

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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



Всеукраїнська науково-практична конференція  
студентів і молодих вчених

«ПЕРСПЕКТИВНІ НАУКОВІ ПРОБЛЕМИ У РОЗВИТКУ  
ПРОЕКТУВАННЯ, ВИПРОБУВАНЬ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ У  
ГАЛУЗЕВОМУ МАШИНОБУДУВАННІ»

Випуск 8

Збірник статей і тез доповідей

28 жовтня 2021  
Харків 2021 р.

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

<b>Шевченко В.А.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, главный редактор
<b>Пимонов И. Г.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ зам. главного редактора
<b>Кириченко И. Г.</b>	профессор, д.т.н., ХНАДУ
<b>Щербак О. В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, зам. главного редактора
<b>Орел А. В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, ответственный секретарь
<b>Щукин А.В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, ответственный секретарь

---

### РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

<b>Шевченко В.О.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, головний редактор
<b>Пімонов І. Г.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ заст. головного редактора
<b>Кириченко І. Г.</b>	професор, д.т.н., ХНАДУ
<b>Щербак О. В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, заст. головного редактора
<b>Орел О. В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, відповідальний секретар
<b>Щукін О.В.</b>	доцент, к.т.н., ХНАДУ, відповідальний секретар

---

### EDITORIAL BOARD

<b>V. Shevchenko</b>	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Editor-in-chief
<b>I. Pimonov</b>	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU Deputy editor-in- chief
<b>I. Kyrychenko</b>	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
<b>O. Shcherbak</b>	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Deputy editor-in- chief
<b>A. Orel</b>	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Executive secretary
<b>A. Shchukin</b>	Ass. Prof., Can. Sc., Eng., KhNAHU, Executive secretary

## ЗМІСТ

### ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

Велічко М.В. Моделі проектування інтелектуальної системи управління БДМ.....	6
Зубова Л.Р. До оцінки можливості роботи об'ємних гідроприводів на мінімальних частотах обертання.....	19
Мешалкіна Т.С. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ ПРИКЛАДАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА МАКСИМАЛЬНИЙ ПРОГИН І НАПРУГУ В ТЕЛЕСКОПІЧНИХ ГІДРОЦИЛІНДРАХ.....	24
Можевітін В.В. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ КОМУНАЛЬНИХ ПРИБИРАЛЬНИХ МАШИН.....	30
Полякова А.В. АНАЛІЗ ЗАСОБІВ ВИРОБНИЦТВА І ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ.....	33
Тарасов А.В. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ РАБОТЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ УКРАИНЫ.....	36
Коваленко М.С. МОДЕЛЮВАННЯ ПЛОЩІ ПОВЕРХНІ КОНТАКТУ КОЛЕСА.....	41
Штода В.С. РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПРОСТОРОВОЇ СТРИЖНЕВОЇ СИСТЕМИ .....	47.

### МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Пирогов М.В. АНАЛІЗ РОЗПОДІЛУ ЧАСУ РОБОЧОГО ЦИКЛУ СЕРЕД ВИКОНАВЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА.....	55
Євтухов Р.В. ПРОДУКТИВНІСТЬ СКРЕПЕРІВ І СПОСОБИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ.....	58
Мельник Б.О. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА З ГІДРООБ'ЄМНИМ ПРИВОДОМ ЗАДНЬОГО МОСТА.....	60

Овсяніков О.О. ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ НАПОВНЕННЯ КОВША СКРЕПЕРА.....	64
Олейнікова О.М. ДОСЛІДЖЕННЯ БІЧНОГО ВІДВЕДЕННЯ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС КОРИГУВАННЯ ПЕРЕДНІХ КОЛІС У ПРОСТОРИ.....	67
Семенчук В.Д. ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА.....	74
Рассолов О.В. ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МАЛОГАБАРИТНЫХ КОВШОВЫХ ПОГРУЗЧИКОВ С БОРТОВОЙ СИСТЕМОЙ ПОВОРОТА.....	84
Карташов Є.С. ШВИДКОЗМІННЕ РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА.....	88
Ткаченко С.О. МОДИФІКАЦІЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ АВТОГРЕЙДЕРА У ЗИМОВИЙ ПЕРІОД.....	92
Лисенко О.А. ТЕОРИТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОГРЕЙДЕРА.....	96

## **ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ**

Фідровська Н.М, Нестеренко В.В., Караван Р.А. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КАНАТНИХ БАРАБАНИВ НА СТІЙКІСТЬ.....	101
Ткачева А.В., Циганок О.П. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНА.....	113
Дзюба В.В. ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДНІМАЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ МЕТОДАМИ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	123
Токар Д.В. МОДЕЛЬ ВИБОРУ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ СУЧАСНИМ КОНВЕЄРОМ .....	128

**ТРИБОЛОГІЯ ТА КОНТРОЛЬ  
ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ**

Кондрашова М. ВПЛИВ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ НА ПРОЦЕСИ АДСОРБЦІЇ.....	139
Джумайло В.П. КОЕФІЦІЄНТ $K_j$ ЯК КРИТЕРІЙ ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН.....	143
Ковальов О.О. АНАЛІЗ ПРИЧИН СТАРІННЯ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ БДМ.....	145
Чуб І.В. ТЕМПЕРАТУРНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМ ЗНОСОМ.....	152
Пічунов М.М. АНАЛІЗ ЧИННИКІВ, ЩО ЗНИЖУЮТЬ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ РІЖУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРІЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН.....	156
Пустовіт М.М. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ЗБІЛЬШЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРІЙНО-ТРАСПОРТНИХ МАШИН З ІОННО-ПЛАЗМОВИМ ПОКРИТТЯМ.....	159
Рассоха В.П. ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ЗЕМЛЕРІЙНИХ МАШИН В УМОВАХ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	163
Білий Ю.Л., Янчук Є.О. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ПОСЛІДОВНОЇ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ОДНОКОВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА.....	165
Гапонов О.О., Пономаренко Д.В. ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЦЕПНИХ ЕКСКАВАТОРІВ У ЯКИХ РІЗЦІ ПРАЦЮЮТЬ В УМОВАХ БЛОКОВАНОГО РІЗАННЯ ҐРУНТУ.....	170

**МОДЕЛІ ПРОЕКТУВАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ  
УПРАВЛІННЯ БДМ**

Велічко М.В., магістр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Єфименко О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Задача підвищення ефективності системи управління БДМ з урахуванням вимог зниження витрат на експлуатацію та поліпшення якості починає здобувати важливе значення при проектуванні. Прикладом може бути автономна платформа БДМ, що рухається, зі змінним спеціальним обладнанням, що використовується як у різноманітних технологічних процесах, складських операціях, так і на техногенних об'єктах.

В даній роботі досліджується спеціальне обладнання БДМ маніпуляторного типу, що відображає робочий процес екскаватору. Функціональність БДМ багато в чому залежить від ефективності обраної елементної бази системи управління.

Сучасні інтелектуальні системи змінюють структуру технологічного процесу. Спостерігається інтеграція алгоритмічних методів керування складними об'єктами й методів штучного інтелекту для завдань з невизначеністю вихідної інформації. До таких завдань можна віднести: оцінку ситуації; прогноз поведінки об'єкта в штатному режимі та розвитку аварійних ситуацій; синтез і оцінку можливих дій оператора й вибір найкращих.

Такі інтелектуальні системи здатні до планування поведінки, адаптації й навчанню. Однією з підсистем структури інтелектуальної системи є підсистема математичних моделей оптимізації параметрів та режимів роботи об'єкту.

Аналогове моделювання ґрунтується на застосуванні аналогій різних рівнів. Найвищим рівнем є повна аналогія, що має місце тільки для досить простих об'єктів. З ускладненням об'єкту використовують аналогії наступних рівнів, коли аналогова модель відображає кілька або тільки одну сторону функціонування об'єкта.

Істотне місце при уявному наочному моделюванні займає макетування. Уявний макет може застосовуватися у випадках, коли протікають в реальному об'єкті процеси не піддаються фізичного моделювання, або може передувати проведенню інших видів моделювання. В основі побудови уявних макетів також лежать аналогії, проте зазвичай базуються на причинно-наслідкових зв'язках між явищами і процесами в об'єкті. Якщо ввести умовне позначення окремих понять, тобто знаки, а також певні операції між цими знаками, то можна реалізувати знакова моделювання і за допомогою знаків відобразити набір понять - скласти окремі ланцюжки із слів і пропозицій. Використовуючи операції об'єднання, перетину і доповнення теорії множин, можна в окремих символах дати опис якогось реального об'єкта.

Для дослідження характеристик процесу функціонування будь-якої системи  $S$  математичними методами, включаючи і машинні, повинна бути проведена формалізація цього процесу, тобто побудована математична модель.

Під математичним моделюванням будемо розуміти процес встановлення відповідності даному реальному об'єкту певного математичного об'єкту, званого математичної моделлю, і дослідження цієї моделі, що дозволяє отримувати характеристики аналізованого реального об'єкта. Вид математичної моделі залежить як від природи реального об'єкта, так і завдань дослідження об'єкта і необхідної достовірності і точності вирішення цього завдання. Будь-яка математична модель, як і всяка інша, описує реальний об'єкт лише з деякою мірою наближення до дійсності. Математичне моделювання для дослідження характеристик процесу функціонування систем можна розділити на аналітичне, імітаційне та комбіноване.

В окремих випадках дослідження системи можуть задовольнити і ті висновки, які можна зробити при використанні якісного методу аналізу математичної моделі. Такі якісні методи широко використовуються, наприклад, в теорії автоматичного управління для оцінки ефективності різних варіантів систем управління. На рисунку 1.7 представлено структурну модель системи управління транспортною платформою на базі контролеру Arduino.

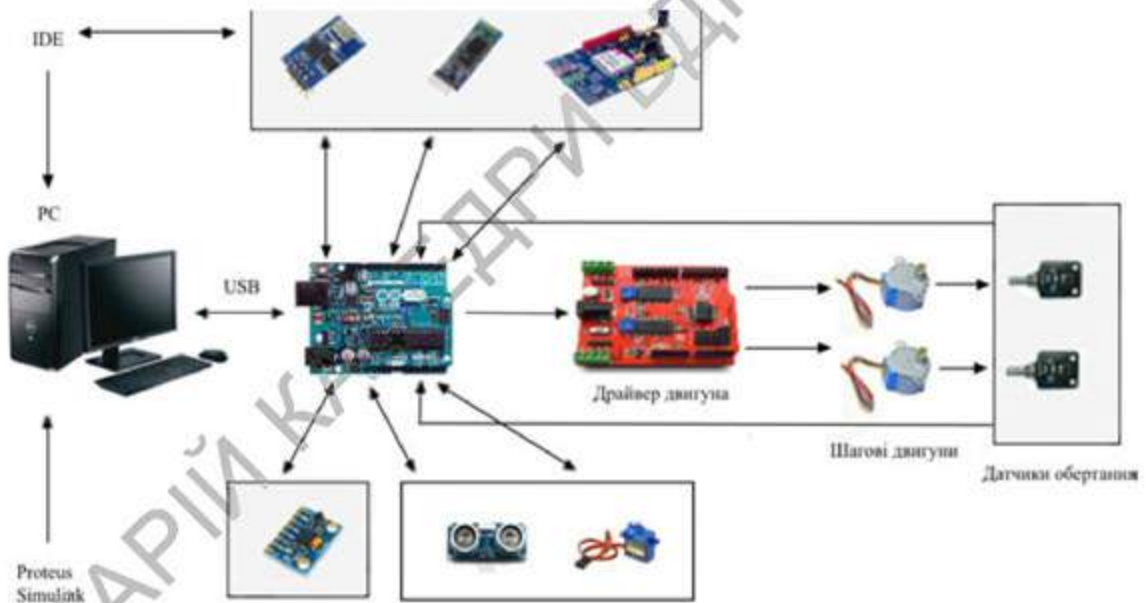


Рисунок 1– Структурна модель системи управління транспортною платформою

У процесі аналізу використовують різні способи вирішення завдань. На етапі синтезу:

- створюється модель необхідної системи. Сюди входять: певний математичний апарат, моделювання, оцінювання моделі на адекватність, ефективність, простоту, похибки, баланс між складністю і точністю, різні варіанти реалізації, блочність і системність побудови;

- проводиться синтез альтернативних структур системи, що дозволяють вирішити проблему;

- проводиться синтез різних параметрів системи, з метою усунути проблему;



- проводиться оцінка варіантів синтезованої системи з обґрунтуванням самої схеми оцінки, обробкою результатів і вибору найефективнішого рішення;

- оцінка ступеня вирішення проблеми здійснюється при завершенні системного аналізу.

У системному аналізі застосовуються спеціальні методи моделювання:

- імітаційне моделювання, на основі методів статистики і мов програмування;

- ситуативне моделювання, на основі методів теорії множин, теорії алгоритмів, математичної логіки та подання проблемних ситуацій;

- інформаційне моделювання, на основі математичних методів теорії інформаційного поля та інформаційних ланцюгів.

Крім того в системному аналізі широко використовують методи індукційного і редукційного моделювання.

Індукційне моделювання здійснюється з метою отримання відомостей про специфіку об'єкта-системи, її структуру та елементів, способах їх взаємодії на основі аналізу приватного та приведення цих відомостей до загального опису. Індуктивний метод моделювання складних систем використовується в тому випадку, коли неможливо адекватно представити модель внутрішньої структури об'єкта. Це метод дозволяє створити узагальнену модель об'єкта-системи, зберігаючи специфіку організаційних властивостей, зв'язків і відносин між елементами, що відрізняє її від іншої системи. При побудові такої моделі часто використовують методи логіки теорії ймовірностей, тобто така модель стає логічною або гіпотетичною. Потім визначаються узагальнені параметри структурно-функціональної організації системи і описуються їх закономірності, за допомогою методів аналітичної та математичної логіки.

Редукційне моделювання використовують для того, щоб отримати інформацію про закони та закономірності взаємодії в системі різних елементів з метою зберегти ціле структурне утворення.

При такому методі дослідження самі елементи замінюються описом їх зовнішніх властивостей. Використання методу редуційного моделювання дозволяє вирішити завдання визначенню властивостей елементів, властивостей їх взаємодії і властивостей самої структури системи, відповідно принципам цілого освіти. Такий метод використовують для пошуку методів декомпозиції елементів і зміни структури, надаючи системі в цілому нові якості. Цей метод відповідає цілям синтезу властивостей системи на основі дослідження внутрішнього потенціалу до зміни. Практичним результатом використання методу синтезу в редуційній моделюванні стає математичний алгоритм опису процесів взаємодії елементів [7].

На рисунку 2 представлено контури управління обладнанням маніпуляторного типу.

Для проектування СУ БДМ маніпуляторного типу необхідно підібрати технічне та програмне забезпечення. В даному дослідженні розглядаються технічні пристрої згідно структурної схеми ієрархії системи управління. На верхньому рівні цієї ієрархії – управляючий контролер, на середньому рівні – засоби збору та обробки інформації, на нижньому (польовому) рівні – датчики, сенсори та виконавчі механізми.

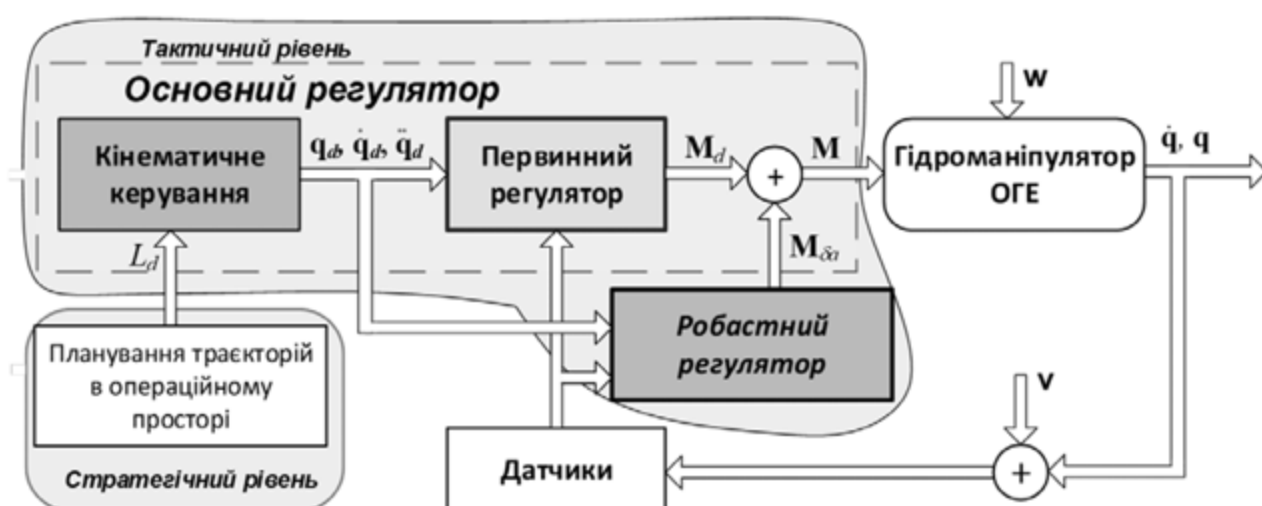


Рисунок 2- Контури управління обладнанням маніпуляторного типу

Завдання роботи:

- проаналізувати сучасні системи управління БДМ та розробити загальну задачу параметричного синтезу;
  - проаналізувати методи вирішення поставленої задачі;
  - розробити структурну модель інформаційної технології параметричного синтезу;
  - розробити модель параметричного синтезу та моделі вибору елементної бази;
  - розробити функціональну та фізичну модель системи управління;
  - реалізувати розроблені моделі на ЕОМ та провести їх ТЕО.
- На рисунку 3 представлено модель функціонування СУ БДМ.

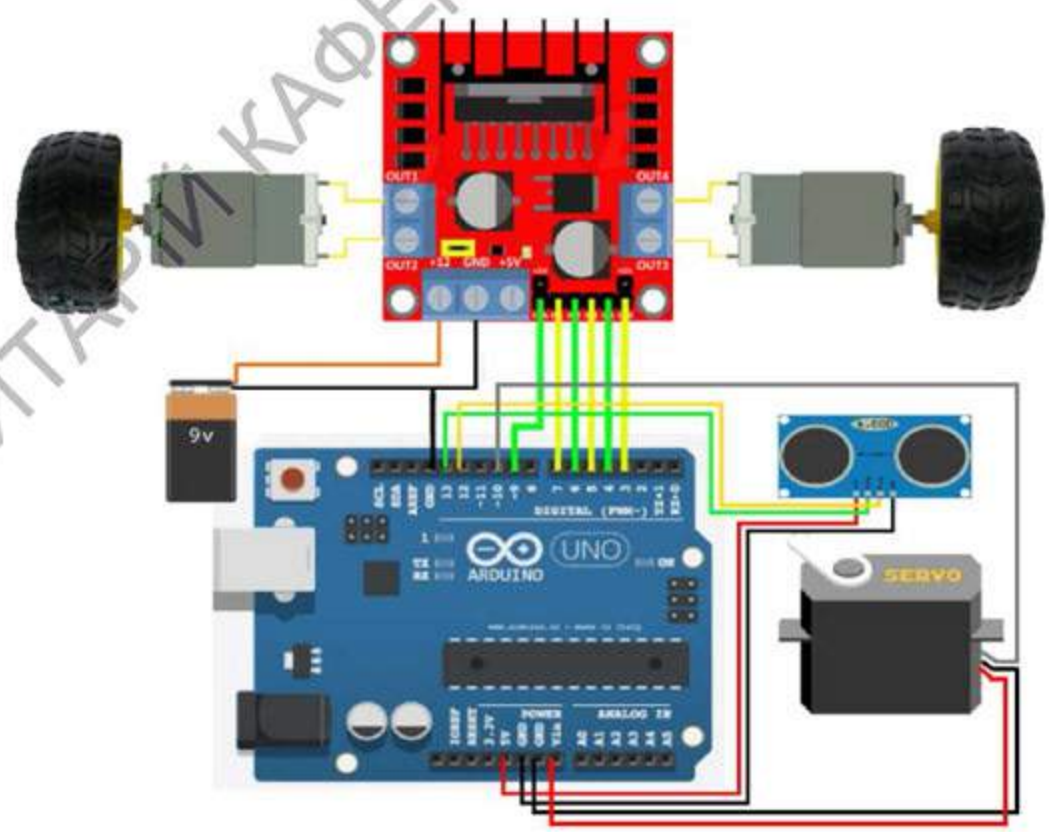


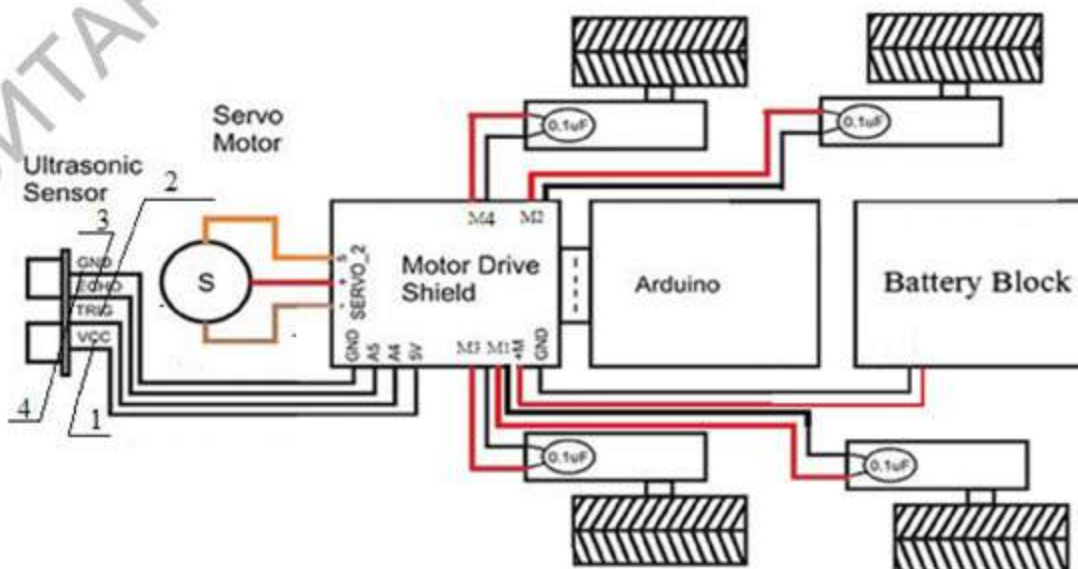
Рисунок 3 – Модель функціонування СУ БДМ

Повна модель робота представлена на рисунку 4. Вона складається з Ultrasonic Sensor HC-SR04 (ультразвуковий датчик), який буде кріпитися на серво моторі – SG90, плати управління двигунами на мікросхемі L293D (Motor

Drive Shield), яка через роз'єми кріпиться до мозку нашого робота – Arduino UNO R3, батарейного відсіку для акумуляторів, і чотирьох двигунів.

Бібліотеки для Arduino – це зручний засіб для поширення коду. Наприклад, це можуть бути драйвера до обладнання або часто використовувані функції. У Arduino IDE є набір стандартних бібліотек, які використовуються дуже часто. Ці бібліотеки підтримують всі приклади, які включені в Arduino IDE. Стандартні бібліотеки підтримують функції для роботи з найбільш поширеним периферійним обладнанням, наприклад: серводвигуни або LCD екрани.

Дана бібліотека дозволяє Arduino управляти роботою серводвигунів. Сервопривод являє собою двигун з вбудованим редуктором і вихідним валом, положення якого можна точно контролювати. Стандартні серводвигуни дозволяють задавати кут повороту вала в діапазоні від 0 до 180 градусів. У двигунах з безперервним обертанням вала можна задавати швидкість його обертання.



