи, що частка часу копання в тривалості робочого циклу напівпричіпних скреперів не перевищує 10%, можна вважати, що збільшення

шляху копання ґрунту скрепером з гідрооб'ємним приводом не робить істотного впливу на його продуктивність.

Як показують розрахунки, застосування гідрооб'ємного приводу веде до збільшення циклу в межах 5%. З огляду на збільшення наповнюваності ківша, можна констатувати, гідрооб'ємний привід дозволяє підвищити продуктивність напівпричепних скреперів до 35% (рис.4).



1 – традіційний скрепер; 2 – скрепер з приводом задньої вісі.

Рисунок 4 – Зміна продуктивності від дальності транспортування ґрунту

В результаті проведених досліджень можна зробити висновок, що оснащення напівпричіпного скрепера гідрооб'ємним приводом заднього моста веде до підвищення тягово–зчіпної характеристики машини, а отже до зростання продуктивності на 23-35% та збільшення наповнення ковша на 0,8-1,2м^3.

Література

1. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К.,2022 – 390 с.

2. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.

ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ В ТРИБОСИСТЕМАХ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

Щукіна Ю.О., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

При дослідженні процесів тертя і зношування трибосполучення необхідно розглядати його як динамічну дисипативну систему, в якій реалізується деградація енергії макромеханічного руху, тобто виробляється ентропія. У зв'язку з цим цілком доречно використовувати основний закон нерівноважної термодинаміки про прагнення виробництва ентропії термодинамічної системи до мінімального позитивного значення при наближенні її до стаціонарного стану, що характеризується постійністю всіх параметрів системи. Стосовно до трибосполучення, як об'єкту нерівноважної термодинаміки, маються на увазі сила тертя і швидкість зношування трибоповерхонь [1].

Відповідно до моделі Л.І. Бершадського [2] трибосистема включає в себе збуджуємі обсяги матеріалів поверхонь тертя і мастильного шару, в яких реалізується позитивне виробництво ентропії за допомогою будь-яких механізмів. У зв'язку з цим проаналізуємо тенденцію еволюції різних параметрів трибосполучення при наближенні його до стаціонарного стану, використовуючи для цього теорему І. Пригожина [3], згідно з якою виробництво ентропії при наближенні системи до стаціонарного стану прагне до мінімального позитивного значення.

Як відомо, повна зміна ентропії dS складається зі зміни ентропії, виробленої всередині системи, і ентропії, зумовленої зовнішнім середовищем. З огляду на те, що виробництво ентропії є частиною повної похідної від ентропії за часом, маємо:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d_i S}{dt} + \frac{d_e S}{dt}$$

де $\frac{d_e S}{dt} = \frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{dt}$ – потік ентропії.

При наближенні до стаціонарного стану

$$\frac{dS}{dt} \approx 0;\ \frac{d_i S}{dt} = -\frac{d_e S}{dt} \text{ або } p_S = -\frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{dt} \tag{1}$$

Відповідно до першого початку термодинаміки

$$\delta Q = dU - \delta A \tag{2}$$

Для трибосполучення, що працює в умовах гідродинамічного змащування, зміна внутрішньої енергії dU пов'язана зі зміною його температури dT і поверхневої енергії, обумовленої присутністю в зазорі частинок. Тобто

$$dU = c \cdot m \cdot dT + \sigma \cdot d(\Omega N), \tag{3}$$

де C – питома теплоємність; m – маса речовини в зазорі трибосполучення; σ – питома поверхнева енергія; Ω – середня площа поверхні окремої частинки у зазорі; N – число частинок у зазорі.

Робота dA, що здійснюється силою в'язкого тертя при переміщенні поверхонь $\square S$ трибосполучення на величину dl, дорівнює

$$dA = \eta \cdot grad\left|\vec{\upsilon}\right| \cdot \Delta S \cdot dl \tag{4}$$

де η – коефіцієнт динамічної в'язкості мастила.

Підставляючи (3) і (4) у (2) і (1), а також провівши ряд проміжних перетворень, отримаємо вираз для виробництва ентропії:

$$P_s = \frac{1}{T} \cdot \left[\eta \cdot \upsilon \cdot grad \left| \vec{\upsilon} \right| \cdot \Delta S + c \cdot m \cdot \left| \frac{dT}{dt} \right| + \zeta \cdot \sigma \cdot L \cdot \left| 2N \frac{dL}{dt} + L \frac{dN}{dt} \right| \right], \qquad (5)$$

де L- середній лінійний розмір частинки забруднень у мастилі; ζ – формфактор.

Як видно з (5), мінімізація виробництва ентропії, а отже, сили тертя і зносу трибосполучення, вимагає зменшення коефіцієнта динамічної в'язкості змащувального середовища, а отже, зменшення градієнта температури, зменшення швидкості відносного переміщення трибоповерхонь, а також середньозваженого лінійного розміру L частинок забруднень, які знаходяться в змащувальному середовищі.

Література

1. Ye. Ventsel, O. Orel, O. Shchukin, N. Saienko, A. Kravets', Dependence of Wear Intensity on Parameters of Tribo Units, Tribology in Industry, Vol. 40, No. 2, pp. 195-202, 2018, DOI: 10.24874/ti.2018.40.02.03

2. Л.И. Бершадский О взаимосвязях структурных механизмов и диссипативных потоков при кинетическом (некулоновском) трении и износе, Трение износ, т.10, №2, сс. 358-364, 1989.

3. И. Пригожин, Д. Кондепуди, Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. Москва: Мир, 2002.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТАРІННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ДВЗ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

Постольний І., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На відміну від інших елементів, з яких складаються двигуни внутрішнього згоряння, моторне мастило менш стабільне за своїми властивостями. Тому з часом експлуатації воно старіє. Старіння являє собою сукупність різних процесів, що призводять до зміни фізичних та хімічних властивостей мастила. При старінні воно окислюється, у ньому накопичуються механічні домішки та спрацьовуються присадки. Внаслідок цього погіршуються експлуатаційні властивості мастила, що призводить до обмеження його термінів служби.

Окислення мастила пов'язане з нестабільністю вуглеводнів, що входять до нього, і стимулюється високими температурами, а також контактом з металами (особливо кольоровими). Окислення протікає як ланцюгова реакція з участю вільних радикалів. Першими продуктами окиснення є перекисі. Це нестійкі сполуки, які згодом перетворюються на кислоти та оксикислоти [1]. Як проміжні продукти можуть утворюватися альдегіди, спирти і кетони. Надалі утворюються продукти глибшої полімеризації: асфальтово-смолисті речовини, карпени та карбіди.

Найбільш шкідливими продуктами окиснення з точки зору експлуатації є оксикислоти і асфальтени, так як вони, будучи нерозчинними в мастилі і липкістю, міцно утримуються на металі, забиваючи зазори, канавки для поршневих кілець двигунів і т.п.

Джерелами та причинами забруднення мастил механічними домішками неорганічного походження (частинами зносу та пилу) є [1, 2 та ін.]:

– попадання пилу з атмосфери;

– утворення нерозчинних продуктів в результаті корозії металів;

– налив мастил у погано очищені ємності, перекачування по брудних трубопроводах;

– використання вже забруднених при зберіганні та транспортуванні мастил, а також випадкових ємностей;

– генерування в мастило продуктів зносу вузлів тертя;

– попадання в мастило забруднень, що залишилися після виготовлення та ремонту двигуна.

Частинки забруднень неорганічного походження мають дуже високу твердість, величина якої значно перевищує твердість робочих поверхонь більшості деталей машин, що труться, це інтенсифікує абразивний знос поверхонь, що труться.

Одним з найважливіших параметрів частинок забруднень є їх розмір, оскільки він значною мірою визначає абразивні та інші властивості частинок, а також дозволяє судити про режими зношування. Так, за даними [1], якщо частинки зносу мають розмір близько 5 мкм, то у вузлах тертя реалізується гідродинамічний режим змащення. При розмірах частинок до 15 мкм має місце граничне тертя, до 150 мкм - тертя з проривами плівки олії зі слідами схоплювання, а при розмірах частинок до 1000 мкм має місце катастрофічне зношування.

Як показує практика, наявність у системах змащування фільтрів не забезпечує відсутності в мастилі частинок, максимальний розмір яких не перевищує номінальної тонкості очищення фільтроелементів.

Частинки забруднень в мастилах при експлуатації викликають такі негативні явища [1, 2 та ін.]:

– інтенсивне абразивне зношування;

– підвищене окиснення мастила, отже, збільшення його в'язкості з допомогою окиснення;

– розрив мастильної плівки та пов'язане з цим погіршення режиму мастила;

– засмічення фільтроелементів, зарощування малих щілин, що спричиняє порушення гідродинамічного режиму змащення підшипників колінчастого валу.

Як відомо, у більшість сучасних мастил для поліпшення їх властивостей додають легуючі присадки або композиції присадок. Це дозволяє значно покращити якість мастила та збільшити зносостійкість вузлів тертя. Однак згодом концентрація присадок в мастилах знижується, що пояснюється такими причинами [1, 3 та ін.]:

– спрацювання внаслідок втрати активних компонентів присадки, дія яких заснована на створенні в зоні тертя хімічних сполук з матеріалом поверхонь, що змащуються;

– розкладання присадок у мастилі під впливом високої температури, наявність у мастилі води;

– деструкція полімерних присадок, що спостерігається в загущувальних, депресорних та інших присадках;

– випадіння присадок в осад;

– абсорбція присадок на деталях двигуна, поверхнях фільтроелементів та частинках забруднень;

– зменшення концентрації присадок через витоку.

Антиокислювальні присадки спрацьовуються при взаємодії з продуктами окислення, які найбільш інтенсивно утворюються в початковій стадії експлуатації мастил. Аналогічним чином спрацьовуються мийно-диспергуючі присадки, механізм дії яких заснований на нейтралізації ними продуктів окисної полімеризації.

Розкладання присадок під впливом високих температур відбувається дуже інтенсивно в зонах тертя, коли мікровиступи контактують своїми вершинами та зрізають один одного, що стимулює різке збільшення температури [3].

Вказані вище процеси старіння негативно позначаються на експлуатаційних властивостях мастил, що як зазначалося вище, обмежує їх термін служби.

У посібниках з експлуатації двигунів зазначені терміни служби мастил до заміни або в кілометрах пробігу (автомобільні та інші двигуни

транспортних машин), або в машино-годинниках (двигуни тракторів, будівельних та дорожніх машин тощо). Зазвичай для автомобільних двигунів термін служби мастил знаходиться в межах 10-15 тис. км. пробігу, двигунів тракторів, будівельних, дорожніх машин – 240-480 маш.-год. [1]. Однак, наведені в посібниках з експлуатації дані щодо періодичності заміни мастил справедливі за нормальних умов експлуатації та за нормального технічного стану двигунів. За легких умов експлуатації двигунів, що працюють на малосірчистому паливі, швидкість старіння моторних мастил зменшується, і термін служби їх можуть бути продовжені. За важких умов експлуатації та використання високосірчистих палив процес старіння інтенсифікується, що різко знижує термін служби мастил до заміни. Крім того, використовувані в даний час в експлуатуючих організаціях двигуни дуже зношені, що також негативно відбивається на процесах старіння мастил і призводить до необхідності їх заміни в терміни, що не укладаються у нормативні. Тому про доцільність заміни мастил на свіжі слід судити не за пробігом або годиною напрацювання, а за фактичним станом якості мастила, що дозволить знизити витрати на технічне обслуговування та ремонт двигунів, а також більш економно витрачати дефіцитні та дорогі моторні мастила. Однак, в даний час ще немає, на жаль, стандартизованих значень показників граничного стану мастил, за якими можна визначити необхідність своєчасної їх заміни. Існують лише деякі значення усереднених показників граничного стану мастил, які можна використовувати в експлуатації, як орієнтовні, тому що ці показники тією чи іншою мірою узагальнюють досвід застосування мастил у двигунах у різних умовах експлуатації.

Література

1. Венцель Е.С, Жалкин С.Г., Данько Н.И. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел. Монография –Харьков:УкрГАЖТ, 2003. - 168с.

2. Белянин П.Н., Данилов В.М. Промышленная чистота машин. – М.: Машиностроение, 1982. - 224 с.

3. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. - 240 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НАНЕСЕННЯ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ НА РОБОЧІ ОРГАНИ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Шестерик Б., магістр
Науковий керівник к.т.н., доцент Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Іонно-плазмове покриття в даний час не отримало широкого застосування взагалі і для різальних елементів робочих органів землерийно-транспортних машин, зокрема, в силу малої вивченості питання впливу на знос різних матеріалів ножів робочих органів.

Для визначення оптимальних параметрів іонно-плазмового покриття, що наноситься на поверхню робочого органу землерийно-транспортної машини і забезпечує мінімальний їх знос, нами була використана теорії планування експерименту [1].

Як приклад оптимізації було обрано автогрейдер, робочий орган якого (ніж) виготовляється із сталі 65Г.

Виходячи з суті теорії математичного планування експерименту [2], як варійований чинник приймали товщину покриття і шорсткість, яку позначили, відповідно, X_1 і X_2. При цьому функцією відгуку був знос, який був нами позначений, як Y. Важливо відмітити, що проводилося два лабораторних досліди, в результаті яких визначали знос ножів автогрейдера заздалегідь зважених на аналітичних вагах. При цьому кожному рядку планів враховувалося як значення Y середні значення. Таким чином, спираючись на вищевикладені міркування, приймали, що межами існування (зміни) чинників буде $X_{1\ min}$=3; $X_{2\ max}$ = 7; $X_{2\ min}$= 0,16; $X_{2\ max}$ = 0,48. В першу чергу, було проведено факторний експеримент першого порядку. Метою цього експерименту було дослідження математичної моделі залежності Y від X_1, X_2, яка була б представлена у вигляді лінійного полінома.

Далі розраховувалося рівняння регресії першого порядку:

$$\hat{Y} = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2. \quad (1)$$

Результати розрахунку його коефіцієнтів представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів регресії

Значення твердості	b_0	b_1	b_2
40	0,230	0,045	0,468
45	0,107	0,052	0,531
50	0,170	0,041	0,455
55	0,114	0,048	0,543

В результаті перевірки адекватності отриманих рівнянь за критерієм Фишера було прийнято рішення продовжити експерименти. При цьому отримані плани 2n були доповнені до центральних композиційних планів другого порядку.

Далі було розраховано рівняння регресії другого порядку :

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \\ + b_{11} X_1^2 + b_{12} X_1 X_2 + b_{22} X_2^2. \quad (2)$$

Результати розрахунку коефіцієнтів регресії наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів лінійного рівняння регресії

Значення твердості	Значення коефіцієнтів регресії					
	b_0	b_1	b_2	b_{11}	b_{12}	b_{22}
40	0,806	-0,169	-1,493	0,032	-0,264	4,917
45	0,108	-0,155	2,715	-0,033	-0,333	-0,779
50	0,868	-0,202	-2,068	0,037	-0,320	6,137
55	0,172	-0,170	2,239	0,035	-0,352	0,116

Далі визначали найменше значення функції Y в області

$$\begin{cases} 3 \le X_1 \le 7 \\ 0{,}16 \le X_2 \le 0{,}48 \end{cases} \quad (3)$$

Як відомо з [2], цього значення можно досягти або на межі області, або в стаціонарній точці. Координати (X_1^0, X_2^0) стаціонарної точки визначали в результаті рішення системи рівнянь

$$\begin{cases} \dfrac{\partial Y}{\partial X_1} = 0 \\ \dfrac{\partial Y}{\partial X_2} = 0 \end{cases}, \quad (4)$$

яка в даному випадку має вигляд:

$$\begin{cases} b_1 + b_{12} X_2 + 2b_{11} X_1 = 0 \\ b_2 + b_{12} X_1 + 2b_{22} X_2 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Далі, вирішуючи систему рівнянь (5) відносно X_1 і X_2, отримуємо:

$$X_1^0 = \frac{-2b_{22}b_1 + b_2 b_{12}}{4b_{11}b_{22} - b_{12}^2}, \quad (6)$$

$$X_2^0 = \frac{-2b_{11}b_2 + b_{12}b_1}{4b_{11}b_{22} - b_{12}^2}. \quad (7)$$

В результаті рішення рівнянь (5) було отримано, що тільки в двох випадках (при твердості Т=40 і Т=45) стаціонарні точки ($X_1^0 = 3{,}69$; $X_2^0 = 0{,}25$ и $X_1^0 = 3{,}95$; $X_2^0 = 0{,}27$) належать області визначення чинників. У інших же випадках найменше значення функції Y спостерігається на межі (3). Вирішивши рівняння регресії (2), визначили найменше значення функції в кожному випадку. При цьому найменше значення зносу прогнозується при твердості, рівній 50 HRC, товщині покриття 4 мкм і шорсткості 0,27 мкм. Проте, оскільки найближчі значення шорсткості можливі лише 0,16 і 0,32 мкм,

проводилися два додаткові експерименти. В результаті яких, найменшого значення зносу було набуте при твердості рівною 50 HRC, товщині покриття 4 мкм і шорсткості 0,32 мкм.

Найменшого значення зносу ножів автогрейдера можно досягти при твердості рівної 50 HRC, товщині покриття 4 мкм і шорсткості 0,32 мкм.

Література

1. Венцель Е.С. Повышение износостойкости рабочих органов землеройно-транспортных машин : монография / Е.С. Венцель, А.В. Щукин. – Харьков, 2015. – 106 с.

2. Евдокимов Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин. – М.: Наука, 1999. – 225 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОСТІ РУХУ ЖИВИЛЬНИКА АСФАЛЬТОУКЛАДАЛЬНИКА

Литвинов М.О., магістр
Науковий керівник, доцент Рукавишніков Ю.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Якість покриття з асфальтобетонної суміші залежить від багатьох параметрів, у тому числі і від відсутності зупинок та швидкості руху асфальтоукладальника під час укладання. Однією з умов оптимальної роботи асфальтоукладальника є відповідність кількості асфальтобетонної суміші яка подається з бункеру асфальтоукладальника на основу дороги та кількості суміші яка укладається в покриття, тобто продуктивність живильників повинна бути не менш продуктивності асфальтоукладальника.

$$П_а \leq П_ж , \quad (1)$$

де $П_а$ – продуктивність асфальтоукладальника, т/г;

$П_ж$ – продуктивність живильників, т/г.

Продуктивність асфальтоукладальника, як машини безперервної дії визначається як:

$$П_а = 60 \cdot V_а \cdot В \cdot Н \cdot \rho \cdot k_в , \quad (2)$$

де $V_а$ – швидкість руху асфальтоукладальника, м/хв;

В – ширина покриття що укладається, м;

Н – товщина покриття що укладається, м;

Р – щільність суміші що укладається, т/м^3;

$k_в$ – коефіцієнт використання робочого часу.

Продуктивність живильників визначаємо за виразом:

$$П_ж = 60 \cdot V_ж \cdot F \cdot \rho , \quad (3)$$

де $V_а$ – швидкість руху живильників, м/хв;

F – площа перетину суміші на живильнику, м^2.



1-живильник; 2-передня кромка заслінки

Рисунок 1 – Бункер асфальтоукладача

Площа перетину суміші на живильнику є величиною постійною і залежить від розмірів отвору що утворюється між живильником та передньою кромкою заслінки і визначається як:

$$F = b \cdot h\,, \tag{4}$$

де b – ширина живильників, м;

h – відстань від живильника до передньої кромки заслінки, м.

Для забезпечення виконання умови безперервної роботи (1), необхідно встановити залежність між швидкістю руху асфальтоукладальника та швидкістю руху живильника який подає суміш з бункера на основу дороги.

Знаючи продуктивність асфальтоукладальника можемо встановити цю залежність:

$$V_а \cdot B \cdot H \cdot \rho \cdot k_в = V_ж \cdot F \cdot \rho, \tag{5}$$

$$V_ж = V_а \cdot B \cdot H \cdot \rho \cdot k_в / F \cdot \rho, \tag{6}$$

$$V_ж = V_а \cdot B \cdot H \cdot k_в / b \cdot h\,. \tag{7}$$

Отримана залежність дозволяє знайти мінімальне значення швидкості руху живильника, оскільки на практиці продуктивність живильників повинна складати 1,2 – 1,5 продуктивності асфальтоукладальника.

Література

1. Хмара Л.А. Дорожні машини: Машини для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг: навч. посібник. Ч.II / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко [та ін.]. - Київ-Дніпропетровськ: НТУ . – 2015.-399 с.

2. Ємельянов В.П, Рукавишніков Ю.В. Будівельна техніка та дорожні машини. – Харків: ХНАДУ, 2011.- 336 с.

ADVANCING CONSTRUCTION SAFETY: TOWER CRANE STABILITY RESEARCH

Papkov M.,bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shcherbak Oleh.
Kharkiv National Automobile and Road University

The construction industry has been instrumental in shaping modern infrastructure and skylines around the world, but it's not without its challenges. One of the most critical concerns in construction is ensuring the safety and stability of tower cranes. These towering giants are essential tools for erecting large structures, and any instability can lead to catastrophic consequences (fig.1). Tower crane stability research plays a crucial role in improving safety, efficiency, and innovation in the construction sector.



Fig. 1–Tower crane stability loss

The Significance of Tower Crane Stability

Tower cranes are engineering marvels designed to lift heavy loads to considerable heights. However, their immense height and ability to lift tons of

materials and equipment make them susceptible to instability, which can result from factors like wind, improper use, or unstable ground conditions. Ensuring the stability of tower cranes is paramount to prevent accidents, damage to property, and loss of life. This is where tower crane stability research comes into play.

Key Areas of Research

Wind Load Analysis: Wind is one of the primary external forces affecting tower crane stability. Researchers focus on wind load analysis to understand how different wind speeds and directions impact a crane's stability. This research helps in designing cranes that can withstand varying wind conditions without compromising safety.

Ground Conditions: The ground upon which tower cranes are erected is another critical factor. Researchers examine the soil composition, bearing capacity, and how it can affect the crane's stability. Innovations in foundation design and crane base support systems are integral outcomes of this research.

Structural Integrity: Ensuring the structural integrity of a tower crane is vital. Researchers investigate the materials, engineering design, and construction processes to ensure that cranes can handle the loads they are subjected to and maintain their stability over time.

Control Systems: The development of advanced control systems is a focus area in crane stability research. Modern tower cranes employ sophisticated technologies, including anti-sway systems, which rely on real-time data and algorithms to reduce load sway and improve overall stability.

Emergency Protocols: Preparation for unforeseen events is a crucial aspect of crane stability research. Scientists study and develop emergency protocols and safety features that can automatically engage in case of a crane's instability, thereby minimizing risks.

Innovations and Advancements

Recent years have seen significant strides in tower crane stability research, resulting in several noteworthy innovations:

Wind-Adaptive Cranes: Some tower cranes are now equipped with wind-adaptive technology that adjusts the crane's configuration and load handling based on real-time wind conditions, improving stability.

Sensor Integration: Advanced sensors and monitoring systems are being integrated into tower cranes, enabling real-time data collection and analysis. This data is used to predict potential instability issues and make necessary adjustments.

Augmented Reality (AR) Training: Researchers are developing AR training tools to better educate crane operators on how to respond to different stability scenarios. These systems can simulate crane operation in various conditions, ensuring operators are well-prepared for real-world challenges.

Smart Foundations: Innovative foundation systems, such as self-leveling base plates and modular footing designs, improve a crane's stability on different ground conditions.

Sustainability: Tower crane stability research also emphasizes sustainable construction practices. Researchers explore the use of eco-friendly materials and energy-efficient technologies to reduce a crane's environmental impact.

Conclusion

Tower crane stability research is a pivotal field that contributes to the continued safety and efficiency of construction projects worldwide. With advancements in technology, material science, and engineering design, tower cranes are becoming more stable, adaptable, and safer. The ongoing commitment to research in this field is essential for the construction industry's growth and the well-being of those who work with these towering giants. As our urban landscapes continue to evolve, the results of this research will be pivotal in ensuring construction remains safe, sustainable, and efficient.

IMPROVEMENT OF BULLDOZER EFFICIENCY INDICATORS BY USING GPS-INTENSIFIERS OF THE WORK PROCESS

Usichenko M., bachelor's student
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shcherbak Oleh.
Kharkiv National Automobile and Road University

Abstract: Bulldozers are vital pieces of heavy equipment used in various industries, including construction, mining, and agriculture. Enhancing bulldozer efficiency is crucial to optimize productivity, reduce operational costs, and minimize environmental impact. This research paper explores the integration of GPS (Global Positioning System) technology as intensifiers of the work process in bulldozers. By analyzing the impact of GPS technology on bulldozer performance indicators, this study demonstrates how GPS-intensifiers can significantly improve efficiency in terms of fuel consumption, work accuracy, and project management.

Introduction

Bulldozers play a pivotal role in construction and earthmoving projects. They are indispensable for tasks such as land clearing, grading, trenching, and site preparation. However, maximizing their efficiency is a perpetual challenge. Integrating GPS technology into bulldozers has emerged as a solution to enhance their performance indicators. This research paper aims to explore the various ways in which GPS-intensifiers can improve bulldozer efficiency indicators.

GPS Technology in Bulldozers

GPS technology has made significant inroads in various industries, offering precise location and tracking capabilities. In bulldozers, it is used to enhance the accuracy of work, monitor machine operation, and streamline project management.

2.1. Precision Grading GPS technology allows bulldozers to achieve high-precision grading and leveling. Real-time kinematic (RTK) GPS systems provide centimeter-level accuracy, ensuring that the machine operates with precision. This results in less material waste and a reduction in the need for rework.

2.2. Monitoring and Control GPS-intensifiers provide real-time monitoring of bulldozer operations. Operators and supervisors can track the machine's location, speed, and working hours, leading to better control and safety management.

2.3. Project Management GPS-intensifiers enable better project management by providing data on the volume of material moved, time taken for tasks, and resource allocation. This data can improve decision-making and lead to more efficient project execution.

Impact on Bulldozer Efficiency Indicators

The integration of GPS technology in bulldozers has a substantial impact on several efficiency indicators:

3.1. Fuel Efficiency One of the most critical efficiency indicators is fuel consumption. GPS-intensifiers help optimize fuel usage by allowing operators to follow precise work paths and minimize idle time. The reduction in fuel consumption results in cost savings and a decreased environmental footprint.

3.2. Work Accuracy GPS technology greatly enhances work accuracy. Bulldozers equipped with GPS-intensifiers can precisely follow design specifications, resulting in reduced rework, improved quality, and shorter project durations.

3.3. Productivity Higher precision and reduced idle time lead to increased productivity. GPS-intensifiers allow bulldozers to complete tasks faster, resulting in more work done per unit of time.

3.4. Operator Skill The use of GPS technology mitigates the need for highly skilled operators. Less-experienced operators can achieve high precision, which can be especially beneficial in addressing labor shortages in the construction industry.

Case Studies

Several case studies demonstrate the tangible benefits of using GPS-intensifiers in bulldozers:

4.1. Construction Industry In a construction project, bulldozers equipped with GPS technology reduced fuel consumption by 15%, increased work accuracy by 20%, and boosted overall productivity by 18%.

4.2. Mining Industry GPS-intensifiers in bulldozers operating in open-pit mining increased the volume of material moved per hour by 25%, resulting in substantial cost savings.

4.3. Agriculture In the agriculture sector, bulldozers with GPS-intensifiers improved land preparation and reduced fuel costs, leading to a 30% increase in overall farm productivity.

Challenges and Considerations

While the use of GPS technology in bulldozers offers numerous advantages, it is not without challenges:

5.1. Initial Investment The cost of retrofitting bulldozers with GPS technology can be substantial. Small and medium-sized companies may face barriers to adoption due to the initial investment required.

5.2. Operator Training Although GPS technology simplifies bulldozer operation to some extent, operators need training to use these systems effectively. Training and ongoing support are necessary to maximize the benefits.

5.3. Data Security The collection of sensitive project data, including location and work history, raises concerns about data security and privacy.

Conclusion

The integration of GPS technology as intensifiers of the work process in bulldozers has the potential to significantly improve efficiency indicators. Fuel consumption, work accuracy, productivity, and operator skill all benefit from GPS technology. While initial costs and operator training are challenges, the long-term advantages in terms of cost savings and enhanced project management make GPS-intensifiers a compelling option for construction, mining, and agriculture industries.

The adoption of GPS-intensifiers in bulldozers represents a step forward in the continuous quest to optimize efficiency and sustainability in heavy machinery operations. As technology continues to evolve, further enhancements in bulldozer performance are likely to emerge, solidifying GPS-intensifiers as a cornerstone of modern heavy equipment operations.