1 – VCC, живлення на 5 Вольт; 2 – TRIG, від тригера, що запускає вимірювання; 3 – ECHO, вихід на якому генерується імпульс, тривалість якого пропорційна відстані; 4 – GND, земля

Рисунок 4 – Повна модель функціонування інтелектуальної системи БДМ

У бібліотеці Servo реалізована можливість одночасного управління декількома двигунами: на більшості плат Arduino – до 12, на Arduino Mega – до 48. При цьому, на всіх платах Arduino (за винятком Arduino Mega) використання цієї бібліотеки призводить до непрацездатності ШІМ-функції analogWrite на висновках 9 і 10, незалежно від того, підключений серводвигун до цих висновків, чи ні. На платі Arduino Mega діють інші правила: якщо до Arduino підключено менше 12 двигунів, то бібліотека Servo не робить впливу на ШІМ-функції; у випадку підключення від 12 до 23 двигунів – функція ШІМ стане недоступна на висновках 11 і 12.

Бібліотека Stepper дозволяє Arduino управляти уніполярними і біполярними кроковими двигунами. При цьому для управління двигуном необхідно використовувати відповідні апаратні засоби.

Бібліотека Robot включена в середовище розробки Arduino, починаючи з версії 1.0.5. У самому пристрої Robot є безліч вбудованих датчиків і приводів, для управління якими і призначена дана бібліотека.

На рисунку 5 зображена фізична модель БДМ, яка представляю собою чотирьох колісну платформу на основі Arduino з підключеним ультразвуковим сенсором для переміщення робочого обладнання.



Рисунок 5 – Фізична модель БДМ

Робоче обладнання маніпуляторного типу, що встановлюється на автономну платформу, представлено на рисунку 6.

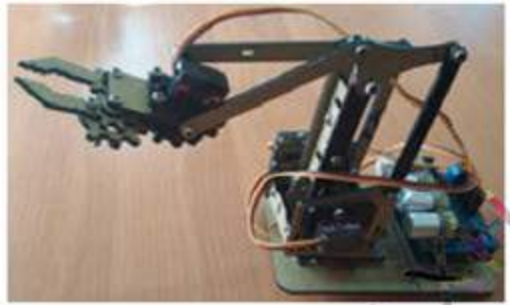


Рисунок 6 - Робоче обладнання маніпуляторного типу

Процес розробки маніпулятора звичайно складається із двох головних етапів: розробка механічної частини робота, яка містить у собі вибір матеріалу для виготовлення всіх частин маніпулятора, вибір механізмів які будуть виконувати рух ланок; розробка системи керування маніпулятором, до складу якої входить вибір контролера й засобів його програмування зі створенням певних алгоритмів керування.

Підключення обладнання до плати представлено на рисунку 7.

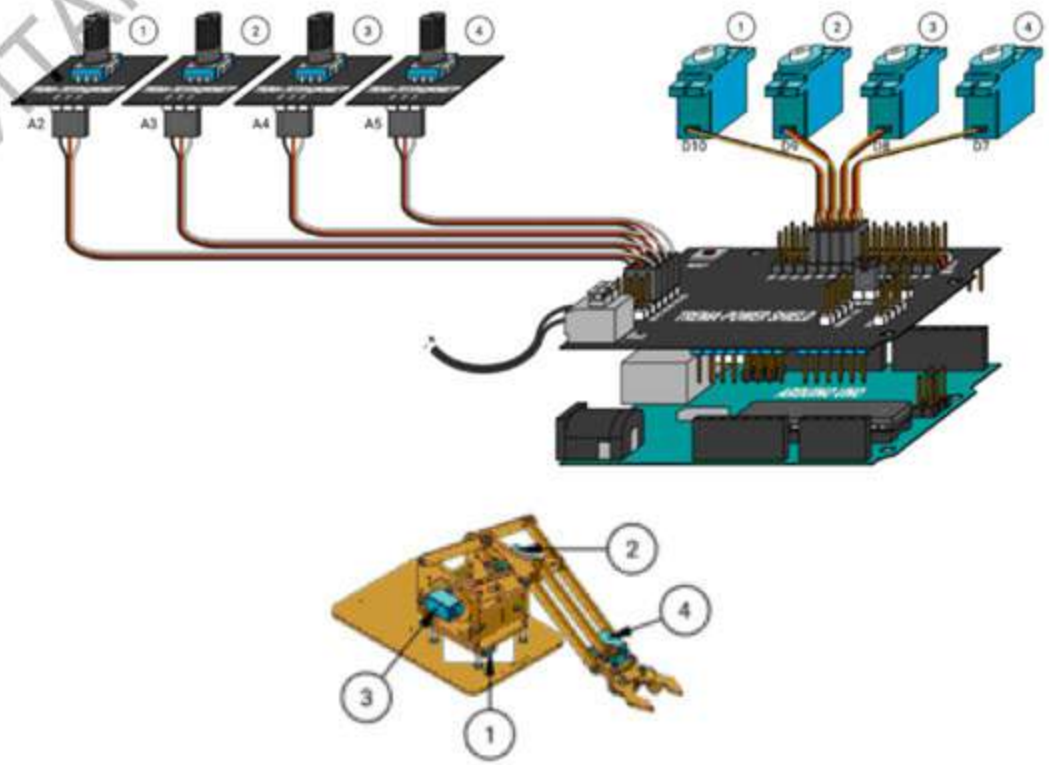


Рисунок 7 - Підключення обладнання до плати

Форма робочої зони й можливості маніпулювання об'єктом, положення захвату маніпулятора щодо осей, його технічні можливості, визначаються кінематичною структурною схемою робота-маніпулятора. Ця схема дає поняття про те, що даний розроблювальний робот маніпулятор робить рухи в сферичній системі координат. Переміщення об'єкта в просторі відбувається тільки за рахунок відносних кутових поворотів ланок маніпулятора. Вибір такої системи координат є найбільш універсальним і забезпечує обслуговування зони з найбільшими розмірами. Недоліком вибору такого способу знижена твердість конструкції маніпулятора. Внаслідок чого з'являються труднощі з забезпеченням необхідної точності положення захвата маніпулятора, але це достатнє відхилення в рамках рішення. Щоб виконати поставлені вимоги логічно, щоб основна конструкція маніпулятора мала не менш шести ступенів руху. Однак, така велика кількість ступенів руху несе в собі складності як у виготовленні даного маніпулятора, так і у використанні, тому в цей час використовуються конструкції утримуючі менш шести ступенів. Найпростіші роботи маніпулятори містять у собі три, рідше дві, ступеня рухливості, що у свою чергу спрощує конструкцію маніпулятора. У роботі планується використовувати чотири ступені руху, які повністю забезпечать рух по необхідній траєкторії. Як матеріал для створення маніпулятора можна використовувати різні сплави, метали й полімери.

Для цього проекту доцільно використовувати цифрові сервоприводи ( рисунок 8). За типом керування сервоприводи поділяються на два класи: аналогові й цифрові.



Рисунок 8 - Схема внутрішніх елементів сервоприводу

Найближчі аналоги сервоприводів це крокові двигуни, вони працюють із більшою швидкістю без втрати моменту під час роботи й забезпечують найбільшу необхідну точність за рахунок зворотного зв'язку по положенню. Вибір сервоприводу дуже важливий для системи в цілому (рисунок 9). Крім того, необхідно обчислити інерцію системи (опір навантаження на зміну швидкості), щоб гарантувати, що система зможе контролювати навантаження.

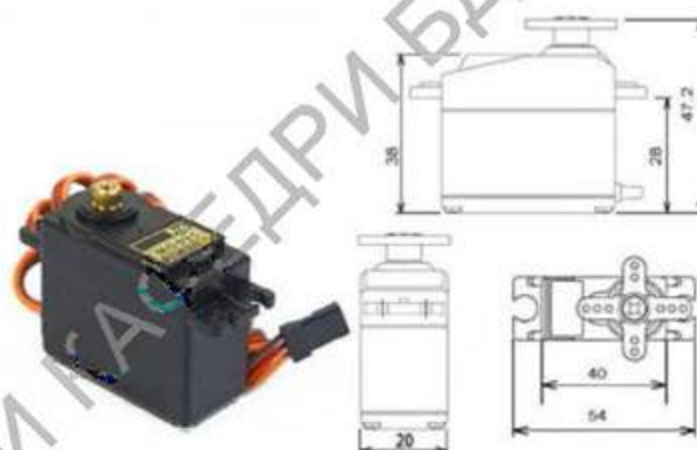


Рисунок 9 – Сервопривод для маніпулятора

У багатьох випадках передача дозволяє використовувати більш дрібні двигуни, що більш ніж компенсує вартість системи передачі. У багатьох додатках додавання редуктора дозволяє використовувати не тільки менший двигун, але й менший привод.

У даному проекті використовувалося три сервопривода MG995 у підставі маніпулятора й два HXT900 (рисунок 10).



Рисунок 10 - Сервопривод HXT900



У розроблювальному проєкті як плата керування застосовується контролер Arduino UNO (рисунок 11). Це обумовлює тим, що електронна платформа з відкритим вихідним кодом, заснована на простому у використанні апаратному й програмному забезпеченні.

Програмне забезпечення Arduino (IDE) працює в операційних системах Windows, Mcintosh, Linux. Просте й зрозуміле середовище програмування, але в теж час досить гнучке для складних завдань. Програма для апаратного забезпечення Arduino може бути написана на будь-якій мові програмування з компіляторами, які роблять двійковий машинний код для цільового процесора.



Рисунок 11 - Контролер Arduino UNO

Atmel забезпечує середовище розробки для своїх 8-бітних AVR і 32-розрядних мікроконтролерів ARM Cortex-M: AVR Studio і Atmel Studio інтегроване середовище розробки Arduino (IDE) - це кросплатформний додаток (для Windows, macOS, Linux), написане мовою програмування Java. Він виходить із середовища IDE для мов «Обробка й провідка». Він містить у собі редактор коду з такими функціями, як різання й вставка тексту, пошук і заміна тексту, автоматичні відступи, узгодження припасування й підсвічування синтаксису й надають прості механізми компіляції й завантаження програм на плату Arduino.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Афанасьев В.Н. Математическая теория конструирования систем управления / В.Н. Афанасьев, В.Б. Колмановский, В.Р. Носов. – М.: Высшая школа, 1998. – 576 с.

2. Плуґіна Т.В. Задача інтелектуалізації сучасних дорожньо-будівельних машин [Текст] / Т.В. Плуґіна, В.О. Стоцький. // Технологія приборостроєння. – 2014. – № 1. – С. 40 – 43.

3. Плуґіна Т.В. Інтелектуальна система контролю якості робочих процесів будівельно-дорожніх машин [Текст] / Т.В. Плуґіна, О.В. Єфименко // Вісник ХНАДУ. – 2019. – №. 86. – Т. 1 – С. 45 – 52.

4. Хмара Л.А. Сетецентрические технологии в эффективном сопровождении дорожно-строительной техники / Л. А. Хмара, С.И. Кононов. – Вестник ХНАДУ. – Вып. 57. – 2012. – С. 43 – 49.

5. Горошков Б.И. Радиоэлектронные устройства: Справочник / Б.И. Горошков. – М.: Радио и связь, 1984. – 400 с.

6. Северин, О. О. Вантажні роботи на автомобільному транспорті: організація і технологія. [Текст] / О. О. Северин. – Харків: ХНАДУ, 2007. – 384 с.

7. Ільге І.Г. Розробка корпоративних інформаційних систем: Навчальний посібник / І.Г. Ільге, Л.П. Шевченко, Л.А. Гнучих. – Х.: ХДТУБА, 2002. – 112 с.

8. Сагин А.В. Конструирование робототехнических комплексов / А.В. Сагин – СПб.: Наука и техника, 2006. – 236 с.

9. Сагин А.В. Работы в технологических процессах / А.В. Сагин – СПб.: Наука и техника, 2002. – 189 с.

10. Берлин Н. П. Погрузочно-разгрузочные, транспортирующие и вспомогательные машины и устройства [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.belsut.gomel.by/ellibrary/12/41.pdf> (Дата звернення 09.10.2019).

11. Соммер У. Программирование микроконтроллерных плат Arduino/Freeduino / У. Соммер. – СПб.: БХВ – Петербург, 2012. – 256 с.

12. Плуґіна Т.В. Проектування будівельних та дорожніх машин за допомогою сучасних методів комп'ютерного моделювання робочих процесів

[Текст] / Т.В. Плуґіна, О.В. Єфименко, З. Мусаєв. Підйомно-транспортна техніка. - 2017 – С. 55 – 63.

## ДО ОЦІНКИ МОЖЛИВОСТІ РОБОТИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ НА МІНІМАЛЬНИХ ЧАСТОТАХ ОБЕРТАННЯ

Зубова Л. Р., бакалавр  
Науковий керівник к.т.н., доцент Аврунін Г. А.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Експлуатація ОГП у складі мобільних машин характеризується різними за рівнем статичними і динамічними навантаженнями (за тиском, швидкістю обертання і переміщення деталей у вузлах тертя гідромашин і гідроапаратів), циклічними і температурними режимами роботи, які під взаємозв'язком із сортом і ступенем очищення РР суттєво впливають на його ККД і надійність. Класифікація режимів ОГП на легкий, середній і важкий наведена в таблиці 1 [1], основним критерієм яких є експлуатаційні температури і сорт РР, значення тиску і тривалість його дії, а також динамічні навантаження.

Таблиця 1 – Класифікація режимів роботи ОГП [1]

Параметри режиму	Режим роботи ОГП:		
	легкий	середній	важкий
1. Температура РР, °С			
1.1. Дизельні масла (оливи)	40...50	50...70	>70; <15
1.2. Індустріальні масла	15...30	30...50	>50; <5
2. Коеф. використ. номінального тиску, $K_p = p_{роб} / p_{ном}$ , %	$K_p \leq 40$	$40 \leq K_p \leq 70$	$70 \leq K_p \leq 100$
3. Коеф. тривалості роботи під навантаженням $K_N = p_N / p_{общ}$	$K_N \leq 10$	$10 \leq K_N \leq 35$	$35 \leq K_N \leq 100$
4. Коеф. динамічності, МПа/с	10...20	20...60	Понад 60

Мінімальною частотою обертання вала об'ємного гідромотора називається встановлене найменше значення частоти обертання вала, за якого гідромотор функціонує [2].

Дослідження робочого процесу гідромоторів у зоні низьких частот обертання пов'язані з пошуком причин нестійкої роботи гідромоторів. До таких причин відносять геометричну нерівномірність робочого об'єму, обумовлену кінцевою кількістю поршнів і особливостями кінематики, вплив зовнішнього навантаження і його моменту інерції, нерівномірність об'ємних і механічних втрат потужності, стисливість РР у трубопроводах і поршневих камерах, коливання коефіцієнта тертя під час переходу поршнів гідромотора із стану спокою в рух і навпаки, наявність нелінійного моменту опору в гідромоторі і навантаженні, що має негативний градієнт зміни за швидкістю. Останній чинник є причиною виникнення автоколиваний ОГП.

Під час досліджень виникнення автоколиваний в ОГП на нижній межі регулювання швидкості і впливу коливаний витоків у гідромоторах на нерівномірність їх обертання доведено, що геометрична нерівномірність робочого об'єму і постійна складова значення витоків не роблять впливу на нерівномірність обертання гідромотора і оскільки коливання вала гідромотора залежать не тільки від особливостей його конструкції, але і від параметрів системи разом з навантаженням (частоти власних коливаний і коефіцієнта демпфування), то це означає неможливість оцінки мінімальної частоти обертання без урахування способу використання гідромотора [3]. Найбільш об'єктивною є порівняльна оцінка гідромоторів при конкретизації умов роботи на мінімальній частоті обертання.

У результаті узагальнення досліджень із вивчення нерівномірності обертання гідромоторів визначені параметри ОГП, за яких автоколиваний не виникають, а нерівномірне обертання гідромотора обумовлене коливальним характером витоків зі зміною кута повороту вала [3]. При цьому однією з умов відсутності виникнення автоколиваний в ОГП є виконання нерівності

$$\tau \geq \tau_{кр} = \sqrt{\frac{\vartheta}{J}}, 1/(\text{МПа.л.с}), \tag{1}$$

де  $\tau$  – критерій герметичності

$$\tau = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot \pi^2 \cdot Q_{\Sigma}}{60 \Delta p \cdot V_p^2}, 1/(\text{МПа.л.с}),$$

$V_p$  – робочий об’єм гідромотора, см<sup>3</sup>;

$Q_{\Sigma}$  – витоки і перетоки РР у гідромоторі, л/хв,

$\Delta p$  – перепад тисків на гідромоторі, МПа,

$J$  – наведений до вала гідромотора момент інерції зовнішнього навантаження, кг.м<sup>2</sup>,

$\vartheta$  – коефіцієнт пружності РР

$$\vartheta = \frac{4\pi^2 \cdot V}{E_{п} \cdot V_p^2}, 1/\text{МПа.см}^3, \tag{2}$$

де  $V$  – об’єм РР у напірній магістралі, см<sup>3</sup>;

$E_{п}$  – наведений модуль пружності РР, МПа.

Після підставлення виразів набудемо критичного значення коефіцієнта герметичності

$$\tau_{кр} = \frac{2 \cdot 10^3 \pi}{V_p} \sqrt{\frac{V}{E_{п} \cdot J}}, 1/(\text{МПа.л.с}). \tag{3}$$

Експериментальні дослідження, проведені у ВНДІГідропривод, дозволили отримати формулу для розрахунку мінімальної частоти обертання гідромоторів на основі оцінки коливань витоків і перетоків РР при зміні кутової координати вала [4]:

– для гідромоторів з похилим блоком циліндрів і гідромоторів з точковим контактом поршнів і похилим диском

$$n_{\text{мін}} = (0,75 \dots 1,5) \frac{10^3 Q_{\Sigma}}{V_p}, \text{ хв}^{-1}, \quad (4)$$

- для гідромоторів з гідростатичним розвантаженням поршнів і похилим диском, як правило, виконаних на базі насосів з мінімальним зусиллям притиснення блоку циліндрів до торця розподільника

$$n_{\text{мін}} = (3 \dots 4) \frac{10^3 Q_{\Sigma}}{V_p}, \text{ хв}^{-1}. \quad (5)$$

де  $Q_{\Sigma}$  – витоки і перетоки РР, л/хв.

Якщо в характеристиці гідромотора значення сумарних витоків і перетоків РР не наведені, то їх визначають за відомими значеннями номінальної витрати і частоти обертання

$$Q_{\Sigma \text{ ном}} = 0,8(Q_{\text{ном}} - 10^{-3} n_{\text{ном}} \cdot V_p), \text{ л/хв}, \quad (6)$$

де  $Q_{\text{ном}}$  – номінальна витрата гідромотора, л/хв,

$n_{\text{ном}}$  – номінальна частота обертання гідромотора, хв<sup>-1</sup>,

0,8 – поправковий емпіричний коефіцієнт, що враховує відсутність втрат на стискування РР при мінімальній частоті обертання (отриманий експериментальним шляхом).

Як правило, значення  $Q_{\text{ном}}$  і  $n_{\text{ном}}$  наведені в технічних характеристиках гідромоторів країн СНД, для гідромоторів західних фірм зазвичай

наводять значення витоків або універсальні (топографічні) характеристики, за якими сумарні витоки і перетоки визначають графоаналітичним методом.

При відхиленні значень в'язкості РР і тиску від номінальних значень при робочому режимі експлуатації гідромотора рекомендується користуватися такою спрощеною залежністю

$$Q_{\Sigma i} \approx Q_{\Sigma \text{НОМ}} \frac{v_{\text{НОМ}} \cdot \Delta p_i}{v_i \cdot \Delta p_{\text{НОМ}}}, \text{ л/хв}, \quad (7)$$

де  $v_{\text{НОМ}}$  і  $v_i$  – номінальне і поточне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості РР, відповідно,  $\text{мм}^2/\text{с}$ ,

$\Delta p_{\text{НОМ}}$  і  $\Delta p_i$  – номінальне і поточне значення перепаду тисків, відповідно, МПа.

Мінімальна частота обертання сучасних гідромоторів:

- 1) радіальнопоршневих одноциклової і багатоциклової дії і роліколопатових – від менше 1 до  $3 \dots 5 \text{ хв}^{-1}$  залежно від типорозміру;
- 2) аксіально-поршневих з точковим контактом поршнів і героторних –  $3 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$ ;
- 3) аксіально-поршневих з гідростатичним розвантаженням поршнів –  $50 \dots 70 \text{ хв}^{-1}$ , з похилим блоком –  $10 \dots 50 \text{ хв}^{-1}$ ;
- 4) пластинчастих і шестеренних – від 100 до більше  $300 \text{ хв}^{-1}$ .

### Література

1. Часовской В.П. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы сельскохозяйственной техники: Специальный курс / В.П. Часовской, В.И. Лангазов: учебное пособие для студентов сельскохозяйственных вузов. – Луганск : Знание, 2003. – 336 с.

2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Введен 1998-01-01]. – 60 с. – (Державний стандарт України).

3. Прокофьев В.Н. Неравномерность движения гидропривода при работе на нижнем пределе диапазона регулирования / В.Н. Прокофьев, Б.П. Борисов // Известия вузов. Машиностроение. – 1974. – №3. – С. 59–64.

4. Аврунин Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / (Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, В.Б. Самородов); под ред. Г.А. Аврунина. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 467 с.

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ ПРИКЛАДАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА МАКСИМАЛЬНИЙ ПРОГИН І НАПРУГУ В ТЕЛЕСКОПІЧНИХ ГІДРОЦИЛІНДРАХ**

Мешалкіна Т.С. магістр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Як виконавчі механізми будівельних і дорожніх машин широкого поширення набули силові циліндри, які використовуються для здійснення зворотно-поступальних прямолінійних і поворотних переміщень виконавчих механізмів. Стандартні методики розрахунку припускають, що гідроциліндри ідеально рівні, навантажені стискаючою силою, яка прикладена в центрі ваги перетинів. Проте реальні елементи завжди мають початковий прогин, і стискаюче осьове навантаження прикладається до них ексцентрично. Врахування ексцентричності прикладення навантаження дозволить наблизити розрахункову схему до реальних конструкцій.

Розрахунок телескопічних гідроциліндрів зводиться до визначення максимальних величин прогинів і напруги на окремих ділянках циліндра і



знаходження запасу міцності на кожній ділянці. Напруги на окремих ділянках гідроциліндра визначаються по формулі

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P \times y_{\max}}{W}, \quad (1)$$

де  $P$  – осьове навантаження, що діє;

$y_{\max}$  – найбільший прогин;

$F$  і  $W$  – площі перетину і моменти опору відповідних ділянок телескопічного гідроциліндра.

Розрахункова схема двоступінчатого телескопічного гідроциліндра приведена на рисунку 1.

Згинальний момент в будь-якому перетині гідроциліндра визначаються по формулі

$$M = P(y_0 + y') = P \times y, \quad (2)$$

де  $y_0$  – початковий прогин;

$y'$  – додатковий прогин від дії сили;

$y$  – повний прогин.

Повний прогин для  $i$ -ї ділянки рівний

$$y_i = A_i \cos k_i x_i + B_i \sin k_i x_i, \quad (3)$$

$$k_i = \sqrt{\frac{P}{EJ_i}}; \quad S_i = \sin k_i x_i; \quad C_i = \cos k_i x_i; \quad t_i = \operatorname{tg} k_i x_i. \quad (4)$$

$$A_1 = m_1; \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{\left(1 + \frac{k_3 t_2}{k_2 t_3}\right) \left(\frac{m_1 k_1}{S_1} + \alpha_1\right) + \frac{1}{C_2} \left(\frac{m_3 k_3}{S_3} + \alpha_3\right)}{\frac{k_1}{t_1} \left(1 + \frac{k_3 t_2}{k_2 t_3}\right) + \left(\frac{k_3}{t_3} - t_2 k_2\right)}; \quad (6)$$

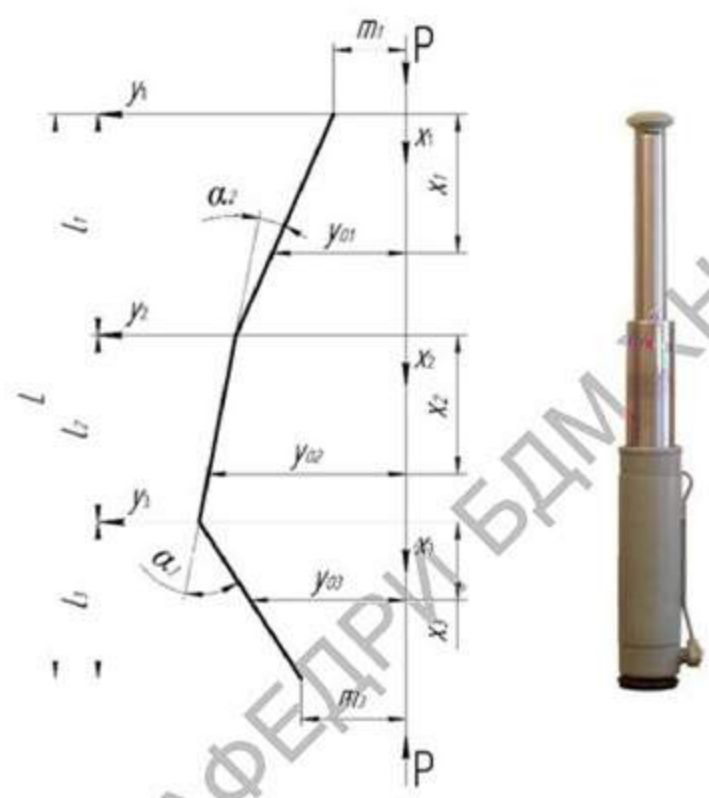


Рисунок 1 – Розрахункова схема двоступінчатого телескопічного гідроциліндра.

$$A_3 = A_2 C_2 + B_2 S_2; \tag{7}$$

$$B_1 = \frac{A_2}{S_1} - \frac{m_1}{t_1}; \tag{8}$$

$$B_2 = \frac{k_1}{t_1} \left( \frac{A_2}{t_1} - \frac{m_1}{S_1} \right) - \frac{\alpha_1}{k_2}; \tag{9}$$

$$B_3 = \frac{m_3}{S_3} - \frac{A_3}{t_3}, \tag{10}$$

де  $x_i$  – місцеположення перетину з найбільшим прогином;

$m_1$  і  $m_3$  – ексцентриситети діючого навантаження;

$J_i$  – осьовий момент інерції перетину  $i$ -ї ділянки.

Місця найбільшого прогину для кожної ділянки визначаються з рівнянь

$$x_i = \frac{\arctg(B_i / A_i)}{k_i}. \tag{11}$$

Величина найбільшого прогину визначається з рівнянь (3) для кожної ділянки циліндра залежно від місцеположення перетину з найбільшим прогином (11).

Результати чисельного аналізу. На підставі представленої методики були проведені дослідження впливу величини ексцентриситету діючого навантаження на максимальний прогин і напругу в двоступінчатому телескопічному гідроциліндрі. Розглядався випадок з наступними параметрами гідроциліндра [1]:

– діаметри ділянок циліндра:  $D_1=130$  мм;  $d_1=90$  мм;  $D_2=220$  мм;  $d_2=190$  мм;  $D_3=290$  мм;  $d_3=260$  мм.

– розрахункова довжина ділянок:  $l_1 = 1,3$  м;  $l_2 = 1,1$  м;  $l_3 = 1,3$  м.

– осьові моменти інерції перетинів ділянок:  $J_1 = 0,0000108$  м<sup>4</sup>;  $J_2 = 0,000051$  м<sup>4</sup>;  $J_3 = 0,000123$  м<sup>4</sup>.

– осьові моменти опору поперечних перетинів ділянок:  $W_1 = 0,000144$  м<sup>3</sup>;  $W_2=0,000372$  м<sup>3</sup>;  $W_3 = 0,000669$  м<sup>3</sup>.

– площі поперечних перетинів ділянок:  $F_1 = 0,00691$  м<sup>2</sup>

– зазори в сполученнях ступенів:  $\Delta_2 = 2,45$  мм;  $\Delta_3 = 2,85$  мм.

– бази закладень:  $a_2 = 260$  мм;  $a_3 = 300$  мм.

– кути перекосу в радіанах:  $\alpha_1 = \frac{\Delta_2}{a_2} = 0,0094$ ;

– максимальне навантаження на гідроциліндр при робочому тиску складає  $P=600$  кН.

Величина повного прогину по довжині секції гідроциліндра представлена на графіках (рисунок 2).

Напруга на окремих ділянках циліндра визначається по формулу (1) і представлена на графіках (Рисунок 3).

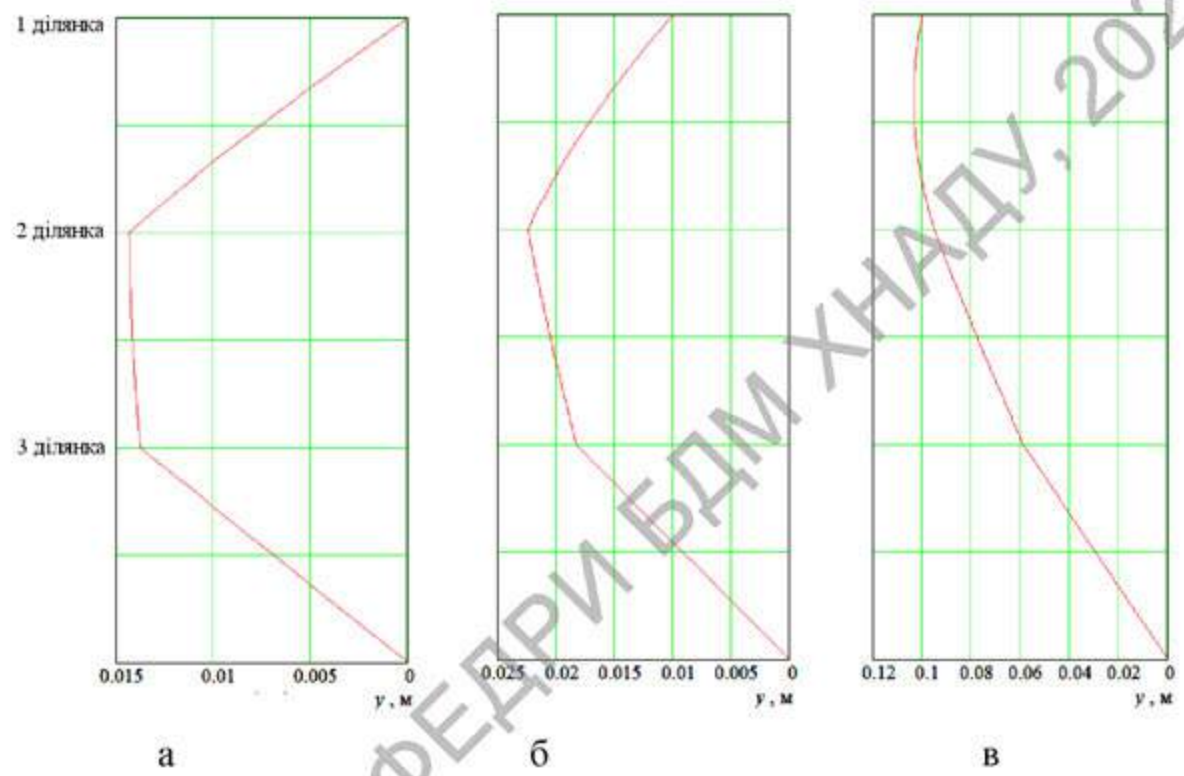


Рисунок 2 – Прогин секцій гідроциліндра

(а –  $m_1 = 0$ ; б –  $m_1 = 0,01$  м; в –  $m_1 = 0,1$  м).

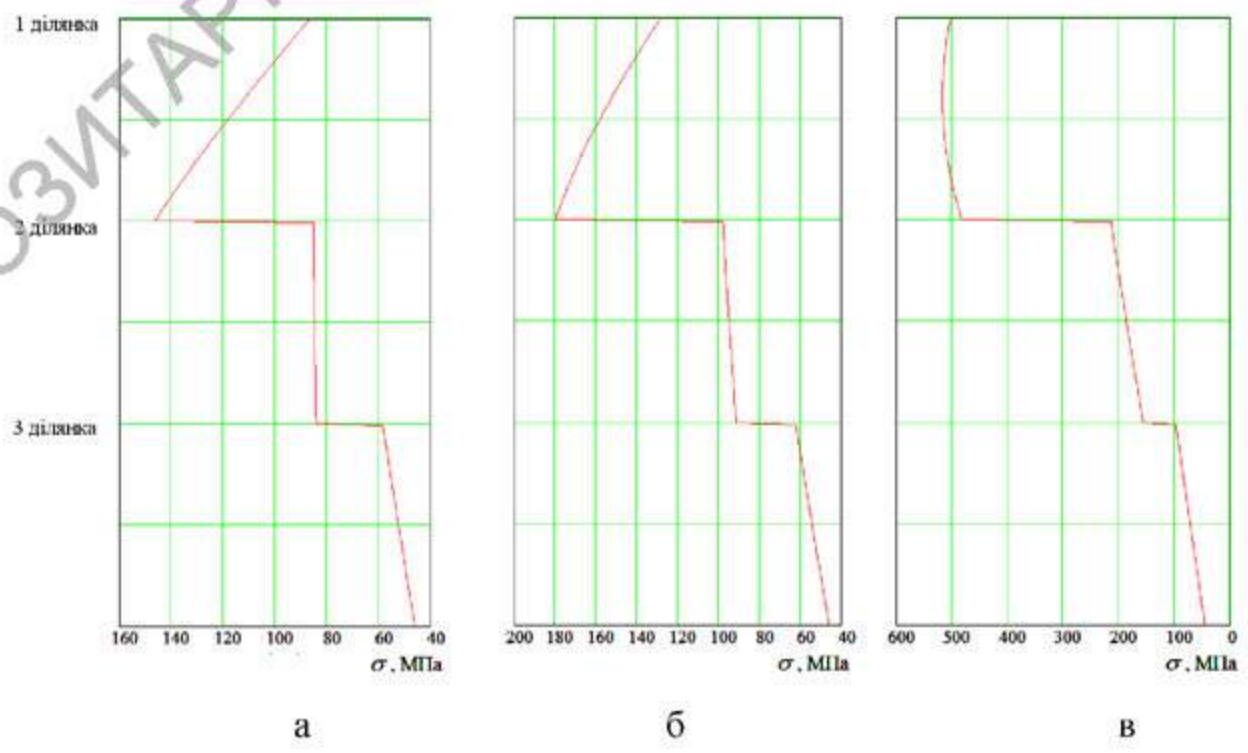


Рисунок 3 – Напряга в секціях гідроциліндра

(а –  $m_1 = 0$ ; б –  $m_1 = 0,01$  м; в –  $m_1 = 0,1$  м).

Матеріал деталей гідроциліндра, для яких проводиться розрахунок, – сталь 35 покращена, з межею текучості 550 МПа. Запас міцності визначається виразом:

$$k_3 = \frac{\sigma_T}{\sigma} \quad (12)$$

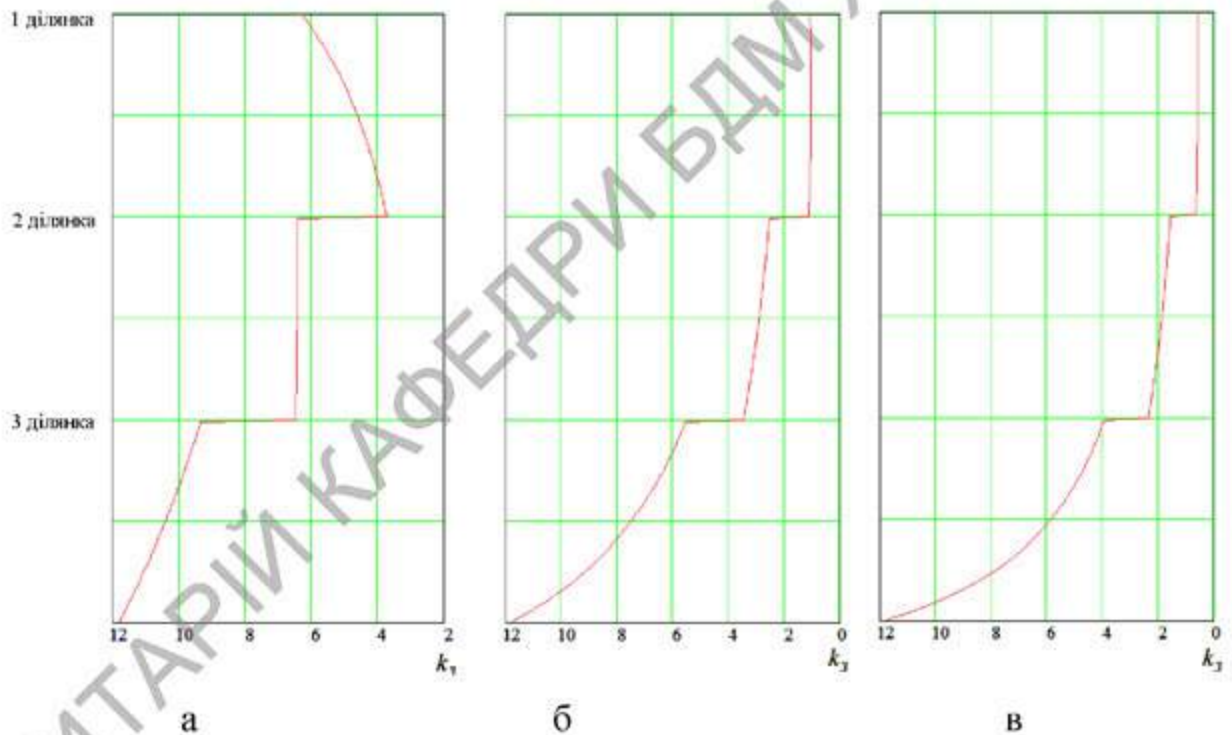


Рисунок 4 – Коефіцієнт запас міцності

(а –  $m_1=0$ ; б –  $m_1=0,1$  м; в –  $m_1=0,2$  м).

Запропонована методика дозволяє найповніше оцінити величину максимальних прогинів телескопічних гідроциліндрів і визначити розподіл напруги на окремих ділянках гідроциліндра. Графіки зміни значень коефіцієнта запас міцності показую небезпечні перетини конструкції.

### Література

1. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под ред. Б. Б. Некрасова. / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов. – Минск, “Высшая. школа”, 1976. – 416с.

## ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ КОМУНАЛЬНИХ ПРИБИРАЛЬНИХ МАШИН

Можевітін В.В., бакалавр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н. Аврунін Г.А.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним з ефективних напрямків енергозбереження в об'ємних гідроприводах (ОГП) комунальних прибиральних машин є використання гідромашин з регульованим робочим об'ємом. Зміна робочого об'єму гідромашин забезпечується за допомогою регуляторів різного принципу дії, що впливають на регульований орган насоса або гідромотора (похилий диск або похилий блок циліндрів в аксіально-поршневих гідромашинах). Номенклатура регуляторів достатньо широка, дозволяючи задовольнити вимогам практично будь-якого типу ОГП. Сучасні регулятори відрізняються функціональним призначенням і способом дії на регулятор гідромашини – ручним, гідравлічним або електричним керуванням [1].

Регулювання робочого об'єму гідромашин дозволяє:

- 1) забезпечити необхідну швидкість гідродвигуна з істотно більш низькими втратами потужності в порівнянні з дросельним способом регулювання швидкості;
- 2) розширити верхній діапазон частоти обертання гідромотора з регульованим робочим об'ємом без підвищення встановлюваної потужності насоса і приводного двигуна;
- 3) адаптувати роботу насоса до режиму забезпечення постійності потужності на вихідному валу гідрофікованої машини;
- 4) забезпечити режим енергозбереження при роботі ОГП з дросельним способом регулювання швидкості.

На рисунку 1 наведена гідравлічна принципова схема ОГП з гідравлічним керуванням робочим об'ємом насоса, яка застосовується в комунальних машинах для приводів колісного ходу. Двигун ДВЗ приводить

до обертання реверсивний насос Н, який нагнітає робочу рідину (РР) до гідромотора М по основних магістралях А-А та В-В в залежності від потрібного напрямку частоти обертання.

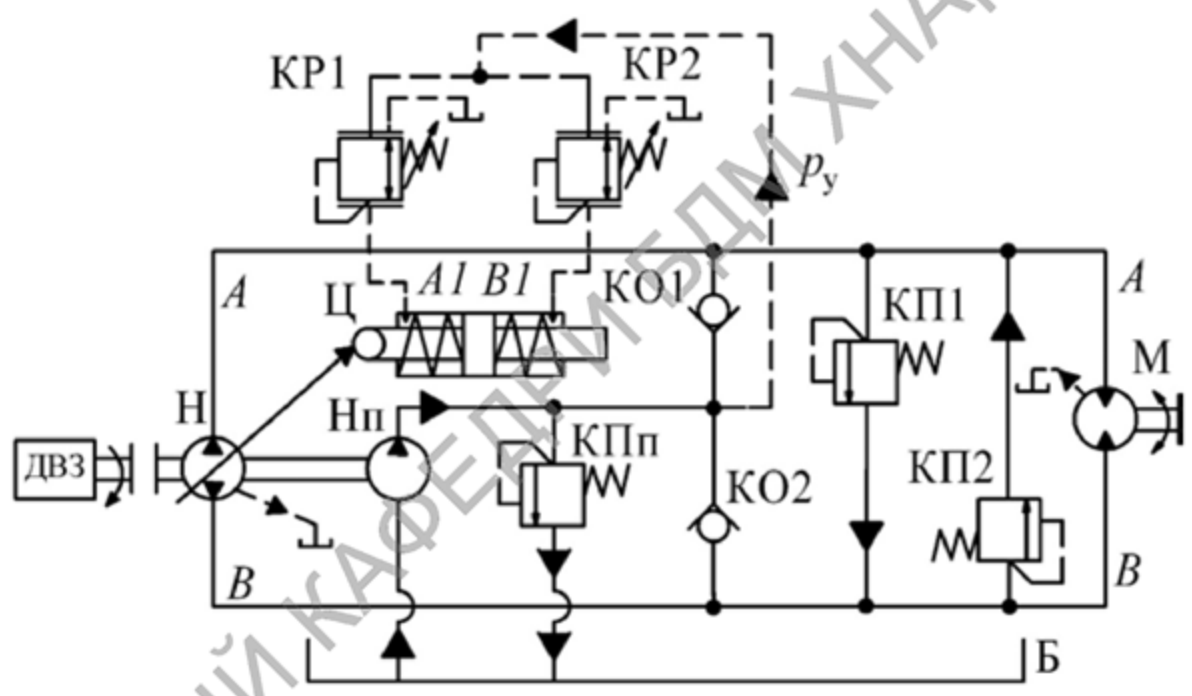


Рисунок 1 – Гідравлічна принципова схема ОГП з регульованим робочим об’ємом насоса за допомогою редукційних клапанів КР1 та КР2

ОГП має замкнений ланцюг циркуляції РР, тому для компенсації витоків з гідромашин встановлено насос підживлення Нп з переливним клапаном КПП, нагнітаючий РР в магістралі А-А або В-В крізь один зі зворотних клапанів КО1 або КО2 (підживлення або антикавітаційних). Захист основних магістралей забезпечується запобіжними клапанами КП1 і КП2. Керування гідроциліндром Ц регулятора зміни робочого об’єму насоса Н виконується по чергово за допомогою двох редукційних клапанів КР1 і КР2, до яких підводиться тиск керування  $p_y$  від насоса підживлення Нп (значення тиску налагоджується переливним клапаном КПП).

Незалежно від конструктивних відмінностей регуляторів їх характеристики носять лінійний характер:

$$Q_{н,i} = 10^{-3} V_{рн,i} \cdot n_{н} = 10^{-3} V_{рн} \frac{x-a}{b-a} \cdot n_{н}, \text{ л/хв},$$

де  $V_{рн}$  – максимальне значення робочого об'єму насоса,  $\text{см}^3$ ,

$V_{рн,i}$  – поточне значення робочого об'єму насоса,  $\text{см}^3$ ,

$a...b$  – зона керувальної мускульної або електричної дії на стежний золотник або тиску на гідроциліндр регулятора насоса,

$x$  – керувальна дія в діапазоні від  $a$  до  $b$  (діапазон від 0 до  $\pm a$  є зоною нечутливості),

$n_{н}$  – частота обертання насоса,  $\text{хв}^{-1}$ .

Таким чином, для регулятора з гідравлічним керуванням значеннями  $a...b$  є тиск  $p_y$ , створюваний у порожнинах силового гідроциліндра, для регулятора з електрогідравлічним керуванням значеннями  $a...b$  є електричні сигнали (струму  $I$  або напруги  $U$ ) для дії на пропорційний електромагніт редукційного клапана, для регулятора з мускульним керуванням значеннями  $a...b$  є відхилення тяги керування  $\varphi$ . Значення тиску керування, електричного сигналу або кута відхилення тяги наводяться постачальниками гідромашин, дозволяючи споживачу підібрати відповідну за характеристиками апаратуру керування або кінематику механізму мускульного керування.

## Література

1. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.



## АНАЛІЗ ЗАСОБІВ ВИРОБНИЦТВА І ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ

Полякова А.В., бакалавр  
Науковий керівник - к.т.н, доцент Пімонов І.Г.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розвиток напрямку економії енергії в підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машинах спільно з захистом навколишнього середовища в усьому світі дещо відстає від темпів прогресу в ряді інших галузей виробництва машин, наприклад в автобудуванні, локомотивобудуванні, суднобудуванні, авіації [1], доцільно розглянути спочатку окремі досягнення в споріднених галузях науки і техніки для того, щоб усвідомити, в якому напрямку доцільно найближчим часом рухатися з метою економії енергії в нашій галузі.

Людство використовує багато джерел енергії. До них відноситься: енергія вітру, припливу і відливу, плин морів і океанів, тепла енергія сонця, геотермальна енергія тепла Землі, гідроенергія води, що рухається, ядерна енергія і т.і. Природа обмежує вибір джерел енергії певним колом непоновлюваних і поновлюваних видів енергії. До непоновлюваних джерел енергії відносяться: хімічна енергія копалин і інших палив, термоядерна і ядерна енергія, а також внутрішня теплота Землі.

До основних поновлюваних джерел енергії відносяться: енергія сонячного випромінювання, що досягає поверхні Землі, енергія вітру, гідроенергія, енергія морських припливів тощо.

Енергія більшості джерел може бути отримана у формі теплоти (виняток становлять енергія вітру, гідроенергія й енергія припливів). Для практичного використання необхідні перетворювачі енергії, в яких первинна енергія перетвориться в зручну для використання форму: механічну, електричну та ін.

Основними способами звільнення енергії, закладеної в речовині, є:

- зміна електронних зв'язків атомів у процесі хімічних реакцій;
- зміна зв'язку між нуклонами важких ядер при ядерних реакціях розподілу з'єднання чи легких ядер при ядерних реакціях синтезу;

- анигіляція речовини, тобто повне перетворення даної кількості речовини в поле (наприклад, при анигіляції електрона і позитрона утвориться фотон).

Перші два способи найбільш вивчені і знаходять найбільш широке застосування в різних джерелах і первинних перетворювачах енергії. Найбільш зручними для використання формами енергії є теплова, механічна робота і, особливо, електрична енергія, що легко можна передавати на великі відстані з мінімальними втратами.

Порівняння перетворювачів звичайно здійснюється рядом показників, найбільш суттєвими з яких є: потужність  $N_e$ , кВт - т, ККД перетворення енергії, масогабаритні показники, кг; питома вартість грн/кВт-год; ресурс, г.

Типи первинних перетворювачів енергії: ДЕУ – дизельні енергетичні установки; ГТУ – газотурбінні установки; РІГ – радіоізотопні термоелектричні генератори; ЕХГ – електрохімічні генератори; ЯЕУ – ядерні енергетичні установки; ТЕГ – термоелектричні генератори; ТЕП – термоемісійні перетворювачі.

Найбільш досконалими з термодинамічної точки зору безсумнівно є електрохімічні генератори. У теплових двигунах різних типів ККД здійснення робочого циклу не може бути принципово вище за ККД циклу Карно, у той час як ККД електрохімічного генератора (ЕХГ) за постійних тиску і температури теоретично наближається до 100%, а на перших створених у СРСР і США воднево-кисневих установках він склав 70...80 %. ЕХГ — це пристрої, в яких енергія хімічної реакції безпосередньо перетворюється в електричну, минаючи проміжну стадію перетворення в теплоту.