FEATURES OF APPROXIMATING THE DEPENDENCE OF TRACTION FORCE ON THE SLIP COEFFICIENT BY A POLYNOMIAL FUNCTION

Savich D.V., Master's degree
Scientific supervisor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Shevchenko V.O.
Kharkiv National Automobile and Highway University

One of the pressing issues in analyzing the dynamics of wheeled earth-moving and transport machines (EMM) is determining the dependence of traction force on the drive wheels based on generalized coordinates and their first derivatives. According to research conducted by N.A. Ulyanov, P.I. Nikulin, and their students, the slip coefficient of a wheeled earth-moving and transport machine can be represented as a polynomial dependence of degree 5-6 [1]:

$$\delta=\frac{\upsilon_m-\upsilon_\partial}{\upsilon_m}=A\frac{T}{R}+B\left(\frac{T}{R}\right)^m, \qquad (1)$$

where δ - slip ratio;

υ_m - theoretical speed of wheeled EMM;

υ_l - actual speed of wheeled EMM;

T – traction force on the drive propellers. This force in transient processes is equal to

$$T=\begin{cases}\Sigma W & npu \quad \Sigma W<T_\varphi\\ T_\varphi & npu \quad \Sigma W\geq T_\varphi\end{cases}; \qquad (2)$$

ΣW - total resistance acting on the machine during the operation of digging the material being developed;

T_φ - traction force under the conditions of traction equipment engagement with the supporting surface;

R – support reaction on the main propulsion units;

A, B, т – empirical coefficients.

Dependency (2) is valid for energy-intensive machines.

Since dependence (1) is significantly nonlinear and cannot be explicitly solved with respect to the traction force T, when solving the system of differential equations of motion of the machine step by step, it is necessary to calculate the traction force at each calculation step using equation (1). This complicates the calculations and causes some inconvenience when analyzing the dynamics of wheeled EMMs. A fundamental solution to this problem is to approximate the dependence $T = f(\delta)$ as a power polynomial based on formula (1).

To solve this problem, we suggest using the capabilities of the MATLAB software package, in particular the polyfit and polyval operators [3, 4].

The polyfit function is designed to calculate the values of an interpolation polynomial. Its syntax is:

p=polyfit(x,y,n).

The function p=polyfit(x,y,n) finds the coefficients of the polynomial p(x) of degree n that approximates the function y(x) in the sense of the least squares method. The output is a string p of length n+1 containing the coefficients of the approximating polynomial.

The polyval function is designed to calculate the value of a polynomial at a given point. Its syntax is:

y=polyval(p,s),

Y=polyval(p,S).

The function y=polyval(p,s), where p=[p1 p2 p3 … pn pn+1] is a vector of polynomial coefficients $p(x) = p_1 x^n + \ldots + p_n x + p_{n+1}$, calculates the value of this polynomial at the point x=s.

The function Y=polyval(p,S), where S is a one-dimensional or two-dimensional array, calculates the value of this polynomial for each element of the array. Therefore

size(Y) = size(S).

For convenience in performing calculations, it is proposed to transform dependence (1) to the form

$$\delta = A\theta + B(\theta)^m , \qquad (3)$$

где $\theta = \frac{T}{R}$.

To convert dependency (3) into dependency $\theta = f(\delta)$, a program was developed in MATLAB, the text of which is given below:

```
%           ENTER INITIAL DATA

A=0.12;
m=5;

fisc=0.75; %Coefficient of friction.

% CALCULATING THE COEFFICIENT IN THE ULYANOV FORMULA

B=(1-A*fisc)/(fisc^m);

% CALCULATED USING THE ULYANOV FORMULA FOR PAIRS OF VALUES:
% SLIP COEFFICIENT - RATIO OF CIRCULAR FORCE ON THE WHEEL TO
% SUPPORT REACTION. THIS WILL BE TWO VECTOR LINES.

% Let's set a range of values for the ratio of circumferential
force to support reaction as a vector from 0 to the coefficient
of friction with a step of 0.01.

teta=0:0.01:fisc;

% Calculate the corresponding values of the slip coefficient
using the Ulyanov formula.

delta=A*teta+B*(teta.^m);

% The dot before the degree sign indicates that each element of
the vector teta must be raised to the power of m.

% APPROXIMATE THE DESIRED DEPENDENCY teta=f(delta) IN THE FORM
OF A POLYNOMIAL OF DEGREE m=10.

P=polyfit(delta,teta,10);
```

```
% The resulting vector P includes m+1 coefficients of the
approximating polynomial (m coefficients at delta + free term).

% LET'S CHECK THE CALCULATIONS. TO DO THIS, WE WILL CONSTRUCT
TWO GRAPHS IN THE SAME COORDINATES:
%     1 - graph of teta=f(delta) for Ulyanov's formula
%     2 - graph of the approximating dependence

% Let's build a graph 1

plot(delta,teta);

hold on   % We allow graph 2 to be constructed in the same
coordinate system.

% Let's build a graph 2

% Set the slip coefficient values for the approximation curve

deltaApr=0:0.01:1;

% We calculate the corresponding values of the ratio of the
circumferential force to the support reaction using an
approximating polynomial.

tetaApr=polyval(P,deltaApr);

% Now let's build the graph itself

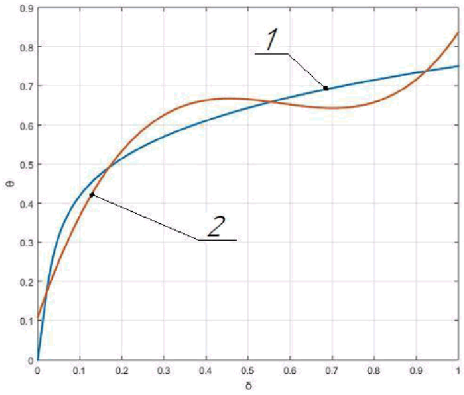
plot(deltaApr,tetaApr);

grid on   % applied a grid to the graph
```

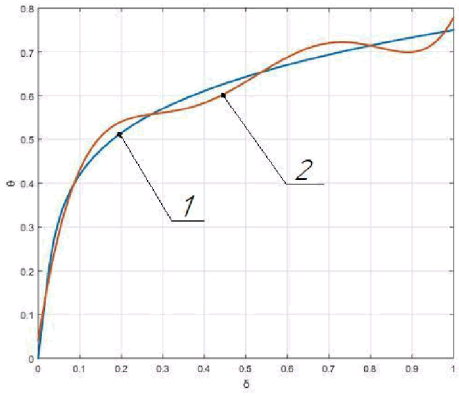
A distinctive feature of the above program is not only the approximation of dependence (3), but also its conversion to the form $\theta = f(\delta)$, which significantly simplifies the determination of the tractive effort of the EMM depending on the slip coefficient.

The developed program made it possible to perform a numerical experiment in which the degree of the approximating polynomial varied from 3 to 10. The results of this study are shown in Figure 1.

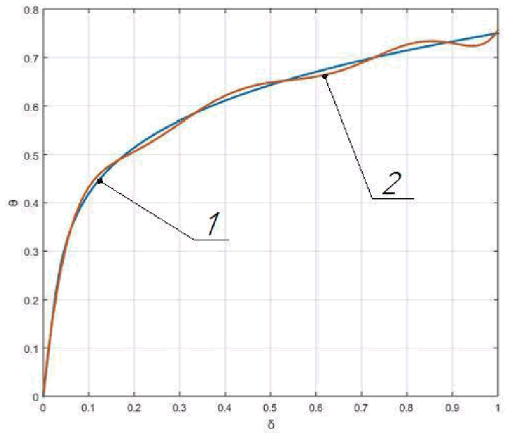
The calculations were performed for the following empirical coefficient values: A=0.12; m=5. The friction coefficient was taken to be 0.75. Coefficient B was calculated based on the relationship proposed by Professor A.M. Kholodov. The calculations were performed for various degrees of the approximating polynomial (n = 3, 5, 7, 9, 10). The number 1 on the graphs denotes the curve corresponding to the actual dependence (1). The number 2 denotes the curve corresponding to the approximating polynomial of degree n.



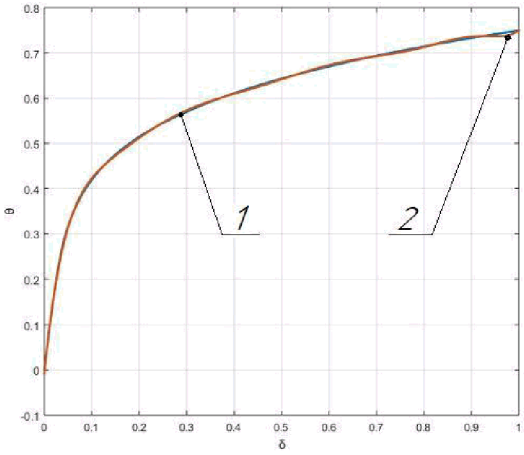
а)



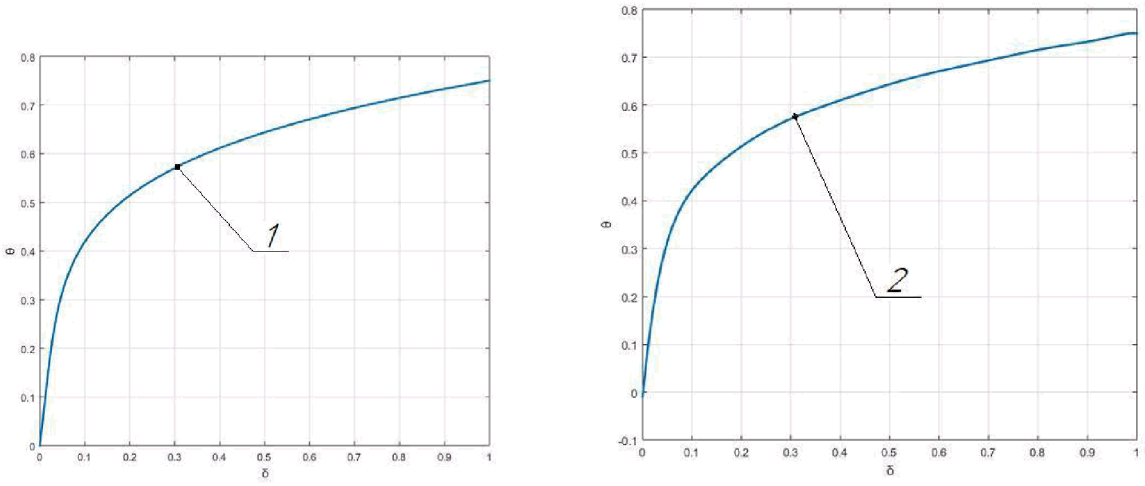
б)



в)



г)



д) е)

а – n = 3; б - n = 5; в - n = 7; г - n = 9; д,е - n = 10

Figure 1 – Results of approximation of the dependence $\theta = f(\delta)$

The graphs show that a nearly perfect match between the actual and approximated curves is achieved when the degree of the approximating polynomial is 10.

Conclusions

The paper proposes an algorithm that uses the built-in polyfit and polyval functions of the MATLAB software package to solve the following problems:

1) approximate the original function with a polynomial of a given degree using the least squares method;

2) transform the resulting approximating polynomial to solve the original function with respect to its argument, i.e., find the corresponding argument values based on the known function values.

The proposed algorithm is convenient to use for determining the thrust force of a ZTM when analyzing its movement during technological operations.

Literature

1. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.

2. Машини для земляних робіт: підручник / [Баладінський В.Л., Гаркавенко О.П., Кравець С.В. та ін.]. – Рівне: РДТУ, 1999. – 288 с.

3. The MathWorks Inc. MATLAB 7.0 (R14SP2). The MathWorks Inc., 2005.

4. S. J. Chapman. MATLAB Programming for Engineers. Thomson, 2004.

METHOD OF EXPERIMENTAL STUDY OF LOADS OF A SMALL-SIZED FRONT LOADER

Mjasnikov M.P., Master's degree
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

The movement of earth-moving vehicles and single-bucket front loaders on a support surface with a random interchangeable profile belongs to the category of complex dynamic processes. In this situation, in order to obtain objective information on the load of earth-moving machines and single-bucket front loaders, it is advisable to conduct experimental studies.

In the theory of scientific research, an experiment is interpreted as a scientifically staged study. The purpose of any experiment is to study the phenomenon under conditions that are accurately taken into account.In the process of conducting the experiment, various measuring equipment is used.

The most valuable information can be obtained if you conduct experiments on a real machine. Such experiments approach the real conditions of the operation of the machine.

In the process of preparing experimental studies, it is necessary to preliminarily develop their methodology. The method of the experiment is a set of provisions that determine the formulation and sequence of research. The methodology includes the following main stages:

- formulation of the goals and objectives of the study;
- selection of the object of research and the conditions for setting up experiments;
- development of a program of experiments and the sequence of experiments;
- selection of the necessary equipment and measuring instruments, taking into account the necessary accuracy of the results obtained;
- staging and conducting experiments;
- processing and analysis of the obtained results.

The purpose of the proposed study is to prepare and conduct experiments on a small-sized single-bucket front loader, as well as to determine the loads acting on the machine in the process of driving on an uneven support surface.

The set goal can be achieved by solving the tasks specified in the experimental methodology.

For the experiments, a small-sized front-mounted single-bucket loader UNC-060 was chosen as an experimental machine (Fig. 1). The experiments were carried out at the test site of the Department of Construction and Road Machines. The movement of the machine during the experiments was carried out on the primer base and on the asphalt concrete pavement.



Fig. 1 - A small-sized front-mounted single-bucket loader UNC-060

Equipment with an analog-to-digital converter was used as an information measuring system (Fig. 2).

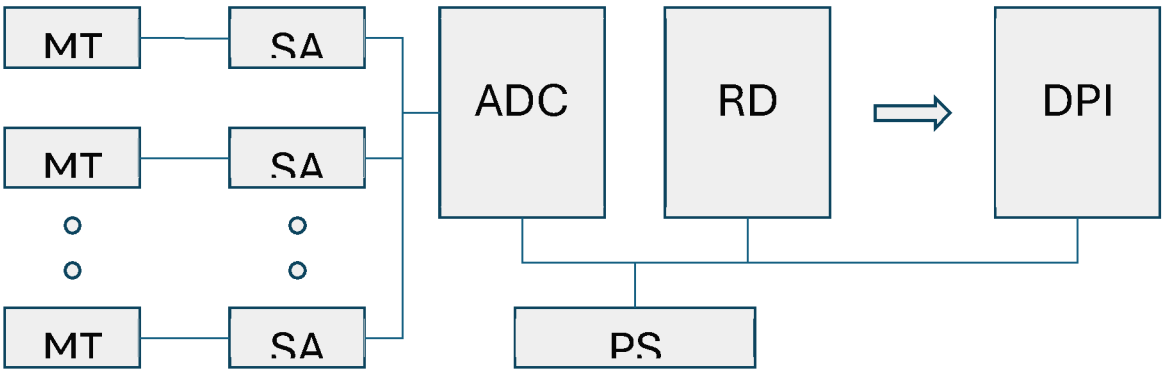


Fig. 2 – Structural diagram of analog-digital information measuring system.

In Fig. 2, the following symbols are used:

MT – measuring transducer (sensor);

SA – signal amplifier;

ADC – analog-to-digital converter;

RD – recording device;

PS – power supply;

DPI - device for presenting information (laptop).

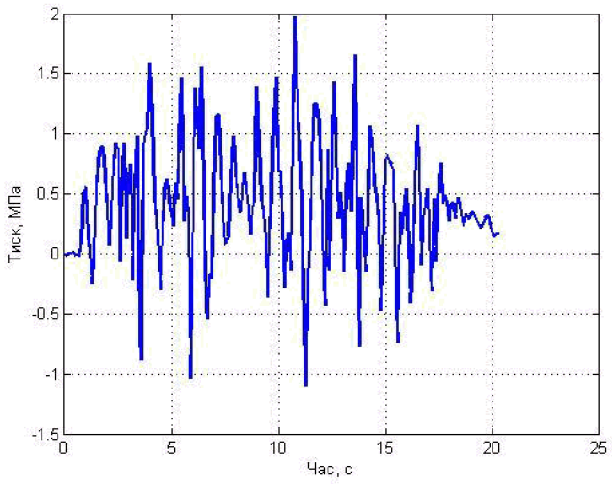
The manufactured information measuring system was installed on a small-sized front loader, fig. 3.



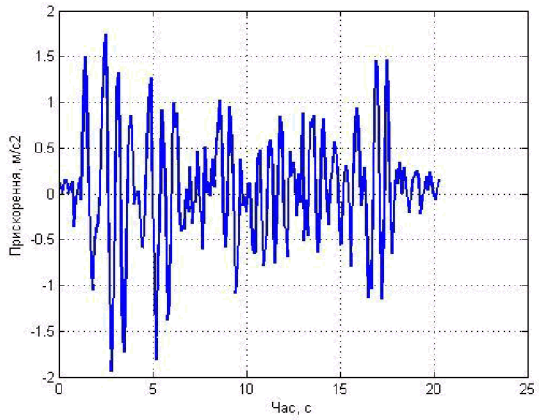
Fig. 3 – Information measuring system installed on a small-sized front loader

In the process of conducting experiments with the help of sensors, the following parameters were measured: acceleration of the loader in three planes, oil pressure in the hydraulic cylinders of boom lifting.

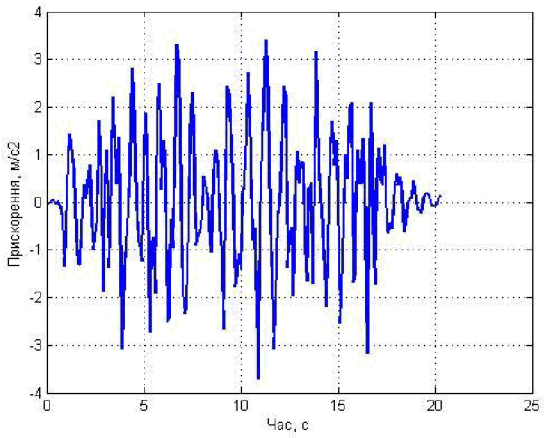
The results of experimental studies were processed on a computer using a special program and presented in the form of graphs, fig. 4.



a



b



c

a – graph of the change in time of overpressure in the rod cavities of boom hydraulic cylinders;

b - a graph of the change in the acceleration time of the front loader in the transverse direction;

c - graph of the change in the acceleration time of the front loader in the vertical direction

Fig. 4 – Results of experimental studies: weight of cargo in the bucket – 400 kg; the boom reach is maximum; speed of the front loader - 2,5 m/s; support surface - asphalt concrete pavement

Conclusions

To study the loads acting on the front loader, it is necessary to use an analog-digital information measuring system.

The developed method of analysis of experimental data allows to present the results in a graphical form.

The movement of the front loader on the unevenness of the support surface causes the appearance of random fluctuations in the pressure of the working fluid in the hydraulic cylinders of the boom lift. At the same time, there are random oscillations of the front loader in the transverse and vertical direction.

Literature

1. John G. Webster, Halit Eren Measurement, Instrumentation, and Sensors Handbook. 2014, DOI https://doi.org/10.1201/9781315217109.

2. John W. Creswell. Research Design: Qualitative, Quantitative, and Mixed Methods Approaches . 2023, 382 p.

ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF FOREIGN AUTOGRADERS PRODUCED IN SERIES

Reznikov V.O., Master's degree
Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

When analyzing the market for modern machines, it is necessary to first highlight the most well-known manufacturing companies from abroad:

- Volvo Constraktion Equipment;
- corporation Caterpillar Inc.;
- corporation Case – New Holland (CNH);
- corporation Komatsu.

It is characteristic that all motor grader manufacturers are consistently optimizing their model ranges, mainly towards heavy machines, striving to ensure that the model range covers as many niches as possible, while at the same time eliminating internal competition. There are more articulated and all-wheel drive models, and fewer machines with a rigid frame. New automatic transmissions are generally used. Electronic systems control and manage the engine, hydraulic systems, and working bodies. Ergonomics are being improved and operator workplace safety is being enhanced. FOPS-ROPS cabs are gradually becoming standard equipment.

The technical characteristics and parameters of motor graders manufactured by the above-mentioned companies and corporations are given in Tables 1, 2, 3, and 4.

A preliminary analysis of the data shows that the largest percentage of motor graders produced are mid-range models weighing between 13 and 16 tons. The number of small and heavy motor graders produced is negligible.

One of the main issues arising in the design and operation of motor graders is the ratio of weight to engine power. This ratio determines the energy intensity of the

machine. Based on tabular data, an approximation of this relationship was performed in the MatLab 7.0.1 software environment. The results of the calculations are presented graphically in Figures 1, 2, 3, and 4. As expected, engine power increases with increasing machine weight. However, while this dependence is practically linear for Volvo, for other companies it is nonlinear, close to parabolic. For CNH Corporation motor graders, engine power increases most rapidly as the weight of the machine increases.

Table 1 – Technical specifications of CNH Corporation motor graders

Model	Weight, kg	Power kW	Length mm	Width between wheels, mm	Wheelbase mm	Base of blade mm	Width of blade mm	Wheel formula
Case 845	13535	104	8534	2510	6219	2562	3658	1×2×3
Case 865	14550	126	8534	2510	6219	2562	3962	1×2×3
Case 865 DHP	14550	124...141	8534	2510	6219	2562	3962	1×2×3
Case 885	17250	150	8534	2650	6219	2562	4267	1×2×3
FIAT-Kobelco G110	9200	92	7360	2310	5145	Н.д.	3360	1×2×3
FIAT-Kobelco G110 6WD	9500	92	7360	2310	5145	Н.д.	3360	1×3×3
FIAT-Kobelco G140	13535	104	8491	2512	6219	2562	3658	1×2×3
FIAT-Kobelco G170	14550	122	8499	2525	6219	2562	3960	1×2×3
FIAT-Kobelco G200	17250	155	8545	2650	6219	2562	4267	1×2×3
O&K F106.6	10330	91	7533	2307	5243	1981	3355	1×2×3
O&K F106.6A	10630	91	7533	2327	5243	1981	3355	1×3×3
O&K F156.6	14336	118	8512	2595	5983	2504	3660	1×2×3
O&K F156.6A	14738	118	8512	2595	5983	2504	3660	1×3×3
O&K F206	15400	134	8680	2750	6246	2681	3970	1×2×3
O&K F206A	15700	134	8680	2750	6246	2681	3970	1×3×3

Table 2 – Technical specifications of Komatsu motor graders

Model	Weight, kg	Power kW	Length mm	Width between wheels, mm	Wheelbase mm	Base of blade mm	Width of blade mm	Wheel formula
GD555-3	13850	104…119	8350	2525	5850	2500	3658	1×2×3
GD555-3 Tier 2	14040	104…119	8350	2525	5850	2500	3710	1×2×3
GD655-3	14800	123…142	8595	2550	6070	2600	3658	1×2×3
GD655-3 Tier 2	15000	123…142	8595	2550	6070	2600	3710	1×2×3
GD675-3	15600	134…149	8595	2550	6070	2600	4267	1×2×3
GD675-3 Tier 2	15810	134…149	8595	2550	6070	2600	3710	1×2×3
GD750A-2	19050	168	9220	2743	6452	2870	4267	1×2×3
GD825A-2	26420	209	10010	3310	7112	3100	4928	1×2×3
Galion 830 Series B	12600	107	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 830 Series C	13479	107	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 850 Series B	13700	124	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 850 Series C	14550	124	8446	2443	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 870 Series B	14700	152	8458	2438	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 870 Series C	15448	152	8446	2443	5918	2489	3658	1×2×3

Table 3 – Technical specifications of Volvo Corporation motor graders

Model	Weight, kg	Power kW	Length mm	Width between wheels, mm	Wheelbase mm	Base of blade mm	Width of blade mm	Wheel formula
G60	5810	63	6350	2184	4674	3048	1880	1×2×3
G66	6080	63	6350	2184	4674	3048	1880	1×2×3
G80	6800	63	6350	2362	4674	3048	1880	1×2×3
G86	7030	82	6350	2362	4674	3048	1880	1×3×3
G710B	15150	110…133	9093	2489	6096	3658	2616	1×2×3
G720B	15422	126…157	9119	2540	6096	3658	2591	1×2×3
G726B	16057	148…157	9119	2540	6096	3658	2591	1×3×3
G730B	16103	148…165	9119	2540	6096	3658	2591	1×2×3
G740B	16840	163…181	9220	2540	6248	3658	2718	1×2×3
G746B	17350	163…181	9220	2540	6248	3658	2718	1×3×3
G780B	19618	163…181	9322	2794	6248	4267	2718	1×2×3

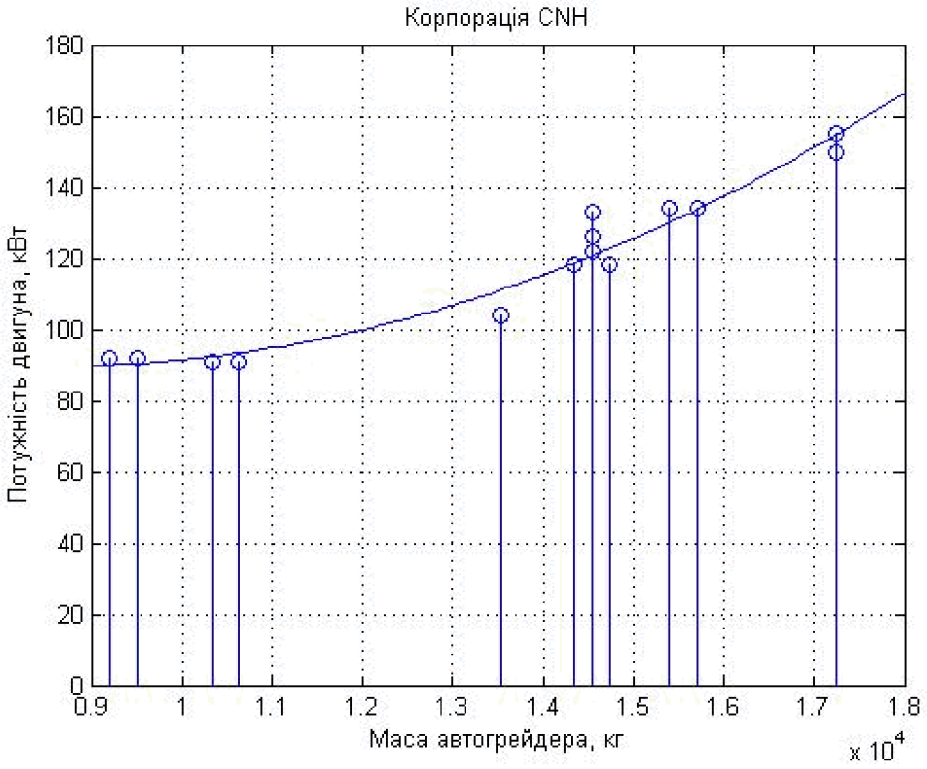
Table 4 – Technical specifications of Caterpillar motor graders

Model	Weight, kg	Power kW	Engine	Number of forward/reverse gears	Wheelbase, mm	Height of the blade, mm	Width of blade, mm	Wheel formula
120H	12650	93,21	3126B	8/6	5923	610	3658	1×2×3
135H	13080	101	3126B	8/6	5923	610	3658	1×2×3
12H	14200	104,4	C9	8/6	6086	610	3658	1×2×3
140H	14680	137,95	3176C	8/6	6169	610	3658	1×2×3
143H	15023	137,95	3176C	8/6	6086	610	3658	1×3×3
160H	15680	149,14	3176C	8/6	6169	686	4267	1×2×3
163H	16538	134,23	3176C	8/6	6086	686	4267	1×3×3
14H	18809	164	3176C	8/8	6557	686	4267	1×2×3
16H	24740	198	3196	8/8	6960	787	4877	1×2×3

Figure 5 shows a summary graph of the previously calculated dependencies. A comparison of the figures shows that Volvo motor graders are the most energy-intensive. Komatsu and CNH motor graders are the least energy-intensive. Caterpillar machines occupy an intermediate position.

Hydraulic front-wheel drive is usually used for vehicles weighing 15 tons or more. Moreover, the percentage of all-wheel drive vehicles increases with the weight of the vehicle.