На сучасному етапі інженери багатьох країн прагнуть створити ряд нових (чи ґрунтовно забутих старих) систем акумулювання енергії. До них можна віднести: використання маховиків; використання стиснутого повітря; використання систем об'ємного регульованого гідроприводу; використання запасеної в маховику енергії.

У роботі [1] розглянуті основні досягнення в області економії енергії в

екскаваторах. Так, наприклад, у гідроприводі екскаватора EO-5124, EO-4125 застосовані енергозберігаючі пристрої автоматичного керування двигуном, комбінованого регулювання робочого об'єму насосів, локальної рекуперації потенціальної енергії піднятого робочого устаткування, а також використані плаваючі положення механізму повороту платформи, що забезпечило в порівнянні з прототипом зниження на 30% питомої експлуатаційної витрати палива і скорочення на 10% тривалості циклу. Пристрій автоматичного керування двигуном, призначений для автоматичного зменшення подачі палива під час холостого ходу та зниження частоти обертання вала двигуна з максимальної (2300 об/хв) до мінімально припустимої стійкої (1000 об/хв) дозволив витрати палива під час холостого ходу знизилася у 3 рази, середня годинна і питома технічна витрата палива — на 8 %.

На основі розглянутого матеріалу здійснено порівняння показників різних засобів виробництва енергії наступним чином. ККД перетворення енергії, часу запуску; ресурсу та за питомою вартістю кВт-години. Відносно цього показника порівнювалися показники інших перетворювачів

$$\frac{X_i}{X_{\max}}, \quad (1)$$

де  $X_i$  – значення показників перетворювачів;

$X_{\max}$  – максимальне значення показників перетворювачів.

За досягнутою потужністю перевагу мають газотурбінні перетворювачі енергії (ГТУ) та дизель – електричні устаткування (ДЕУ). Найвищий ККД мають електрохімічні генератори (ЕХГ), але вони, в теперішній час, мають в десятки разів більшу вартість кВт - години отриманої енергії чим перетворювачі енергії ГТУ та ДЕУ. Окрім цього електрохімічні генератори (ЕХГ) мають ресурс роботи на порядок менший в порівнянні з ДЗУ. Зроблений аналіз свідчить, що в теперішній час відсутній перетворювач енергії, придатний для ефективного використання у всіх галузях виробництва. Тому загальним напрямком ефективного використання енергії є її

економія у всіх галузях виробництва.

Технічне обслуговування і ремонт будівельних машин не є винятком.

### **Висновки**

Розглянуті енергозберігаючі пристрої керування двигуном, комбінованого регулювання робочого об'єму насосів, локальної рекуперації потенціальної енергії піднятого робочого устаткування.

### **Література**

1. Григоров О.В. Пути экономии энергии в подъемно-транспортных, строительных и дорожных машинах. [Текст] / О.В. Григоров, Ф Краузе , П. Хорн, В.Банзе // Вестник НТУ «ХПИ» — Харьков: НТУ «ХПИ». — 2010. — С. 36—47.

## **СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ РАБОТЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ УКРАИНЫ**

Тарасов А.В., бакалавр, ХНАДУ

При опрокидывании строительных машин, не имеющих защитных приспособлений, кабины оператора сминаются, все стекла разбиваются. Поэтому такие ситуации приводят к тяжелым ранениям или гибели людей и связаны с большими материальными потерями.

Первые исследования с целью создания безопасных кабин, оборудованных защитным каркасом (ROPS) для сельскохозяйственных машин были проведены в Швеции в 50-х годах XX века (Spec J., 1979). Аналогичные исследования для строительных машин начались в 1963 г. в

США. В результате проведенных в 70-е годы исследований в США и странах западной Европы были получены все необходимые предпосылки для создания надежных ROPS. Необходимость интеграции в области экономических отношений привели в развитых западных странах к разработке соответствующих международных стандартов ISO. Начиная с 1980г. все развитые страны - экспортеры строительной техники начали производить машины, оборудованные средствами ROPS.

В настоящее время Украина, как субъект мирового рынка должна решать задачу обеспечения соответствия ее промышленной продукции международным стандартам безопасности. В настоящее время в Украине еще сохранились возможности производства конкурентоспособной строительной техники. Однако важным фактором успеха в продвижении украинской промышленной продукции на мировые рынки является обеспечение ее сертификации. При этом главная проблема состоит в создании гарантированной экологической и технической безопасности.

Кафедрой строительных и дорожных машин ХНАДУ на протяжении ряда лет проводились работы по совершенствованию систем обеспечения безопасности строительных машин на основе научной школы профессора Холодова А.М. Анализ несчастных случаев, происшедших вследствие опрокидывания при работе строительных машин в условиях Украины дает возможность установить следующие причины опрокидывания:

- подход машины слишком близко к крутому откосу и обрушение грунта под колесами;
- движение по уклону в поперечном направлении или по не очень крутому уклону при наезде движителем на препятствие;
- движение погрузчиков с высоко поднятым, перегруженным ковшом;
- внезапная перегрузка ковша падением в него, груза (например, при разборке старых зданий);
- транспортное движение с высокой скоростью по неровностям и наезд одной стороной движителя на препятствие;

- неисправность тормозов при продольном движении под уклон и наезд на препятствие;

- недостаточная устойчивость машин с шарнирно - сочлененной рамой при неисправности устройства, соединяющего отдельные части рамы.

Особо следует отметить ситуации, возникающие при работе погрузчиков с реверсивными бортовыми передачами у которых отношение размеров базы к колее составляет 0,7-0,8 и обладающих повышенной маневренностью.

Испытания малогабаритных погрузчиков на полигоне ХГАДТУ, показали, что вместе с высокой маневренностью и способностью одновременного выполнения трех независимых операций управления машиной и рабочим оборудованием они обладают недостаточной устойчивостью. Это делает работу водителя опасной и влечет за собой снижение производительности против проектной.

Особо опасные случаи возникают при резком реверсировании одного из гидромоторов тягового привода и развороте машины сходу при первоначальном прямолинейном движении погрузчика с грузом максимальной величины и поднятым на половину предельной высоты. Это приводит к опрокидыванию машины первоначально на угол коша с последующим опиранием на всю его режущую кромку. При этом стрела перекрывает дверной проем, что перекрывает выход оператору. (рис.2).

Анализ выполнения рабочего процесса погрузчиком типа ПМТС –1200 показал, что в отличие от машин классической компоновки оценка их устойчивости, обусловленная отдельным рассмотрением продольного и поперечного кренов-неполная. Для короткобазовых машин с бортовой системой поворота существуют более опасные случаи потери устойчивости. Один из них сопряжен с разворотом машины сходу при наиболее неблагоприятном расположении ковша по высоте и вылету (рис.1). Возникают эти случаи при резким реверсировании одного из гидромоторов тягового привода при первоначальном прямолинейном движении погрузчика с высокой

скоростью. Машина под действием инерционной силы движется по прямой и лишь спустя некоторое время, когда наклонный диск гидронасоса начнет стремиться к своему нейтральному положению происходит замедление движения реверсируемого борта. Машина производит поворот с переменным радиусом до тех пор, пока наклон диска не достигнет нейтрального положения. После этого начинается обратное движение колес реверсируемого борта с выходом погрузчика на минимальный радиус поворота.

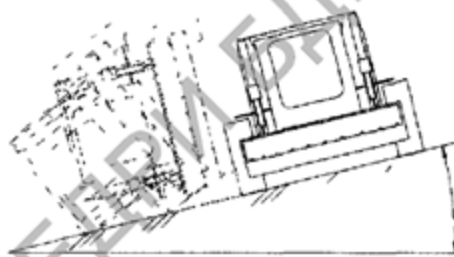


Рисунок 1 - Типовые фазы процесса опрокидывания

Разработанные ранее и применяемые в настоящее время ROPS в целом достаточно надежны и эффективны. Вместе с тем неуклонный рост мировых цен на энергоресурсы и сталь приводят к необходимости дальнейшего их совершенствования. Это связано со следующими обстоятельствами:

- современные международные стандарты для ROPS предполагают завышенный запас прочности;
- повышенный вес пассивных металлоконструкций машин ведет как к дополнительному расходу металла, так и топлива, в связи с тем, что в транспортных режимах лишний вес ведет к повышению сопротивления движению.

Вместе с тем имеются дополнительные возможности совершенствования ROPS на основе исследования динамики процессов нагружения пространственных конструкций, изменения их геометрии, применения амортизаторов и т.п. Типичный процесс опрокидывания машины имеет характер, представленный на рис.2.

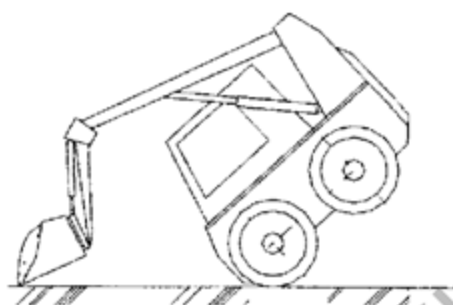


Рисунок 2 - Ситуация начальной фазы опрокидывания погрузчика

В начальной фазе происходит удар бортом, который принимают на себя элементы движителя (гусеницы или колеса). Затем происходит боковой удар, приходящийся на кабину (рис.1.) Существенным является то, что происходит, как правило, не менее двух оборотов, из которых второй приводит к максимальным нагрузкам на ROPS. Это свидетельствует о высокой динамичности процесса.

Рассмотренные закономерности процессов опрокидывания, полученные с помощью компьютерного моделирования, показали, что дополнительное совершенствование конструкций ROPS возможно за счет;

- изменения геометрии конструкции с целью повышения эффекта вращения машины;
- снижения изгибающих напряжений при уменьшении плеча действия основной боковой нагрузки;
- снижения жесткости конструкции по отношению к боковым нагрузкам, в том числе путем применения упругих и демпфирующих элементов;
- повышения жесткости конструкции при вертикальных внешних нагрузках

### Литература

1.Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для



земляных, дорожных та лесотехнических работ» / Л.В. Разаренов. – Харьков, 2011. – 22 с.

2.Spec J.Uberrollschutzaufbauten und Schutzdacher fur Erdbauvfshinen.- "Die Berufsgenossenschaft" N12, с.721-726.

3.Chisholm C.J. The Effect of Parameter Variation on Tractor Overturning and Impact Behavior. - Jn: Journal of Agriculture Engineering Research, 1979. N24, pp. 417-440.

4.Кувагаки Э. Поведение ROPS при опрокидывании бульдозера. «Кэнсецу но кикайка», 1995 Т.ІІ, N10с.70-75.

## МОДЕЛЮВАННЯ ПЛОЩІ ПОВЕРХНІ КОНТАКТУ КОЛЕСА

Коваленко М.С., студент

Науковий керівник – доцент, к.т.н Холодов А.П.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Існують різні способи підвищення ефективності роботи землерийно-транспортної машини такої як автогрейдер, серед яких добір ходового обладнання, а зокрема добір коліс та шин відповідно до умов робочого процесу, типу ґрунту і т. д.

Головним параметром будь-якої ЗТМ є сила тяги, чим вищі тягові характеристики машини – тим більша є її продуктивність.

З формули (3.1) виходить, що тягове зусилля автогрейдера повинно бути більше сумарного опору його руху і забезпечуватися крім того, силою зчеплення рушія з поверхнею ґрунтового масиву:

$$T \leq T_{зч} = (G_{гр.зч} \pm R'_{Nкоп}) \times \varphi, \quad (1)$$

де  $G_{гр.зч}$  – зчіпна сила тяжіння автогрейдера, тобто сила тяжіння, що приходить на ведучі колеса;

$R'_{N\text{коп}}$  – частина вертикальної складової зусиллю копання, що приходить на приводні колеса машини;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з поверхнею.

$$G_{\text{гр.зч}} = \zeta_0 G \quad (2)$$

$\zeta_0$  – коефіцієнт зчпної ваги автогрейдера, враховуючий використання ваги автогрейдера в якості зчпної при різноманітних колісних формулах.

$\zeta_0 = 0,70 \div 0,75$  – для колісної формули  $1 \times 2 \times 3$  і  $1 \times 1 \times 2$

$\zeta_0 = 1,0$  – для колісної формули  $2 \times 2 \times 2$  і  $3 \times 3 \times 3$ .

Тобто можна зробити наступний висновок: тягове зусилля автогрейдера в значній мірі залежить від коефіцієнту зчеплення, який в свою чергу залежить від багатьох параметрів, таких як: плаща поверхні плями контакту між шиною і опорної поверхнею; розмір колеса; тиск в шинах; тип опорної поверхні (асфальт, різні категорії ґрунту, відносна вологість дорожнього покриття і т. д.); розмір і тип протектора; хімічний склад гуми в шині; вага, що приходить на колеса машини; температура робочого середовища яка в свою чергу безпосередньо має вплив на власну температуру шин.

Головною метою цієї роботи було створення комп'ютерної моделі площі поверхні контакту і порівняння отриманих результатів з результатами отриманих в ході експерименту за допомогою фізичної моделі.

Для цього була запроектована комп'ютерна модель після чого було збудовано безпосередньо сам експериментальний стенд (рис. 1)

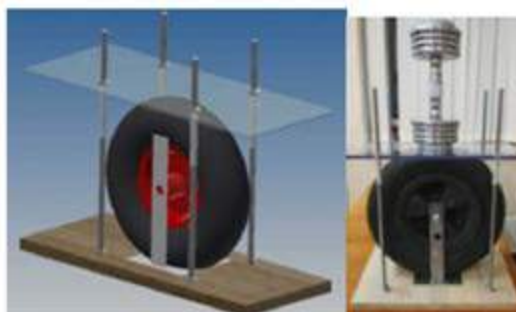


Рисунок 3.1 – Експериментальний фізичний стенд для визначення зони контакту

Граничні умови які було накладено в фізичній і комп'ютерній моделі для отримання площі поверхні контакту: зафіксоване нерухомо колесо в осі (рис. 1); Тиск у шині який становить 0,025 МПа (рис. 2); сила діюча в напрямку осі Z = 100 Н (рис. 3)

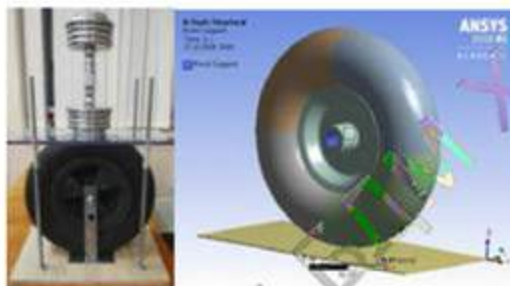


Рисунок – 2 Нерухомо зафіксоване колесо

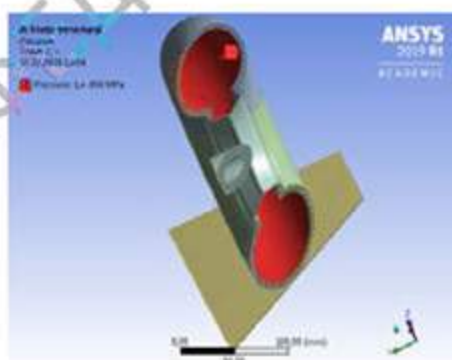


Рисунок 3 – Заданий тиск у шині

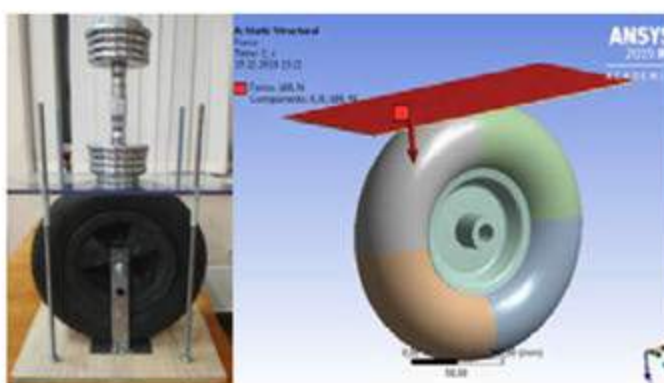


Рисунок 4– Сила діюча в напрямку осі Z

В ході створення комп'ютерної було обрано відповідні типи матеріалів до кожного з елементів досліджуваної моделі, збудовано сітку (рис. 6), яка складається з 27046 вузлів і 6442 елементів.

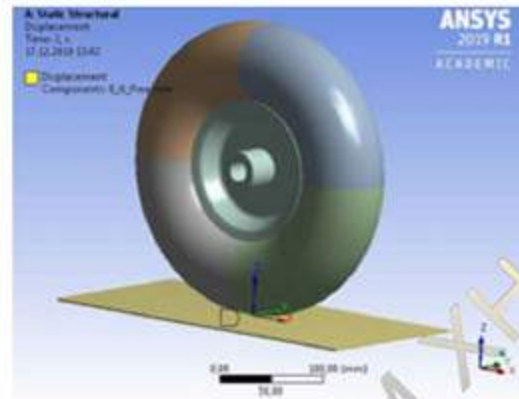


Рисунок 5 - Задане вільне зміщення в осі Z

Для шини було обрано модель матеріалу – Mooney-Rivlin, який підходить моделювання великої деформації нелінійної поведінки матеріалів, таких як гуми різного типу. Диск колеса було створено з матеріалу – Structural steel (сталі модуль Юнга якої становить 200 МПа, а коефіцієнт Пуассона дорівнює 0,3).

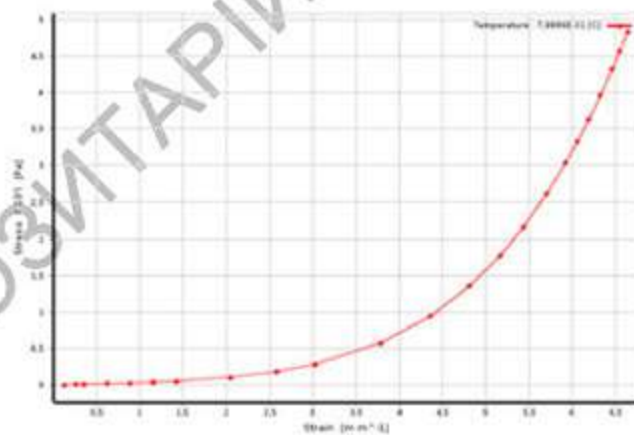


Рисунок 6 - Залежність напруження (strain) матеріалу,  $\text{мм}^{-1}$  від тиску (stress), Па

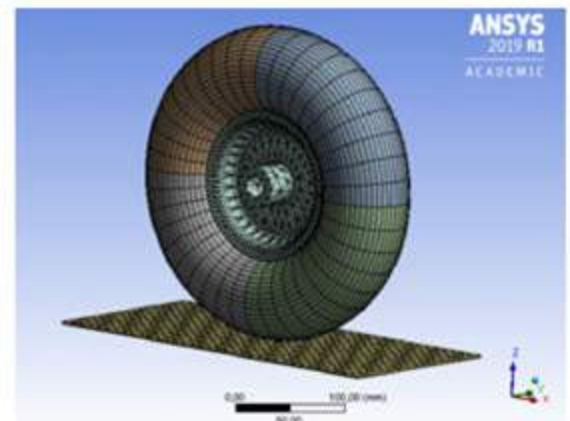


Рисунок – 7 Сітка досліджуваної моделі

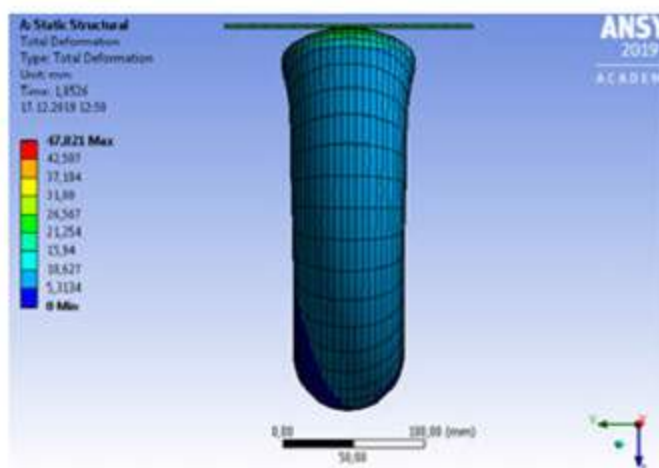


Рисунок 8 - Загальна деформація шини під дією навантаження

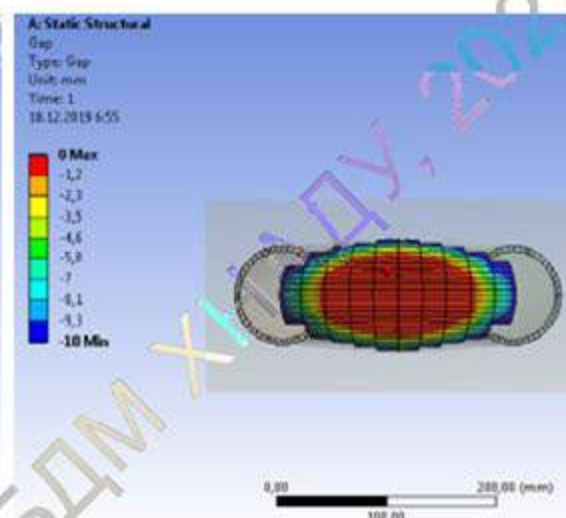








Рисунок 9 – Площа поверхні контакту шини під дією навантаження

Оскільки всі отримані в ході експерименту на натурному стенді відбитки площі контакту досліджуваної гумової шини мають еліптичну форму скориставшись формулою (3) для знаходження площі еліпса були облічені площі всіх десяти відбитків плями контакту. Результати розрахунків наведені у таблиці 3.1. Результати комп'ютерного моделювання представлено у таблиці 1.

$$S = \pi ab, \text{мм}^2 \quad (3)$$

Таблиця 1 – Показники площі контакту в залежності від прикладеної сили

Сила F, Н	Площа поверхні контакту S, мм <sup>2</sup>	Відбиток поверхні контакту
100	17592,92	
90	16436,81	
80	14740,35	

70	14137,17	
60	11309,73	
50	9647,83	
40	9456,19	
30	7841,41	
20	6107,25	
Сума: 107269,68		

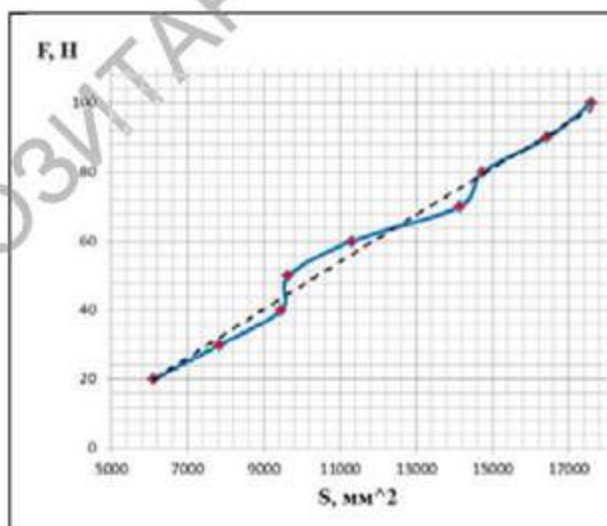


Рисунок 10 – Отримана в ході експерименту на фізичній моделі залежність площі поверхні контакту  $S$ , в залежності від прикладеної сили  $F$

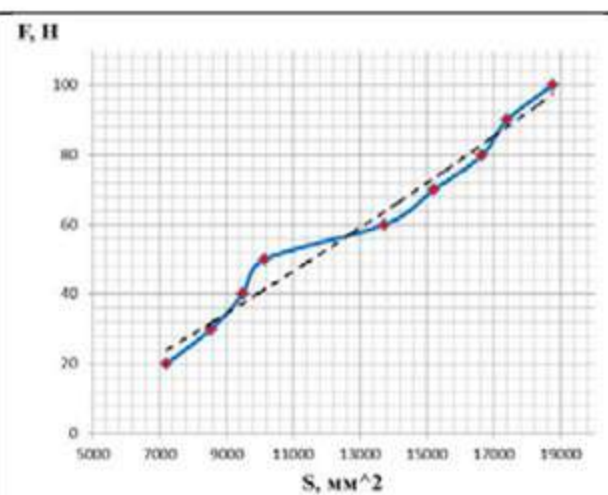


Рисунок 11 – Отримана на основі результатів комп'ютерного моделювання залежність площі поверхні контакту  $S$ , в залежності від прикладеної сили  $F$

Таблиця 2 – Показники площі контакту в залежності від прикладеної сили отримані в результаті комп'ютерного моделювання

Сила F, Н	Площа поверхні контакту S, мм <sup>2</sup>
100	18753,79
90	17386,72
80	16648,35
70	15207,97
60	13723,84
50	10135,31
40	9475,24
30	8541,98
20	7189,82
	Сума: 117063,02

### Література

1. Антонов, В: Н. Улучшение эксплуатационных качеств шин ведущих колес сельскохозяйственных тракторов, путем задания рациональных параметров рисунка протектора: дис. канд. техн. наук : защищена 22.03.91 : утв. 03.09.91 / Антонов Владимир Николаевич. - Днепропетровск, 1991. - 171 с.

2. Острцов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В. Шины и колеса для автомобилей и тракторов: Учебное пособие по дисциплине "Конструкция автомобиля и трактора" для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) "Автомобиле - и тракторостроение". - М.: МГТУ "МАМИ", 2011. - 85 с.

## РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПРОСТОРОВОЇ СТРИЖНЕВОЇ СИСТЕМИ

Штода В.С., магістр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Підвищення якості створюваного механічного устаткування і конструкцій необхідно зв'язувати, перш за все, із зменшенням їх ваги і вартості, підвищенням надійності і поліпшенням ряду інших характеристик. В

даний час актуальна проблема поєднання в процесі проектування двох взаємовиключних тенденцій: економії матеріалу, з одного боку, і забезпечення необхідних міцностних характеристик конструкцій, з іншого боку.

Все це можна забезпечити за рахунок використання комп'ютерних технологій. Сьогодні не можна створити якісне, надійне і конкурентоздатне устаткування без всестороннього інженерного аналізу проєктованих об'єктів за допомогою сучасних програмних засобів і ухвалення на його основі грамотних конструктивних рішень. Під інженерним аналізом розуміється, перш за все, дослідження напружено-деформованого стану моделей проєктованих конструкцій, отримання їх динамічних характеристик і характеристик стійкості при постійних і змінних режимах зовнішнього вантаження.

Проектування просторових рам (стрижневих систем) з використання сучасних комп'ютерних технологій дозволяє скоротити час, підвищити точність, створити комп'ютерну модель для проведення аналізу механічних навантажень. Проектування рам можливо у різних CAD системах. Цю задачу зручніше вирішити за допомогою САПР Autodesk Inventor [3], яка дозволяє створити параметричну тривимірну модель просторової рами в розділі «Проектування рам». Параметризація дозволяє провести аналіз створеної моделі для різноманітних профілів елементів конструкції.

Ціллю даної роботи є розгляд технології створення тривимірної параметричної каркасно-векторної моделі секція основної балки (рис. 2), що має вигляд просторової трикутної ферми та аналіз створеної моделі рами. Така конструкція є частиною більшої конструкції приставного фасадного підйомника (рис. 1) [1,2].

На першому етапі створюємо тривимірну каркасно-векторну модель секція основної балки. На другому етапі проводимо профілювання основи та поперечних елементів рами та профілювання елементів жорсткості. На третьому етапі проводимо аналіз механічних впливів на раму.



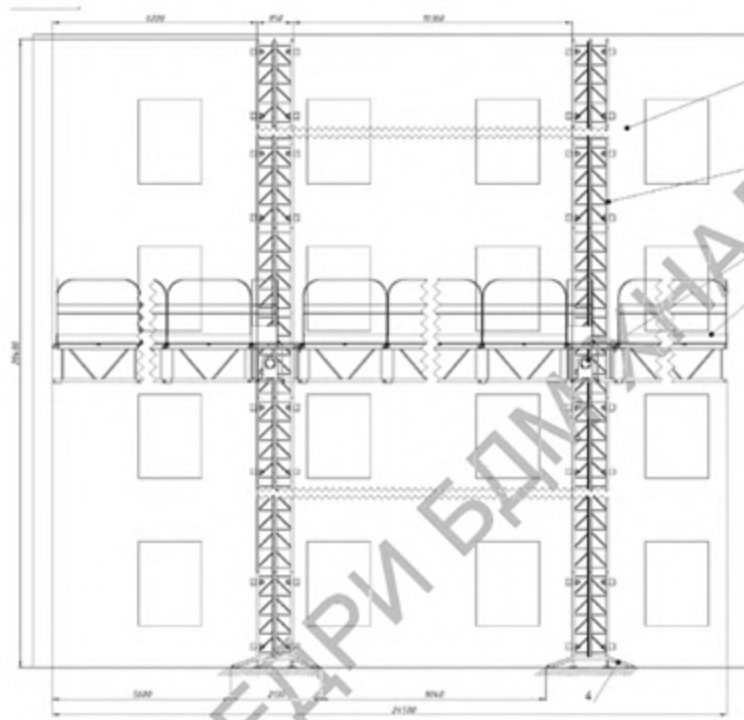


Рисунок 1 – Конструкція приставного фасадного підйомника

Для аналізу вибрані розміри поясів і розкосів відповідно до схеми, представленій на рисунку 3. Перетином конструкції є:

- труба 80×80×4 ГОСТ 30245-2003
- труба 60×30×4 ГОСТ 30245-2003
- труба 30×4 ГОСТ 8734-75

Побудова стрижнивої конструкції проводилася в програмному комплексі Autodesk Inventor. Програма дозволяє проводити статичний розрахунок і розрахунок на стійкість, а також будувати тривимірні карти переміщень і напруги, що дозволить виявити сильні і слабкі сторони кожної конструкції.

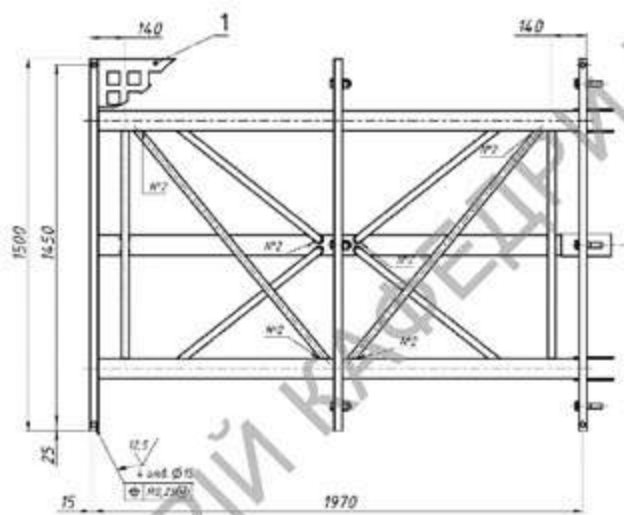
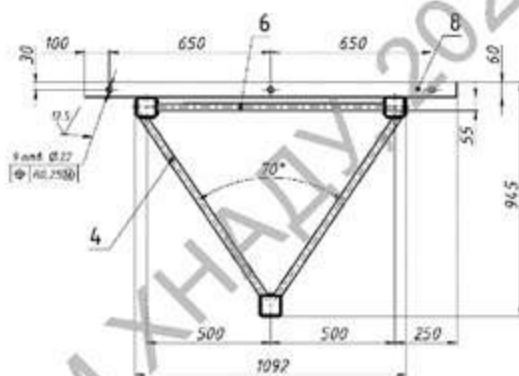
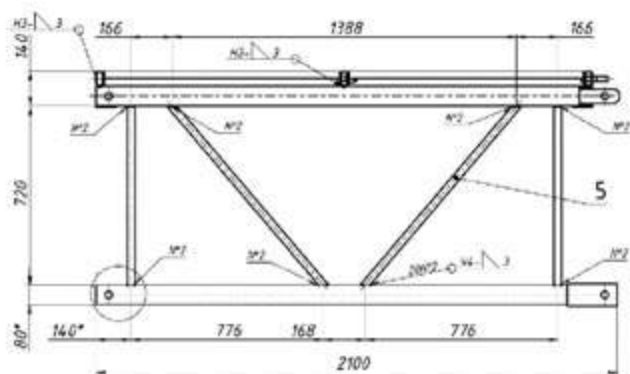


Рисунок 2 – Конструкція секція основної балки

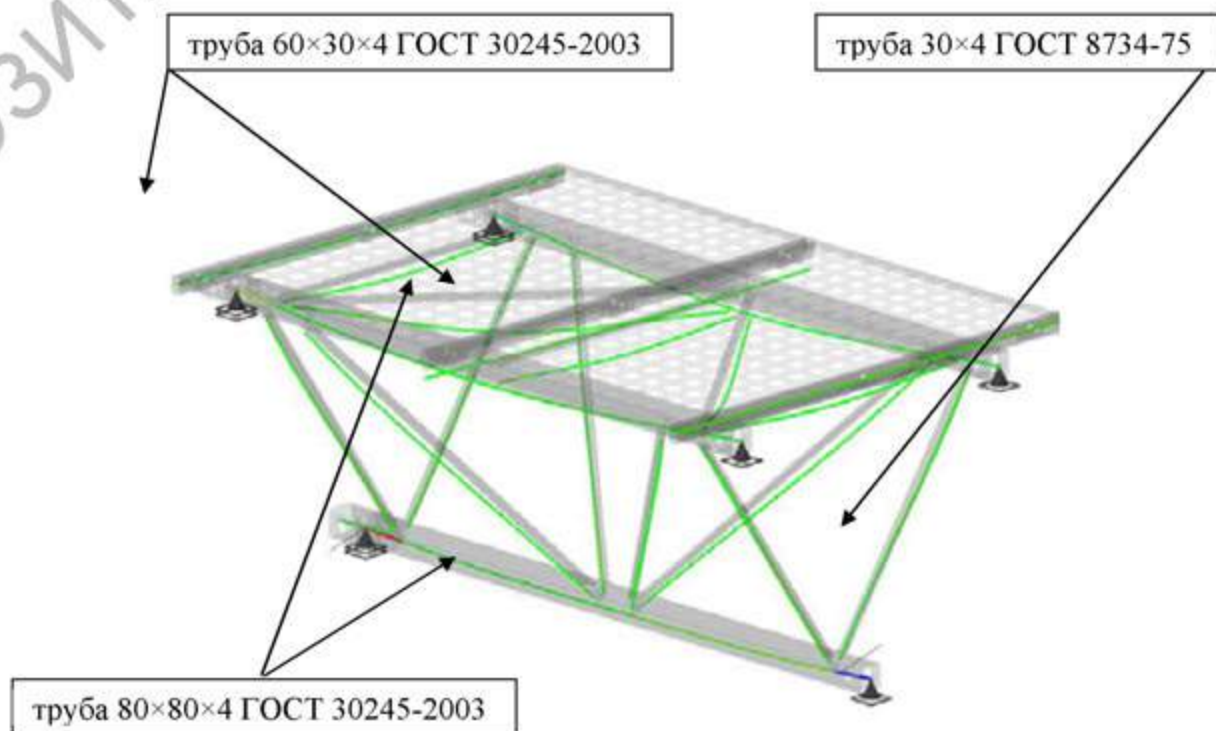


Рисунок 3 – Схема поясів і розкосів ферми

В якості навантаження на ферму було прийнято величину максимальної вантажопідйомності (2000 кг), що рівномірно розподілена по верхнім стрижням. В якості опор були прийняті шарнірне спирання та подвійний шарнір (рисунок 4).

Фізичні характеристики матеріалу металокопструкції наведені у таблиці 1.

Таблиця 3.1 – Властивості матеріалу

Ім'я	Сталь, вуглецева	
Загальні	Масова щільність	7,860 г/см <sup>3</sup>
	Межа текучості	207,000 МПа
	Остаточна межа міцності розтягування	345,000 МПа
Напруга	Модуль Юнга	220,000 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,275

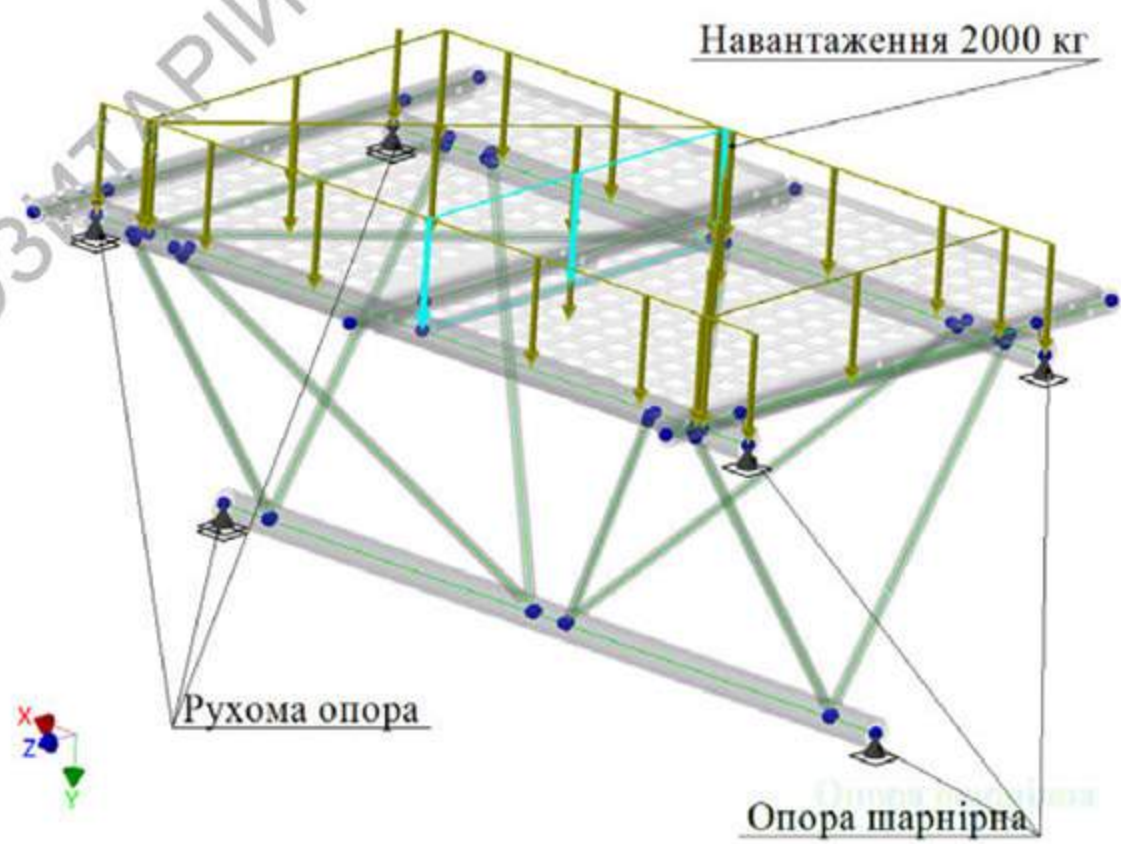


Рисунок 4 – Параметри вантаження

Для аналізу конструкції в програмі передбачена безліч видів розрахунків. Для даного завдання буде потрібно статичний.

Оцінка конструкції ведеться по декількох картах результатів, які видає програма, і по максимальних значеннях елементарних переміщень і поворотів балок. Така оцінка дозволить не тільки зробити вивід про надійність системи, але і визначити місця критичної напруги в балках, а значить сказати, де каркас «зламається».

Додатково можна дізнатися реакцію в кожній з опор і сказати, яка з них, при такому характері навантаження, не витримає першої. Також будуть важливі дані про витрати матеріалу на ферму, по ним можна судити про вигідність конструкції.

Далі приведені всі дані для аналізу конструкції з доданням робочого навантаження (карти результатів представлені в ізометричному вигляді для наглядності).

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків

		Мінімальна	Максимальна
Переміщення		0,000 мм	4,352 мм
Сили	F <sub>x</sub>	-10581,226 Н	9457,453 Н
	F <sub>y</sub>	-4571,498 Н	4489,144 Н
	F <sub>z</sub>	-5673,601 Н	7919,956 Н
Моменти	M <sub>x</sub>	-1924526,886 Н мм	262176,333 Н мм
	M <sub>y</sub>	-1273172,961 Н мм	232455,110 Н мм
	M <sub>z</sub>	-507926,071 Н мм	410256,502 Н мм
Нормальна напруга	S <sub>max</sub>	-22,171 МПа	142,751 МПа
	S <sub>min</sub>	-140,040 МПа	14,505 МПа
Напруга зрушення	T <sub>x</sub>	-17,604 МПа	19,696 МПа
	T <sub>y</sub>	-8,356 МПа	8,509 МПа
Напруга при крученні	T	-9,840 МПа	12,182 МПа

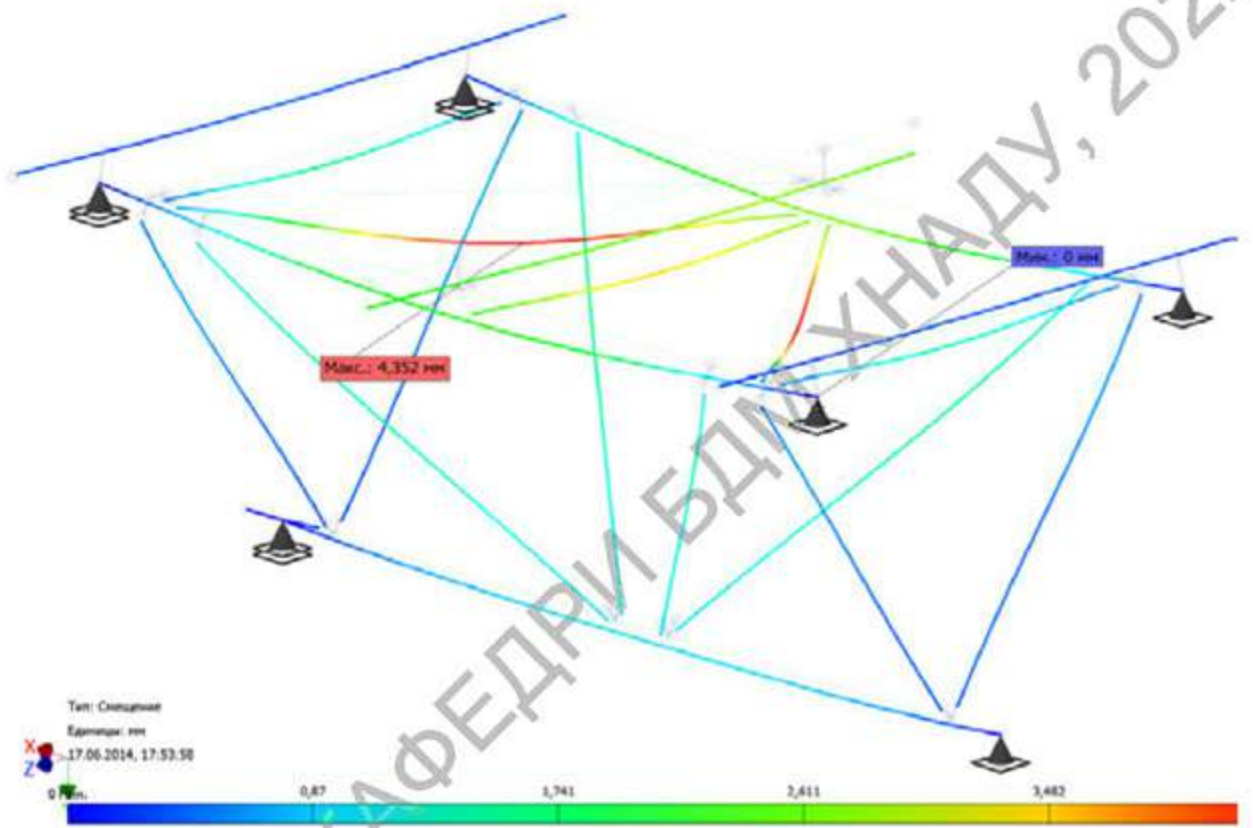


Рисунок 5 – Розподілення переміщення

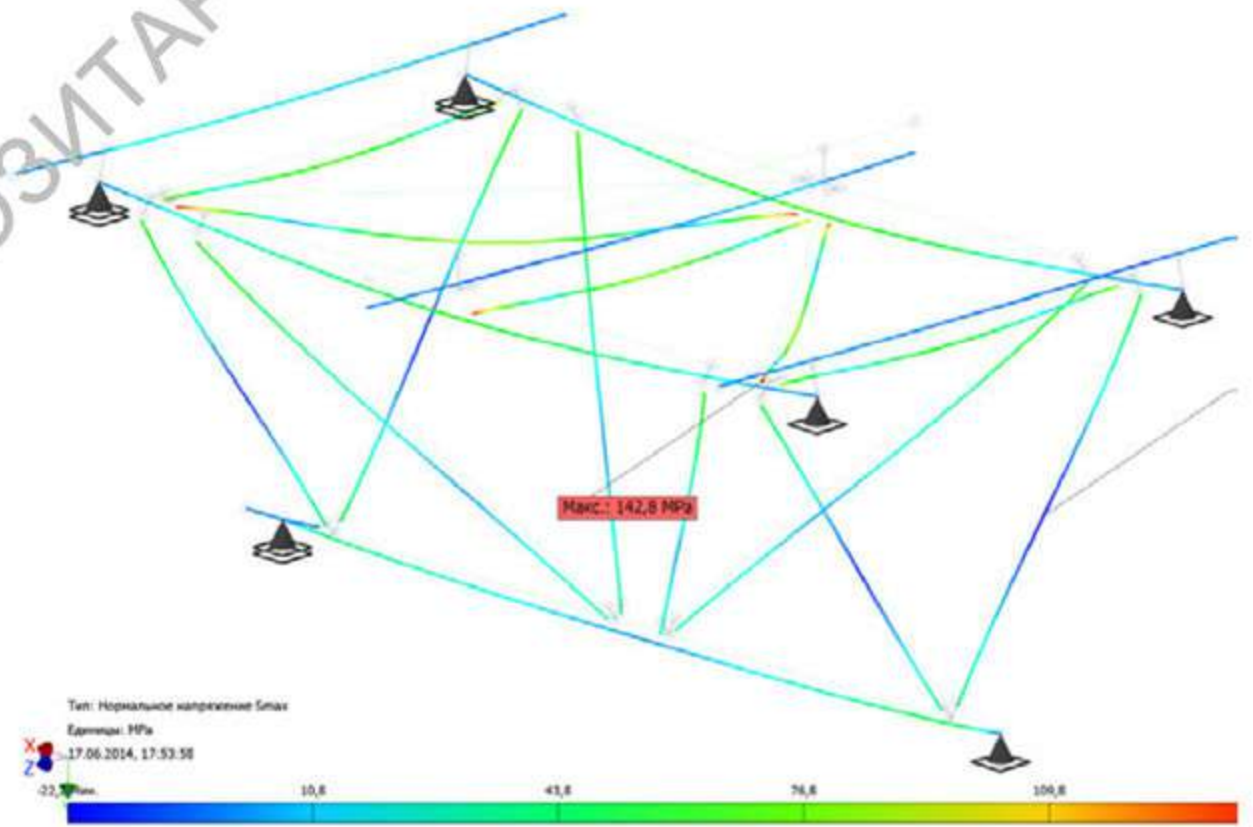


Рисунок 6 – Напряга в стрижнях

Аналіз наведених результатів симуляції показує, що максимальні напруження у стрижнях просторової рами не перевищують допустимі напруження (межа текучості), мінімальний коефіцієнт запасу міцності дорівнює 1,45. Найбільший прогин 4,352 мм не перевищує допустимий відповідно до ДСТУ Б В.1.2-3 2006 "Прогибы и перемещения".

### **Висновки**

У роботі розглянуто загальний підхід до створення та аналізу моделі секція основної балки. Запропонована технологія створення тривимірної параметричної каркасно-векторної моделі у САПР Autodesk Inventor. З використанням створеної комп'ютерної моделі проведено аналіз моделі просторової рами за допомогою методу скінченних елементів. Запропонована методика дозволяє створити основу для розробки комп'ютерної програми вибору найбільш оптимального варіанту конструкції просторової рами основної балки, що є завданням подальших досліджень.