It should be noted that there are exceptions to this rule. For example, Volvo manufactures a light-duty all-wheel-drive motor grader weighing 7 tons, while Komatsu does not manufacture any all-wheel-drive machines at all.



igure 1 – Dependence of engine power (kW) on motor grader weight (kg) for CNH machines

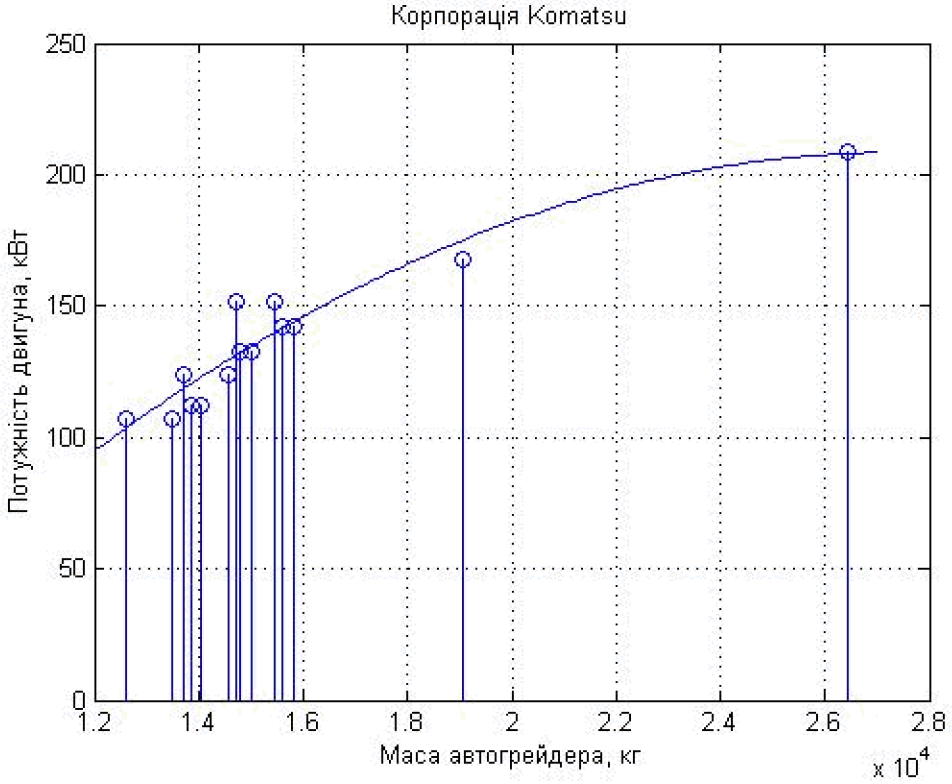


Figure 2 – Dependence of engine power (kW) on motor grader weight (kg) for Komatsu Corporation machines

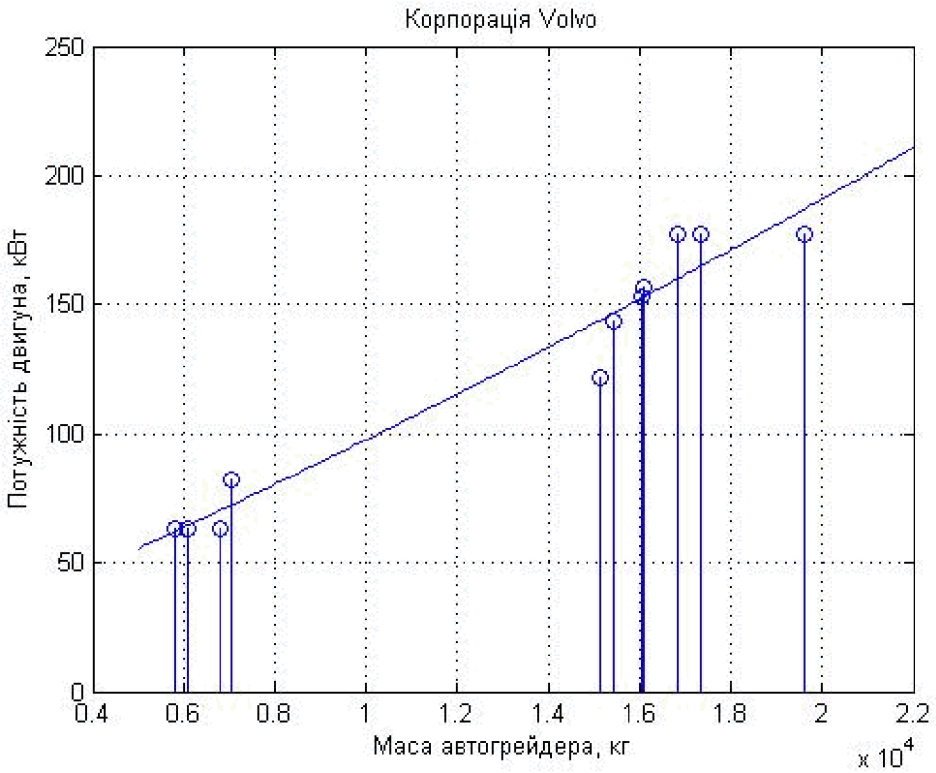


Figure 3 – Dependence of engine power (kW) on motor grader weight (kg) for Volvo Corporation machines

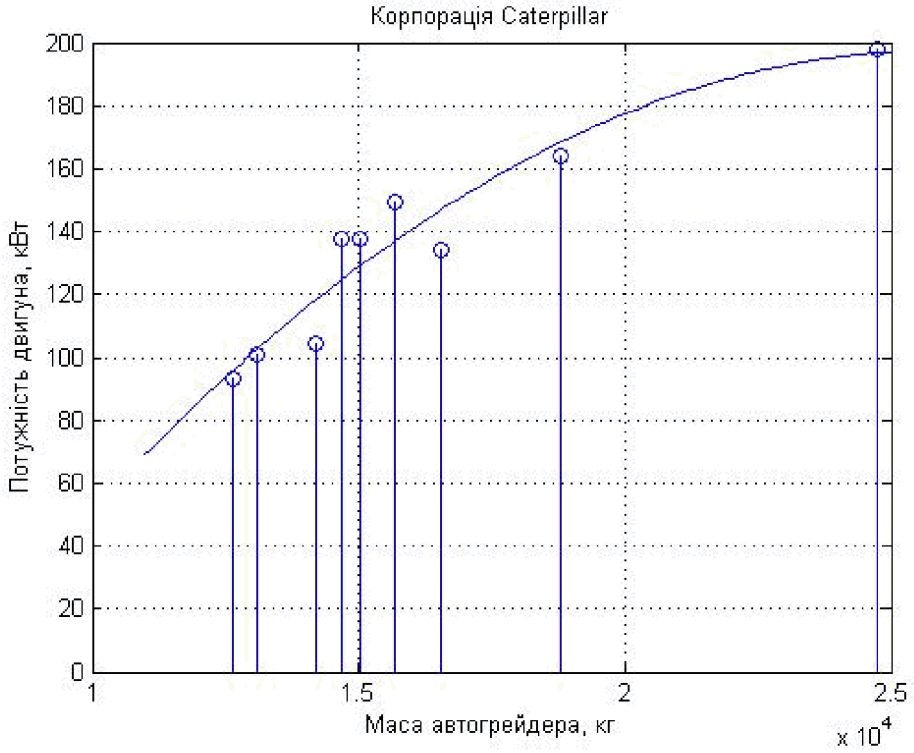


Figure 4 – Dependence of engine power (kW) on motor grader weight (kg) for Caterpillar machines

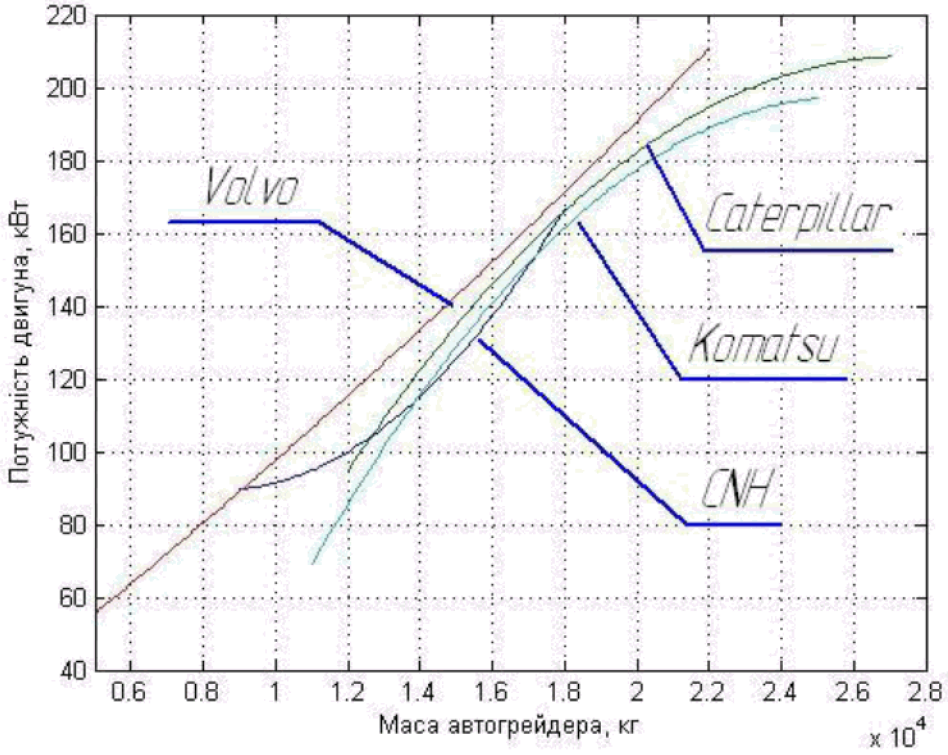


Figure 5 – Consolidated graph showing the dependence of engine power on the weight of motor graders from various foreign companies

Conclusions

Studies have shown that analyzing the technical parameters of motor graders from different manufacturers allows us to identify the main trends in the improvement and development of these machines. Approximation of the constructed graphical dependencies allows us to obtain engineering formulas that can be used at the preliminary design stage to evaluate the main parameters of the motor graders being designed.

Literature

1. Motor Graders Strategic Business Report 2025: Emerging Markets Drive Expansion, Demand for Multifunctional Equipment Influences Design - Global Forecast to 2030. https://www.researchandmarkets.com/r/q8u6gw

ФОРМУВАННЯ ПОВЕРХНІ ПОРОЖНИСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН КОМБІНОВАНИМИ МЕТОДАМИ ІНЖЕНЕРІЇ

Кулибаба Д.О., бакалавр
Керівник – доцент, к.т.н. Посвятенко Н.І.
Національний транспортний університет, м. Київ

Всі відомі методи інженерії поверхні деталей машин можна умовно розділити на чотири класи: нанесення покриття, модифікування поверхневого шару, технологічне забезпечення топографії поверхні та комбіновані методи [1–4]. При цьому останні є найбільш перспективними, однак найменш вивченими. Прикладами комбінованих методів є поєднання нанесення покриттів з модифікуванням поверхні, механічна обробка покриттів тощо.

Доцільність поєднання різних методів інженерії поверхні деталей машин полягає у наступному. Широка номенклатура вузлів та деталей машин експлуатується в умовах тертя ковзання. Це, зокрема, виконавчі та силові органи гідросистем, амортизатори, домкрати, підшипники та ін. У всіх випадках роботи пар тертя однією з проблем є запобігання явищам адгезії. Крім того, осколкові боєприпаси, що широко застосовуються в оборонній справі, можуть бути виготовлені за допомогою комбінованих методів інженерії поверхні. У цьому випадку мережа канавок певного профілю може формуватись за допомогою деформуючих елементів. Переваги такого методу полягають в наступному. Сорочка осколкових боєприпасів від ручних гранат до авіаційних бомб на сьогодні виготовляється з трубного прокату. При цьому поділ цієї сорочки на окремі осколки виконується шляхом нарізання макрорельєфу за допомогою різального інструменту. Це пов’язано з певними труднощами, оскільки ця деталь виготовляється з високопластичних матеріалів (маловуглецевих і низьколегованих сталей, а також алюмінієвих сплавів), які відзначаються низькою оброблюваністю, тобто схоплюваністю.

Нами була висунута гіпотеза, яка стала теоретичною передумовою дослідження. Для того щоб суттєво пригальмувати або не допустити адгезійні явища необхідно значно підвищити межу текучості контактуючого матеріалу, що є «слабкою ланкою» в парі за характеристиками пружності.

В експериментах було використано оригінальні результати по створенню методу редукування порожнистих циліндричних деталей типу поршневих пальців ДВЗ. Холодне пластичне деформування, як об'ємне так і поверхневе, на відміну від термічної обробки, дозволяє ефективно керувати фізичними властивостями матеріалу деталі простими технологічними засобами. Для отримання макрорельєфу було застосовано метод редукування на фасонній оправці, суть якого полягає в тому, що на зібрану оправку 2 (рис. 1) із легованої інструментальної сталі, наприклад марки ХВГ, загартованої до твердості HRC 64–65, або твердих сплавів міцних марок, наприклад ВК15М, розміщуються в пазах оправки з можливістю радіального регулювання.

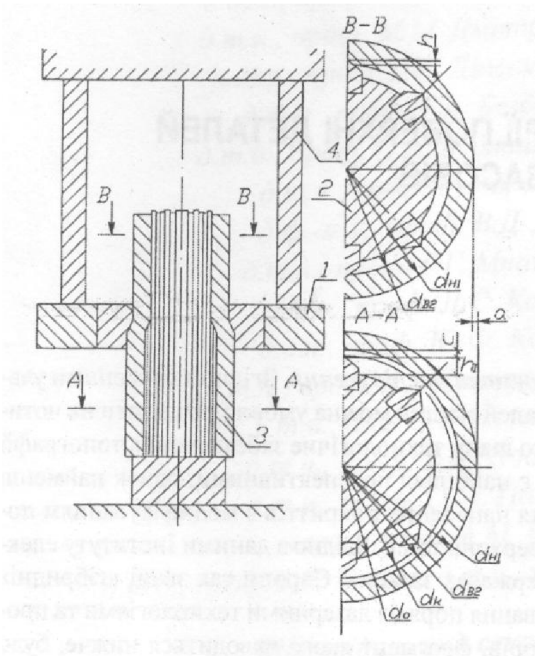


Рисунок 1 – Схема комбінованого методу інженерії поверхні гільз

Матриця 1 робочою конічною частиною обтискує зовнішню поверхню втулки під дією штовхача 4, внаслідок чого виникає радіальне розтікання

металу, в який заглиблюються лінійні індентори, утворюючи потрібний профіль і глибину канавки.

Межі зміни факторів експерименту наступні: втулки D = $96_{-0,1}$ мм, d = $80^{+0,1}$ мм, L = $100_{-0,2}$ мм; матриці мали розміри робочих отворів – 93,97мм, 91,98мм, 89,73 мм; кути при вершинах клинів 2α = 70–130°; радіуси скруглення при їх вершинах ρ = 0,04–0,1 мм; зазор c = 0,04–0,1 мм; для натягів a = 1–3 мм ступінь обтискання ε = 3–7%; матеріали: армко-залізо (НВ=120), сталь 20 (НВ=150), сталь 45 (НВ=180). Осьова сила редукування (обтиску) знаходилася в межах 100–250 кН, сила випресовування – біля 15 кН.

Після редукування втулок їх видовження не перевищувало 5%. У процесі дослідження були визначені аналітичні залежності глибини канавки h від геометричних розмірів інструменту, оправки, вихідних розмірів втулки, натягу.

З урахуванням явища нестискання втулок до та після редукування отримана розрахункова формула величини заглиблення, виходячи з заданих початкових параметрів

$$h=\frac{1}{2}\left[d_{H1}-\sqrt{\left(d_{H1}-2a\right)^2-\frac{4t}{\beta}\left(d_{H1}-t\right)}\right]-t-c \qquad (1)$$

де a — величина натягу, яка визначається з рівняння

$$a=\frac{1}{2}\left[\left(d_{H1}-d_{H2}\right)-U_d\right] \qquad (2)$$

d_{H1} – зовнішній діаметр втулки до обтискання;

d_{H2} – зовнішній діаметр втулки після обтискання;

U_d – величина пружного повернення зовнішньої поверхні заготовки;

t – товщина стінки.

Величина зміни довжини заготовки після обтискання характеризується коефіцієнтом β, який дорівнює

$$\beta = \frac{l_0}{l} \qquad (3)$$

де l_0 – початкова довжина втулки;

l – довжина втулки після обтискання.

Експериментальна перевірка отриманого рівняння показала відповідність між теоретичними та експериментальними даними (відхилення складали не більше 4%).

Отже, запропонована схема комбінованого методу інженерії поверхні отворів деталей типу гільз, який поєднує наскрізне і поверхневе зміцнення стінки деталі з одночасним нанесенням мережі канавок. Цей метод дозволяє позбавитись шкідливих адгезійних явищ при експлуатації пар тертя ковзання механізмів, поліпшити їх змащування за рахунок можливості заповнювати мастилом впадини регулярного макрорельєфу.

Література

1. Інженерія поверхні / Ющенко К.А., Борисов Ю.С., Кузнецов В.Д., Корж В.М. Київ: Наук. думка, 2007. 558 с.

2. Канарчук В., Посвятенко Е., Лопата Л. Шляхи удосконалення методів інженерії поверхні деталей машин // Materials of the international scientific conference. „Sakon-2000”: Metody obliczeniowe i badawcze w roswoju pojazdow samochodowych I maszyn roboczych samojezdnych. Rzeszow, 2000. С.139–144

3. Посвятенко Е.К., Мельник О.В., Алєксєєв В.В. Комбіновані методи інженерії поверхні деталей транспортних засобів // Вісник Національного транспортного університету. К.: НТУ. 2006. Вип.11. С.13–16.

4. Посвятенко Е.К., Ляшенко Б.А., Посвятенко Н.І. Модифікування деталей засобів транспорту термічними методами інженерії поверхні // Інженерія поверхні та реновація виробів: Матер. 18-ї міжнар. наук.-техн. конф. Киев: АТМ України, 2018. С.126–130.

ДО СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ ДЛЯ РОБОТИ В УМОВАХ ПЕРЕДНЬОГО КРАЮ

Кафтанов А.О., аспірант, Федоза В.О., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Коваль А.Б.
Національний транспортний університет

Сучасні війни характеризуються високою динамікою бойових дій та широким застосуванням засобів ураження. В таких умовах фортифікаційне обладнання позицій набуває стратегічного значення, адже воно дозволяє підвищити стійкість оборони, знизити втрати особового складу та забезпечити збереження бойового потенціалу підрозділів. Відомо, що до 70 % обсягу фортифікаційних робіт становлять земляні роботи [1], які неможливо виконати у стислі терміни без залучення спеціалізованої інженерної техніки.

Землерийні машини безперервної дії здатні виконувати значні обсяги робіт за відносно короткий проміжок часу. Їх продуктивність у 4–6 разів перевищує продуктивність одноківшевих екскаваторів. Це робить їх незамінними при виконанні завдань швидкого риття траншей [1], котлованів та інших виїмок різного призначення. Однак наявні конструкції військових землерийних машин були розроблені кілька десятиліть тому і вже не відповідають сучасним вимогам щодо мобільності та захищеності. Ці вимоги продиктовані новими підходами до способів ведення бойових дій, які з'явилися за останні 3 роки у зв'язку з появою та розширенням використання FPV-дронів та засобів для протидії дронам.

Для підвищення ефективності військових землерийних машин переднього краю необхідно врахувати такі технічні вимоги:

- мобільність і компактність. Машина повинна мати зменшені габарити та вагу, що дозволить забезпечити швидке транспортування і маневреність у складних умовах;

- захищеність і маскування. Використання новітніх засобів маскування та низькопрофільних конструкцій дозволить зменшити вразливість машини;

- дистанційне керування. У сучасних умовах доцільним є застосування безпілотних або дистанційно керованих машин, що дозволить мінімізувати ризики для особового складу зменшити металоємність через відсутність кабіни;

- енергоефективність. Оптимізація робочих органів та вибір раціональних режимів роботи дозволять знизити енерговитрати за умови збереження високої продуктивності;

- універсальність застосування. Машина має бути здатною працювати не лише у військових, а й у цивільних умовах – наприклад роботи у зонах техногенних катастроф (ліквідація завалів, створення каналів для відведення небезпечних речовин), або ведення робіт в умовах підвищеної небезпеки.

Дослідниками було запропоновано конструкцію траншейного землерийного комплексу (рис. 1) [2], яка частково може задовільнити вимоги викладені вище.

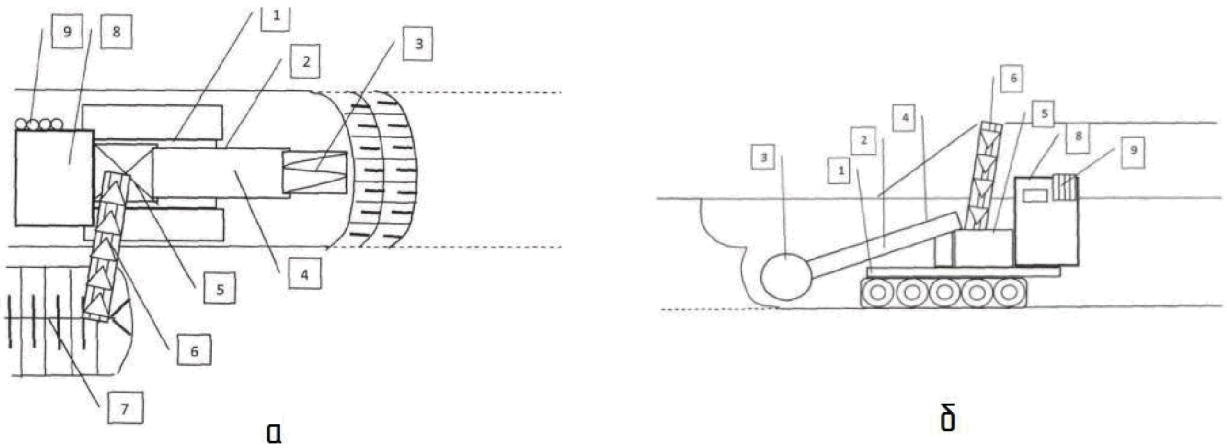


Рисунок 1 – Траншейний землерийний комплекс: а - горизонтальна проекція; б - вертикальна проекція. 1 - гусеничне ходове обладнання; 2 - стріла; 3 - шнековий робочий орган; 4 - конвеєрна стрічка; 5 - бункер; 6 - розвантажувальна консоль; 7 – бруствер; 8 – броньована кабіна оператора; 9 – пусковий комплекс димових гранат.[2]

Але вона має ряд недоліків, серед яких: конвеєрна стрічка, яка має високу енергоємність робочого процесу та розвантажувальна консоль, яка по суті також являє собою конвеєр, який, окрім іншого проблематично вписати в габарит траншеї, також шнековий робочий орган, привід якого може бути ускладнено у зв'язку з необхідністю роботи машини у досить обмеженому просторі [3].

Робочий орган є ключовим елементом землерийної машини, тому було проведено аналіз робочих органів різних типів.

Шнекові робочі органи добре зарекомендували себе у цивільному будівництві, однак їх застосування у військових машинах обмежене через складність організації розвантаження ґрунту та значні габаритні вимоги.

Роторні робочі органи забезпечують високу продуктивність, але вимагають складних систем керування для формування повного профілю траншеї, що знижує їхню надійність у польових умовах.

Досить перспективним варіантом виявились фрези поперечного копання, вони дозволяють формувати траншею повного профілю за один прохід, забезпечують відносну простоту конструкції та високу надійність. Окрім цього фреза поперечного копання ґрунту використовується в комбінації з роторним лопатевим метальником ґрунту, що гарантує викидання ґрунту на необхідну відстань і формування брустверу. До їх переваг також належать можливість роботи у ґрунтах різних категорій, включаючи мерзлі та кам'янисті, а також відносна компактність.

Розвиток подібних технічних рішень дозволить підвищити ефективність інженерного забезпечення військ, забезпечити швидке облаштування фортифікаційних споруд та суттєво знизити ризики для особового складу. Отримані результати дослідження створюють науково-технічні передумови для формування нового покоління землерийних машин безперервної дії, здатних виконувати завдання як у військовій, так і у цивільній сфері.

Література

1. Лазарук Ю.В. Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів: дис. … канд. техн. наук. – Київ, 2023. – 230 с.

2. Траншейний землерийний комплекс: пат. 141519 Україна. № 201910460; заявл. 18.10.2019, опубл. 10.04.2020, бюл. № 7. – 6 с.

3. Кафтанов А.О. Розробка траншейної машини переднього краю : кваліфікаційна магістерська робота / наук. кер. Коваль А.Б. – Київ: Національний транспортний університет, 2023. – 108 с.

ОБҐРУНТУВАННЯ СПОСОБУ УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ В ОБМЕЖЕНИХ ПРОСТОРОВИХ УМОВАХ ПІД ТРУБОПРОВОДОМ

Клевцов Є.Є., аспірант, Солодовнік О.А., бакалавр
Науковий керівник – д-р техн. наук, проф., Мусійко В.Д.
Національний транспортний університет

Ущільнення ґрунту є однією з найважливіших проблем будівництва. Ущільнення можна здійснити за допомогою різноманітного спеціалізованого обладнання.

Ущільнення ґрунту необхідне для збільшення його несучої здатності та жорсткості ґрунту на місці. Це збільшує міцність ґрунту на зсув за рахунок збільшення тертя, створюваного зчепленими частинками, зменшує майбутнє осідання ґрунту шляхом збільшення його жорсткості та усунення пустот, які мають місце в ґрунті. Видалення порожнин зменшує ймовірність осідання ґрунту, усадки чи набухання його, а також зменшує інфільтрацію води, що може спричинити шкідливі властивості ґрунту під час усадки або набухання.

Різні типи ґрунту по-різному реагують на ущільнення. Ґрунти класифікуються за розміром частинок, а в деяких класах ґрунтів — за критичними значеннями вмісту вологи або межами Аттберга. Добре

сортований гранульований ґрунт, що містить різномірні частинки, є кращим у будівництві, оскільки його можна легко ущільнити, усуваючи порожнини та перешкоджаючи поглинанню вологи зчепленими частинками, завдяки чому ґрунт як дуже ущільнений ґрунт здатний витримувати великі навантаження. Погано сортований ґрунт містить вузький діапазон розмірів частинок, що не підходить для будівельних цілей, оскільки ґрунту бракує міцності на зсув, обумовленою наявністю з незв'язаних частинок, тому його непросто ущільнити.

Тип обладнання для ущільнення обирається залежно від типу ґрунту, який потрібно ущільнити. Наведену нижче таблицю можна використовувати як орієнтир для визначення типу ґрунтоущільнювального обладнання для різних типів ґрунту.[1]

Ущільнювальне обладнання	Види ґрунту, які можна ущільнити
Віброплита	Гравій
Валик	Пісок, гравій, мулистий ґрунт, глина.
Трамбовка	Супіщані та суглинисті ґрунти.

Існує декілька способів ущільнення ґрунту:

1. Статичне ущільнення:

- Природне самоущільнення – під дією власної ваги споруди або насипу;
- Котки статичної дії– важкі машини, які ущільнюють ґрунт за рахунок сили свого тяжіння без вібрації;
- Щільне укладання – пошарове укладання з ущільненням кожного шару без динамічного впливу;
- Відсипання ґрунту у воду – метод, при якому ґрунт ущільнюється під дією власної ваги у водному середовищі.

2. Динамічне ущільнення:

- Ударне ущільнення – за допомогою падіння вантажу (трамбування);

- Глибоке динамічне ущільнення – застосовується для слабких ґрунтів, шляхом багаторазового падіння важких плит.

3. Вібраційне ущільнення:

- Віброплити – для ущільнення піску, щебеню, асфальтобетону;
- Вібротрамбовки – для ущільнення ґрунту в траншеях у цивільному будівництві;
- Віброкатки – для ущільнення великих ґрунтових площ.

Вибір методу залежить від:

- Типу ґрунту (пісок, глина, супісок тощо);
- Глибини ущільнення;
- Доступності техніки;
- Наявності комунікацій;
- Кліматичних умов [2].

Приклад обладнання щодо обраного методу ущільнення ґрунту наведено в таблиці.

Спосіб ущільнення	Назва обладнання	Фото	Характеристики
Статичне	CAT CS12 GC		Вага: 12 т Тип двигуна: дизельний Глибина ущільнення: до 50 см Призначення: дороги, насипи

Динамічне	Bomag BT 65		Вага: 68 кг Тип двигуна: бензиновий Глибина ущільнення: до 45 см Призначення: траншеї, фундаменти
Вібраційне	WP1550A W		Вага: 92 кг Тип двигуна: бензиновий Відцентрова сила: 18 кН Призначення: вузькі траншеї, плитка

Якщо розглянути ущільнення ґрунту під трубою, то динамічні та вібраційні способи використовувати не рекомендовано. Труба з'єднується між собою за допомогою зварних швів, які під дією вібрації можуть бути пошкоджені. Для таких умов найбільше підходить спосіб статичного ущільнення, але вищевказане обладнання фізично не може бути застосоване. Тому для вказаних умов найбільше підходить статичне ущільнення методом пресування ґрунту.

Вибір способу ущільнення ґрунту в залежності від умов є досить важливим. Правильний вибір способу дозволить скоротити енерговитрати під час виконання того чи іншого технологічного процесу в будівництві

протяжних транспортних комунікацій і забезпеченні надійності їх експлуатації.

Література

1. https://uk.bison-machinery.com/blog/the-basics-of-soil-compaction.html
2. https://drainages.jimdofree.com

УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ДЛЯ ФОРТИФІКАЦІЙНИХ РОБІТ: АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ТА НАПРЯМКИ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

Лейченко М.Ю., аспірант, Мягков К.Ю., бакалавр
Науковий керівник – д-р техн. наук, проф., Мусійко В.Д.
Національний транспортний університет (Україна)

Вступ. Фортифікаційні земляні роботи (спорудження окопів, траншей повного профілю) залишаються одними з найенергоємніших у військовій інженерії. Машини безперервної дії (ланцюгові та роторні траншеєкопачі) дозволяють підтримувати високу продуктивність виконання робіт у щільних і мерзлих ґрунтах, але досі потребують зниження енергоємності процесу та стабілізації навантажень на привод [6], [7]. Сучасні вимоги включають забезпечення високої мобільності (транспортна швидкість $\geq$ 60 км/год) і продуктивності до 300 м/год при копанні траншей повного профілю, що вимагає удосконалення як конструктивних, так і кінематичних параметрів робочих органів машин [2], [3].

Аналіз досліджень та публікацій. Відомі машини ПЗМ-2/ПЗМ-3 (рис. 1,2). стали базою для створення мобільної ПЗМ-3-01 на автомобільному шасі з поліпшеними режимами копання та транспортною швидкістю [2], [3]. Тензометричні випробування на ПЗМ-3-01 зафіксували відповідність

показників її роботи, заданим габаритам траншеї та продуктивності. Разом з тим виявили характерні проблеми: наявність пікових силових навантажень привода та неповний винос ґрунту з забою, що збільшує енерговитрати [3] на роботу машини.



Рисунок 1 – Траншейно-котлованна машина ПЗМ-2



Рисунок 2 – Траншейно-котлованна машина ПЗМ-3

Теоретико-експериментальні дослідження моделей робочих органів підтверджують, що нерівномірність різання (дискретне заглиблення різців) зумовлює динамічні перевантаження і зменьшення ККД привода [7], а траєкторія руху виконавчого органу суттєво впливає на повноту вибірки та продуктивність [5]. Огляд інноваційних динамічних органів (пружні/секторні диски, адаптивні вузли) узагальнює та формує два ключові напрями підвищення ефективності: зниження сил взаємодії різця з ґрунтом (у т.ч. за

рахунок ударно-динамічної дії) та забезпечення повного винос розробленого ґрунту з зони різання [6].

Параметри військових траншей. Типові вимоги для траншей повного/основного профілю (рис. 3): полягають у забезпечені глибини траншеї ~1,1–1,4 м; ширини по дну ~0,6–0,7 м, по верху ~0,9–1,2 м; трапецієподібний переріз профілю траншеї із рівним дном і формуванням бруствера з боку противника [1], [2]. Технологічно критичні показники - стабільність профілю без «залишків» на дні, рівномірний відвал (щільний брустер), мінімум ручної доробки, а також здатність підтримувати продуктивність до ~300 м/год у ґрунтах III–IV категорій (зокрема мерзлих) [1], [2].

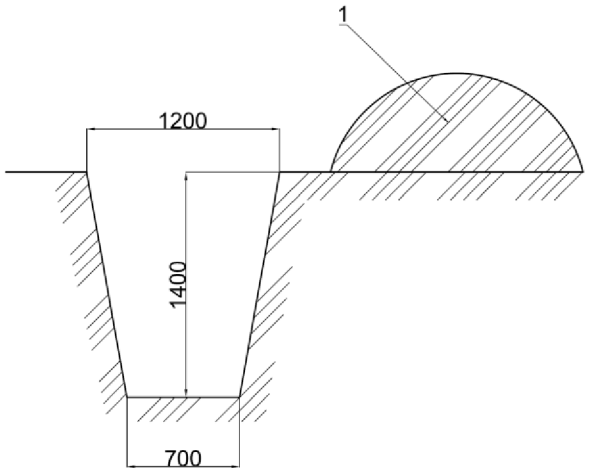


Рисунок 3 – Траншея повного профілю

1 - бруствера з боку противника;

Недоліки існуючої техніки. Для ланцюгових органів характерні: значні пікові моменти і вібрації через дискретне різання; повторне потрапляння розробленого ґрунту в забій, що спричиняє зростання енергоємності розробки; підвищена металоємність ківшевих систем і знос шарнірів ланцюгів [3], [6], [7]. Для роторних/дискових органів: велика інерційність і обмеження по глибині (радіус диска), чутливість до неоднорідності ґрунтів (істотні коливання навантаження) [6]. Загальний висновок: головна причина втрат енергії - неповний та/або несвоєчасний винос розробленого ґрунту з активної

зони копання, а також нерівномірність навантаження привода [6], [7] за рахунок зменшення товщини стружки що зрізується різцями.

Концепція запропонованого рішення. Пропонується безківшовий ланцюговий робочий орган з арочним ріжучим контуром без задньої стінки. Ключові ідеї: відмова від важких ківшів, балок на користь арочного ріжучого контуру без задньої стінки. Це забезпечить плавне різання та винос ґрунту для раціонального розподілу зусиль і стабільного формування профілю траншеї; імпульсну інтенсифікацію вивантаження для повного винесення ґрунту з забою; «пасивне» вирівнювання дна сегментом ріжучого контуру, що зменшує залишки ґрунту на дні траншеї та виключає ручну доробку траншеї [3], [6]. Очікувані ефекти: вирівнювання навантаження привода, зменшення пікових навантажень, зниження питомої енергоємності порівняно з ланцюгово-ківшевими конструкціями; краща якість готової траншеї (рівне ущільнене дно, сформований бруствер).

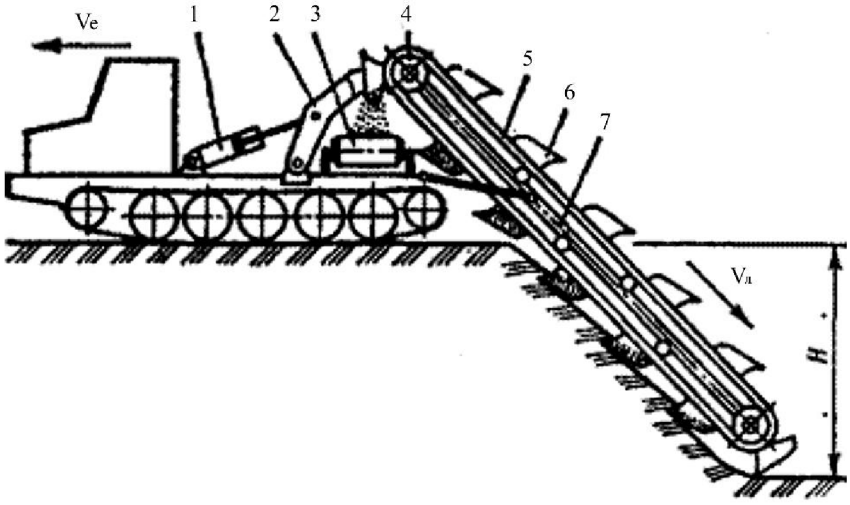


Рисунок 4 – Схема безківшового ланцюгового робочого органу

1 - гідроциліндр підйомного механізму; 2 - важільна система позиціонування рами; 3 - приймальний стрічковий конвеєр (скид із верхньої точки ланцюга); 4 - приводна головка (вал-зірочка привода ланцюга); 5 - безкінечний ланцюг виконавчих елементів; 6 - арочні безківшові лопатки з ріжучими елементами; 7 – напрямна ряма робочого органа з арочним ріжучим контуром і вузлом натягу;

Висновки. Удосконалення землерийних машин безперервної дії для виконання фортифікаційних робіт вимагає акценту на ключових аспектах: забезпечення повного та ефективного виносу ґрунту з зони різання для мінімізації енерговитрат; оптимізацію динамічних і кінематичних параметрів робочих органів з метою зменшення сили різання та вирівнювання навантажень на привод; зменшення металоємності конструкцій для зниження інерційності та підвищення мобільності; гарантію стабільного формування профілю траншеї з мінімальними залишками ґрунту, що зменшує потребу в ручній доробці. Запропонована нами концепція безковшового ланцюгового робочого органу арочного типу повністю відповідає сучасним вимогам, забезпечуючи високу продуктивність (до 400 м/год), низьку енергоємність розробки ґрунту при високій мобільність (транспортна швидкість $\geq$ 60 км/год). Технічне рішення розглядається як перспективний варіант для удосконалення універсальних землерийних машин типу ПЗМ та подальших теоретичних досліджень з експериментальною валідацією та інтеграцією.

Література

1. Фортифікаційне обладнання місць виконання завдань підрозділами (за досвідом російсько-Української війни 2022 року). Методичні рекомендації.- Київ: Видавничий дім «СВАРОГ», 2023. - 46 с.
2. Лазарук Ю.В. Підвищення ефективності універсальних землерийних машин удосконаленням конструктивних та кінематичних параметрів: дис. – НТУ, Київ, 2021.
3. Smieszek M., Musiyko V., Mateichyk V., Tsuman M., Koval A., Mosciszewski J. Experimental analysis of the universal continuous digging machine working processes. Manufacturing Technology, 2020, 20(4): 431–438.
4. Смєшек М., Мусійко В., Матейчик В., Цюман М., Коваль А., Мосцішевський Я. Визначення стійкості курсу землерийної машини

безперервної дії в умовах циклічного бічного навантаження. Applied Sciences, 2022, 12(14): 7029.

5. Тимофєєв І.П., Васильєва М.А. Синтез параметрів виконавчого органу гірничих навантажувальних машин безперервної дії. Procedia Engineering, 2017, 206: 1023–1028.

6. Горбатюк Є.В., Пелевін Л.Є., Терентьєв О.О., Свідерський А.Т. Дослідження робочих органів землерийних машин безперервної дії. Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини, 2021, Вип. 98: 45–54.

7. Гончар М.О., Високович Є.В., Ніколаєнко В.А. Динамічна модель мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом. Вісник НТУ, 2019, №3(45): 25–34.

ОБҐРУНТУВАННЯ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДОРОЖНІХ МАШИН В ПРОЦЕСІ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Поліщук О.С., магістр, Сивка І.О., асистент
Керівник – доцент, к.т.н., с.н.с, Гандзюк А.П.
Національний транспортний університет

Згідно чинних нормативно-технічних вимог щодо забезпечення надійності техніки, та відповідно працездатності, дорожніх машин діє система технічних обслуговувань (ТО), яка представляє собою сукупність взаємопов’язаних засобів, виконавців, матеріалів і документації по ТО та призначена для підтримання працездатності технічного стану машини. Ефективність такої системи досягається при наявності у визначений час і місці цих складових частин системи ТО [1]. В реальних умовах застосування дорожніх машин досягти бажаного результату по забезпеченню працездатності без попереднього чіткого планування експлуатації неможливо. Внаслідок чого

порушується терміни графіків виконання дорожніх (будівельних) робіт. Це, по-перше, а по-друге – можливість планово-попереджувальної системи ТО недостатньо враховують режими і умови використання дорожніх (будівельних) машин за призначенням. Це об'єктивні фактори.

До суб'єктивних факторів відноситься кваліфікація і наявність ремонтно-технічного персоналу.

Таким чином метою дослідження сутності проблематики по забезпеченню працездатності дорожніх (будівельних) машин є чітке планування виконання дорожніх робіт та виконання заходів системи ТО машин в процесі виконання робіт будівництва.

Пропонується вирішення даної проблематики шляхом сітьова моделі планування виконання заходів системи ТО машин і сітьової моделі (рис. 1) виконання робіт дорожнього будівництва [2,3].

Важливо на першому етапі визначити види робіт та реальну можливість технічного персоналу, задіяного у виконанні робіт ТО і відобразити їх у таблиці 1. (на прикладі бульдозерів Caterpillar серій D4–D6).

Таблиця 1. Вихідні дані ТО бульдозера для побудови сіткової моделі

№ н/п	Найменування робіт	Кількість фахівців	Коди робіт	Тривалість робіт, люд-год
1	2	3	4	5
1	Чистка і мийка машини	2	0-1	0,08
2	Перевірка кріплення вузлів та агрегатів	2	1-2	0,5
3	Злиття конденсату з пневмосистеми та очищення магніто-уловлювача в магнітному фільтрі гідросистеми	1	2-3	0,05
4	Перевірка стану двигуна	1	2-4	0,08

5	Перевірка стану органів управління	2	3-5, 4-5	0.03
6	Перевірка стану ходової частини	2	5-6	0,2
7	Перевірка стану електрообладнання	2	6-7	0,5
8	Перевірка рівня робочої рідини в гідроприводі	2	7-8	0,2
9	Перевірка стану засобів звукової та світлової сигналізації	1	8-9	0,5
10	Перевірка стану і кріплення робочого обладнання	2	9-10	0,1
11	Перевірка комплекту і стану інструменту	1	10-11	0,2
12	Дозаправка експлуатаційними матеріалами	2	11-12	0,25
13	Перевірка якості виконаних робіт	2	12-13	0,5
14	Оформлення технічної документації на машину	1	14	0,1

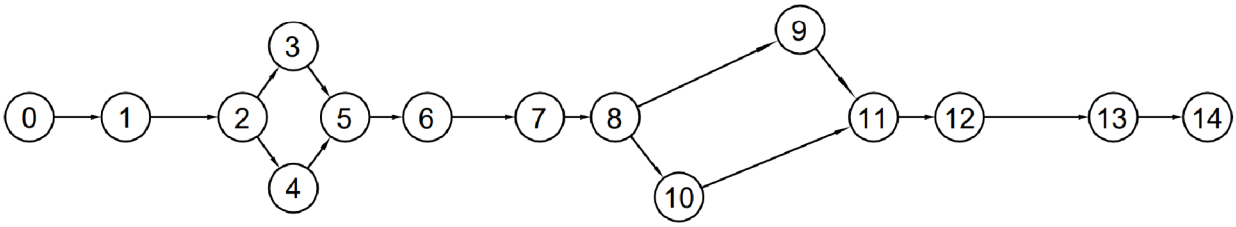


Рисунок 1 — Сітьова модель (графік) ТО бульдозера (машини)

Послідовне виконання усіх етапів сітьової моделі забезпечує в цілому відповідність значень технічних характеристик нормативним значенням, зазначених в технічній документації. Окрім цього сітьове планування ТО машин дає високу ймовірність готовності машини до застосування у визначені

виробничі терміни та раціональне логістичне забезпечення запасними частинами і експлуатаційними матеріалами для ТО.

Література

1. Надійність техніки. Терміни та визначення: ДСТУ 2860-94.–[чинний від 1994–28–12.].—К.: Державний стандарт України, 1994.—40с.

2. Колос О.Л. Оптимізація технологічного процесу технічного обслуговування інженерної техніки методом сітьового планування та управління в специфічних умовах міжнародних миротворчих операцій /О.Л. Колос/ — Збірник наукових праць Львівської академії Сухопутних військ., ч.II. – №5 2. – 2010.— с. 22-24.

3. Королюк В.С. Стохастичні моделі систем: навч. посіб. / В.С. Королюк. — К.: Либідь, 1993.— 136с.

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ОЦІНКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИН ТРАНСПОРТНОГО БУДІВНИЦТВА В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Гонтар Ю.В., аспірант
Ковбасенко С.В., професор
Національний транспортний університет

Проблематика дослідження паливної економічності та шкідливих викидів позадорожньої техніки (Non-Road Mobile Machinery, NRMM) полягає у значних розбіжностях між результатами традиційних лабораторних випробувань (ISO 8178, процедури типового затвердження Stage V тощо) та фактичними показниками під час реальної експлуатації дорожньо-будівельних машин та іншої спецтехніки. Лабораторні методики відтворюють лише

обмежений спектр робочих режимів, тоді як у реальних умовах експлуатації характерними є динамічні режими (холостий хід, різкі зміни навантажень, короткі транспортні переміщення), які істотно впливають на рівень викидів і витрату палива. Подолати зазначені обмеження дозволяє методика Real Driving Emissions (RDE), яка дозволяє безпосередньо вимірювати та визначати шкідливі викиди і витрату палива в реальних умовах експлуатації. Актуальні наукові дослідження свідчать, що чинні процедури типового затвердження та існуючі методи інвентаризації нерідко занижують фактичні показники споживання палива й викидів. Це зумовлює необхідність подальшої розробки та впровадження стандартизованих підходів RDE для техніки класу NRMM [1].

Практична реалізація методики RDE ґрунтується на комбінованому використанні портативних систем вимірювання викидів (PEMS - Process and Energy Management Systems), телематичних даних бортових систем (ECU-логування, CAN-шина) та додаткових сенсорів (PN/PM, оптичні датчики). Застосування PEMS дає можливість реєструвати миттєві концентрації NOx, CO, CO_2, PN та PM під час роботи машини в момент реального навантаження, однак якісна інтерпретація даних вимагає корекції потоку витрати газів, калібрування сенсорів, а також аналізу невизначеності вимірювань. Для забезпечення порівнянності результатів між машинами різної потужності та маси доцільним є представлення даних у перерахунку на питому потужність (g/kWh) [2],[3].



Рисунок 1. Розміщення вимірювального комплексу PEMS на дорожньо-будівельній та спеціальній техніці

Одним з ключових завдань RDE-досліджень для позадорожної техніки є не лише безпосереднє вимірювання викидів за допомогою PEMS, але й подальша обробка та систематизації великих масивів даних. Сучасний розвиток методологій забезпечує підвищення достовірності результатів завдяки інтеграції різних джерел інформації. Зокрема, ефективним є

комбінування телематичних даних, інформації бортових систем (CAN-шина, ECU-логування), показників портативних вимірювальних комплексів та додаткових сенсорних модулів із симуляційними платформами. Такий підхід формує основу для багатоджерельної аналітики, у якій результати натурних вимірювань поєднуються з результатами моделювання та віддаленого зондування.

Перспективним напрямом є застосування алгоритмів машинного навчання, які здатні прогнозувати миттєві значення викидів, здійснювати класифікацію робочих режимів і компенсувати похибки фізичних моделей у перехідних процесах (зокрема, для NOx, CO_2 та PM) [4].

Одним із найбільш перспективних інструментів у цій сфері є концепція цифрового двійника (Digital Twin). Це програмна модель реального об'єкта, що відтворює його технічні характеристики та поведінку в умовах експлуатації. Ключова особливість цифрового двійника полягає в синхронізації з даними реальних сенсорів: інформація з бортових систем і датчиків подається як вхідні впливи на модель, що забезпечує відтворення робочих умов з високою точністю та дає можливість тестувати різні сценарії оптимізації без втручання у роботу реальної техніки [5]. Таким чином, інтеграція PEMS, телематики, ML-алгоритмів та цифрових двійників формує нову парадигму дослідження паливної економічності та викидів NRMM у реальних умовах, де ключову роль відіграє багатоджерельна обробка даних та інтелектуальна аналітика. Подальший розвиток напряму пов'язаний із масштабним моніторингом парків NRMM стає можливим завдяки удосконаленню PEMS та здешевленню обладнання, зокрема сенсорів для збору даних [6].

Методологія обробки даних у RDE-дослідженнях охоплює попередню фільтрацію сигналів, часову синхронізацію PEMS і телеметрії, інтегрування концентрацій і витрат, нормалізацію за питомою потужністю та оцінку невизначеності результатів. Використання ML-алгоритмів для класифікації режимів дозволяють автоматизувати ідентифікацію експлуатаційних сценаріїв (холостий хід, копання, транспортування – для прикладу екскаватора), що

суттєво знижує трудомісткість обробки даних та підвищує об'єктивність аналізу.

ЄС поступово рухається в бік посилення вимог і гармонізації підходів до оцінки викидів NRMM, однак питання обов'язковості застосування RDE у процедурах типового затвердження залишається відкритим. У цьому контексті співпраця науковців і регуляторних органів щодо розробки та впровадження уніфікованих технічних стандартів PEMS-тестування є визначальною [7].

Висновок: RDE-підхід для NRMM є не лише перспективним, а й практично необхідним інструментом модернізації галузі та зниження екологічного навантаження. Інтеграція PEMS, телематики та алгоритмів машинного навчання створює основу для систематичного моніторингу та ефективного управління обсягами викидів. Отримані результати досліджень паливної економічності та екологічних показників дають можливість сформувати більш репрезентативні випробувальні цикли для різних категорій спеціальної техніки. Для підвищення точності досліджень та достовірності необхідним є розвиток комплексних проєктів, спрямованих на поєднання вимірювань PEMS з інтелектуальними методами ML-аналізу даних.

Література

1. Rita Hagan, Emma Markey, Mark Keating, Jerry Clancy, Aoife Donnelly, David J. O'Connor. Non-Road Mobile Machinery Emissions and Regulations: A Review. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.mdpi.com/2813-4168/1/1/2
2. Ran Tu, Tiezhu Li, Chunsheng Meng, Jinyi Chena , Zhen Sheng, Yisong Xie, Fangjian Xie, Feng Yang, Haibo Chen, Ying Li, Jianbing Gao, Ye Liu. Real-world emissions of construction mobile machines and comparison to a non-road emission model. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://modales-project.eu/wp-content/uploads/2022/03/2021_Tu_Science-of-the-Total-Environment.pdf

3. 1.A.4 Non road mobile machinery 2023. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.eea.europa.eu/publications/emep-eea-guidebook-2023/part-b-sectoral-guidance-chapters/1-energy/1-a-combustion/1-a-4-non-road/view
4. Ran Tu, Tiezhu Li, Chunsheng Meng, Jinyi Chena, Zhen Sheng, Yisong Xie, Fangjian Xie, Feng Yang, Haibo Chen, Ying Li, Jianbing Gao, Ye Liu. Real-world emissions of construction mobile machines and comparison to a non-road emission model. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:https://modales-project.eu/wp-content/uploads/2022/03/2021_Tu_Science-of-the-Total-Environment.pdf
5. Lylian M. Andrade, Jochen Teizer. [Електронний ресурс]. – Режим доступу:https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/329047494/MONITORING_CLIMATE_FORCERS_FROM_HEAVY_CONSTRUCTION_EQUIPMENT_EMISSIONS_IN_A_DIGITAL_TWIN_FRAMEWORK.pdf
6. Jeffrey Udoh, Joan Lu, Qiang Xu. Application of Machine Learning to Predict CO2 Emissions in Light-Duty Vehicles. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.mdpi.com/1424-8220/24/24/8219
7. New EU type-approval regime for non-road mobile machinery. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.noerr.com/en/insights/new-eu-type-approval-regime-for-non-road-mobile-machinery

ОСОБЛИВОСТІ ВИМОГ ЩОДО ПІДЗЕМНОЇ ПРОКЛАДКИ ВОЛОКОННО-ОПТИЧНИХ КАБЕЛІВ

Чумак Є.В., аспірант, Сафон Н.А., бакалавр
Науковий керівник д.т.н. проф. Мусійко В.Д.
Національний Транспортний університет

Стрімке зростання навантаження на мережі зв'язку — хмарні робочі місця, відеозв'язок, IoT/SCADA, «розумні» міста — робить оптоволоконні лінії зв'язку базовою інфраструктурою зв'язку завдяки великій пропускній здатності, малій затримці та стійкості до завад. Для України додатково актуальним є швидке відновлення пошкоджених мереж та розширення покриття у малонаселених районах. Значного поширення в Україні набули підземні оптоволоконні лінії зв'язку. Під час прокладання діють польові обмеження — щільна забудова, різнорідні ґрунти, високі вимоги до благоустрою, обмеження руху, що підштовхує до реалізації технологій зв'язку, що мінімізують ширину розкриття та тривалість рекультивації, і забезпечують стабільну геометрію траншеї та гарантують якість укладання [1], [2]. Практика показує, що в межах однієї траси часто поєднуються міські ділянки з асфальтобетонним покриттям, узбіччя з насипними ґрунтами, заміські відтинки з кам'янистими включеннями. Утримувати під кожен сценарій окрему спеціалізовану машину економічно невигідно. Звідси потреба в універсальному машинному комплексі на базі серійного шасі з дисковою фрезою та інтегрованими підсистемами: контролю глибини, траєкторне укладання, дозована зворотна засипка, вимірювання натягу кабелю, автоматичне протоколювання параметрів укладки. Такий підхід дозволить використовувати наявний парк машин, підвищити коефіцієнт їх завантаження, зменшити ручні операції та пришвидшити приймання робіт.

Водночас досвід будівництва показує, що вимоги стандартів та будівельних норм часто порушуються, а саме: перевищується мінімальний

радіус вигину на котушці, напрямних і шківах; не забезпечуються стабільність глибини укладки та рівність дна траншеї; ігнорується підготовча постіль і роздільний шар (гострокутні включення пошкоджують оболонку); перевищується допустимий натяг під час протягування кабелів; не встановлюється сигнальна стрічка; неповною лишається виконавча документація (відсутні OTDR-звіти, координати й глибини). Це веде до мікрозгинів кабелів, підвищених втрат, аварійності та претензій під час приймання. Відтак при розробленні універсальної машини для прокладки оптоволоконних кабелів необхідно закласти технічні «запобіжники відповідності»: кінематику подачі кабелю з радіусами напрямних не меншими за монтажний MBR конкретного кабелю; сенсорний контур глибини та стабілізацію положення робочого органа; модуль дозованої зворотної засипки дрібною фракцією (постіль 80–120 мм, роздільний шар ≈100 мм); контроль натягу і швидкості протягування/продування; інтегрований логер параметрів (h, v, ω, траса подачі, події) з автоматичним формуванням виконавчих схем та OTDR-звітів (1310/1550 нм); бібліотеку «профілів норм» під тип кабелю/ґрунту, які блокують некоректні налаштування [1]- [5].

Стандарти, які мають бути враховані в конструкції машини для укладання кабелю та регламентах, визначають як оптичні/механічні параметри волокна, так і практику монтажу. Для волокна й кабелю доцільно орієнтуватися на ITU-T G.652 (клас G.652.D із розширеною робочою смугою 1260–1625 нм), контролюючи граничні коефіцієнти загасання, витривалість на макрозгин, PMDQ та доказове навантаження кабелю [6]. Для прямого заглиблення обирають броньовані конструкції (сталелева чтрічка/сталевий дріт або діелектрична броня зі склопрутками/арамідом), для прокладання в трубах/мікродуктах — «duct/micro-» із зносостійкою оболонкою. Геометрію траншеї та конструкцію засипки задає проєкт з урахуванням будівельних норм: рівне дно без виступів; постіль 80–120 мм із дрібної фракції ґрунту; прокладання кабелю/мікродуктів; роздільний захисний шар ≈100 мм; основна засипка з поетапним ущільненням; сигнальна стрічка/сітка на нормативній

висоті; відновлення покриття/ґрунту [2]. Мінімальний монтажний радіус визначається паспортом виробника; як інженерне правило-орієнтир часто застосовують $R_min \approx 20 \cdot D_k$ під натягом, а для шківів/квадрант-блоків — діаметр $\approx 2 \cdot R_{min}$ [3]-[5]. Практика монтажу поза будівлями, маршрути, захист, випробування і документацію регламентує ДСТУ EN 50174-3; сімейні специфікації зовнішніх оптичних кабелів — ДСТУ EN IEC 60794-3; проєктування лінійно-кабельних споруд (глибини, перетини, відстані) — ГБН В.2.2-34620942-002:2015 [1], [7], [2]. Після укладання обов'язкові OTDR-вимірювання у 1310/1550 нм, контроль загасання на зварках і секціях, фотофіксація шарів, виконавчі схеми з координатами, глибинами та перетинами з суміжними мережами; у межах вулиць/доріг — виконання місцевих правил благоустрою та дозвільних процедур (Типовий порядок видачі контрольної картки), а також дотримання правил охорони ліній зв'язку та вимог ДБН для коридорів мереж [9]-[10]. Сукупність наведених вимог формує технічну «рамку», у яку має вписуватися як машина для прокладки оптоволоконних ліній зв'язку, так і технологія її застосування, забезпечуючи якісне та швидке будівництво підземних ВОК із мінімальним ризиком браку.