### **Література**

1. Крани будівельні. Технічні характеристики: Довідник/М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, В.В. Мелашич, С.В. Ракша.- Дніпропетровськ: Пороги, 2006.-186 с.
2. Абрамович И.И. и др. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник. - М.: Машиностроение, 1989
3. Inventor 2018 Справка / [http:// help.autodesk.com /view /INVNTOR /2018/RUS](http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2018/RUS)

## МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

### АНАЛІЗ РОЗПОДІЛУ ЧАСУ РОБОЧОГО ЦИКЛУ СЕРЕД ВИКОНАВЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА

Пирогов М.В., студент  
 Науковий керівник - доцент, к.т.н., Косолапов В.Б.  
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Екскаватори застосовують, як на основних, так і на допоміжних дорожніх роботах, при виконанні зосереджених земляних робіт, відсіпанні насипів з резервів, при розробці виїмок, в кар'єрах будівельних матеріалів і при вантаженні сипких матеріалів. У свою чергу екскаватор - це найпроблемніша машина з погляду надійності та довговічності, оскільки він дуже чутливий до всіляких змін навантаження.

Для живлення гідروприводів екскаваторів найбільше застосування отримали аксіально-поршневі насоси високого тиску.

Використання аксіально-поршневих насосів визначає рівень робочого тиску гідросистем сучасних екскаваторів в межах 28-32 МПа. Теоретичну продуктивність одноківшевого екскаватора при коефіцієнті екскавації  $k_e = k_u / k_p = 1$  визначають за формулою [1]

$$P_0 = q / t_{\text{ц}} \quad (1)$$

Тривалість робочого циклу,

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{к}} + t_{\text{нод}} + t_{\text{нос.з}} + t_{\text{с}} + t_{\text{нос.п}} + t_{\text{он}} \quad (2)$$

у правій частині якої елементи тривалості копання, підйому робочого обладнання, повороту платформи до місця вивантаження ґрунту, властиво вивантаження, повороту платформи у зворотному напрямку і опускання

робочого обладнання на позицію наступного робочого циклу.

В якості розрахункових приймають режими екскавацій, при яких тривалість робочого циклу або його окремих операцій буде найменшою при осереднених вихідних даних. У розрахунку загальної тривалості робочого циклу враховують суміщення робочих операцій скрізь, де це призводить до зниження цього параметра. Відповідно до цих принципів розглядаються різні підходи до визначення тривалості окремих операцій робочого циклу гідравлічних і канатних екскаваторів, у зв'язку з чим їх варто розглядати окремо.

Як відомо, тривалість будь-якої операції зворотно пропорційна середній швидкості її основного робочого руху. У гідравлічних екскаваторах з регульованими насосами робочі швидкості через зовнішню характеристику насосів автоматично пов'язані із зовнішніми навантаженнями і за умови повного використання регуляторної потужності одержують оптимальні значення для забезпечення мінімальної тривалості робочих рухів. У цьому випадку для визначення тривалості операції придатна формула [3]

$$t = \frac{A}{N_d \eta k_{exc} k_e}, \quad (3)$$

де  $A$  - робота, затрачувана на виконання операції;

$\eta$  сумарний ККД привода на всій ділянці енергопотуку від двигуна до робочого органа, що здійснює операцію;

$k_e$  - коефіцієнт використання потужності насосної установки.

При суміщенні операцій їх спільна тривалість визначиться сумою

$$t = \frac{\sum \frac{A_i}{\eta_i}}{N_d k_{exc} k_e}. \quad (4)$$

При наявності двох режимів копання - поворотом ковша або рукояті -



приймається менша з відповідних цим режимам робіт.

Підйом робочого обладнання виконують без суміщень з іншими. У подальшому його суміщають із поворотом платформи на вивантаження. Енергія витрачається тільки на розгін поворотної частини. Сумарну тривалість цих двох операцій визначають за формулою (4) де  $\sum \frac{A_i}{\eta_i}$  визначають за виразом [5]

$$\sum \frac{A_i}{\eta_i} = \frac{A_c}{\eta_c} + \frac{N_{n.\max} t_p}{\eta_n} \quad (5)$$

де  $A_c$  - робота, яка витрачається на підйом робочого обладнання;

$N_{n.\max}$  - максимальна потужність наприкінці розгону платформи при обертанні;

$t_p$  - тривалість розгону;

$\eta_c, \eta_n$  - ККД привода стріли і поворотної платформи.

Роботу, яка витрачається на поворот ківша, визначають за попередньою методикою. Коефіцієнт використання потужності насосної установки в цьому випадку знижують до  $k_g = 0,17 \dots 0,2$ . Для інших видів робочого обладнання вивантаження суміщають із поворотними рухами, тому в загальному балансі витрат часу її не враховують.

Зворотний поворотний рух виконують одночасно з без насосним опусканням робочого обладнання. Разом з установкою ківша на вихідну позицію наступного робочого циклу на ці операції витрачається приблизно 35 % загальної тривалості робочого циклу

## Литература

1. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин / Зорин В.А. -М.: Транспорт, 1986. 248 с.

2. Якушев А.Е. Исследование энергетических параметров одноковшовых гидравлических экскаваторов: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец.: 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Якушев А.Е. – М, 2004. – 25 с

3. Слесарев Б.В. Обоснование параметров и разработка средств повышения эффективности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец.: кандидат технических наук. – Москва. Код специальности ВАК: 05.05.06 Специальность: «Горные машины» / Б.В.Слесарев. М, 2005. – 27 с.

## ПРОДУКТИВНІСТЬ СКРЕПЕРІВ І СПОСОБИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

Євтухов Р.В., студент  
 Науковий керівник - к.т.н., доцент Орел О.В.  
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Продуктивність скрепера, так само як і бульдозера, визначається обсягом робіт, вираженим в кубічних метрах ґрунту, виконаним за одиницю часу.

Годинну технічну продуктивність  $P_t$  (м<sup>3</sup>/ч) скрепера визначають за формулою [1]

$$P_t = 3600 qK/(T_{\Sigma}K_p), \quad (1)$$

де 3600 – число секунд в годині;

$q$  – місткість ковша, м<sup>3</sup>;

$K_n$  – коефіцієнт наповнення ковша;

$K_p$  – коефіцієнт розпушення ґрунту.

Тривалість циклу  $T_{\text{ц}}$  (с) залежить від дальності переміщення ґрунту і швидкості руху скрепера і визначається за формулою

$$T_{\text{ц}} = L_1/V_1 + L_2/V_2 + L_3/V_3 + L_4/V_4$$

де  $L_1-4$  – дальність переміщення, м;

$V_1-4$  – швидкість руху скрепера за елементами циклу (1 - набір ґрунту, 2 - транспортування, 3 - розвантаження, 4 - порожній рейс), м/с.

Коефіцієнт наповнення залежить від властивостей ґрунту, що розробляється і навички машиніста. Так, при наповненні ковша сухим піском коефіцієнт дорівнює 0,5 ... 0,6, глиною - 0,9 ... 1, а чорноземом - 1 ... 1,2. Це означає, що при розробці, наприклад, піску ківш наповниться наполовину.

Коефіцієнт розпушення ґрунту вводять в формулу продуктивності тому, що вона повинна відображати фактичну кількість розробленого ґрунту (обсяг ґрунту в «щільному тілі»). Цей коефіцієнт залежить від типу ґрунту, що розробляється. Середні значення коефіцієнта розпушення для піщаних ґрунтів становлять 1,1 ... 1,15; для рослинного шару - 1,2 ... 1,26, для глини і важкого суглинку - 1,24 ... 1,3. Це означає, що обсяг, наприклад, глини в ковші збільшився в 1,24 ... 1,3 рази в порівнянні з об'ємом, займаним тією ж кількістю ґрунту в «щільному тілі».

### Висновки

Аналізуючи наведені вище формули, можна побачити шляхи підвищення продуктивності, до основних з яких відносяться наступні:

- підвищення коефіцієнта використання машини за часом за рахунок зменшення простоїв, забезпечення високої готовності машини, наукової організації праці;

- підвищення швидкості руху скрепера, особливо в транспортному режимі;
- зменшення протяжності елементів циклу за рахунок використання найбільш ефективних схем руху;
- поліпшення заповнення ковша за рахунок раціональних способів копання ґрунту.

### Література

1. Холодов А.М. Землеройно-транспортные машины / А.М. Холодов, В.В. Ничке, Л.В. Назаров // Справочник – Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк.ун-те, 1982. – 192 с.

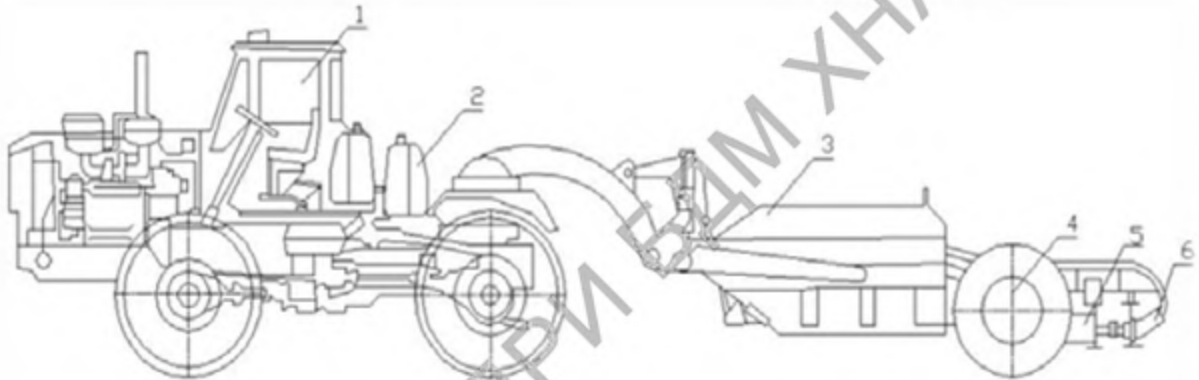
### ДОСЛІДЖЕННЯ НАПІВПРИЧІПНОГО СКРЕПЕРА З ГІДРООБ'ЄМНИМ ПРИВОДОМ ЗАДНЬОГО МОСТА

Мельник Б.О., бакалавр  
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 гідروоб'ємного приводу заднього моста скрепера.



1-тягач; 2- гідробак; 3- ківш; 4- задній міст; 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 ґрунту: активні сили - вага тягача  $G_m$ , вага скрепера  $G_{скр}$  і вага ґрунту в ковші  $G_{гр}$ , сила тяги передніх  $T_{п}$ , задніх  $T_3$  коліс тягача і задніх коліс скрепера  $T_c$ , реактивні сили - нормальні реакції ґрунту на передні  $R_{п}$ , і задні  $R_3$  колеса тягача і на колес скрепера  $R_c$ , сила опору коченню передніх  $R_{пк}$ , задніх  $R_{3к}$  коліс тягача і коліс скрепера  $R_{ck}$ , а так само горизонтальна  $P_1$ , і вертикальна  $P_2$  складові на ножі скрепера. На шарнірно-важільний зчіпний пристрій скрепера діють горизонтальні  $R_{ох}$  і вертикальні  $R_{оу}$  реакції.

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

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

місткість дорівнює -  $6 \text{ м}^3$ , 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 %.

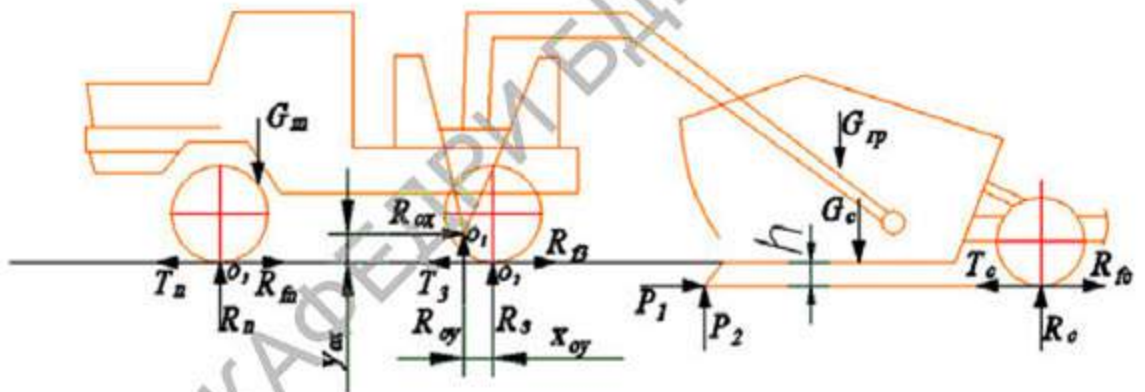
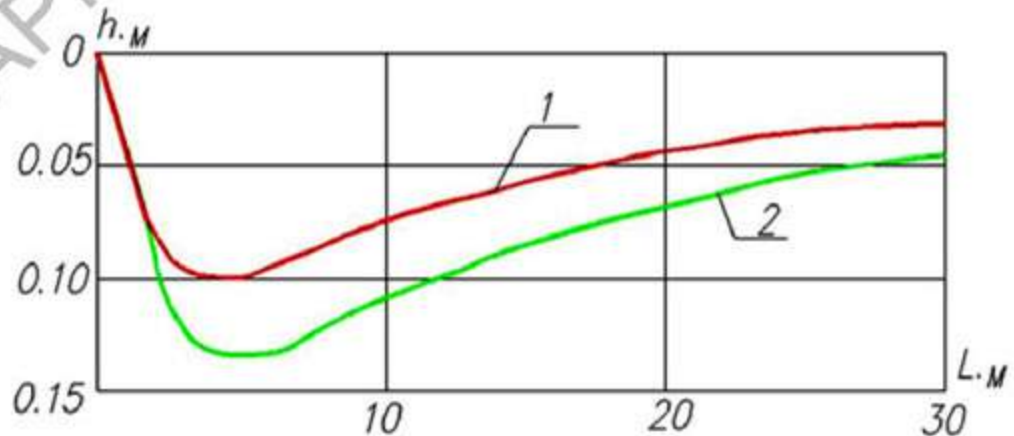


Рисунок 2 – Схема сил діючих на скрепер в процесі копання



1 – традиційний скрепер; 2 – скрепер з приводом задньої осі

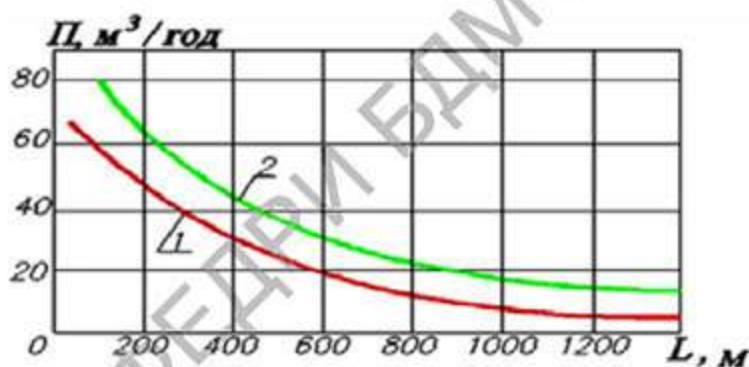
Рисунок 3 – Залежність глибини копання від шляху копання

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

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 – традиційний скрепер; 2 – скрепер з приводом задньої вісі

Рисунок 4 – Зміна продуктивності від дальності транспортування ґрунту

## ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень можна зробити висновок, що оснащення напівпричепного 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 0,8-1,2м³.

## Література

1. Хмара А.А. Машини для земляних робіт. /Хмара А.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В. // Навчальний посібник, Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010.

2. Кириченко І.Г. Наукові основи створення вискоефективних землерийно-транспортних машин / Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В., Демішкан В.Ф. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с.

3. Борисенков В.А. Оптимизация скреперных агрегатов / В.А. Борисенков. – Воронеж: ВГУ, 1990. – 248 с.

## ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ СИЛ ОПОРУ НАПОВНЕННЯ КОВША СКРЕПЕРА

Овсяніков О.О., бакалавр  
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]:

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

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

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

$G_{сп}$  – сила тяжіння ґрунту в ковші скрепера, кН;

$f$  – коефіцієнт опору руху;

$k$  – питомий опір різанню ґрунту незношеним ножом, кН/м<sup>2</sup>;

$h$  – глибина різання, м;

$\delta_p$  – щільність розпушеного ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;



- $V$  – об'єм ковша скрепера,  $\text{м}^3$ ;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту;  
 $x$  – дослідний коефіцієнт;  
 $B$  – ширина ковша скрепера,  $\text{м}$ ;  
 $H$  – висота ковша скрепера,  $\text{м}$ .

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

$$V_1 = Bh_p l_p k_p k_n, \quad (3)$$

- де  $h_p$  – глибина різання,  $\text{м}$ ;  
 $l_p$  – довжина шляху різання,  $\text{м}$ ;  
 $k_p$  – коефіцієнт розпушування ґрунту;  
 $k_n$  – коефіцієнт втрат.

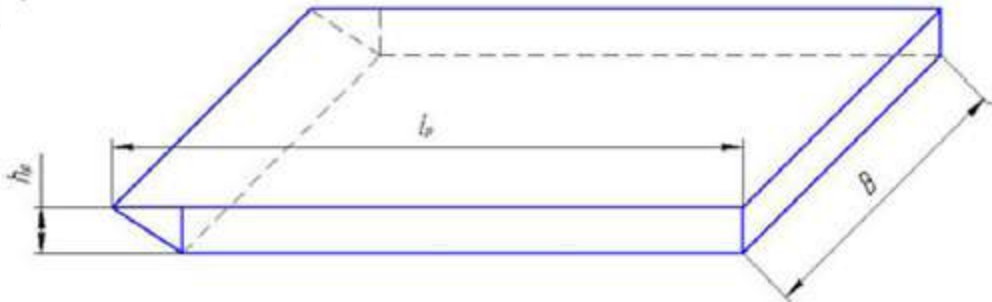


Рисунок 1 - Об'єм ґрунту, що видалено з масиву

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

$$V_2 = BHL \quad (4)$$

де  $B, H, L$  – геометричні параметри ковша скрепера: ширина, висота і довжина відповідно,  $\text{м}$ .

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

$$H = \frac{h_p l_p k_p k_n}{L}, \quad (5)$$

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

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

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

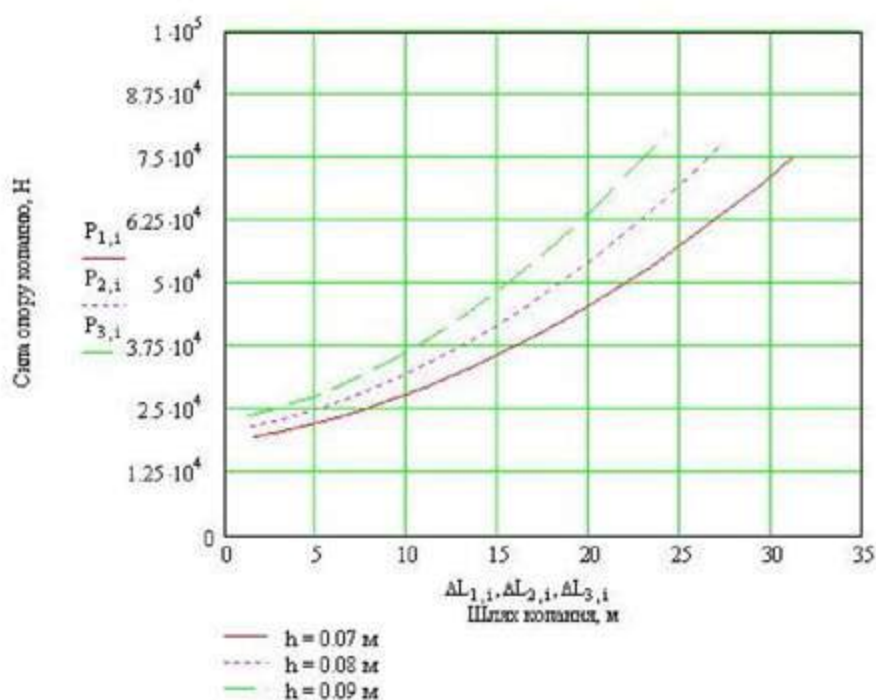


Рисунок 2 - Графік зміни сили опору копанню від шляху наповнення

## ВИСНОВКИ

Аналіз отриманих результатів показує, що найбільший опір копанню не виходить за межі сили тяги скрепера, але подальше збільшення глибини копання приведе до зупинки машини. Характер зміни опору остається незмінним, незалежно від глибини різання ґрунта. Результати дослідження можливо використовувати в визначенні параметрів руху скрепера під час набору ґрунта.

### Література

1. Хмара А.А. Машини для земляних робіт. /Хмара А.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В. // Навчальний посібник, Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010.
2. Кириченко І.Г. Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин / Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В., Демішкан В.Ф. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 588 с.
3. Борисенков В.А. Оптимизация скреперных агрегатов / В.А. Борисенков. – Воронеж: ВГУ, 1990. – 248 с.

## ДОСЛІДЖЕННЯ БІЧНОГО ВІДВЕДЕННЯ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС КОРИГУВАННЯ ПЕРЕДНІХ КОЛІС У ПРОСТОРИ

Олсйнікова О.М., асистент  
Іщенко Р.О, студент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На автогрейдер в процесі виконання робочих операцій діють бокові навантаження на робочий орган, які можуть привести до відхилення від запланованої траєкторії руху машини.

Метою дослідження є визначення впливу положення передніх коліс у просторі на бічне відведення автогрейдера.

Для досягнення цілі потрібно виконати наступні задачі:

- аналіз науково-технічної інформації присвяченої показникам курсової стійкості;
- постановка і проведення експериментальних досліджень;
- дослідження впливу нахилу передніх коліс на бічний зсув автогрейдера;
- дослідження впливу повороту передніх коліс на бічний зсув автогрейдера;
- аналіз отриманих експериментальних даних.

Показники курсової стійкості в землерийній транспортній техніці [1] прямо залежать від граничних сил діючих на ніж відвалу (рис.1).

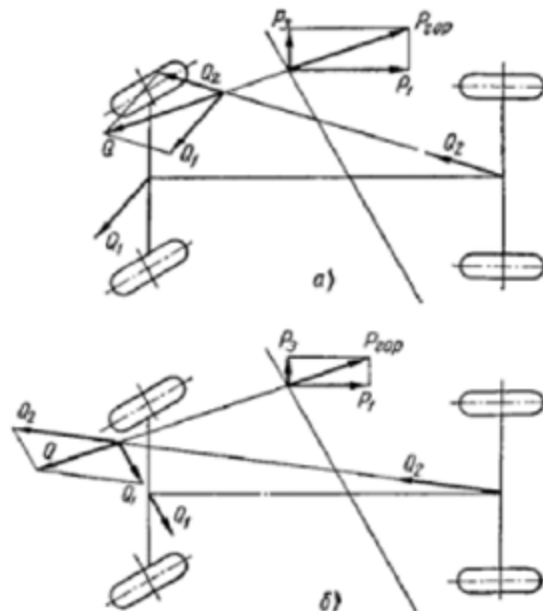


Рисунок 1 - Динамічна схема автогрейдера

$$k_x = \frac{P_1}{P_{1max}}$$

де  $P_1$  – гранична складова реакції ґрунта на ніж, при якій, ще не втрачається стійкість ходу при даній розвісці;

$P_{1max}$  – гранична складова ґрунта на ножі, при якій, ще не втрачається стійкість ходу при найвигіднішій розвісці.