Література

1. ДСТУ EN 50174-3:2022. Інформаційні технології. Монтаж кабелів. Частина 3. Планування та практика монтажу поза будівлями. Чинний з 31.12.2023.
2. ГБН В.2.2-34620942-002:2015. Лінійно-кабельні споруди телекомунікацій. Проєктування.
3. Corning Optical Communications. Standard Recommended Procedure SRP 005-012: Direct-Buried Installation of Fiber Optic Cable. Corning, б.р.
4. OFS Optics. IP-009: Placing Fiber Optic Cable in Underground Plant. OFS, б.р.

5. The Fiber Optic Association (FOA). Fiber Optic Cable Bend Radius. FOA, б.р.
6. ITU-T G.652. Characteristics of a single-mode optical fibre and cable. Edition 11. Geneva: ITU, 2016.
7. ДСТУ EN IEC 60794-3:2022. Волоконно-оптичні кабелі. Частина 3. Зовнішні кабелі. Специфікації. Чинний з 31.12.2023.
8. Правила охорони ліній електрозв'язку: постанова КМУ від 29.01.1996 № 135 (із змінами).
9. ДБН В.2.3-5:2018. Вулиці та дороги населених пунктів.
10. Типовий порядок видачі дозволу на порушення об'єктів благоустрою: постанова КМУ від 30.10.2013 № 870.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ШВИДКОСТІ РІЗАННЯ ҐРУНТУ НА ЕНЕРГОЄМНІСТЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Степанюк Б.І., ст. викладач
Холоденко В.А., ст. викладач
Національний університет водного господарства та природокористування

Зі збільшенням робочих швидкостей землерийних машин, виникла потреба більш детально дослідити вплив швидкості на процес різання ґрунту. Відомо [1], що збільшення швидкості різання впливає на критичну глибину різання, розподіл нормального тиску ґрунту на ніж, опір ґрунту різанню. Тому після теоретичних досліджень по визначенню критичної швидкості різання ґрунту [2], впливу швидкості різання ґрунту на кут нахилу бічних стінок ножового прорізу до горизонту [3], динамічного закону розподілу нормального тиску на фронтальну (лобову) площину землерийного робочого органа [4]

виникає потреба в експериментальному їх підтвердженні та дослідженні впливу швидкості різання ґрунту та енергоємність робочого процесу.

Для проведення експериментальних досліджень по динамічному руйнуванню ґрунту на кафедрі будівельних дорожніх та меліоративних машин Національного університету водного господарства та природокористування створене експериментальне обладнання у вигляді маятника (рис. 1).

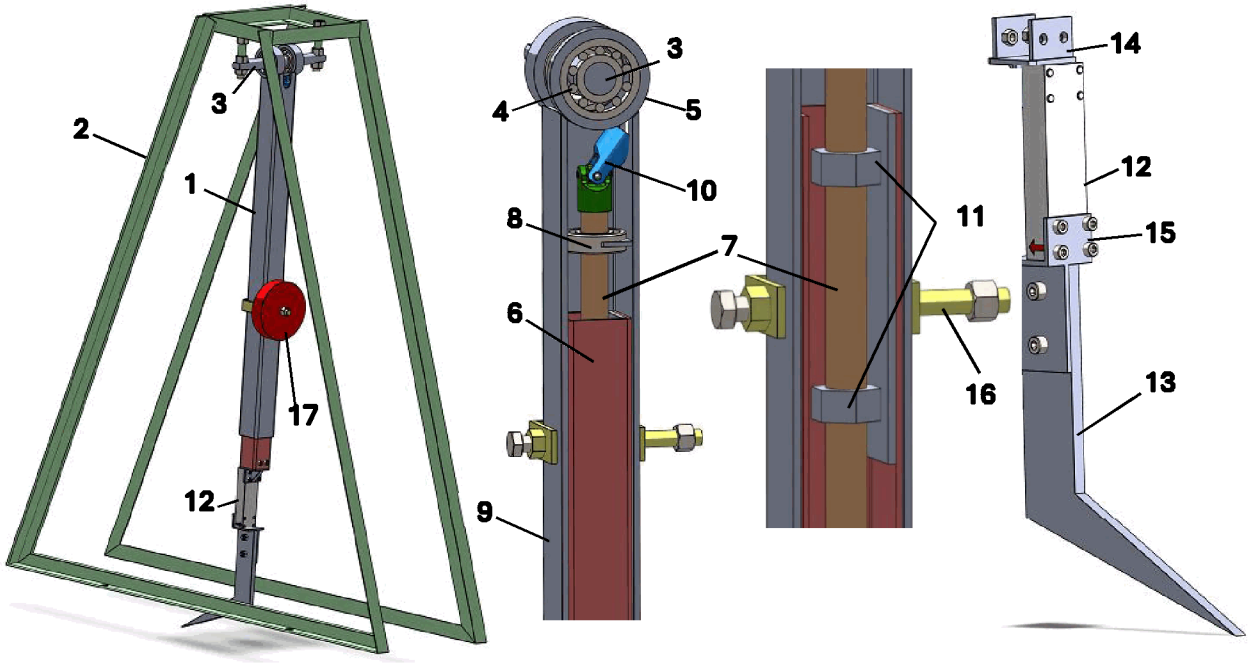


Рисунок 1 – Маятникове експериментальне обладнання

Маятник (1) кріпиться на рамній конструкції (2), яка встановлюється на ґрунт та фіксується. Маятник виконаний у вигляді телескопічної стріли з двох профільних труб. До вісі (3), відносно якої здійснюється обертання, маятник закріплений на підшипниках (4), які, у свою чергу, впресовані у вінця зовнішньої труби (5). За рух внутрішньої труби (6) відповідає гвинт (7), який закріплений через підшипниковий вузол (8), що, у свою чергу, закріплений на зовнішній трубі (9), що забезпечує обертання гвинта (7) та сприйняття осьових і радіальних навантажень. Обертання гвинта виконується вручну за допомогою торцевого ключа через карданну передачу (10). Обертовий рух гвинта (7) перетворюється у поступальний рух внутрішньої труби (6) за рахунок гайок

(11), приварених до внутрішньої поверхні стінок внутрішньої труби (6). Вимірювання зусилля виконується за рахунок тензометричного датчика (12), який закріплений між маятником (1) та експериментальним робочим органом (13) за допомогою кріплень (14, 15). Для регулювання радіусу інерції маятника використовується спеціальне кріплення (16), на якому розташовується змінна додаткова вага (17).

Для вимірювання кута повороту маятника, швидкості різання та зусилля, витраченого на руйнування ґрунтового середовища, застосовується система збору й обробки даних (СЗОД)(рис. 2).

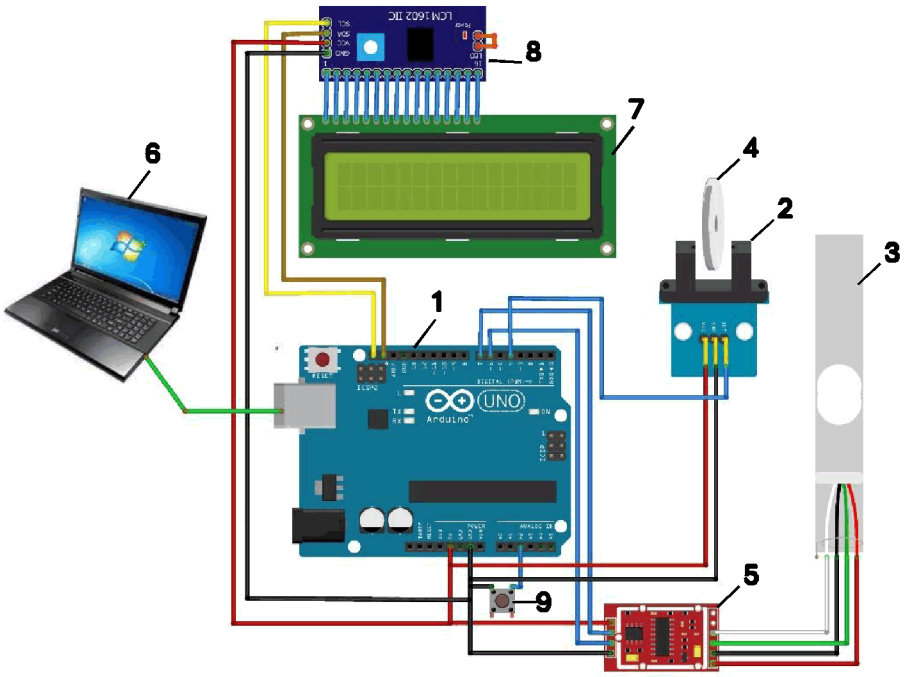


Рисунок 2 – Система збору та обробки даних (СЗОД)

Для збору та обробки даних із датчиків використовується плата Arduino UNO R3 (1), для якої розроблено програмний код, що забезпечує взаємодію з оптичним енкодером (2) та тензометричним датчиком (3). У процесі роботи СЗОД плата Arduino UNO R3 (1) приймає сигнали з оптичного енкодера (2), функціонування якого ґрунтується на обертанні диска (4) з отворами, закріпленого на валу, що приводиться в рух вінцем зовнішньої труби маятника (див. рис. 1). При цьому світловий потік між світлодіодом і фотодіодом періодично переривається, утворюючи імпульси, які фіксуються платою (1).

Дані з тензометричного датчика (3) передаються через аналого-цифровий перетворювач HX711 (5) на плату Arduino (1). Це відбувається внаслідок деформації об’єкта, яка спричиняє зміну опору тонкої провідникової плівки датчика, закріпленого на об’єкті. Після обробки сигналів результати виводяться як на портативний комп’ютер (6), так і на LCD-дисплей (7) через модуль I2C (8), що забезпечує зручність під час проведення експериментів. Детальна схема підключення представлена на (рис. 3).

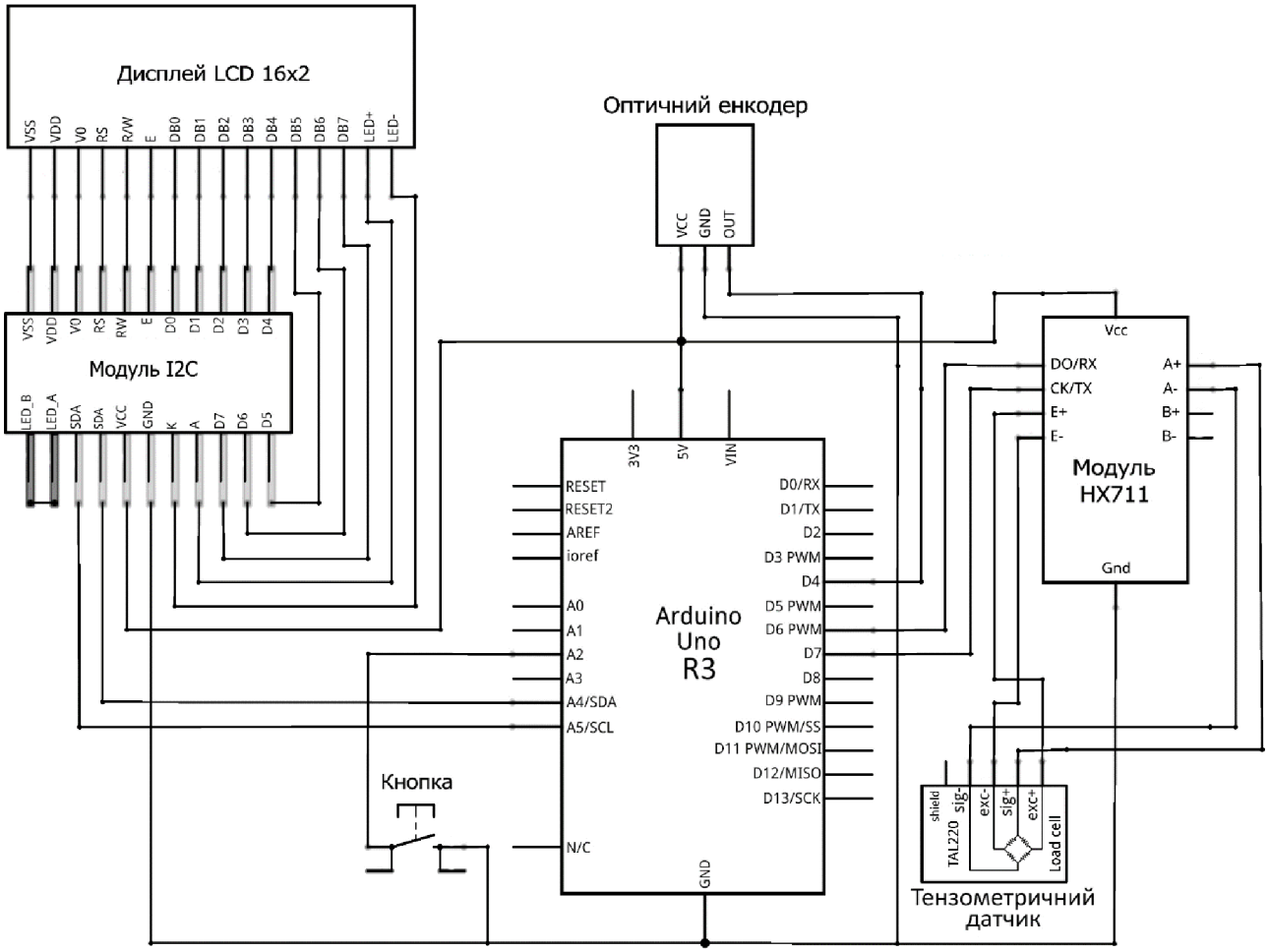


Рисунок 3 – Схема підключення

Після підключення плати Arduino UNO R3 до живлення та ПК експеримент проводиться у шість етапів, перехід між якими здійснюється натисканням кнопки (9) (див. рис. 2):

Етап 0 « Встановлення кута 90 °»

Етап 1« Встановлення кута 0 °»

Етап 2 «Встановлення початкового кута руху маятника»

Етап 3 «Фіксація даних з датчиків»

Етап 4 «Зупинка запису»

Етап 5 «Рестарт»

Для початку експерименту натисканням кнопки (9) (див. рис. 2) переходимо до етапу 0. Підчас даного етапу маятник відхиляємо на кут 90°, після чого повторне натискання кнопки зберігає поточне значення кількості імпульсів енкодера як положення 90°.

Під час етапу 1 повертаємо маятник у вихідне положення 0°, тобто відхиляємо маятник на -90°. Натискання кнопки фіксує поточне значення кількості сумарних імпульсів енкодера. На основі отриманих даних розраховується кількість градусів на один імпульс. Одночасно виконується тарування тензометричного датчика.

На етапі 2 на LCD-дисплеї відображається поточне значення кута відхилення маятника. Після встановлення бажаного кута маятник фіксується, виставляється радіус різання (глибина різання ножа) та радіус інерції маятника.

На етапі 3 розпочинається запис даних з оптичного енкодера та тензометричного датчика. Перебіг отриманих даних з датчиків відображається як на LCD-дисплеї, так і на ПК у моніторі послідовного порту (рис. 4).

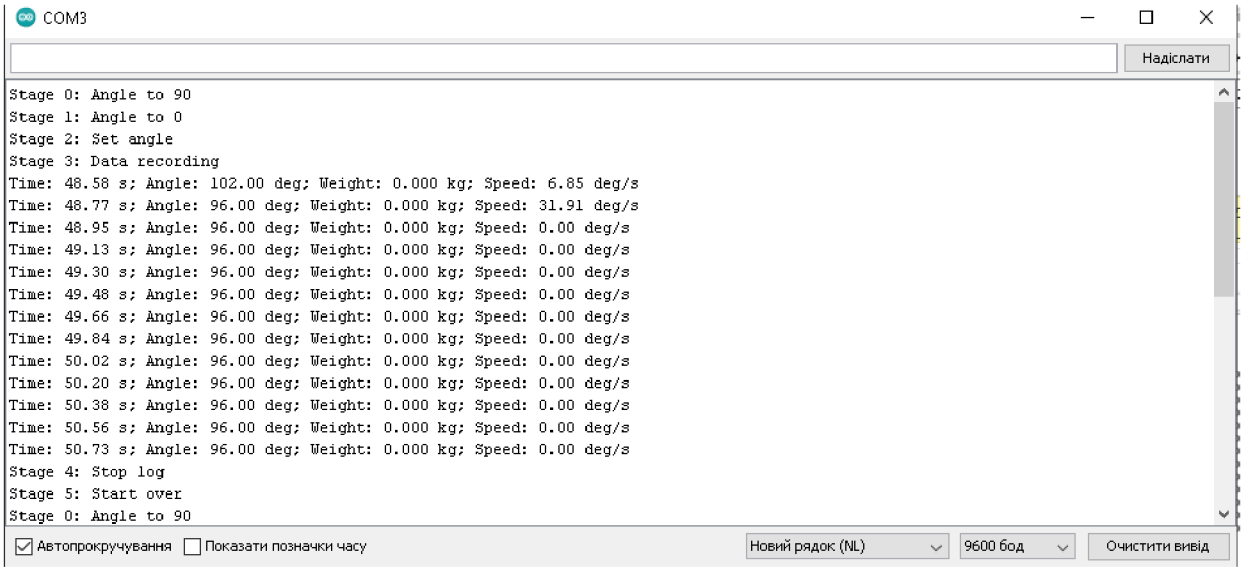


Рисунок 4 – Монітор послідовного порту

По закінченню етапу 3 зупиняємо запис даних перейшовши на етап 4. Отримані дані з етапу 3 підлягають подальшому аналізу. Для проведення повторного експерименту переходимо на етап 5 який скидає попередні дані калібрування датчиків.

За допомогою даного обладнання можна дослідити вплив швидкості різання на:

- критичну глибину різання;
- кут нахилу бокових стінок прорізу;
- енергоємність робочого процесу при різних умовах різання;
- взаємодію робочих органів різної форми з ґрунтовим середовищем.

Література

1. Критичноглибинні двоярусні ґрунторозпушувачі : монографія / С. В. Кравець, М. П. Скоблюк, О. В. Стіньо, Р. В. Зоря ; за заг. ред. С. В. Кравець. – Рівне : НУВГП, 2018. – 235 с. – Режим доступу: https://ep3.nuwm.edu.ua/10061/
2. Степанюк Б. І., Лук'янчук О. П., Кравець С. В. Визначення критичної швидкості різання ґрунту // Перспективи сучасної науки: теорія та практика : матеріали IV Міжнар. наук.-практ. конф., 26–28 трав. 2024 р., Львів, Україна. – Електрон. вид. – С. 599–604. – Режим доступу: https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2024/05/PERSPECTIVES-OF-CONTEMPORARY-SCIENCE-THEORY-AND-PRACTICE-26-28.05.24.pdf
3. Степанюк Б. І., Лук'янчук О. П., Кравець С. В. Вплив швидкості різання ґрунту на кут нахилу бічних стінок ножового прорізу до горизонту // Perspectives of contemporary science: theory and practice : зб. ст. і тез доп. IX Міжнар. наук.-практ. конф., 14–16 жовт. 2024 р., Львів,

Україна. – 2024. – С. 398–405. – Режим доступу: https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2024/10/PERSPECTIVES-OF-CONTEMPORARY-SCIENCE-THEORY-AND-PRACTICE-14-16.10.2024.pdf

4. Степанюк Б. І., Холоденко В., Лук'янчук О. П., Кравець С. В. Визначення динамічного закону розподілу нормального тиску на фронтальну (лобову) площину землерийного робочого органа [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://ep3.nuwm.edu.ua/33655/1/Vt3202429.pdf

СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ І ТЕХНОЛОГІЇ АКТИВНОГО ВПЛИВУ НА МАТЕРІАЛ ДЛЯ ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ВУЗЛІВ МАШИН

Надіч П.В., магістр, Николаєнко О.Ю., магістр
Науковий керівник – професор, д.т.н. Ковалевський С.В.
Донбаська державна машинобудівна академія

Проблема подовження ресурсу вузлів машин інтерпретується нами як задача керування станом матеріалу в замкненому контурі «діагностика → активний вплив → верифікація». На етапі діагностики реєструються мінімальні, ще початкові зміни у спектральній організації вібраційних сигналів, тоді як на етапі впливу реалізується керована магнітно-резонансна обробка матеріалів (МРОМ) у рівномірному полі NdFeB, збудженому широкосмуговими наноамплітудними коливаннями; замикання контуру відбувається через повторну спектрально-ентропійну оцінку після циклу обробки [1].

Нехай $x(t)$ — вібраційний сигнал, тоді за допомогою перетворення Фур'є обчислюється $S(f_k)$ — спектральна щільність потужності (СЩП) у дискретних частотах f_k в обраній смузі B. При цьому вводяться нормовані ваги

$$p_k = \frac{S(f_k)}{\sum_{j\in B} S(f_j)}, \quad \sum_{k\in B} p_k = 1,$$

та розраховується спектральна ентропія (SE)

$$H = -\sum_{k\in B} p_k \log_2 p_k, \quad H_{norm} = \frac{H}{\log_2 n}, \quad n = |B|.$$

Фізично зменшення H_{norm} означає «локалізацію» енергії у вузьких підсмугах, що є характерною ознакою дефектів. Для часових закономірностей застосовується ентропію перестановок (PE) та її багатомасштабну модифікацію (MPE), які зберігають робастність до монотонних спотворень і шуму [5, 4].

Локалізацію діагностично значущих частот виконуємо через хвильову пакетну декомпозицію (WPD/WPT), що будує повне бінарне дерево рівномірних підсмуг і забезпечує кращу часово-частотну роздільність і чутливість до перехідних компонентів, ніж STFT [2]. На цій основі використовуємо дві узгоджені парадигми ознак:

1. WPES (Wavelet Packet Energy Spectrum): енергії вузлів дерева формують вектор ознак зі збереженням повної частотної інформації вихідного сигналу; з WPES у зв'язці з SSA-DBN отримано 100% точності (4 стани) та високу якість розпізнавання (10 станів) на CWRU [3].
2. WPT + R-value + IF-LDA: вибір «материнського» вейвлета та вузлів за критерієм

$$R = \frac{E}{H},$$

де E — енергія реконструкції вузла, H — ентропія спектра потужності; така репрезентація підвищує інформативність ознак для подальшої лінійної дискримінації (IF-LDA) і дає 100% класифікації на наборах Paderborn /CWRU [2].

Експериментальні підтвердження незалежних авторів для низькошвидкісних підшипників фіксують експліцитне падіння SE із зростанням ушкодження: при 5 об/хв медіана SE знижується з 0.291 до 0.125, тобто ≈ на 57%, що забезпечує надійне розділення класів [4]. Додатково, комбінація WPD+MPE+HMM дає 95.6% (симуляції) і 94.2% (експеримент) [5].

Механізм магнітно-резонансної обробки (MPOM) поєднує рівномірне статичне (або квазістатичне) магнітне поле NdFeB з широкосмуговим наноамплітудним збудженням, узгодженим із власними/квазірезонансними частотами мікроструктурних елементів. У феромагнітних сталях домінують магнітострикційні ефекти з релаксацією залишкових напружень; у провідних немагнітних сплавах (Al, Cu) — струми Фуко з мікропідігрівом і перебудовою дислокаційної підсистеми; супутня вібро-термомеханічна активація сприяє дрібнозернистості та стабілізації структури [1]. Матеріалознавчі підстави вибору твердих магнітів наведено в сучасному огляді [6], а узгоджені енергетичні баланси в резонансних електромеханічних системах — у повній 3D-моделі з перших принципів [8].

Експериментальні результати показуються, наприклад, що для евтектоїдної сталі фіксується зростання твердості за Брінеллем від ≈145 HB до ≈197 HB з формуванням у об'ємі армуючої сітки пластинчастого перліту (мікроструктурні знімки й пояснення) [1]. Для Al (АД0) та Cu (М2) підтверджено пікові значення HB близько 10-ї хвилини оброблення із подальшою стабілізацією; протокол режимів включає неодимовий магніт $D = 30$ мм, $H = 10$ мм, пропускання струму крізь зразок і широкосмугове модулювання у 15–20000 Гц [7].

У практичній реалізації замкнений контур «діагностика → вплив → верифікація» набуває форми задачі адаптивного керування. Позначимо через $\Delta H_{norm}^{(\tau)}$, $\Delta PE^{(\tau)}, \Delta MPE^{(\tau)}$ бажані зниження ентропійних індикаторів на горизонті τ, а через P_{in} — потужність впливу. Критерій налаштування

параметрів МРОМ (амплітуда/спектр збудження, тривалість імпульсу, конфігурація поля) можна записати як

$$J = \lambda_1 \Delta H_{norm}^{(\tau)} + \lambda_2 \Delta PE^{(\tau)} + \lambda_3 \Delta MPE^{(\tau)}$$

де ваги λ_i добирають за крос-валідацією з урахуванням обмежень на теплові та механічні навантаження (див. термодинамічні співвідношення і модельні залежності в [1]). Алгоритмічно контур замикається так: 1) первинна оцінка H_{norm}/PE/MPE у вузлах WPD/WPT [2,3,5]; 2) класифікація/прогноз (IF-LDA, HMM, DBN+SSA) [2,3,5]; 3) імпульсний цикл МРОМ із типово десятками хвилин тривалості (орієнтир: 10–20 хв для Al/Cu за плато твердості [7], для сталей — за мікроструктурними маркерами [1]); 4) повторна ентропійна оцінка та ребаланс параметрів.

Отримані результати засвідчують, що ентропійно-спектральні показники є адекватним інструментом для оцінювання структурованості вібраційної енергії та можуть використовуватися як надійний засіб раннього виявлення дефектів у підшипникових і зубчастих вузлах. Було встановлено, що нормована спектральна ентропія монотонно зменшується зі зростанням локалізації енергії у діагностично значущих підсмугах, що відображає зародження й прогресування дефектів. Для умов низькошвидкісної роботи особливої ефективності набуває використання пари показників PE та MPE, які забезпечують фіксацію часових закономірностей навіть слабко виражених подій.

Хвильова пакетна декомпозиція (WPD/WPT) підтвердила свою роль як базовий метод для локалізації інформативних частот, оскільки вона забезпечує побудову повного бінарного дерева рівномірних підсмуг і перевершує STFT за часово-частотною роздільністю. Використання на її основі стратегій WPES та WPT+R-value+IF-LDA продемонструвало відтворювано високу якість розпізнавання на відкритих наборах (CWRU, Paderborn), що свідчить про зрілість цих методів та їх готовність до промислового застосування. Чутливість ентропійних мір підтверджена експериментально: у режимі 5 об/хв

зафіксовано зменшення медіани SE приблизно на 57% між здоровим і пошкодженим станами, що забезпечує коректну класифікацію навіть без агресивної фільтрації сигналів. Це створює передумови для застосування простих порогових і диференціальних критеріїв контролю стану.

Не менш важливим є підтвердження ефективності магнітно-резонансної обробки матеріалів у полі NdFeB із широкосмуговим наноамплітудним збудженням. Ця технологія забезпечує відтворюване упрочнення матеріалів: для евтектоїдної сталі зафіксовано підвищення твердості від ≈145 до ≈197 HB із характерним формуванням армуючої перлітної сітки, тоді як для алюмінієвих та мідних сплавів пікові значення твердості спостерігаються близько десятої хвилини із подальшим виходом на плато. Зафіксовані закономірності узгоджуються з дією магнітострикційних, індукційних та вібро-термомеханічних механізмів, що впливають на дислокаційну та зернову підсистеми матеріалу.

Інтеграція методів спектрально-ентропійної діагностики з технологією МРОМ у єдиний замкнений адаптивний контур «діагностика → вплив → верифікація» відкриває можливість побудови систем активного керування ресурсом машинних вузлів. Оптимізація параметрів МРОМ у такому контурі може здійснюватися через критеріальні функції, що враховують чутливість ентропійних показників та наявність часових «вікон ефективності» для різних матеріалів: від 10–20 хв для алюмінію та міді до десятків хвилин для сталей із мікроструктурними маркерами стабілізації.

Композиція ознак WPES та WPT+R-value є методично сумісною з таким контуром, оскільки, з одного боку, забезпечує збереження повноти частотної інформації, а з іншого — підсилює дискримінативність за рахунок енерго-ентропійного критерію. Верифіковані точності, які досягають 100% у відповідних сценаріях, підтверджують, що сучасні класифікаційні модулі (IF-LDA, HMM, DBN із SSA-оптимізацією) мають достатню стабільність для реалізації прийняття рішень у режимі технічного обслуговування за станом.

У результаті сформовано надійну експериментально-моделювальну основу для впровадження концепції активної надійності вузлів машин. Показано, що використання МРОМ дозволяє зменшити швидкість зростання ентропійних характеристик у процесі зношування, що інтерпретується як реальне подовження ресурсу через мікроструктурне стабілізування та зниження трибологічних втрат. Водночас технологічна простота реалізації системи — використання вузла вібраційного збудження та системи постійних магнітів із контрольованою геометрією поля — робить запропонований підхід економічно доцільним і практично реалізовним без складної реконфігурації виробничого обладнання.

Таким чином, результати підтверджують доцільність інтеграції ентропійно-спектральної діагностики та магнітно-резонансної обробки матеріалів у єдину систему керування ресурсом машинних вузлів. Це створює підґрунтя для розвитку інтелектуальних технологічних систем, здатних адаптивно реагувати на зміни стану матеріалу і забезпечувати подовження терміну служби обладнання в умовах сучасного машинобудування.

Література

1. Ковалевський С. В., Ковалевська О. С., Сидюк Д. М. Моделювання впливу магнітно-резонансної обробки матеріалів та її експериментальне підтвердження. Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Технології в машинобудуванні». 2024. № 2(10), с. 9–14. DOI: 10.20998/2079-004X.2024.2(10).02.

2. Maliuk A. S., Ahmad Z., Kim J.-M. A Technique for Bearing Fault Diagnosis Using Novel WPT-Based Signal Representation and Informative Factor LDA. Machines. 2023, 11, 1080, с. 4 та 19 з 23.

3. Qu J., Cheng X., Liang P., Zheng L., Ma X. Fault Diagnosis of Bearings Using Wavelet Packet Energy Spectrum and SSA-DBN. Processes. 2023, 11, 1875, с. 1; 15; 17 з 19.

4. Sandoval D., Leturiondo U., Pozo F., Vidal Y. Low-Speed Bearing Fault Diagnosis Based on Permutation and Spectral Entropy Measures. Applied Sciences. 2020, 10, 4666, с. 9 з 15.

5. Zhao L.-Y., Wang L., Yan R.-Q. Rolling Bearing Fault Diagnosis Based on Wavelet Packet Decomposition and Multi-Scale Permutation Entropy. Entropy. 2015, 17, 6447–6461, с. 6460.

6. Nguyen H. N., Nguyen H., Luong N. H. Recent Developments in Hard Magnetic Nanostructured Materials. In: Handbook of Magnetic Materials. Elsevier, 2023, с. 3 з 51.

7. Ковалевський С. В., Ковалевська О. С., Пелипенко О. О. Магніторезонансна обробка металевих немагнітних зразків матеріалів. У: Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем – 2022. Краматорськ: ДДМА, 2022, с. 46–47.

8. Vidal J. V., Carneiro P. M. R., Soares dos Santos M. P. A complete physical 3D model from first principles of vibrational-powered electromagnetic generators. Applied Energy. 2024, 357:122387, с. 3–4 з 56.

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

Рибак Р. В., магістр

Науковий керівник ст. викл. Лосіков О. М.

Український державний університет науки і технології

Сучасні мобільні машини, що використовуються у підйомно-транспортній, будівельній та дорожній техніці, здебільшого оснащені гідравлічними трансмісіями. Така практика зумовлена суттєвими конструктивними перевагами гідравлічних трансмісій порівняно з механічними, що проявляється як у підвищеній зручності керування машиною, так і у зростанні її експлуатаційної надійності. Основними агрегатами гідравлічної трансмісії являються аксіально-поршневі гідромашини (регульований аксіально-поршневий гідронасос і не регульований аксіально-поршневий гідромотор). До конструктивних особливостей аксіально-поршневих гідронасосів слід віднести застосування насоса підживлення шестеренчастого типу, який служить для заповнення робочих порожнин

гідромашини під час пуску і роботи, компенсація внутрішніх витоків робочої рідини в об'ємних гідромашинах, формування мінімального підживлювального тиску і забезпеченню тиску робочої рідини в магістралі керування робочим об'ємом основного [1].

Проведений аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин показав, що на гідравлічний привід трансмісії припадає до 30% відмов від їх загальної кількості. З них, в процесі експлуатації, на частку насоса підживлення доводиться до 9 % відмов, в наслідок зношення качаючого вузла або механічної поломки, про це свідчать і результати досліджень, представлені в роботі [2].

Для визначення дійсного технічного стану насоса підживлення необхідно провести діагностування. Діагностування параметрів технічного стану насоса підживлення виконується наступними способами виміром тиску в контрольних точках гідравлічної трансмісії, зняттям насоса його розбиранням, вимірюванням структурних параметрів, або при випробуванні, застосуванням подачі насоса в якості діагностичного параметра. Перший спосіб дає інтегральну оцінку технічного стану насоса, останні – значно підвищують трудомісткість робіт.

В зв'язку з цим, для контролю технічного стану насоса, пропонується здійснювати контроль градієнту тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі насоса, проводити вимір градієнту тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі за часом, від початку запуску гідронасоса до виведення на робочий режим холостого ходу, який забезпечується визначеною чистотою обертання приводного валу [3].

На рисунку 1 показана залежність тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі за часом при діагностуванні насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини, запропонованим способом.

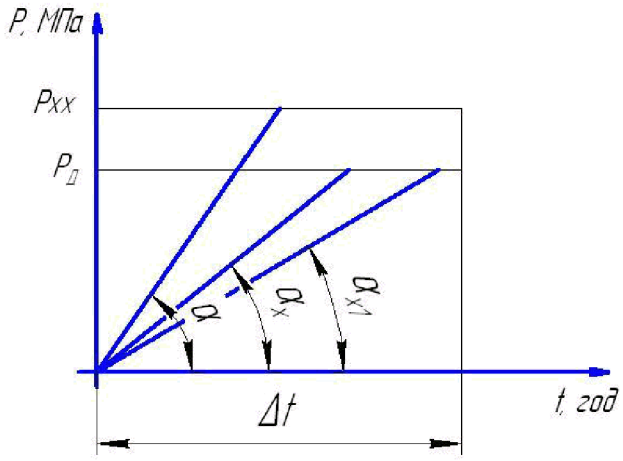


Рисунок 1 - Залежність тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі за часом

В запропонований спосіб в якості еталонних насосів підживлення аксіально-поршневої гідромашини вибираються два: один новий, який не був в експлуатації, другий, що знаходився в експлуатації, але за об'ємними витратами не досяг граничного значення. На обох насосах встановлено еталонні запобіжні клапани для забезпечення тиску робочої рідини у нагнітаючій магістралі більш $1{,}44 \pm 0{,}01$ МПа і проводиться вимірювання зміни тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі ΔP_H за часом, від початку запуску гідронасоса до виведення на робочий режим холостого ходу який забезпечується визначеною частотою обертання приводного валу [3].

Нехай на новому насосі підживлення за час Δt від початку запуску гідронасоса до виведення на робочий режим холостого ходу тиск змінився з величини P_0 до P_{XX}. Величина $\frac{\Delta P_H}{\Delta t}$ буде характеризувати зміну тиску робочої рідини, в нагнітаючій магістралі гідронасоса, яка знаходиться в функціональній залежності структурних параметрів технічного стану качаючого вузла насоса підживлення, які закладені в його конструкцію [3].

Для насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини, який знаходився в експлуатації структурні параметрів технічного стану, якого змінились в сторону збільшення через той же інтервал часу Δt, тиск змінився з

величини P_0 до $P_Д$, яка буде менше від величини P_{XX}, і характеризуватиме зміну тиску буде величина $\frac{\Delta P_Д}{\Delta t}$, при цьому градієнт $\tan\alpha = \frac{\Delta P_{XX}}{\Delta t}$ й $\tan\alpha_x = \frac{\Delta P_Д}{\Delta t}$.

Градієнт тиску робочої рідини в нагнітаючій магістралі за час від початку запуску гідронасоса до виведення на робочий режим холостого ходу, який забезпечується визначеною чистотою обертання приводного валу становиться основним критерієм в аналізі технічного стану насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини. По величині α_x для насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини, який проходить контроль технічного стану, можливо зробити висновок про його фактичний стан, величину зношення деталей качаючого вузла, які обумовлюють об'ємні витрати робочої рідини і прогнозувати його залишковий ресурс [3].

Висновок. Діагностування насоса підживлення аксіально-поршневого гідронасоса має ключове значення для забезпечення надійності, стабільності режимів і ресурсу роботи гідроприводу в цілому.

Запропонований спосіб контролю технічного стану підвищує точність за рахунок визначення дійсного стану насоса не виводячи його на функціональний режим роботи, а також для насосів технічний стан яких не дозволяє забезпечити виведення на робочий режим холостого ходу, а також зменшення трудомісткості контролю технічного стану насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини.

Література

1. Лосіков О. М., Сидоренко В. К. Конструктивні рішення по підвищенню надійності насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин // Міжнародна науково-практична конференція. Нові досягнення в

дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин – 2025: зб. тез міжнар. конф. – Харків: ХНАДУ, 2025. – С. 73–75.

2. Мельянцов П.Т. Аналіз відмов та причин втрати роботоздатності агрегатів гідроприводу трансмісії ГСТ – 90/ П.Т. Мельянцов, Є.В. Калганков, О.І. Кириленко, Т.В. Черних //Сборник научных докладов "Достижения науки за последние годы. Новые наработки". Варшава.: 2012.-часть 2 – с. 62-66.

3. Спосіб контролю технічного стану насосу підживлення аксіально-поршневої гідромашини. Мельянцов П.Т., Лосіков О.М.,: пат. 98782 Україна: МПК (2015.01) F04B 51/00. № u201411602; заявл. 27.10.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ДЕЯКИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА

Плюгін Д.О., магістр
Науковий керівник – старший викладач Сидоренко В.К
Український державний університет науки і технологій

Дослідження навантаженості елементів конструкції скреперів є комплексною задачею, що включає визначення типів навантажень, які діють на окремі вузли (натяг, стиск, згин, зсув, кручення), оцінку їхньої величини за допомогою математичного моделювання та програмних комплексів для перевірки розрахункових даних та виявлення прихованих навантажень, що дозволяє оптимізувати конструкцію, підвищити її міцність, надійність та продовжити термін служби. Об’єктом дослідження є дослідження деяких елементів конструкції _причіпного скрепера, місткістю ковша 15 м^3 з шириною різання 3150 мм, глибиною різання 220 мм, товщиною відсипання шару 510 мм на основі тягача Т-330м (К-701). Проводиться розрахунок на стійкість скрепера в різних робочих положеннях і міцнісний розрахунок окремих

деталей та вузлів. Дослідження навантаження металоконструкції тягової рами скрепера та елементів гідроприводу проводилося з метою розробити методику математичних розрахунків даних складових частин причіпного скрепера, яка дозволяє виявити вплив різних факторів на роботу та надійність даної машини для земляних робіт. Розраховується гідросистема скрепера, де підбираються гідроциліндри, насос, гідромотор, та інше обладнання [1].

Аналіз режимів навантаження металоконструкції скрепера під час виконання основних операцій копання дозволяє визначити раціональні режими роботи машини. Тягова рама є однією з найбільш навантажених вузлів конструкції та доволі часто виходить з ладу, що призводить до позапланових ремонтів, тому визначення її напружено-деформованого стану під час виконання основних операцій заповнення ковша є актуальним завданням.

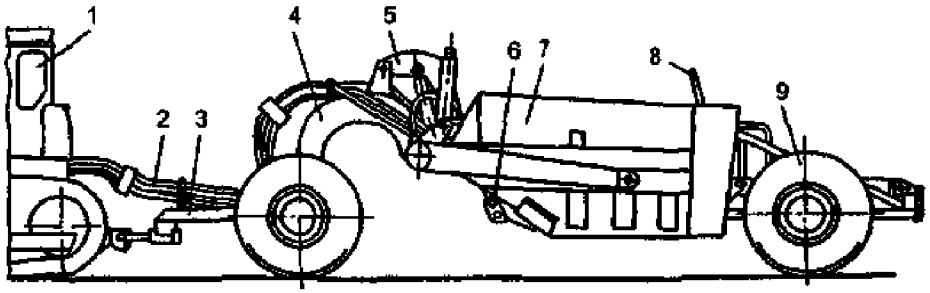


Рисунок 1 – Загальний вигляд причіпного скрепера

1 - трактор; 2 - гідросистема; 3 - дишло; 4 - тягова рама;

5 - важільний механізм управління заслінкою; 6 - заслінка; 7 - ківш;

8 - задня стінка; 9 - пневматичні колеса

Основними розрахунковими навантаженнями, що впливають головним чином на напруження в елементах конструкції скрепера, є такі: тягове зусилля тягача Т; опір копанню ґрунту $R_Г$; нормальна реакція ґрунту на ніж $R_В$; вага конструкції скрепера і ґрунту $G_С$, $G_{1Р}$; навантаження на передню та задню осі машини N_1 і N_2 і зусилля в механізмах керування підйому ковша $P_Ц$, підйому заслінки $S_З$, висунення задньої стінки $S_{ЗС}$. Розрахункові навантаження в різних вузлах досягають максимальних значень не одночасно. Тому при їх визначенні

необхідно розглянути ряд випадків (розрахункових положень), в яких можна чекати виникнення найбільших навантажень в тому або іншому вузлі [2].

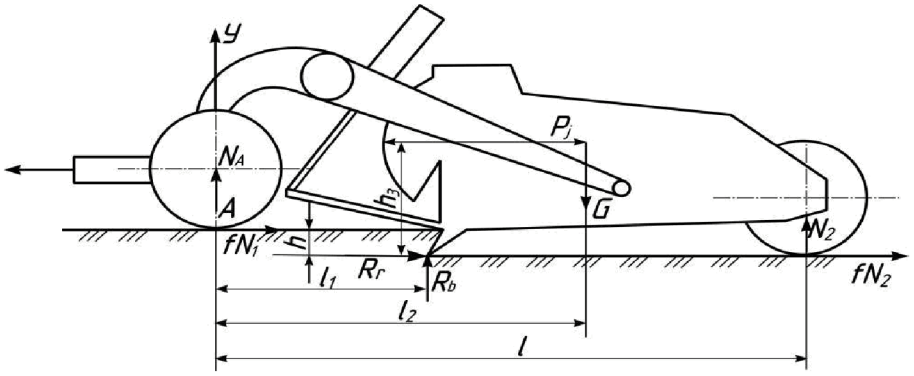


Рисунок 2 - Навантаження на причіпний скрепер при копанні однорідного ґрунту на горизонтальній поверхні

Тягова рама є однією з найбільш навантажених вузлів конструкції та доволі часто виходить з ладу, що призводить до позапланових ремонтів, тому визначення її напружено-деформованого стану під час виконання основних операцій заповнення ковша є актуальним завданням. За розрахункове для тягової рами приймається положення, що відповідає початку виймання з ґрунту цілком завантаженого ковша скрепера наприкінці процесу копання. Створюємо розрахункову схема для визначення реакцій в елементах тягової рами скрепера [2,3].

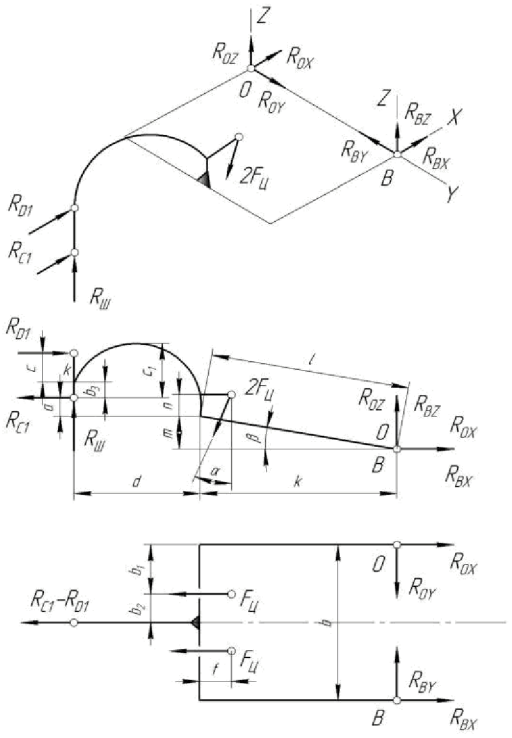


Рисунок 3 – Розрахункова схема для визначення реакцій в елементах тягової рами скрепера

Згідно розрахункової схеми визначаємо діючі моменти сил відносно осі Z та визначаємо складову реакцію в елементах тягової рами скрепера і значення моментів, що характеризують навантажений стан в елементах тягової рами скрепера. Проводимо розрахунки навантаження металоконструкції тягової рами скрепера, яке проводилася при різних значеннях інтенсивності зростання опору копанню. На рисунках 4,5 показано моделювання навантаження металоконструкції тягової рами, яке проводилася при різних значеннях інтенсивності зростання опору копанню A, та які змінювалися від 50 до 250 кН/м. [3].

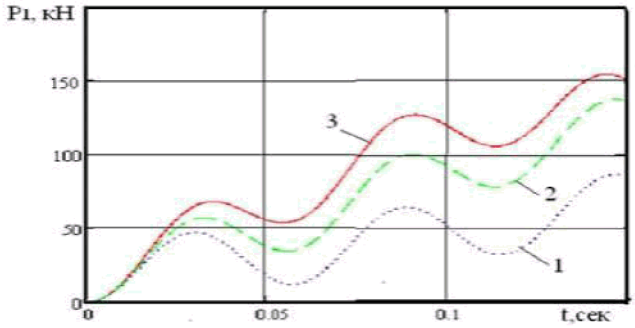


Рисунок 4 – Динаміка зміни горизонтальної сили 1 - A = 50кН/м, 2 - A =150кН/м, 3 - A = 250кН/м

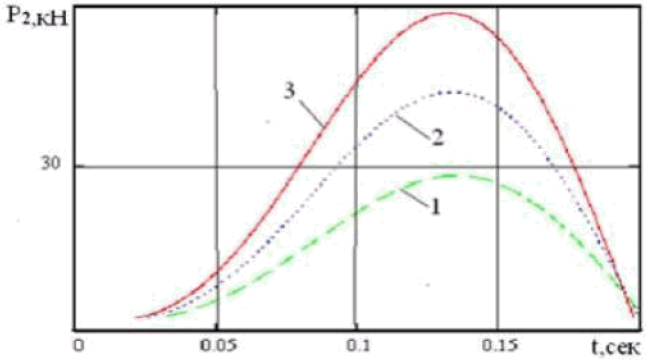


Рисунок 5 – Динаміка зміни вертикальної сили 1 - A = 50кН/м, 2 - A = 150кН/м, 3 - A = 250кН/м

Гідравлічне обладнання причіпних скреперів працює від гідросистеми трактора і є керованим з кабіни машиніста за допомогою золотникових розподільників. Проводимо розрахунок та вибір гідравлічного устаткування скрепера згідно зусиль на штоках циліндрів і вибір гідроциліндрів (рисунок 6) [1,4].

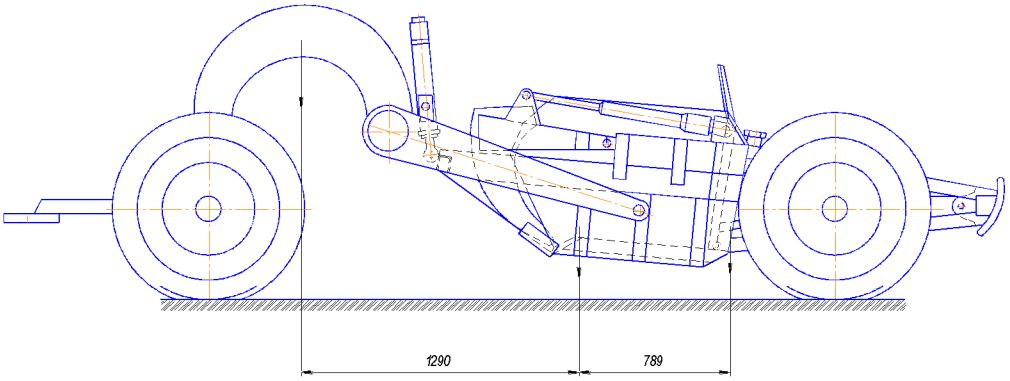


Рисунок 6 – Схема дії сил гідравлічної системи скрепера

Згідно проведених розрахунків зусиль на штоках гідроциліндрів та за даними довідників вибираємо гідроциліндр підняття ковша з діаметром Dк =220 мм і зусиллям на штоку Рц= 482,3 кН, гідроциліндр пересування задньої стінки ковша з діаметром Dц=220мм та зусиллям на штоку Рц= 627,9 кН,, гідроциліндр пересування днища ковша з діаметром Dц=125 мм і зусиллям на штоку Рц= 196,25 кН, [4].

Проводимо вибір гідронасоса і гідромотора, що забезпечує поворот скрепера. Після проведених розрахунків вибираємо відповідний приводний двигун потужністю 40 кВт та з числом оборотів двигуна 1500 об / хв. Приймаємо аксіально-поршневий насос типу 210.25; робочий об'єм 107 см; тиск на виході 20мПс; насосу відповідає гідромотор аксально-поршневого типу 210.25; робочий об'єм 107см; тиск на виході 20 МПа, на виході 1,6 МПа; крутний момент 328 Н • м. [4].

Проводимо розрахунок моментів та сил, які діють на скрепер при повороті на місці. Момент необхідний для повороту скрепера залежить від

швидкості руху та збільшується в міру зменшення швидкості, досягаючи максимальних значень при повороті «на місці [4,5].

По результатам розрахунків при тиску в гідросистемі скрепера P = 20 МПа приймаємо діаметр гідроциліндра повороту скрепера D= 80мм.

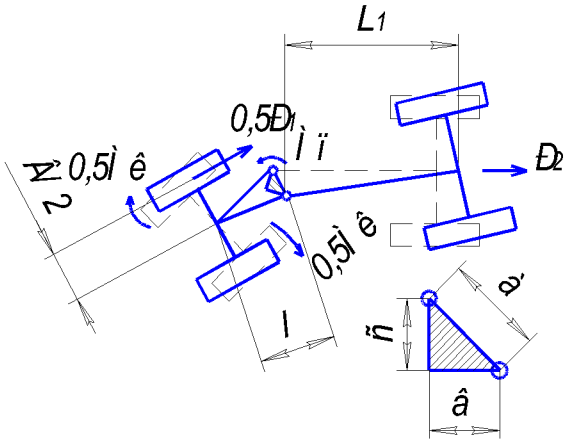


Рисунок 7 – Схема сил, які діють на скрепер при повороті на місці

Розглянуті дослідження дозволила виявити найбільш важливі закономірності процесу копання грунту причіпними скреперами. Дослідження навантаженості елементів конструкції тягової рами та гідравлічного обладнання причіпного скрепера показали, що умови міцності й стійкість скрепера задовольняє його робочим параметрам. Гідравлічне обладнання причіпних скреперів забезпечує здійснювати пошарову розробку ґрунту, транспортування і розрівнювання його. Подальший розвиток скреперів головним чином має відбуватися в напрямку вдосконалення робочого обладнання та застосування принципово нових методів впливу на грунт.

Література

1. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А, Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне - Дніпропетровськ - Харків. - 2010.

2. Кириченко І.Г. Наукові основи створення високоефективних землерийних машин / І.Г. Кириченко, Л.В. Назаров та ін. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 586 с.

3. Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої тех-ніки. К.: Вид-во Ліра-К, 2017. 376 с.

4. Гідравліка, гідро – та пневмоприводи: Навчальний посібник . – Бар, 2022. – 140 с

5. Гідравліка машинотракторних агрегатів : навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 160 с. ISBN 978-617-529-337-9

DETERMINATION OF STRESSES IN THE WALL OF A ROPE DRUM WITH REINFORCING RINGS

Polyakov A. PhD. scientific supervisor Fidrovska N.M.

To ensure the stability of the rope drum shell, reinforcing elements are often used - rings or longitudinal stiffeners, although this design solution has a number of disadvantages.

While ensuring the stability of the structure, additional stiffening elements are also a source of stress concentration in the zone of their contact (welding connection) with a cylindrical or other drum shell, causing fairly high local bending stresses.

These stresses can be decisive simply because for cast iron drums the bending strength is half the compressive strength.

In addition, drum elements naturally perceive cyclic loads and local peak stresses (especially in the area of welds) and can cause the occurrence and development of fatigue cracks

All of the above explains the importance of determining the stress-strain state (SSS) of the wall of a cylindrical shell in the contact zone with the reinforcing circular ring when the shell is loaded with turns of rope or other local loads

For the shells of rope drums, generally reinforced with longitudinal and transverse ribs, a well-known technique is used. Which consists of replacing this isotropic shell with ribs with an anisotropic shell without ribs with a reduced thickness.

The problem of determining the stress-strain state of a shell with a discrete reinforcing ring
under the influence of load from rope turns is much more difficult.

The turns of the rope are arranged when wound onto the drum along a helical line with an ascent angle γ.

The law of distribution of rope tension in turns (and, consequently, radial pressure) is quite complex and depends on the amount of tension and the design of

the rope, the type of lubricant, the ratio of the diameters of the rope and the drum and other factors. In many works, the Euler dependence is used as a loading law

$$p = p_0 e^{-f\alpha} \tag{1}$$

Where p_0 is the intensity of the radial load at the point of escape of the rope,

f - coefficient of friction between the rope and the drum,

α - rope angle

Often, the load distributed along a helical line on the surface of the drum is replaced by a number of loads located in closed circles at distances equal to the pitch of the helix.

If the friction coefficient f is small enough and can be taken equal to 0, then the problem arises of the stress-strain state of the drum wall, reinforced by a reinforcing ring with a uniform load along closed circles.

It is clear that this is the case of maximum wall loading; taking into account friction forces leads to a decrease in load.

If we assume that the structure itself and the load p_0 are axisymmetric, then in the shell-ring contact zone a pressure p_f arises distributed along the circumference (the thickness of the ring is assumed to be small in comparison with the length of the shell

At γ=0 and f=0, the expression for radial displacement w takes the form

$$w = \frac{p_0}{8D\beta^3}\sum\left\{e^{-\beta(x-x_i)}\left[\cos\beta(x-x_i)+\sin\beta(x-x_i)\right]-e^{-\beta(x+x_i)}\left[\cos\beta(x+x_i)+\sin\beta(x+x_i)\right]\right\}$$

For bending axial moment

$$M_x = \frac{p_0}{4\beta}\sum_{i=1}^{k}\left\{e^{-\beta(x-x_i)}\left[\cos\beta(x-x_i)-\sin\beta(x-x_i)\right]-e^{-\beta(x+x_i)}\left[\cos\beta(x+x_i)-\sin\beta(x+x_i)\right]\right\} \tag{2}$$

Here p_o is the radial load intensity

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3\left(1-\nu^2\right)}{a^2h^2}}$$

Where a is the radius of the shell (average)

h - shell thickness

ν - Poisson's ratio (for steel)
x_i - axial coordinate of the th turn
D - cylindrical rigidity of the shell wall

$$D = \frac{E_0 h^3}{12\left(1-\nu^2\right)}$$

E_0 - modulus of elasticity of the 1st kind,
i - current number of rope turns,
k - number of turns of rope .
We find from the condition of equality of the radial displacement of the shell and ring in the contact zone

$$w_0^{p_0}\left(\frac{l}{2}\right) - w_0^{p_f}\left(\frac{l}{2}\right) = w_k^{p_f}\left(\frac{l}{2}\right) \tag{3}$$

Here the axial coordinate of the reinforcing ring $x = \frac{l}{2}$ is taken, (l - the length of the shell).
Let us introduce the notation

$$\Phi_w(x, x_i) = e^{-\beta|x-x_i|}\left[\cos\beta|x-x_i| + \sin\beta|x-x_i|\right] - e^{-\beta(x+x_i)}\left[\cos\beta\left(x+x_i\right) + \sin\beta\left(x+x_i\right)\right]$$
$$\Phi_{M_x}(x, x_i) = e^{-\beta|x-x_i|}\left[\cos\beta|x-x_i| - \sin\beta|x-x_i|\right] - e^{-\beta(x+x_i)}\left[\cos\beta\left(x+x_i\right) - \sin\beta\left(x+x_i\right)\right] \tag{4}$$

The radial displacement of the ring under the action of uniform loading p_f in the plane of the ring is equal to

$$w_k^{p_f} = \frac{p_f a^2}{E_k F_k}$$

F_k - cross-sectional area of the ring.
Taking into account (4), condition (3) will be written in the form

$$\frac{1}{8D\beta^3}\left[p_0 \sum_{i=1}^{k} \Phi_w\left(\frac{l}{2} x_i\right) - p_f \Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)\right] = \frac{p_f a^2}{E_k F_k} \tag{5}$$

From here we find the contact pressure in the joint zone

$$p_f = p_0 \frac{\sum_{i=1}^{k} \Phi_w\left(\frac{l}{2} x_i\right)}{\frac{E_0}{E_k}\frac{ah}{F_k}\frac{1}{\frac{\sqrt{3(1-\nu^2)}}{2}}\sqrt{\gamma} + \Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)}$$

Where

$$\gamma = \frac{a}{h}$$

When $E_0 = E_k = E$ and $\nu = 0,3$

$$p_f = p_o \frac{0,643\sum_{i=1}^{k} \Phi_w\left(\frac{l}{2} x_i\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ah}{F_k} + 0,643\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)}$$

If $F_k \longrightarrow \infty$ and $k = \gamma = 1$, $p_f = p_0$

at $F_k \longrightarrow 0$ $p_f = 0$ (no reinforcing effect).

Having p_f, we obtain expressions for the radial deflection and force factors for the shell:

$$m_x = \frac{M_x}{p_0 a} = \frac{0,1946}{\sqrt{\gamma}}\left[\sum_{i=1}^{k} \Phi_{M_x}(xx_i) - \frac{0,643\Phi_{M_x}\left(x\frac{l}{2}\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ha}{F_k'} + 0,643\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)}\sum_{i=1}^{k} \Phi_w\left(\frac{l}{2} x_i\right)\right] \qquad (6)$$

$$m_\phi = \frac{M_\phi}{p_0 a} = \nu m_x,$$

$$n_x = 0$$

$$n_\phi = \frac{N_\phi}{p_0} = -0,643\sqrt{\gamma}\left[\sum_{i-1}^{k} \Phi_w(xx_i) - 0,643\frac{\Phi_w\left(x\frac{l}{2}\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ha}{F_k} + 0,643\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)}\sum_{i=1}^{k} \Phi_w\left(\frac{l}{2} x_i\right)\right] \qquad (7)$$

$$\bar{w} = \frac{w}{\frac{p_0}{E}} = 0,643\gamma\sqrt{\gamma}\left[\sum_{i=1}^{k}\Phi_w\left(xx_i\right) - 0,643\frac{\Phi_w\left(x\frac{l}{2}\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ha}{F_k'} + 0,643\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)}\sum_{i=1}^{k}\Phi_w\left(\frac{l}{2}x_i\right)\right] \qquad (8)$$

The influence of the friction coefficient f on the stress intensity of the drum shell takes into account the change in intensity from turn to turn, leaving it constant in the turn itself. Then the intensity value in the i-th turn p_f is determined by the formula

$$p_f = p_0 e^{-2\pi f(k-i)} \qquad (9)$$

Then

$$w = \frac{p_0}{8D\beta^3}\sum_{i=1}^{k}e^{-2\pi f(k-i)}\left\{e^{-\beta(x-x_i)}\left[\cos\beta\left(x-x_i\right)+\sin\beta\left(x-x_i\right)\right] - e^{-\beta(x+x_i)}\left[\cos\beta\left(x+x_i\right)+\sin\beta\left(x+x_i\right)\right]\right\}$$

$$\frac{1}{8D\beta^3}\left[p_0\sum_{i=1}^{k}e^{-2\pi f(k-i)}\Phi_w\left(\frac{l}{2}x_i\right) - p_f\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)\right] = \frac{p_f a^2}{E_k F_k} \qquad (10)$$

$$p_f = p_0\frac{0,643\sum_{i=1}^{k}e^{-2\pi f(k-i)}\Phi_w\left(\frac{l}{2}x_i\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ah}{F_k} + 0,643\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right)} \qquad (11)$$

$\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right) = 1$ (at $\alpha = 2$ and $\gamma = 20$ $\beta l = 11,5$)

$$p_f = p_0\frac{0,643\sum_{i=1}^{k}e^{-2\pi f(k-i)}\Phi_w\left(\frac{l}{2}x_i\right)}{\frac{1}{\sqrt{\gamma}}\frac{ah}{F_k} + 0,643}$$

$$\Phi_w\left(\frac{l}{2}x_i\right) = e^{-\beta\left|\frac{l}{2}-x_i\right|}\left[\cos\beta\left(\frac{l}{2}-x_i\right)+\sin\beta\left|\frac{l}{2}-x_i\right|\right] - e^{-\beta\left(\frac{l}{2}+x_i\right)}\left[\cos\beta\left(\frac{l}{2}+x_i\right)+\sin\beta\left(\frac{l}{2}+x_i\right)\right]$$

The value βl for real shells is already at $\alpha = 2$ and $\gamma = 20$ equal to $\beta l = 11{,}5$ and $\Phi_w\left(\frac{l}{2}\frac{l}{2}\right) = 1$. Calculations of the SSS components make it possible to evaluate the influence of the reinforcing element on the SSS of the shell by comparison with the results of calculations of the same values for a shell without a ring.

Literature:

1.Fidrovskaya N.N. 1.Determination of forces in rope elements when winding on a drum. Automobile transport, Sat. scientific works, issue 11, Kh., 2003, pp. 104-105.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РОБОЧИХ ПОЛОЖЕНЬ СТРІЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ CAD-ІНСТРУМЕНТІВ

Тімченко О.А. студент

Наукові керівники – професор, д.т.н. Кириченко І.Г.

професор, д.т.н. Черніков О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Історія компанії Kobelco починається з торгової фірми «Kobe Seikosho», заснованої 1905 року в місті Кобе. Через шість років, у 1911 році «Kobe Seikosho» було зареєстровано як компанію «Kobe Steel, Ltd», що згодом стала великим сталеливарним гігантом.



Рисунок 1 – фото першого заводу «Kobe Steel, Ltd»

Свій перший екскаватор, який одночасно став першою спеціальною машиною, виробленою в Японії, компанія випустила у 1930 році. Ним став екскаватор для гірничої промисловості з електричним приводом - модель 50K, а у 1950-ті роки освоює випуск перших автомобільних кранів (10КТ і 20КТ) і пальових молотів.



Рисунок 2 – Kobelco 50–K



Рисунок 3 – Автокран 10–КТ

У 1960-х роках починає активно розвиватися напрямок з підйомних кранів. Так, у 1962 році, в місті Акасі на заводі Окубо було відкрито центр наукових розробок, інститут будівельної техніки. У 1967 році компанія представила H208 — перший гусеничний гідравлічний екскаватор, який мав

об’єм ковша 0,3 м^3. З того часу Kobelco постійно вдосконалює свої екскаватори, впроваджуючи інновації та нові технології.



Рисунок 4 – перший гусеничний гідравлічний екскаватор H208

Основні модельні серії екскаваторів

- **Kobelco SK Series** Ця серія екскаваторів відрізняється високою продуктивністю, надійністю та комфортом для оператора. Вона підходить для різних будівельних робіт, включаючи земляні роботи та демонтаж.
- **Kobelco ED Series** Екскаватори в цій серії розроблені з акцентом на зменшення витрат пального та викидів. Завдяки інноваційним технологіям, вони ідеально підходять для еко-дружніх конструкцій.
- **Kobelco Mini Excavators** Ці міні-екскаватори ідеально підходять для роботи в обмежених просторах, завдяки своїм компактним розмірам. Підходять для ландшафтного дизайну та невеликих будівельних проектів.

Модельна лінійка Kobelco

Kobelco спеціалізується переважно на гусеничних екскаваторах — як стандартних, так і спеціалізованих. Компанія не випускає екскаватори-навантажувачі чи традиційні колісні екскаватори, зосереджуючись на надійних, продуктивних, економічних гусеничних машинах для будівельної та демонтажної галузі.

Модель	Вага	Опис
Компактні та міні-екскаватори *(1–6 тонн)*		
SK008-1E	1 т	Надкомпактний, ідеальний для робіт у вузьких зонах.
SK17SR	1.7 т	Зменшений радіус повороту, висока маневреність.
SK30SR-6E / SK35SR-6E	3–3.5 т	Універсальні міні-екскаватори для будівництва та ландшафтних робіт.
SK55SRX-6E	5.5 т	Потужна компактна машина, добре підходить для інтенсивних робіт у місті.
Середні гусеничні екскаватори *(7–38 тонн)*		
SK75SR-7 / SK85MSR-7	7.5–8.5 т	Середній клас, зменшений радіус повороту. Часто використовується в міському будівництві.
SK130LC-11	13 т	Надійна машина середнього класу з сучасною електронікою.
SK140SRLC-7	14 т	Комбінація потужності та компактності, скорочене обертання задньої частини.
SK210LC-11 / SK210NLC-11	21 т	Один з найпопулярніших екскаваторів в усьому світі; універсальний.
SK260LC-11	26 т	Важчий варіант для інтенсивних робіт на великих об'єктах.
SK380SRLC / SK390LC-11	38–39 т	Потужний екскаватор для важких умов: кар'єри, демонтаж, великі будівництва.
Важкі екскаватори *(від 40-50 тонн і вище)*		
SK500LC-11	50 т	Висока продуктивність, призначений для великих кар'єрів, навантаження.
SK550DLC	55 т	Демонтажна версія — посилена конструкція та довга рука.
SK850LC-10	85 т	Один з найбільших екскаваторів Kobelco, для масштабних робіт.
SK1300DLC	130 т	Високоспеціалізована машина для важкого знесення на великій висоті.

Екскаватори для знесення та довгої руки

Модель	Тип	Опис
SK400DLC / SK550DLC	Демонтажні	Посилена надбудова для знесення будівель, висока стабільність.
SK210LC Long Reach	Довго-стріловий	Стріла для робіт на великій відстані

Електричні моделі (на акумуляторі)

Модель	Потужність	Опис
SK210HLC-10E	Гібрид	Електрично-дизельний гібрид — економія пального до 20–30%.
SK25E	Електро	Компактна повністю електрична модель

Процес створення спрощеної збірки екскаватора Kobelco SK260LC з подовженою стрілою виконувався як навчальне завдання одним студентом. Основна увага була зосереджена на відпрацюванні геометрії та кінематики робочого обладнання без детального моделювання двигуна, гідравліки чи електронних систем. Для роботи було обрано модель SK260LC–11E у виконанні Long Reach з габаритами стріли близько 10,4 м, рукояті — 9 м та широким ковшем. На початковому етапі були зняті орієнтовані розміри за допомогою віртуальної лінійки із зображень, після чого був порахований масштаб. Далі виконувалось перенесення розмірів на ескізи майбутніх 3D моделей. При такому підході не забезпечувалась достатня точність для невеликих деталей тому довелося вносити корективи в розміри, при підгонці отворів, вушок і решти сполучених деталей. Спочатку були створені ескізи у необхідних площинах. На їх основі поступово будувались об’ємні елементи методом видавлювання, що дозволяло відтворити форму Х-подібної основи. Цей етап вимагав поетапного переходу між різними площинами, щоб отримати правильну просторову геометрію.

Після цього аналогічним способом були змодельовані лонжерони, на яких розміщуються ключові вузли ходової частини. Зокрема, це кріплення для привідних зірок, натяжних роликів та опорних катків. Використання ескізів і

подальших операцій видавлювання дозволило отримати максимально, на скільки це можливао, точні місця розташування цих елементів. Наступним етапом було моделювання поворотної платформи. Робота виконувалася за тим самим принципом, що й при створенні рами: побудова ескізів у відповідних площинах та подальше формування об'ємних деталей методом видавлювання. Під час моделювання платформи також було передбачено місця для кріплення всіх необхідних вузлів. До цієї частини входили кронштейни для монтажу стріли та гідроциліндрів, а також опорні поверхні, які забезпечують правильне функціонування механізмів. Далі було змодельовано стрілу та рукоять ковша з урахуванням пропорцій, які формувалися з урахуванням робочої геометрії екскаватора. Для цього також застосовувалася комбінація ескізів і операцій видавлювання, що дало можливість відтворити просторову форму елементів. Окремо були виконані гідроциліндри та їхні кронштейни, вушка і тяги, які забезпечують з'єднання та передачу зусиль між основними елементами робочого обладнання. Таким чином, послідовне моделювання платформи, стріли, рукояті й ковша дозволило отримати узгоджену тривимірну конструкцію з усіма функціональними вузлами.



Рисунок 5 – Збірка моделі екскаватора Kobelco SK260LC–11E

Література

6. https://www.volvoce.com/-/media/aprimo/pdf/crawler-excavators/ec250e/brochure-ec250e-hybrid-stagev-en-21-20059915-d.pdf?v=SYJ4Pw
7. Лісовський, В. Т., & Шевченко, О. М. (2020). Комп'ютерне моделювання будівельних машин у середовищі Solid Works. Київ: Видавничий дім «Академперіодика». – 345 с
8. Construction Equipment Guide. (2024). Trends in CAD Modeling for Heavy Equipment Design https://www.constructionequipmentguide.com/
9. Autodesk University. (2022). Best Practices for Mechanical Design in AutoCAD https://www.autodesk.com/autodesk-university

ВСТАНОВЛЕННЯ УМОВ ЗРИВУ ПРОЦЕСУ ПРОКОЛУ ҐРУНТУ ҐВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Лемець О.О., аспірант, Долотов Є.В., магістр
Науковий керівник д.т.н., професор Супонєв В.М., к.т.н., доцент Раґулін В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

З аналізу технічної літератури нових технічних рішень по створенню малогабаритних машин і установок для безтраншейного прокладання інженерних комунікацій в умовах щільної забудівлі великих міст встановлено, що одним з напрямків удосконалення процесів створення свердловин в ґрунті можливо за допомоґою гвинтового робочоґо органу. Прокол ґрунту конічно-циліндричним робочим орґаном відбувається завдяки ґвинтової навивки на йоґо корпусі. Просування головки в ґрунті при цьому відбувається завдяки тягнучої силі від гвинтової пари «лопать – грунт» необхідність в осьової

задавлюючої силі для переміщення робочого органу в ґрунті відпадає. В порівнянні з методом статичного проколу, це дозволяє суттєве підвищити точність проколу ґрунту та збільшити довжину його прольотів. Крім того зменшується радіальна напруженість від ущільнення ґрунту та підвищується темп виконання робіт.

Вивченню процесу загвинчування в ґрунт гвинтових паль та якірних кріплень присвячено багато досліджень [1, 2]. Визначенню їх конструктивних параметрів та силового приводу машин присвячена робота [3]. Детальному дослідженню процесу загвинчування гвинтової сваї механізмами, які мають механізм блоку для примусової осьової подачі, наведено в роботі [4]. Досліджень процесу формування горизонтальних свердловин для безтраншейного прокладання підземних комунікацій не виявлено.

Ціллю даної роботи є встановлення причин зриву робочого органу горизонтального загвинчування гвинтових проколюючи робочих органів та розробка рекомендацій по їх усунення.

З попереднього уявлення процесу розробки горизонтальної свердловини було запропоновано тип гвинтового робочого органу для якого необхідно вирішити наступні задачі: встановити сили опору проколу ґрунту конусним наконечником головного стрижня робочого органу; визначити вплив параметрів гвинтових лопатей на тягнучий процес та отримати рекомендації по їх раціональному визначенню; оцінити технологічні аспекти, такі як початкове заглиблення у масив ґрунту та вірогідні відмови процесу; створити тяговий розрахунок установок та розробити практичні рекомендації до її застосування.

При осьовому опорі, за рахунок спирання тильної поверхні лопаті в ґрунт виникає його ущільнення. З ростом напруження ґрунту навколо лопаті виникає ядро ущільнення (рис.1), яке визначає три можливі сценарію процесу:

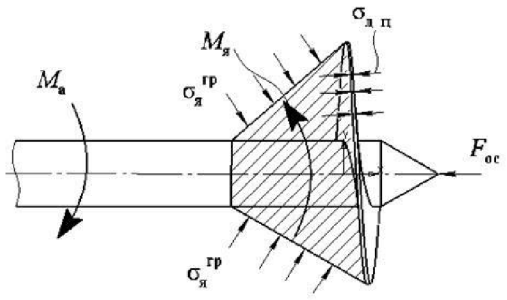
- ядро утримується в масиві ґрунта та обертово-поступальний рух робочого органу продовжується;

- ущільнене ядро затримується я в ґрунті на місті. А гвинтовий робочий орган продовжує обертатися;

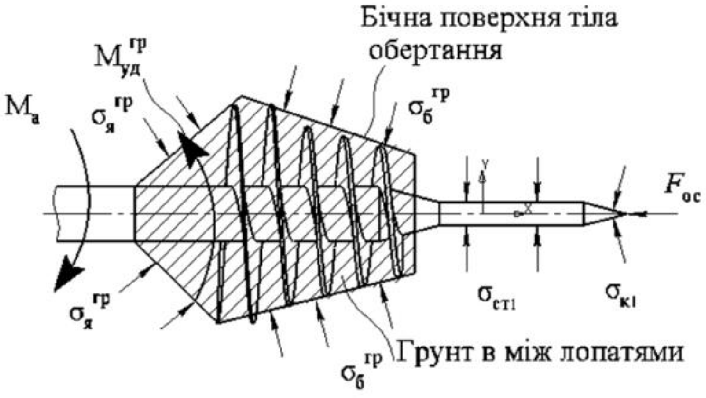
- ущільнене ядро утримується на гвинтової лопаті та обертається разом з нею, ґрунтова різьба при цьому зривається.

В другому та третьому випадках відбувається зупинка руху.

Конструкції гвинтового робочого органу та відповідні до них схеми для визначення причин та умов зриву процесу проколу ґрунту демонструються для двох випадків - з одногвинтовим робочим органом та з багатовитковим робочим органом. Від цього залежить форма ґрунтового тіла, яке що зривається та обертається разом з лопатями. Заґальна поверхня тіла зриву визначає максимальне зусилля внутрішнього зчеплення з ґрунтом, а відповідно можна вважати його, як максимальне тяглове зусилля.



а



б

Рисунок 1 – Схема для визначення причин та умов зриву процесу проколу ґрунту гвинтовим робочим органом: а- для одногвинтового рабочого органу; б – для багатоґвиткового робочого органу

Момент, який утримує ущільнене ядро в масиві ґрунту можна визначити наступним чином:

$$\sum M_{\text{уд}}^{\text{гр}} = \sigma_{\text{гр}}^{\text{пр}} \cdot S_{\text{я}}^{\text{бок}} \cdot R_{\text{я}}^{\text{бок}} \qquad (1)$$

де $\sigma_{\text{гр}}^{\text{пр}}$ – крайнє пружний стан ґрунту в ущільненому ґрунті;

$S_{\text{я}}^{\text{бок}}$ – бокова поверхня ущільненого ядра;

$R_{\text{я}}^{\text{бок}}$ – середній радіус сил, що утримують ядро в масиві грунту, який може бути прийнятим рівним $R_{\text{пр}} = 0,66 \cdot D_{\text{л}}$.

Момент, що утримує ущільнене ядро на гвинтової лопаті можна представити, як

$$M_{\text{уд}}^{\text{л}} = \sigma_{\text{гр}}^{\text{пр}} \frac{\pi \cdot \left(D_{\text{л}}^2 + d_{\text{шт}}^2 \right)}{4} \cdot 0,66 \cdot D_{\text{л}}. \qquad (2)$$

Таким чином, знаючи сумарний момент опору загвинчуванню та осьову силу опору переміщення робочого органу можна встановити потужність приводу установки в залежності від його параметрів. Максимальна сила зриву ядра ущільнення відповідає максимальному тяговому зусиллю гвинтового робочого органу відповідно до конкретних ґрунтових умов та їх фізико-механічних властивостей.

Література

1. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.

2. S. Kravets, V. Suponyev, A. Goponov, S. Kovalevskyi, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scrapertrench

excavators. Восточно-Европейский журнал передових технологій. 2020. № 4/1(16). С. 23–28.

3. Супонєв В.М., Кравець С.В., Посмітюха О.П., Балесний С.П. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.

4. Кравець С.В. Грунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДТУ, 1999. – 277с.

5. Vivchar S.M. Sayenko,V.N. Suponev V.M. Technologies and methods of improving their efficiency. Студентство. Наука. Іноземна мова: Збірник наукових праць студентів, аспірантів та молодих науковців. Харків: ХНАДУ, 2015. Вип. 7. Частина 1. С 282

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДХИЛЕННЯ ВІД ПРЯМОЛІНВЙНОҐО РУХУ ҐОЛОВКИ ПРИ СТАТИЧНОҐО ПРОКОЛУ ҐРУНТУ

Новолоков В.В., аспірант
Науковий керівник д.т.н., професор Супонєв В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В процесі статичного проколу ґрунту головка на своєму шляху, часто зустрічається з різного роду факторами, які викликають її відхилення від заданої траєкторії руху. Це може бути змінна щільність в горизонтальних шарах ґрунтів, кам’янисті включення, велика водонасиченність на шляху проколу та інше. Тому при використанні вказаного способу дуже гостро постає питання оперативного коригування траєкторію руху робочого органу.

Ціллю досліджень було моделювання процесів відхилення та побудова можливих траєкторії руху робочого обладнання в ґрунті, які в подальшому надали би можливості провести розрахунки та вибір штовхаючих штанґ.

Основи теорії проколу з урахуванням розташування в ґрунті головки робочого органу при проколі викладені в роботах [1; 2]. У подальшому дослідження впливу форми головки проколюючого робочого органу проведені в дослідженнях [3]. Сучасні вимоги до параметрів горизонтальних свердловин і аналіз безтраншейних методів дані в роботі [4]. Деякі аспекти застосування керованого проколу ґрунту розглянуті в дослідженнях [5; 6]

Поставлена мета дослідження досяґалася встановленням закономірностей траєкторії проколу свердловин у ґрунті з урахуванням відстані зустрічі робочого органу з перешкодою.

Особливості процесів статичного проколу ґрунту поляґають у наступному. Процес статичного проколу ґрунту відбувається при безперервному формуванні свердловини шляхом радіального його ущільнення. Головним недоліком традиційного методу проколу ґрунту конусними робочими органами – це некерована траєкторія руху. Наочним прикладом сказаного є результати досліджень [3], в яких показано як впливають на зміну траєкторії свердловини конструктивні параметри головки і кут зустрічі її з перешкодою (Рис. 1).

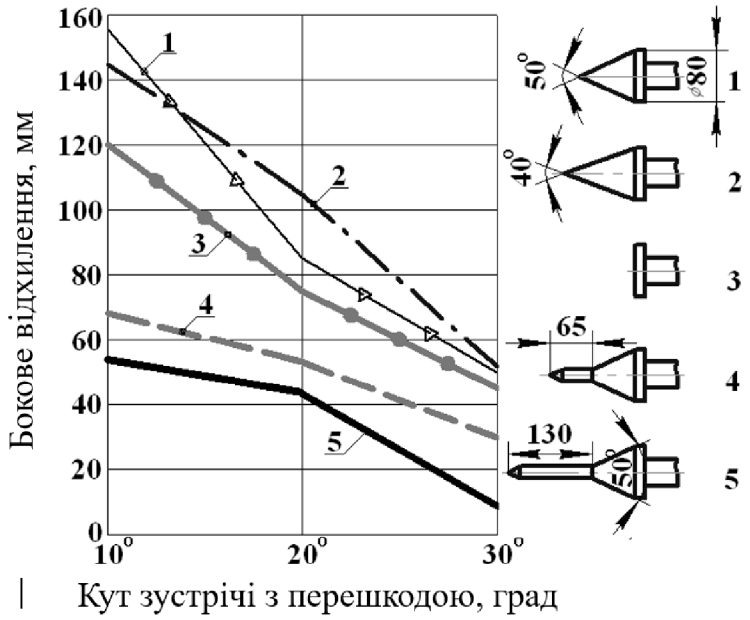


Рисунок 1 – Графік залежності величини бічних відхилень ґрунтопровідного снаряда з головками різної форми від кутів зустрічі з перешкодою

Як видно з представлених даних найменше відхилення від заданої траєкторії має ґрунтозахоплююча конусна головка з голкою, що виступає.

У роботах [5; 6] показано, що для керованого проколу необхідний робочий орган не з конусною головкою, а головкою, яка має скошену площину. За рахунок зусиль скошеної поверхні можна становище головки оперативно коригувати, тобто. проводити керований прокол.

Якщо переміщення робочого органу зі скошенною лобовою поверхнею відбувається за рахунок лише поступального руху, то в будь-якому випадку будуть спостерігатися відхилення від горизонтальної траєкторії, навіть без зустрічі з перешкодою.

Розглянемо найбільш типову технологію проколу ґрунту за рахунок силової установки, робочої головки і набору штанг, що нарощуються.

У випадку будемо вважати, що у кінцевому пункті проколюючий робочий орган складається з головки що з n-кількістю штанг.

Для спрощення спочатку розглянемо випадок, коли зкривлення траєкторії руху робочого органу відбувається в деякій площині орієнтованої в просторі під деяким кутом.

Якщо вважати, що штанги мають однакову довжину і вони абсолютно жорсткі, а порушення жорсткості всієї системи можливе тільки у вузлах стикування штанг, то координати точок з'єднання штанг, що проколюють, можна представити наступною схемою (Рис. 2).

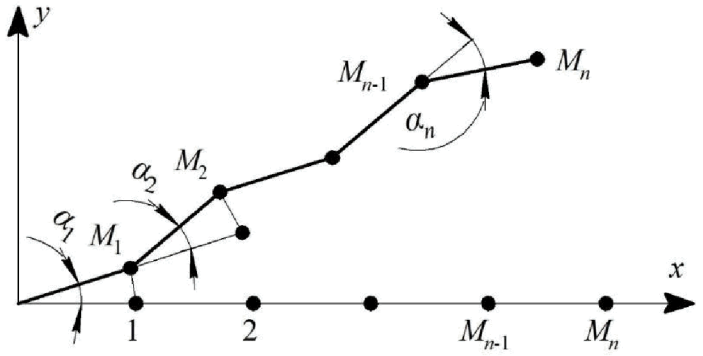


Рисунок 2 – Схема траєкторії робочого органу, що проколює,

де n – кількість штанг, – кут відхилення штанг

Координати точок з'єднання штанг проколивающего робочого органу в площині можна представити у вигляді:

$$M_i\left(x_i;y_i\right)\ i=0;\ 1,\ 2,\ \ ...,\ n\ , \tag{1}$$

при $i=0;M_0\left(0;0\right);i=1;M_1\left(l\cos\alpha_1;\ l\sin\alpha_1\right);$

$i=k;M_k\left(x_{k-1}+l\cos\beta_k;\ y_{k-1}+l\sin\beta_k;\right)$

$k=1;\ 2,\ ...,\ n;\beta_k=\alpha_k+\beta_{k-1};\beta_0=0.$

При відомих координатах $M_i\left(x_i;y_i\right)$ за допомогою методу найменших квадратів було встановлено характер траєкторії руху робочого органу.

Після відхилення рух головки може відбуватися по прямій лінії або криво-лінійної, наприклад, параболі.

Якщо траєкторія руху робочої головки після відхилення від заданої траси має наступні відхилення, то ламану криву для практичних розрахунків можна замінити параболою.

Для встановлення залежності для параболи введемо нові позначення

$$k_{x^3}=\sum_{i=0}^{n}x_i^3\ ;\ k_{x^4}=\sum_{i=0}^{n}x_i^4\ ;\ k_{x^2y}=\sum_{i=0}^{n}x_i^2y_i \tag{2}$$

Тоді рівняння для визначення коефіцієнтів параболи можна представити як

$$\begin{cases} ak_{x^4}+bk_{x^3}+ck_{x^2}=k_{x^2y};\\ ak_{x^3}+bk_{x^2}+ck_x=k_{xy};\\ ak_{x^2}+bk_x+\left(n+1\right)c=k_y. \end{cases} \tag{3}$$

Рішення системи рівнянь (6) при умові, що довжина однієї штанги $l=1$ м; $\alpha_i=\alpha=1°$ призведе до рівняння параболи

$$Y = \frac{0,17}{250}x^2 + \frac{2,32}{100}x\,. \qquad (4)$$

Залежність (7) дозволяє, з урахуванням прийнятих припущень визначити відхилення траєкторії руху при будь-яких довжинах проколу свердловини.

Чисельний аналіз траєкторії руху робочого органу проводився при наступному вихідному масиві: довжина штанги $l_{ш} = 1$м; кількість штанг $n_{ш} = 20$шт; максимальне відхилення має місце при відхиленні першої штанги, відповідно на кут $\alpha_i = 1°$; $2°$ и $3°$.

На рис. 5 представлені дані про величини відхилення головки від заданої траєкторії з урахуванням довжини свердловини

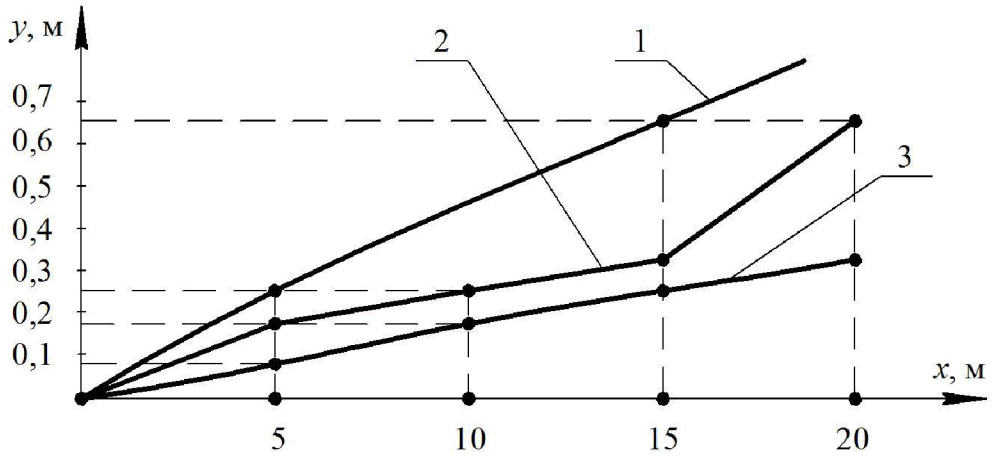


Рисунок 3 – Залежність відхилення робочого органу від горизонтальної траси: 1 – $\alpha = 3°$; 2 – $\alpha = 2°$; 3 – $\alpha = 1°$

Залежність рис. 5 наочно показують величини відхилень з урахуванням довжини траси і кутів нахилу окремих ланок робочого органу, що проколює

Висновки

Запропоновані математичні моделі дозволяють встановлювати орієнтовні зміни відхилень робочого органу грунто-проколюючої машини з урахуванням довжини траси і кута відхилення будь-якої з штанг.

Імовірність відхилень робочого органу від заданої траси досить висока, тому тимчасові установки проколу повинні мати систему оперативної корекції траси.

Література

1. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. at all. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.

2. S. Kravets, V. Suponyev, A. Goponov, S. Kovalevskyi, A. Koval Determination efficient operating modes and sizes of blades for multi-scrapertrench excavators. Восточно-Европейский журнал передових технологій. 2020. № 4/1(16). С. 23–28.

3. В.М. Супонєв, С.П. Балесний, І.Г. Пімонов Встановлення величини відхилення грунтопроколюючого робочого органу з асиметричним наконечником при корекції траєкторії його руху Вісник ХНАДУ. Збірник наукових статей. Випуск №92, 2021, т.1. Харків, ХНАДУ. С. 172-178.

4. Nilo Tsung, Mingming Zheng, Mohammad Najafi, Saleh Mehraban. A Comparative Study of Soil Pressure and Deformation of Pipes Installed by the Open-Cut Method and Trenchless Technology // Pipelines 2016: Out of Sight, Out of Mind, Not Out of Risk. 2016. 5. Кравець С.В. Грунтозахисні та енергозберігаючі машини (Основи теорії, проектування та створення). Рівне: РДТУ, 1999. – 277с.

5. Супонєв В.М., Кравець С.В., Посмітюха О.П., Балесний С.П. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.

6. Супонєв В.М. Створення обладнання для розробки горизонтальних свердловин комбінованими способами статичної дії. Монографія. Харків, ХНАДУ, 2018. 196 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ЛЕБІДКИ КРАНА КС-4574 З КРУТНИМ МОМЕНТОМ НА БАРАБАНІ ДО 7500 Н.М

Пушкар О.С., магістр
Науковий керівник – доцент, к.т.н., Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стаття представляється актуальною у зв'язку великої кількості підйомних кранів, які знаходяться в експлуатації і потребують своєчасного ремонту і модернізації з використанням сучасних комплектуючих і методик розрахунків, зокрема оцінки динамічних характеристик.

На першому етапі розглянути технічні характеристики підйомних кранів виробництва підприємств України, зокрема крана КС-4574 (рис. 1) і проаналізований об'ємний гідропривод лебідки крана.



Рисунок 1 – Автомобільний кран КС-4574

За результатами аналізу гідравлічної принципової схеми штатного крану КС-4574 розглянута можливість проведення її модернізації шляхом застосування високомоментного радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії з регульованим робочим об'ємом замість

аксіальнопоршневого з редуктором. Також поставлена задача проведення попередніх статичних розрахунків гідропривода с визначенням його ККД, діаметрів трубопроводів, ємності гідробака та потужності олива охолоджувача.

Науково-дослідницька частина статті передбачає динамічні розрахунки і моделювання роботи гідропривода лебідки крана КС-4574, зокрема розробку розрахункової схеми (рис. 2) і застосування пакету прикладних програм VisSim для рішення діференціальних рівнянь [1]. На вал гідромотора М барабан БЛ задає навантаження $M_{\text{с.}bl}$ з крутним моментом до 7500 Н.м за допомогою поліспаста П. Насос Н подає робочу рідину до гідромотора М і таким чином задає його частоту обертання згідно технічній характеристиці лебідки в межах від значення зрушування до робочого діапазону в 42 $хв^{-1}$ при максимальному навантаженні до 79 $хв^{-1}$ при зменшених вантажах

Обертання барабана здійснюється гідромотором М моделі MCR-C-2100 компанії «Bosch Rexroth Group», який має дві окремі ступені робочого об'єму М1 і М2 [2]. Аксіальнопоршневий насос з автоматичним регулятором «тиск-витрата» моделі A10VSO-100 також компанії «Rexroth Bosch Group» [3] забезпечує необхідну частоту обертання гідромотора М.

Гідромотор М обертається з частотою, яка пропорційна витраті $Q_{\text{н}}$ і створює крутний момент для подолання моменту зовнішнього навантаження $M_{\text{с}bl}$ лебідки. З гідромотора М робоча рідина зливається в гідробак Б під тиском $p_{\text{зл}}$. Для спрощення моделі реверсивний гідророзподільник між насосом і гідромотором не показаний.

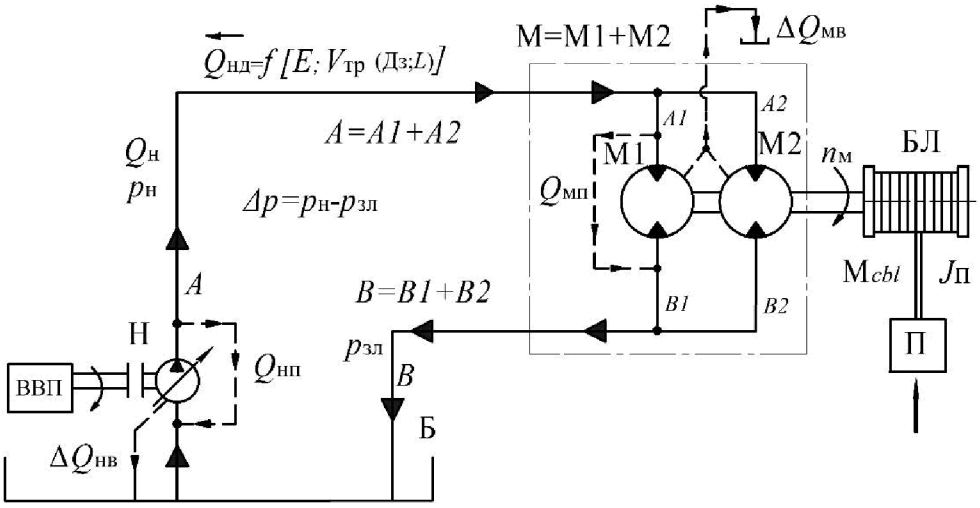


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема динаміки гідропривода обертання лебідки з крутним моментом гідромотора до 7500 Н.м

Насос Н та гідромотор М мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витоки робочої рідини, які відносяться до об'ємного ККД для насоса і гідромотора, а також гідромеханічні втрати, які впливають на відповідні ККД насоса Н і гідромотора М. Також на параметри гідропривода впливають об'ємні втрати, які пов'язані зі стисливістю робочої рідини (Е) і залежать від її об'єму в трубопроводі і модуля пружності рідини.

Динамічні розрахунки гідропривода лебідки виявили суттєву залежність коливань за тиском і частотою обертання при зрушуванні гідромотора від часу зростання крутного моменту на барабані лебідки. Максимальні значення тиску досягають 38 МПа, що майже удвічі вище робочого значення при встановленому режимі. Ще вищі, до 43 МПа, мають місце коливання гідропривода при роботі на зменшених значеннях робочого об'єму гідромотора. Але такий режим дуже ефективний з точки зору енергозбереження при досягненні максимальної частоти обертання гідромотора в 97 $хв^{-1}$ без підвищення потужності гідропривода.

Література

1. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, І. В. Михайленко, Є. М. Цента, Промислова гідравліка і пневматика. 2021. 4(68). С. 15–35.
2. SELECTION GUIGE. 2021. PRODACT /SYSTEMS / SERVICES. POCLAIN HYDRAULICS. A02486C-2021. 176 p.
3. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. Rexroth Bosch Group. The Drive &Control Company. RE 90010-02/07.2016. Replaces: 90010. 07.2012. 941 p.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРОПРИВОДА ЗАДНЬОГО НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-181.22

Безнощенко О.М., магістр
Науковий керівник – доцент, к.т.н., Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стаття представляється актуальною, так як Харківський тракторний завод є найбільшим в Україні підприємством з виробництва тракторів для застосування при створені будівельно-дорожніх машин.

Об'єктом досліджень є модернізований об'ємний гідропривод технологічного обладнання тракторів новітньої серії ХТЗ-181.20(22), який завдяки використанню гідророзподільника моделі 5РПС100 і шестеренного насоса в чавунному корпусі забезпечує енергоефективну роботу трактора і дає можливість збільшити кількість зовнішніх споживачів в порівнянні з раніше застосованими моноблоковими гідророзподільниками моделі Р80. В той же час закордонний досвід показує, що більшу енергоефективність мають гідроприводи, які оснащені аксіальнопоршневими насосами з автоматичними регуляторами тиску і витрати. Тому передбачені такі етапи робіт:

розробка модернізованої гідравлічної принципової схеми об'ємного гідроприводa технологічного обладнання тракторів ХТЗ-181.20(22) за допомогою аксіальнопоршневого насосу з автоматичним регулятором енергозбереження;

розрахунок втрат потужності в гідроприводі при використанні насосів з постійним і регульованим робочим об'ємами;

розрахунки статичних параметрів об'ємного гідроприводa з визначенням його ККД і динамічних параметрів з використанням пакету прикладних програм VisSim [1].

На рис. 1 приведений трактор ХТЗ-181.22 з модернізованою гідросистемою заднього навісного пристрою.



Рисунок 1 – Трактор ХТЗ-181.22

На рис. 2 приведена розрахункова схема гідроциліндра технологічного обладнання гідроприводa трактора ХТЗ-181.20(22) як частина повної гідравлічної принципової схеми. Розглядаємо режим роботи заднього навісного пристрої при підводі робочої рідини в отвір A поршневого гідроциліндра Ц з однобічним штоком. До поршня циліндра підводиться витрата $Q_{\text{ц}}$ під тиском p_A, що є потужністю насоса гідроприводa. Ця витрата $Q_{\text{ц}}$ необхідна бути за значенням такою, щоб поршень зі штоком гідроциліндра рухались зі швидкістю v і переміщувались на задану відстань y. Робоча рідина зливається зі штокової порожнини гідроциліндра під тиском $p_{\text{зл}}$.

Характеристикою ділянки підводу робочої рідини є її стисливість (модуль пружності Е) і початковий об'єм поршневої порожнини $V_{пп}$. На шток гідроциліндра Ц діє зовнішнє навантаження $F_ц$, а в гідроциліндрі діють сили тертя $\Delta F_ц$ в поршневому і штоковому ущільненнях, а також втрати тиску при течії робочої рідини. Ці сили тертя є гідромеханічними втратами і визначають гідромеханічний ККД гідроциліндра. Силу зовнішнього навантаження $F_ц$ і сили тертя $\Delta F_ц$ треба подолати за допомогою тиску p_A.

Візьмемо за основу математичну модель ОГП поступального руху (з гідроциліндром) [2] з завданням витрати та зовнішнього навантаження в повному циклі переміщення гідроциліндра за допомогою числових блоків map-VisSim.

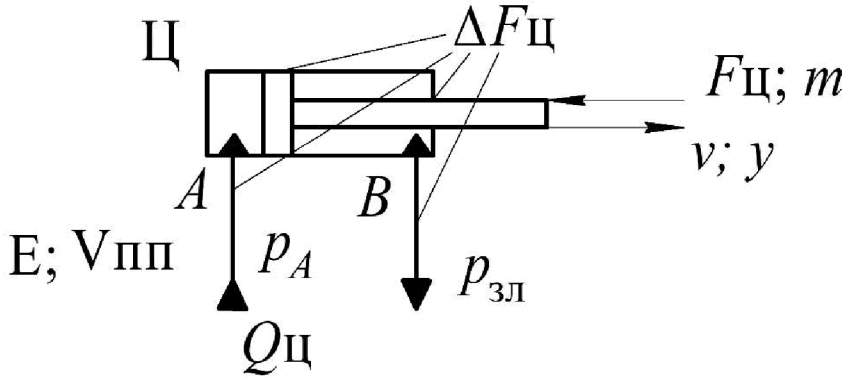


Рисунок 2 - Розрахункова схема гідроциліндра технологічного обладнання гідропривода трактора ХТЗ-181.22

Аналіз результатів розрахунків динаміки гідропривода технологічного обладнання трактора ХТЗ-181.22 з використанням пакету VisSim:

1.Виявлені коливання тиску в гідроприводі залежно від швидкодії зростання зовнішнього навантаження, маси вантажу та модуля пружності робочої рідини;

2.Коливань тиску в гідроприводі залежно від швидкодії подачі витрати робочої рідини до гідроциліндра не встановлено;

3.Подальші дослідження у даному напрямку запропоновані на натурному експериментальному зразку трактора.

Література

1. https://uk.wikipedia.org/wiki/ Харківський_тракторний_завод
2. Аналіз динаміки об'ємного гідропривода рульового керування самохідного тракторного шасі. Г. А. Аврунін, М.А. Подригало, О.Г. Закапко, І.І. Мороз, Л.В. Разарьонов, А.П. Холодов, М.П. Холодов. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Х.: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 35-42.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ЛЕБІДКИ ШЛЯХОПРОКЛАДАЧА БАТ-2

Лавренко О.С., магістр
Науковий керівник – доцент, к.т.н., Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Стаття представляється актуальною в зв'язку в великими обсягами дорожніх робіт, які потрібно виконувати в сучасних умовах, зокрема за допомогою шляхопрокладача БАТ-2 (рис. 1) [1].

Для проведення досліджень передбачені попередні етапи створення гідравлічної принципової схеми гідропривода лебідки шляхопрокладача замість механічної, розрахунок і вибір необхідних за крутним моментом і частотою обертання гідромотора і насоса його живлення з регульованим робочим об'ємом.



Рисунок 1 – Машина БАТ-2 в транспортному положенні

Дослідження передбачають розробку розрахункової схеми математичної моделі динаміки гідропривода лебідки з обраними гідромотором і насосом, і проведення моделювання режимів навантаження лебідки і виконання динамічних розрахунків щодо аналізу перехідних процесів за тиском і частотою обертання. Для виконання динамічних розрахунків заплановано використання пакету прикладних програм VisSim [2].

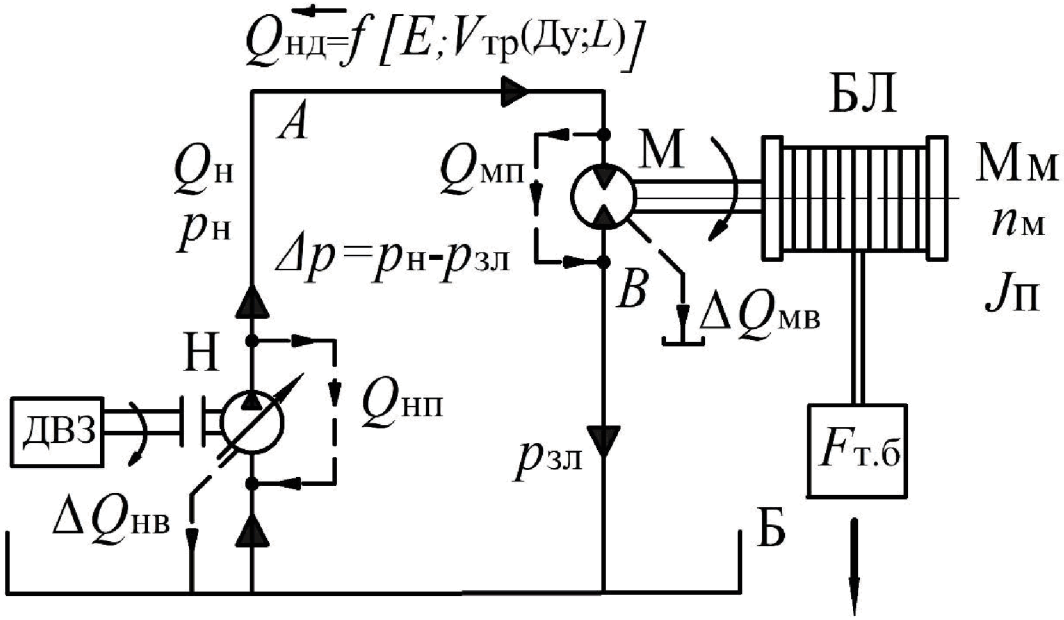


Рисунок 2 – Розрахункова схема динаміки гідропривода обертання барабана лебідки шляхопрокладача БАТ-2

На рис. 1 представлена розрахункова схема динаміки об'ємного безредукторного гідропривода обертання барабана лебідки з крутним моментом до 66000 Н.м машини БАТ-2. За схемою з розімкненою циркуляцією оливи аксіальнопоршневий насос Н з регулятором потужності всмоктує оливу з гідробака Б і подає її до гідромотора М під тиском $p_{\text{н}}$ і витратою $Q_{\text{н}}$. Гідромотор М обертається з частотою, пропорційною витраті $Q_{\text{н}}$ насоса Н і створює крутний момент для подолання моменту зовнішнього навантаження $M_{\text{м}}$ барабана лебідки машини БАТ-2. З гідромотора М робоча рідина зливається в гідробак Б під низьким тиском $p_{\text{зл}}$. Через вал гідромотора барабану лебідки задається навантаження $M_{\text{м}}$ з крутним моментом до 66250 Н.м. Насос Н подає витрату оливи до гідромотора і таким чином задає його частоту обертання в межах від значення зрушування до максимальної частоти в 7,93 хв^{-1} згідно технічної характеристики механічної лебідки машини БАТ-2.

На радіальнопоршневий гідромотор діє зовнішнє навантаження і інерційне підсумкове навантаження $J_{\text{п}}$, яке складається з моментів інерції барабану з канатом, транспортного засобу, який буксирують або витягують, і безпосередньо гідромотора М.

Результатами розрахунків динаміки гідропривода лебідки є доказ можливості застосування в якості гідропривода обертання барабана лебідки високомоментного радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії моделі MS125-15000 фірми «Poclain Hydraulics» [3]. Виявлена суттєва залежність коливань перепаду тисків на режимі зрушування лебідки з 29 МПа до 35 МПа при зменшенні швидкодії зростання зовнішнього навантаження з 0,1 с до 0,001 с. Виявлені коливання тиску в гідроприводі і швидкості каната лебідки при зменшенні модуля пружності робочої рідини, Такі результати дають висновок при необхідність виконувати дегазацію робочої рідини від нерозчиненого повітря. Для цього можливо застосовувати: дати попрацювати

гідроприводу декілька хвилин на холостому ходу; примусово випустити повітря з рідини за допомогою контрольних точок тиску; застосовувати спеціальні дегазатори, які розташовують в гідробаках.

Література

1. Сичевський М.І. Інженерна та спеціальна техніка для ліквідації надзвичайних ситуацій. Частина 2. Навч. посібник. Львів: ЛДУ БЖД, 2015. 221 с.

2. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, І. В. Михайленко, Є. М. Цента, Промислова гідравліка і пневматика. 2021. 4(68). С. 15–35.

3. SELECTION GUIGE. 2021. PRODACT / SYSTEMS / SERVICES. POCLAIN HYDRAULICS. A02486C-2021. 176 p.

ІНТЕЛЕКТУАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ МОНІТОРИНГУ ВІБРАЦІЙ У ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИНАХ

Крайнюк М.Ю., аспірант

Науковий керівник – доцент, к.т.н Шербак О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

У сучасних умовах інтенсивного розвитку дорожньо-будівельного комплексу особливої актуальності набуває питання зниження вібраційного навантаження на операторів машин. Тривалий вплив вібрацій спричиняє порушення опорно-рухового апарату, зниження працездатності та підвищення ризику професійних захворювань [1, 2]. Традиційні методи контролю вібрацій

базуються на періодичних вимірюваннях і не дають змоги враховувати зміну режимів роботи техніки. Тому виникає потреба у створенні інтелектуальних систем, здатних здійснювати моніторинг і прогнозування рівня вібрацій у реальному часі.

Запропоновано архітектуру інтелектуальної інформаційно-вимірювальної системи (ІВС), що поєднує сенсорні модулі, апаратно-програмний блок та аналітичний модуль на основі методів машинного навчання. Сенсорна частина базується на тривісних акселерометрах, які реєструють коливання у зонах контакту оператора з технікою: на сидінні, підлозі та рукоятках керування. Збір і передача даних здійснюються мікроконтролерами, що забезпечують бездротову комунікацію та низьке енергоспоживання. Обробка сигналів виконується у середовищі Python із застосуванням бібліотек NumPy, SciPy та TensorFlow для цифрової фільтрації, спектрального аналізу та прогнозування динамічних параметрів.

Архітектура системи подана на рис. 1. Вона охоплює повний цикл роботи: від збору та попередньої фільтрації сигналів до формування рекомендацій оператору. Така структура забезпечує не лише контроль фактичних параметрів вібрації, а й прогнозування перевищень гранично допустимих рівнів (ГДР), що дає змогу своєчасно запобігати небезпечним режимам роботи.

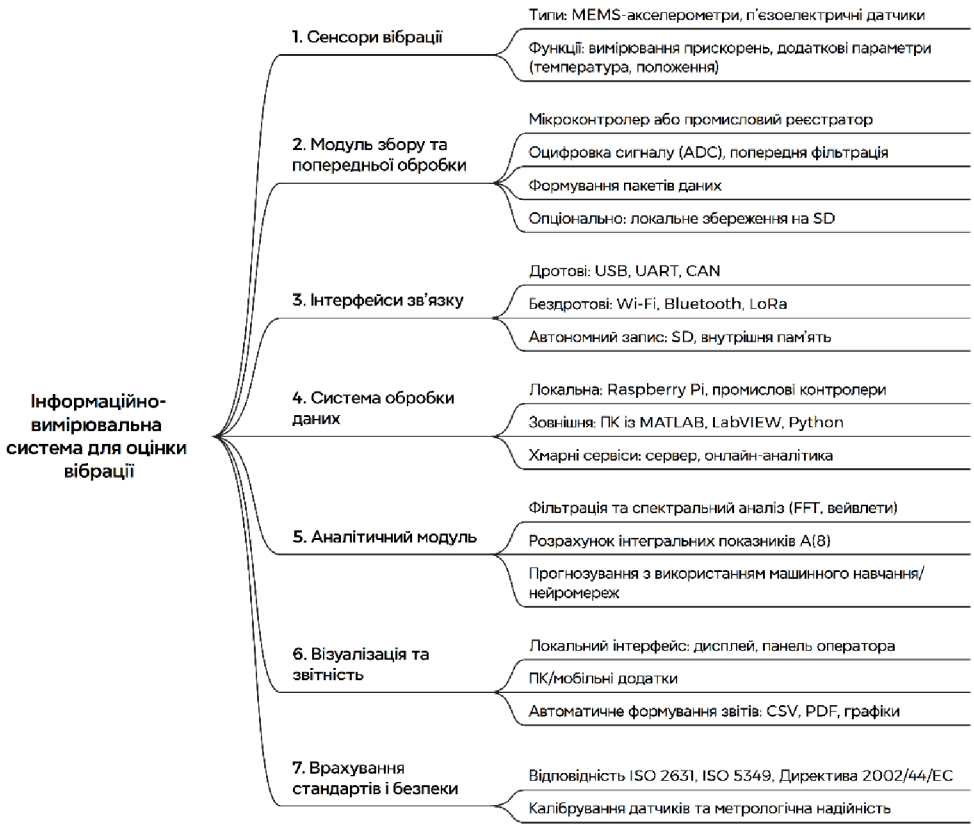


Рис. 1. Архітектура інформаційно-вимірювальної системи для оцінки вібрації

Експериментальні дослідження проводилися на гусеничному екскаваторі під час виконання реальних будівельних операцій. Вимірювання здійснювалися портативним віброметром із п'єзоелектричним датчиком у трьох точках кабіни. Аналіз показав, що в режимі копання середнє прискорення на сидінні оператора становило 0,69 м/с², а на підлозі – 0,74 м/с², що перевищує норму 0,5 м/с². Найвищі значення зафіксовано на рукоятках керування – до 2,9 м/с² при допустимому рівні 2,5 м/с². Це підтверджує потребу у впровадженні систем постійного моніторингу та технічних засобів зниження вібрацій.

На рис. 2 подано порівняння середніх рівнів вібрації для різних точок вимірювання. Найбільш небезпечними виявилися рукоятки керування, де амплітуда коливань має найбільшу варіативність і перевищує нормативні

межі. Отримані дані дозволили навчити модель машинного навчання, що розпізнає небезпечні режими та формує попередження для оператора.

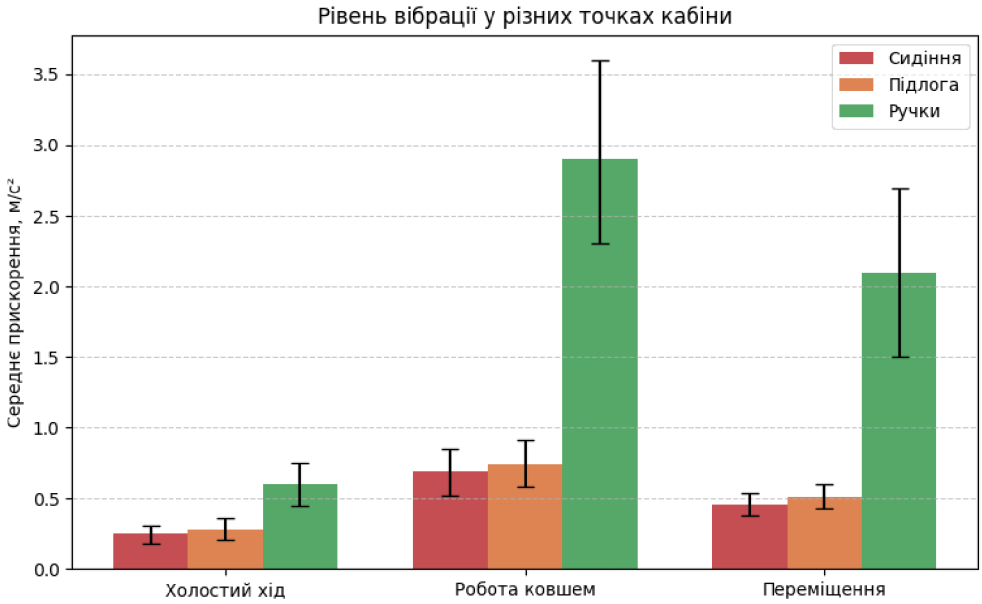


Рис. 2. Рівень вібрації залежно від режиму роботи для трьох точок вимірювання (сидіння, підлога, рукоятки керування)

Розроблена ІВС автоматизує аналіз даних, скорочуючи час оцінки стану техніки. Її інтеграція з IoT-платформами дозволить створювати цифрові двійники машин, підвищуючи ефективність роботи та безпеку операторів.

Література

1. Крайнюк М.Ю., Щербак О.В. Застосування інтелектуальних вимірювальних технологій для аналізу експлуатаційних параметрів дорожньо-будівельних машин. Комунальне господарство міст, 2025, №1(189), с.13–20.

2. Krainiuk, M., Shcherbak, O. (2025). Intelligent Technologies for Optimising the Workplaces of Tractor Drivers. In Lecture Notes in Networks and Systems, vol. 1335. Springer, Cham.