Для автомобілів (рис.2) коефіцієнт курсової стійкості залежить від геометричних параметрів автомобіля та динамічних сил діючих при повороті [2]

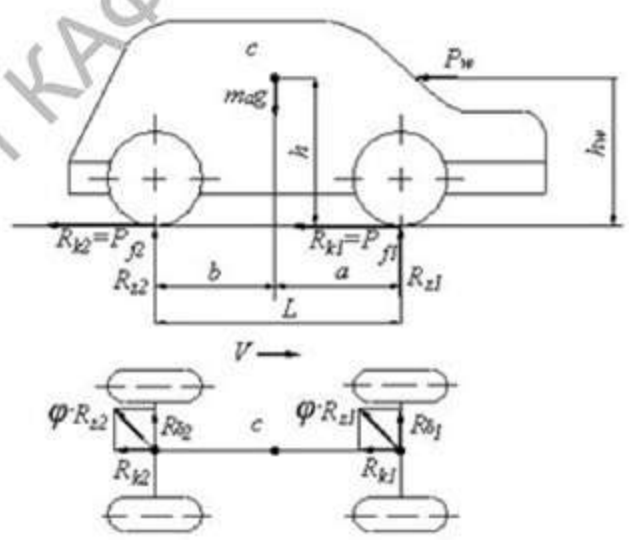


Рисунок 2 - Динамічна схема автомобіля

$$K_{yc0} = \frac{b}{a} \cdot \frac{R_{\delta1}}{R_{\delta2}}$$

де  $a, b$  – координати проекції центра тяжіння автомобіля на горизонтальну площину;

$R_{\delta1}, R_{\delta2}$  – бокові реакції дороги на колесах передньої та задньої вісей;

Цілий ряд наукових розробок присвячено теоретичному аналізу руху колеса при дії поперечної сили (рис. 3).

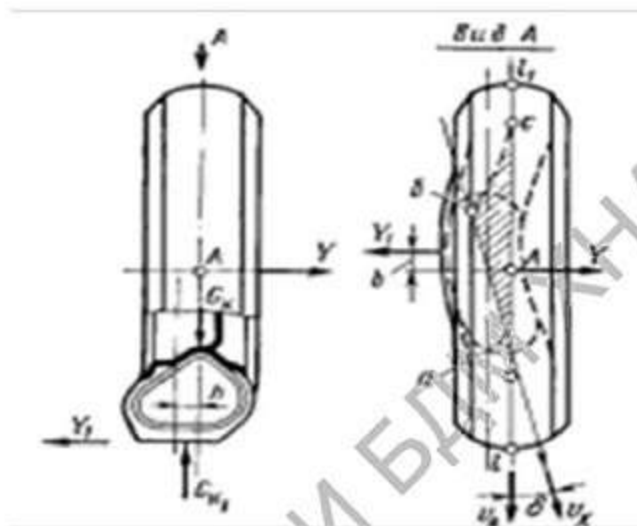


Рисунок 3 - Динамічна схема колеса

$$k_y = \frac{d\gamma}{d\delta}$$

де  $d\gamma$  – поперечна сила діюча на колесо;

$d\delta$  – кут відведення .

На полігоні ХНАДУ був проведений експеримент по визначенню бічного відведення автогрейдера. Експеримент проводився на ґрунті II категорії при відносній вологості ґрунту 18-20 %. Заріз проводилося краєм відвалу на довжину 20 м. Змінними параметрами експерименту були прийняті:

- кут установки коліс у вертикальній площині
- кут установки коліс у горизонтальній площині

Параметрами експериментального дослідження була швидкість руху була 1.01 м/с, з кутом захвату  $90^\circ$ , та кутом різання  $12^\circ$ . Установка коліс змінювалася у вертикальній площині від  $0^\circ$  до  $10^\circ$ , установка повороту коліс в горизонтальній площині від  $0^\circ$  до  $15^\circ$ . Автогрейдер було встановлено паралельно до базової прямої. Параметрами, що заміряються, були відстань переднього і заднього моста до базової прямої. Забір проводився на початку і в кінці шляху автогрейдера.

Зміщення автогрейдера на графіку (рис. 4) зменшилось, відносно нульових кутів, але деякі траєкторії, при досягненні відмітки пройденого

шляху в 12м, почали стрімко збільшувати своє зміщення та змінили свій напрям.

Заміри проводилися при фіксованому положенні відвалу.

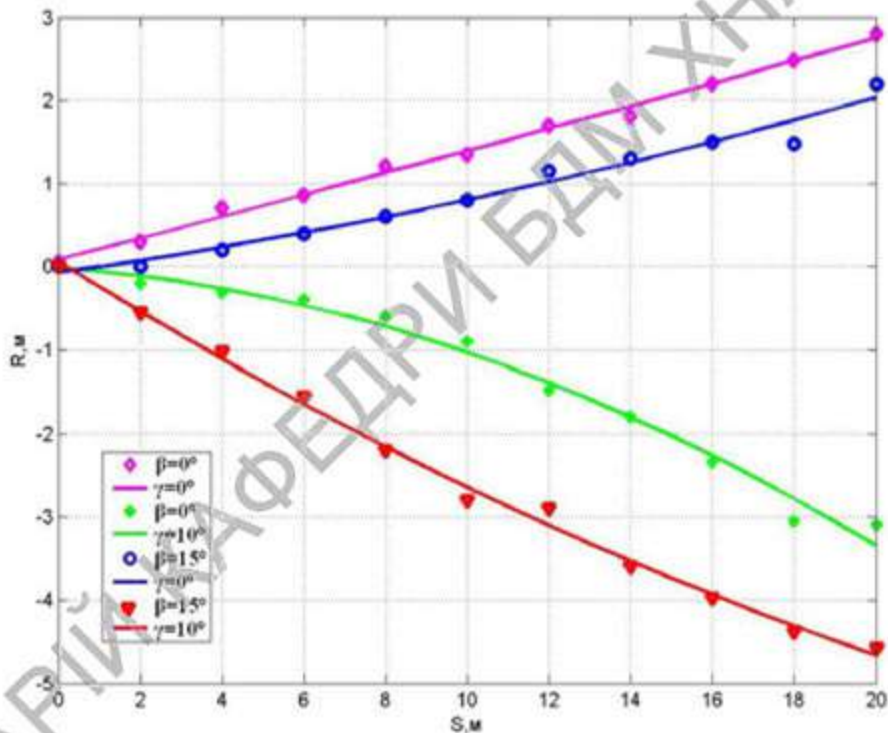


Рисунок 4 - Графік на якому фіксувались зміщення траєкторій руху автогрейдера при установці нахилу коліс в вертикальній та повороту коліс в горизонтальній площині по  $0^\circ$  та при зміні установки нахилу коліс в вертикальній площині кута  $\beta = 0^\circ \dots 15^\circ$  та при установці повороту коліс в горизонтальній площині  $\gamma = 0^\circ \dots 10^\circ$ .

Планування, проведення та обробка результатів є необхідними складовими повного факторного експерименту [4]. Він складається з наступних обов'язкових етапів: кодування факторів, складання план-матриці експерименту, рандомізація дослідів. Кодування факторів необхідне для переводу натуральних факторів (кута повороту коліс у горизонтальній та кута нахилу у вертикальній площинах) в безрозмірні величини, щоб мати можливість збудувати стандартну ортогональну план-матрицю експерименту.

Після розрахунків усіх розрахунків перевірка відтворюваності експерименту по критерію Кохрена, дала позитивний результат:

$$G = \frac{0,0081}{0,0081 + 0,0009 + 0,0036 + 0,0025} \leq G_{(0,05; f_n; J_u)}$$

$$0,5364 \leq 0,9065$$

Коефіцієнти регресії знаходилися за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \cdot \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \cdot x_{ju} \cdot \bar{y}_u}{n};$$

Перевірка адекватності моделі виконується за допомогою критерію Фішера:

$$F = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2} \leq F_{(0,05; f_{ad}; f_y)}$$

$$F = \frac{1,6257}{0,377} \leq F_{(0,05; 1; 4)}$$

$$4,31 \leq 7,7086$$

Оцінка значущості коефіцієнта регресії виконувалася за допомогою критерію Ст'юдента:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t_{(0,05; f_y)} \frac{s_y}{\sqrt{n}}$$

$$\Delta b_i = 2,7764 \frac{\sqrt{0,00377}}{\sqrt{4}} = 0,04$$

Рівняння регресії має вигляд:  $y = 3,22 + 0,23x_1 + 0,69x_2 + 0,64x_1x_2$

Рівняння регресії в натуральному вигляді факторів має вигляд:



$$y = 3,56 - 0,082 \cdot \beta - 0,076 \cdot \gamma + 0,017 \cdot \beta \cdot \gamma$$

За допомогою рівняння регресії було побудовано графік (рис. 5) залежності зміни кутів у просторі передньої вісі рушіїв автогрейдера

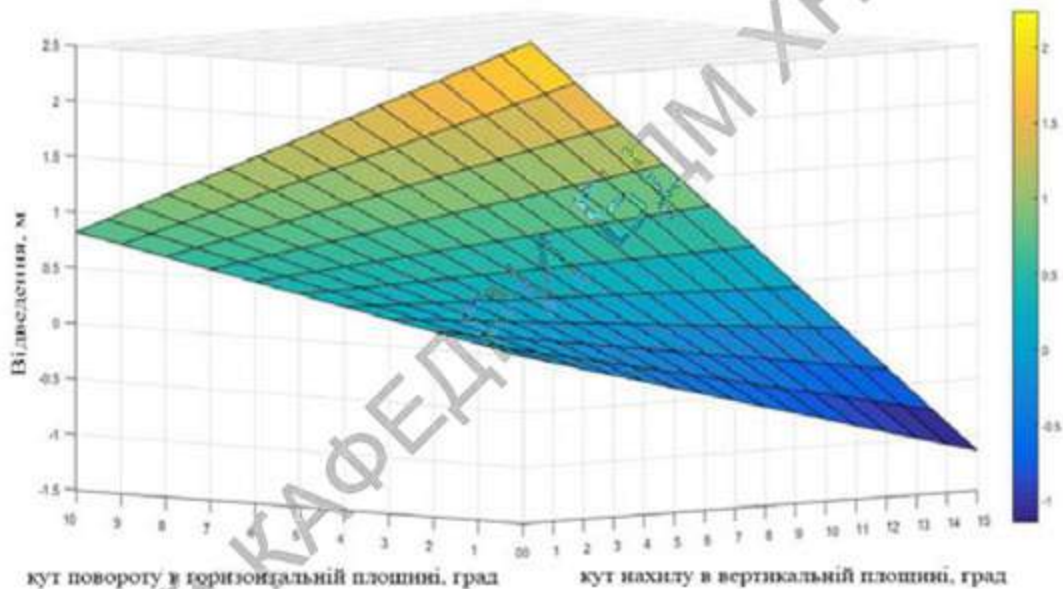


Рисунок 5 - Графік залежності відведення автогрейдера від показників установки коліс в горизонтальній площині (0°-10°) та вертикальній (0°-15°) площині

## ВИСНОВКИ

1. Рекомендовані спільні кути повороту передньої вісі від 0° до 3° в горизонтальній площині та кути нахилу від 0° до 6° в вертикальній площині, які дійсні для бокового відведення не більше 0,3 м.
2. Найбільше впливає на курсову стійкість автогрейдера зміна кута установки передніх коліс у горизонтальній площині, змінюється траєкторія руху машини відносно початкового напрямку і при відповідній установці повороту коліс може взагалі його виключити.
3. Зміна нахилу кута у вертикальній площині, по результатам експерименту, зменшила відведення майже на 1/3, що безпосередньо

позитивно впливає на результати роботи та загальну економічність процесів, виконуваних автогрейдером.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Севров К.П. Автогрейдеры. Конструкции, теория, расчет / К.П. Севров, Б.В. Горячко, А.А. Покровский. – М. – Машиностроение, 1970. – С. 95–121
2. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / [Подригало М.А., Волков В.П., Доброгорский М.В., Степанов В.Ю.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с.
3. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств [учебник для вузов]/Литвинов А. С, Фаробин Я.Е — М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий./ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М.: Наука, 1977. – 280 с.

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

Семенчук В.Д., студент  
Науковий керівник – асистент Олейнікова О.М.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На автогрейдер в процесі виконання робочих операцій діють бічні навантаження на робочий орган, які можуть привести до відхилення від запланованої траєкторії руху машини. Це може призвести до виконання додаткових проходів автогрейдером на розроблюваній ділянці, що понесе за собою додаткові економічні витрати.

**Метою роботи** є дослідження впливу положення основного відвалу у плані та швидкості автогрейдера на показники курсової стійкості. Для визначення показників курсової стійкості автогрейдера в умовах НДБ ХНАДУ були підготовлені і проведені експериментальні дослідження. При проведенні дослідів реалізовувався процес різання ґрунту II категорії кутом основного відвалу. [1, 2]

Змінними параметрами було обрано положення основного відвалу автогрейдера в плані  $\alpha=45^\circ \dots 90^\circ$  при початкових швидкостях  $V=1.01 \dots 1.57 \text{ м/с}$ .

Усі інші параметри фіксувались и вважались постійними величинами.

Параметри факторів задавались на основі рекомендованих значень для основних режимів роботи автогрейдера. У процесі проведення експериментів було відзначено, що втрата курсової стійкості автогрейдера відбувається за рахунок бічного ковзання заднього моста (рисунок 1).



Рисунок 1 — Бічне ковзання заднього моста

Бічні зміщення отримані в процесі проведення експериментів представлені у табл. 1.

Таблиця 1 — Параметри, що характеризують траєкторію руху автогрейдера

Кут встановки	Швидкість м/с	Величина бічного зміщення, м										
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
45	1,0 1	0	0,2 3	0,4 3	0,73	1	1,23	1,43	1,63	1,91	2,18	2,43
135	1,0 1	0	0,0 9	0,0 2	-0,03	-0,19	-0,31	-0,57	-0,72	0,83	-1,03	-1,04
45	1,5 7	0	-0,3	-0,2	0,2	0,5	0,7	0,75	0,85	1	1	0,95
135	1,5 7	0	0	-0,2	-0,53	-0,74	-0,96	-1,26	-1,4	-1,7	-1,98	-2,56

Аналіз експериментальної інформації показує, що граничні бічні зміщення автогрейдера на захватці 20 м складають від 1-2,56 м, а кут встановлення відвалу в плані впливає на зміщення положення машини у правий чи лівий бік від планованої прямолінійної траєкторії руху.

Обробка отриманих даних за допомогою повного факторного експерименту типу  $2^2$  та програмного забезпечення MathLAB [3] дозволила отримати регресійну залежність.

### Обробка експериментальних даних повного факторного експерименту типу $2^2$

Метод обробки даних обирається в залежності від типу експерименту проведеного дослідником. В даному випадку було проведено повний факторний експеримент (ПФЕ) [4,5].

Повним факторним експериментом (ПФЕ) називається такий експеримент, при реалізації якого визначається значення параметра оптимізації при всіх можливих поєднаннях рівнів варіювання факторів. Якщо ми маємо справу з  $a$  факторами, кожен з яких може встановлюватися на  $q$  рівнях, то для того, щоб здійснити повний факторний експеримент необхідно поставити  $n = q^k$  дослідів.

Найбільшого поширення набули експерименти, в яких фактори варіюють на двох рівнях, тобто експерименти типу  $2^2$ . Менш популярні експерименти типу  $3^2$ , так як з ростом числа рівнів факторів різко зростає кількість дослідів.

Обробка експериментальних даних складається з наступних обов'язкових етапів: кодування факторів (табл. 2), складання план-матриці експерименту, рандомізація дослідів [5]. Кодування факторів (табл. 3) необхідне для переводу натуральних факторів (кута повороту коліс у горизонтальній та кута нахилу у вертикальній площинах) в безрозмірні величини, щоб мати можливість збудувати стандартну ортогональну план-матрицю експерименту.

Зв'язок між кодовим і натуральним виразом фактору задається формулою:

$$x_i = \frac{X_i - x_{i0}}{\delta_i}, \quad (1)$$

де  $X_i$  - натуральне значення фактору;

$x_{i0}$  - значення і-го фактору на нульовому рівні;

$\delta_i$  - інтервал варіювання і-го фактора.

Таблиця 2 – Кодування змінних

Інтервал варіювання та рівень факторів	Кут установки відвала в плані, °	Швидкість, м/с.
Нульовий рівень $x_i = 0$	90	1,29
Інтервал варіювання $\delta_i$	45	0,28
Нижній рівень $x_i = -1$	45	1,01
Верхній рівень $x_i = +1$	135	1,57
Кодове позначення	$x_1$	$x_2$

Обробка план-матриці відбувається наступним чином: для  $x_1$  рівні чергуються в кожному досліді, для  $x_2$  - через два досліді. План-матриця для нашого експерименту приведена в табл. 3.

Таблиця 3 – План-матриця експерименту

Дослід	$x_1$	$x_2$
1	-1	-1
2	+1	-1
3	-1	+1
4	+1	+1

План експерименту, приведений в табл. 3, називаються ортогональним планом першого порядку. Основними перевагами такого плану є роздільна (незалежна) оцінка коефіцієнтів регресії.

Реалізація плану експерименту представляється в табл.4. Приведений план експерименту представляє собою розширену матрицю, так як введений стовбець  $x_1x_2$ , що дозволяє оцінити коефіцієнт регресії при взаємодії факторів.

Таблиця 4 – Умови і результати дослідів

Дослід	$x_1$	$x_2$	$x_1x_2$	$y_{u1}$	$y_{u2}$	$\bar{y}_u = \frac{y_{u1} + y_{u2}}{2}$
1	-1	-1	+1	2,4	2,46	2,43
2	+1	-1	-1	-0,99	-1,09	-1,04
3	-1	+1	-1	0,93	0,97	0,95
4	+1	+1	+1	-2,53	-2,59	-2,56

Було прийнято рішення, що зміщення – це додатня величина і вона не може бути від'ємною. При цьому установка кута відвала  $90^\circ$ -  $135^\circ$  та більше призводить до зміщення в сторону дзеркально відображену чим при зміщенні з установкою кута відвалу в плані від  $45^\circ$ - $90^\circ$ .

Перевірка відтворюваності дослідів. При однаковому числі паралельних дослідів на кожному поєднанні рівнів факторів відтворюваність процесу перевіряється за критерієм Кохрена:

$$G = \frac{s_{u_{\max}}^2}{\sum_{u=1}^n s_u^2} \leq G_{(0,05; f_n; f_u)}, \quad (2)$$

де  $s_u^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{u_p} - \bar{y}_u)^2}{m-1}$  - дисперсія, що характеризує розсіяність результатів

дослідів на  $u$ -му поєднанні рівнів факторів;

$$p = 1, 2, \dots;$$

$m$  – число паралельних дослідів;

$s_{u_{\max}}^2$  - найбільша із дисперсій в рядках плану;

$G_{(0,05; f_n; f_u)}$  - табличне значення критерія Кохрена при 5%-му рівні значущості;

$f_n = n$  - число незалежних оцінок дисперсії;

$f_u = m - 1$  - число ступенів свободи кожної оцінки.

Після розрахунків перевірка відтворюваності експерименту по критерію Кохрена, дала позитивний результат:

$$G = \frac{0,0009}{0,0009 + 0,0001 + 0,0004 + 0,0009} \leq G_{(0,05; f_n; f_u)}$$

$$0,3913 \leq 0,7679$$

При цьому дисперсія відтворюваності (похибка дослідів) визначається за формулою

$$s_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^n s_u^2}{n}. \quad (3)$$

В нашому експерименті (див. табл. 3.4) виконували по два визначення величини  $y_u$ . Тому значення оцінок дисперсії в кожній точці плану можна розрахувати за формулою:

$$s_u^2 = \frac{\Delta^2}{2}, \quad (4)$$

де  $\Delta$  - різниця між паралельними дослідями.

Таким чином:

$$s_1^2 = \frac{(2,43 - 2,46)^2}{2} = 0,0009.$$

Аналогічно:

$$s_2^2 = 0,0001,$$

$$s_3^2 = 0,0004,$$

$$s_4^2 = 0,0009.$$

При цьому дисперсія відтворюваності (похибка дослід):

$$s_y^2 = 0,000575.$$

Коефіцієнти регресії знаходилися за формулами:



$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{i_u} \cdot \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{i_u} \cdot x_{j_u} \cdot \bar{y}_u}{n}; \quad (5)$$

Для нашого експерименту:

$$b_0 = \frac{2,43 + 1,04 + 0,95 + 2,56}{4} = 1,745,$$

$$b_1 = \frac{-2,43 + 1,04 - 0,95 + 2,56}{4} = 0,055,$$

Аналогічно:

$$b_2 = 0,01,$$

$$b_{12} = 0,75.$$

Перевірка адекватності моделі виконується за допомогою критерію Фішера:

$$F = \frac{s_{ao}^2}{s_y^2} \leq F_{(0,05; f_{ao}; f_y)}; \quad (6)$$

$$F = \frac{0,0196}{0,000575} \leq F_{(0,05; 1; 4)};$$

$$0,34 \leq 7,7086$$

Оцінка значущості коефіцієнта регресії виконувалася за допомогою критерію Ст'юдента:

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t_{(0,05;f_y)} \frac{s_y}{\sqrt{n}}; \quad (7)$$

$$\Delta b_i = 2,7764 \frac{\sqrt{0,000575}}{\sqrt{4}} = 0,033$$

Рівняння регресії має вигляд:

$$y = 1,745 + 0,055x_1 + 0,01x_2 + 0,75x_1x_2$$

Рівняння регресії в натуральному вигляді факторів має вигляд:

$$y = 8,55 - 0,78 \times \alpha - 5,625 \times V + 0,064 \times V \times \alpha$$

За допомогою рівняння регресії було побудовано графік (рис. 2) залежності зміни кутів у просторі передньої вісі рушіїв автогрейдера

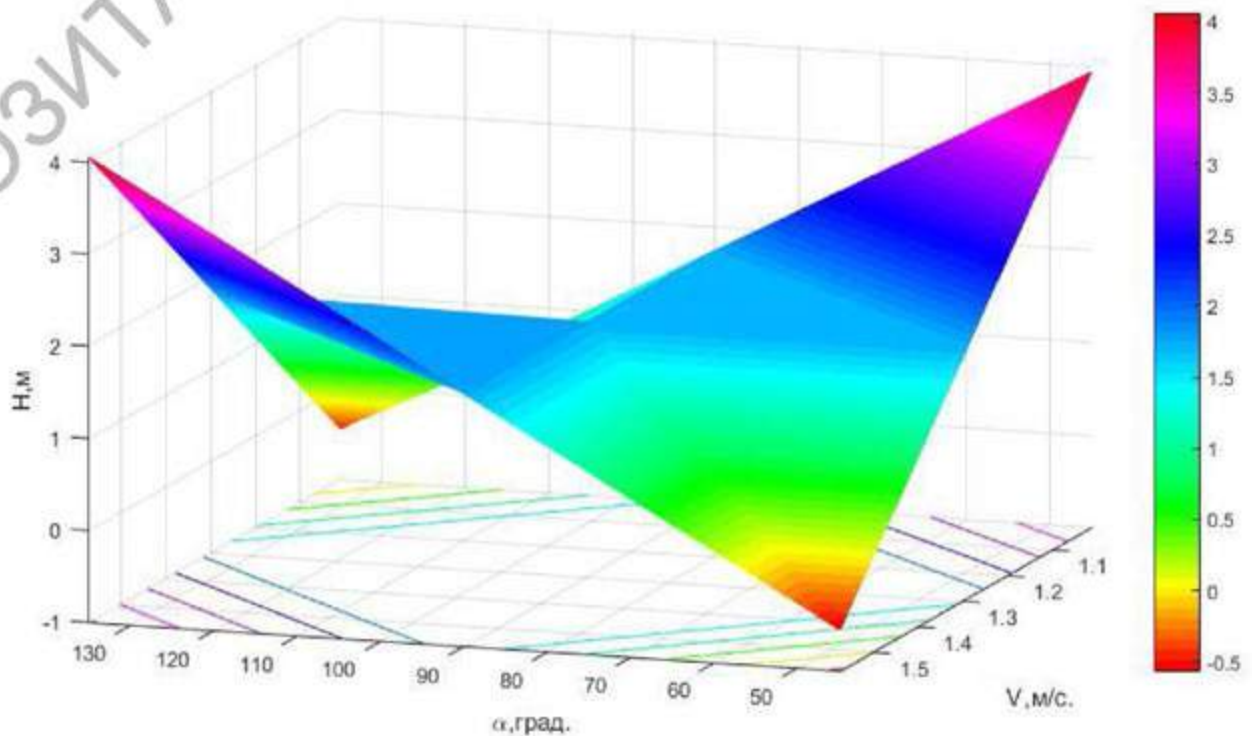


Рисунок 2 — Графік залежності відведення автогрейдера від показників установки відвалу в плані ( $45^\circ$ - $135^\circ$ ) та швидкості (1,01-1,57 м/с).

## ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного дослідження встановлено, що траєкторія руху машини має криволінійну форму наближену до параболічної.
2. Рекомендовані кути встановлення відвалу у плані  $\alpha=47^\circ \dots 58^\circ$  при швидкості  $V=1.48 \dots 1.6$  м/с та  $\alpha=127^\circ \dots 135^\circ$  при  $V=1 \dots 1.12$  м/с
3. Найбільше впливає на курсову стійкість автогрейдера кут встановлення відвалу у плані, в залежності від того більший цей кут від  $90^\circ$  чи менший траєкторія руху машини буде змінювати бік зміщення відносно планованого прямолінійного напрямку, вправо чи вліво.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Пат. 108314 Україна, МПК G01B 5/20 E02F 3/00. Спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин/ Шевченко В.О., Чаплигіна О.М.; заявник і патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. — No u201600577; заявл. 25.01.16; публ. 11.07.16, Бюл. No13.
2. Шевченко В.А., Чаплыгина А.М. «Экспериментальное исследование влияния показателей курсовой устойчивости автогрейдера»/Вестник ХНАДУ, вып.65-66. – 221с.
3. Дьяконов В.П. MATLAB. Полный самоучитель. ДМК Пресс, 2014.
4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий./ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М.: Наука, 1977. – 280 с.
5. Винарский М.С, Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – Киев.: изд-во «Техніка», 1975. – 166с.

## ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МАЛОГАБАРИТНЫХ КОВШОВЫХ ПОГРУЗЧИКОВ С БОРТОВОЙ СИСТЕМОЙ ПОВОРОТА

Рассолов О. В., бакалавр ХНАДУ

Короткая колесная база и возможность выполнения разворота машины, перемещающейся с высокой скоростью, противовключением тяговых насосов создают предпосылки к опрокидыванию погрузчика на угол ковша. Как правило вывод машины в описанный режим движения сопровождается интенсивными колебаниями ее остова. В этой связи, наряду с оценкой устойчивости в расчетных положениях для обычных колесных погрузчиков, выполнен анализ устойчивости рассматриваемых машин при их развороте сходу. Максимальное замедление вращения ходовых колес обуславливается наивысшим темпом изменения рабочего объема тяговых насосов  $V_{H_i} = k\omega_e t \leq V_{H_{\max}}$  и соответствующими этому угловым ускорением лес

$$\varepsilon = \frac{1}{t_{\text{обр}}} \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{K_w \omega_e^2 \eta_0^2}{V M_{\text{обр}}},$$

где  $\omega_e$ - угловая скорость роторов насоса;

$V_M$ -рабочий объем гидромоторов;

$K_w$ -постоянная тяговых насосов; зависящая от подачи подпиточного насоса, параметров цилиндров управления и кинематики механизма поворота наклонного диска (для ПМТС-1200

$$K_w = 0.159 (\text{см}^3/\text{об})/\text{рад}.$$

Исследованием на экстремум функциональных зависимостей изменения во времени тангенциального и нормального ускорений погрузчика при развороте установлены условия его наиболее вероятного опрокидывания. Соответствующее этому наибольшее тангенциальное  $P_{\tau}$  и нормальное  $P_N$  инерционные усилия в центре тяжести достигают значений

$$P_{\tau} = m \frac{K \omega_c^2 r_s \eta_0^2}{2 V M_{\text{сп}}};$$

$$P_N = m \frac{V^2}{b},$$

где, помимо уже названных величин,  $m$  - масса машины с грузом ;

$V$  - скорость движения погрузчика к моменту его выхода на разворот ;

$b$  - колея погрузчика .

Снижается устойчивость машины при одновременном с разворотом торможении опускающейся стрелы.

По условию опрокидывания допустимая высота центра тяжести погрузчика с грузом в ковше в транспортном режиме движения не должна превышать значения

$$h_{\text{цт}} < \frac{b V^2}{2 V^2}$$

Для ПМТС-1200  $h_{\text{цт}} < 0.9$  м, что соответствует расположению центра масс ковша с грузом в 1 т на высоте не более 0.8 м над опорной поверхностью. У погрузчика UNC-060 в связи с меньшей скоростью холостого хода.

Работоспособность и производительность погрузчиков с гидрообъемными передачами в тяговом приводе зависят от теплового состояния последнего. Для обеспечения нормальной эксплуатации этих машин в климатических зонах с жарким летом и холодным осенне-зимнем

периодом система теплообмена гидропривода должна быть достаточно совершенной .

У погрузчиков рассматриваемого типа гидромашины тягового привода размещены в крайне ограниченном пространстве . Поэтому весьма малы радиусы искривления гидролиний, а вследствие этого велики гидродинамические сопротивления. Последние заметно повышаются с увеличением скорости движения машины. Производство погрузочных работ на больших дистанциях перемещений погрузчика позволяет выполнять транспортные операции на повышенных скоростях. Поэтому потери мощности в тяговом приводе, преобразуемые в тепло, возрастают с увеличением проходимого погрузчиком расстояния  $S(m)$ .

$$N_{\theta} = N_{дв.} (0.046 + 0.0064S), \text{ кВт},$$

где  $N_{дв.}$  - мощность двигателя.

При этом длительность рабочего цикла погрузчика ПМТС-1200 с двумя разворотами на  $180^{\circ}$  на месте выражается зависимостью

$$t_{ц} = 18 + 0.54S, \text{ с.}$$

Таким образом, эффективность применения погрузчиков типа ПМТС-1200 с ростом дальности перемещения груза снижается не только за счет увеличения времени цикла и снижения производительности, но и за счет более интенсивного нагрева рабочей жидкости гидропривода и необходимости в технологических остановках машины.

Выполненные исследования позволили наметить меры повышения эксплуатационных показателей малогабаритных погрузчиков с бортовой системой поворот.

Нагруженность тягового привода и рабочего оборудования, устойчивость погрузчика зависят от техники выполнения отдельных операций

технологического процесса. Наилучшее использование тяговых возможностей, стопроцентное заполнение ковша с одной попытки у этих машин достигается при их внедрении в штабель сыпучего материала со скоростью до 5 км/час. Желательно в ходе внедрения ковша в штабель плавно снижать подачу тяговых насосов. Тем самым исключается опасность заглохания двигателя и ограничивается коэффициент динамичности до значений 1.2...1.5. Но при этом в расчетах предельных нормальных нагрузок нельзя исключать случаи, когда в следствие неумелого управления машиной коэффициент динамичности возрастает до 3.0 на рабочем оборудовании и до 2.0 в тяговом приводе.

Повысить устойчивость короткобазовых погрузчиков можно установкой в систему управления их тяговым приводам и рабочим оборудованием блокировочных устройств, предотвращающих возможность разворота погрузчика сходу противовключением тяговых насосов на максимальном рабочем объеме. Целесообразно ограничить конструктивными мерами возможность разворота машины сходу при недопустимо поднятым ковше. Во всех случаях, по нашему мнению, кабина малогабаритных погрузчиков должна снабжаться люком аварийного выхода.

Снижают уровень колебаний остова машины в транспортном режиме движения и уменьшают нагрузки на стреловые гидроцилиндры газогидравлические защитные устройства, устанавливаемые в системе подвески рабочего оборудования.

При круглогодичном использовании малогабаритных погрузчиков в регионах с сезонным перепадом температур атмосферного воздуха более 40° С система теплообмена их гидроприводов должна обеспечивать нормальную работу машин как в теплое, так и холодное время года. С этой целью система охлаждения гидропривода должна снабжаться терморегулятором, ограничивающим при необходимости поток рабочей жидкости, проходящий через радиатор. Для быстрого приведения погрузчика в рабочее состояние в холодное время года желателен регулируемый подогрев рабочей жидкости.

Поскольку в большинстве своем теплообменники с принудительной подачей охлаждающего воздуха располагают в моторном отсеке погрузчика, что особо важное внимание следует уделять воздухозаборным элементам системы охлаждения гидропривода, исключив попадание в нее воздуха, омывающего двигатель. Последнее имеет особо важное значение для машин, с снабженных дизелями воздушного охлаждения.

### Литература

1. Холодов А.М. Технические основы создания машин. // А.М.Холодов, В.К. Руднев, В.Н. Гарнец. К.:НКМ ВО. 1992. – 300 с.
2. Назаров Л.В. Определение траектории движения и радиуса поворота короткобазового погрузчика с гидрообъемными трансмиссиями /Л.В. Назаров, В.А. Шевченко, Л.В. Разарёнов. Сб. научн. трудов. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин, №10 200г. с 74-79.
3. Разарёнов Л.В. Повышение эффективности работы короткобазовых колесных погрузчиков с бортовой системой поворота: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных та лесотехнических работ» / Л.В. Разаренов. – Харьков, 2011. – 22 с.

### ШВИДКОЗМІННЕ РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ ЕКСКАВАТОРА

Карташов Є.С., бакалавр  
 Науковий керівник – доцент, к.т.н Рагулін В.М.  
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Перспективним напрямом вдосконалення будівельних і дорожніх машин є розширення їх функціональних можливостей, що розширює експлуатаційні можливості їх в будівництві, і є дієвим фактором зниження



експлуатаційних витрат. Широка номенклатура і багатофункціональність змінного робочого обладнання мобільних машин дозволяє розширити область їх використання, оскільки кожен вид цього обладнання може з високою ефективністю використовуватися за своїм призначенням в складі базової машини. Наявність великої кількості сучасних швидкозміючих пристроїв для оперативної заміни робочого устаткування або окремих виконавчих механізмів кардинальним чином змінює структуру парку будівельних машин. Всі ці впровадження дозволяють використовувати кілька типорозмірів базових технічних засобів,

По режиму використання навісного обладнання системи діляться на дві групи: симетричні швидкозмінні системи і асиметричні швидкозмінні системи.

За своєю універсальністю діляться на адаптери, що не залежать від посадкових місць навісного обладнання екскаваторів і дозволяють використовувати будь-який навісне обладнання на екскаваторах незалежно від виробника, і посадочні, яким можна зачепити лише те навісне обладнання, яке за своїми посадковим місцях підходить до цього швидкоз'ємнику, що значно впливає на універсальність їх застосування.

Існує три типи пристроїв для швидкої заміни робочих органів: механічний, гідравлічний і автоматичний типів. Кожен з цих типів має певні переваги і свою область застосування в будівництві [1]. Порівняльна простота конструкції, обслуговування і ремонт механічних пристроїв є перевагою даного типу пристроїв при використанні на машинах і механізмах [2, 3]. Метою даної роботи є розробка пристрою для швидкої заміни робочого органу механічного типу стосовно до екскаваторів четвертої розмірної групи.

Розроблена конструкція швидкозмінного робочого обладнання екскаватора, складається з ковша 1 і самого адаптера 2 (рис. 1). У передній частині ковша встановлюється п'ять зубів 3 за допомогою кріпильних виробів.

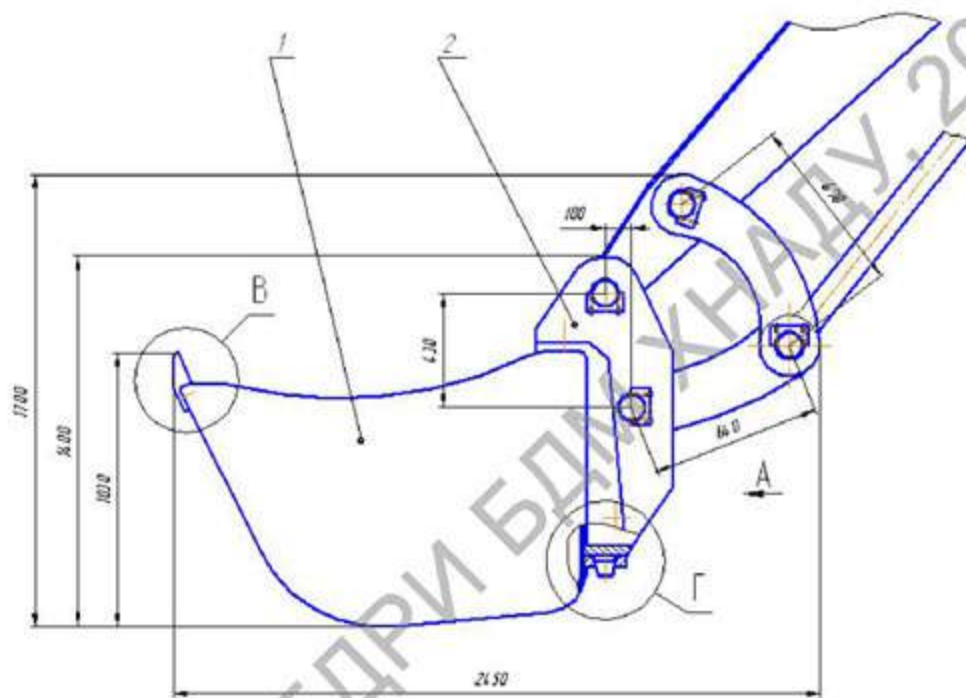


Рисунок 1 – Адаптивний блок

Для з'єднання адаптера з ковшем, оператор переміщує рукоять екскаватора з адаптером вертикальним рухом вниз і виробляє з'єднання за допомогою пристрою, конструкція якого показана на рисунку 2.

Сам адаптер складається з двох бічних стінок 1, до яких приварюються дві поперечки: зверху 2 і нижня 3 з отворами, в які входять при з'єднанні ковша з адаптером фіксатори, розташовані на самому ковші. Два фіксатори 11, приварені на нижню поперечку 3 входять в отвори ковша. Коли адаптер, по команді оператора рухається вниз, упор віджимається ковшем і заходить в спеціально виконаний в ньому паз, пружина 7 притискає упор 4 і фіксує адаптерний блок в такому положенні.

Пружина одягнена на сферичний палець 9 і передає зусилля до упору через сферичну опору 8. Пружина своїм другим кінцем впирається в стопор 10, в якому спеціально для установки цієї пружини, виконана розточування. Упор обертається навколо осі 5.

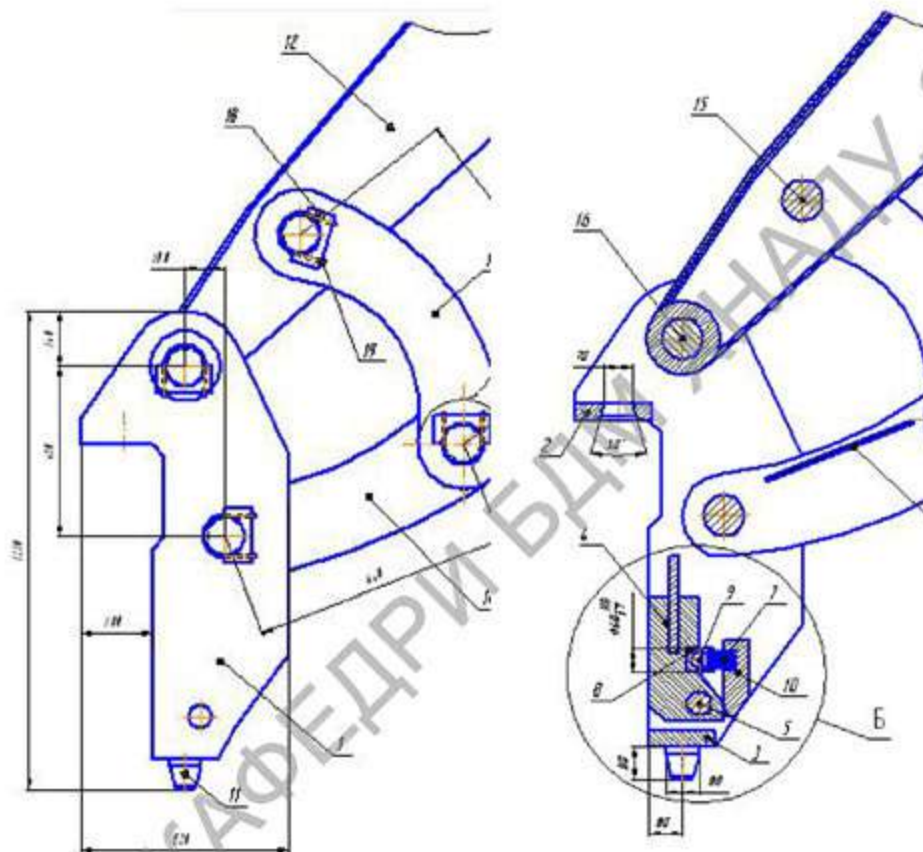


Рисунок 2 – Адаптер пристрою для швидкої заміни робочого обладнання

На осі 5 розташовується наполеглива втулка 6. Рукоять экскаватора 12 кріпиться за допомогою осі 15, перемички 13, а також осі 16.

Для додання конструкції жорсткості приварюється ребро 17. Для запобігання переміщення осей 15 і 16 застосовуються накладки 18 зі стопором 19. Ківш з швидкозмінним пристроєм являє собою зварену конструкцію з двох бічних листів 1, до яких приварюється днище 2.

### Висновок

З'єднання ковша з адаптером здійснюється автоматично рухом рукояті экскаватора з адаптером вниз. Розроблений пристрій для швидкої заміни робочого органу відрізняється простотою конструкції, достатньою зручністю в експлуатації і не вимагає для свого виготовлення складного технологічного обладнання. Є документація для його виготовлення.

## Література

1. Смоляницкий Э.А. Адаптерные системы для быстрой смены рабочего оборудования мобильных машин // Строительные и дорожные машины, №12; 2009. С. 12- 16
2. Холодова А.М. Проектирование машин для земляных работ. Харьков: Выща шк. Изд. при Харьк. ун-те, 1986. 272 с.
3. Хмара Л.А., Кравець С.В. , Нічке В.В. и др. Машины для земляных работ: Навчальний посібник Рівне – Дніпропетровськ – Харків. 2010. 557 с.

### **МОДИФІКАЦІЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ АВТОГРЕЙДЕРА У ЗИМОВИЙ ПЕРІОД**

Ткаченко С.О., бакалавр

Науковий керівник – доцент, к.т.н Рагулін В.М.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Збільшення протяжності доріг різного значення, а також розширення мережі діючих аеропортів, спричинить за собою і збільшення обсягів робіт в рамках заходів з утримання цих об'єктів в різні пори року, за будь-яких погодних умовах.

Найвідповідальнішим і найскладнішим етапом сезонної експлуатації доріг і аеродромів, є зміст покриттів автомобільних доріг в зимовий час.

Перспективним напрямком удосконалення будівельних і дорожніх машин є розширення їх функціональних можливостей, що розширює експлуатаційні можливості їх в будівництві. Широка номенклатура і багатофункціональність змінного робочого обладнання машин дозволяє розширити область їх використання, оскільки кожен вид цього обладнання може з високою ефективністю використовуватися за своїм призначенням в складі базової машини [1,2]. Наявність великої кількості сучасних

швидкодіючих пристроїв для оперативної заміни робочого устаткування або окремих виконавчих механізмів кардинальним чином змінює структуру парку будівельних машин. Всі ці впровадження дозволяють використовувати кілька типорозмірів базових технічних засобів, на які навішуються різні види і типи змінного робочого обладнання при цьому функціональні можливості даного парку машин розширюються в геометричній прогресії.

Виробники машин для прибирання снігу і льоду постійно вдосконалюють свою техніку. Пов'язано це не тільки з конкуренцією між машинобудівними компаніями, але і з реальною потребою в новітніх установках. В останні роки жителі мегаполісів все частіше виявляються у важких кліматичних умовах в зимовий час. Розгалужена дорожня мережа разом з щільною забудовою вимагають від комунальників використовувати універсальну, багатофункціональну, але при цьому швидкісну і компактну техніку.

У даній статті представлені матеріали з розробки універсального механізму кріплення для змінного робочого обладнання замість загальноприйнятого на автогрейдер середнього класу.

Автогрейдери облаштовуються навісним робочим обладнанням, які можна виділити в наступні типи: основні та додаткові.

Основне робоче обладнання складається з: розпушувача, бульдозерного відвалу, кірковщіка, клинового відвалу та інші.

Додаткове робоче обладнання: снігоочисник, укісниками, розширені та інші.

Завдяки тому, що автогрейдер має довгу базу і поворотний грейдерний відвал, який можна налаштувати під профіль дороги він більш якісно справляється з очищенням дороги від снігу. Також за допомогою додаткового бічного відвала можна дістатися до важкодоступних місць, що не може зробити інша машина.

Види снігоприбирального обладнання: бульдозерне обладнання призначене для розчищення снігу та інших робіт, шляхопрокладочне

обладнання призначене для розчищення снігу на дорогах і поза дорогами при глибині снігового покриву до 1,2 м і інших робіт, снігоочищувальне обладнання призначене для очищення доріг, аеродромів та інших територій від снігу способом зрушення або відкидання його в сторону, бічний відвал призначений для прибирання снігу за огорожами.

Застосування комп'ютерних програм САПР в машинобудуванні покликаний істотно знизити часові та матеріальні витрати на створення і модернізацію землерийно-транспортної техніки.

Мета роботи: розробити універсальний механізм кріплення змінного робочого обладнання замість стандартного, на автогрейдерів сімейства ДЗк-250. Для цих цілей був використаний програмний продукт тривимірного моделювання [3, 4].

На рисунку 1 представлені механізм кріплення робочого обладнання автогрейдера з двома видами робочого обладнання. За допомогою програмного продукту проаналізовано кінематичні характеристики зміни кута захоплення робочого обладнання (рисунк 2).

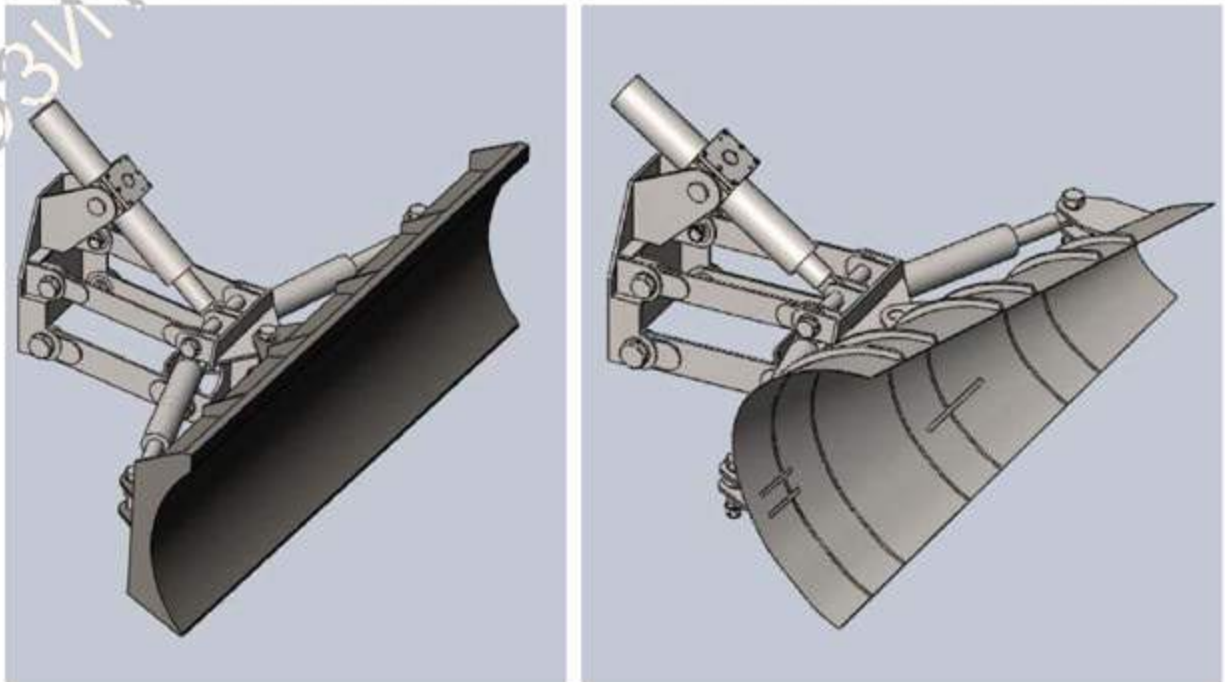


Рисунок 1 – Механізм кріплення для робочого обладнання

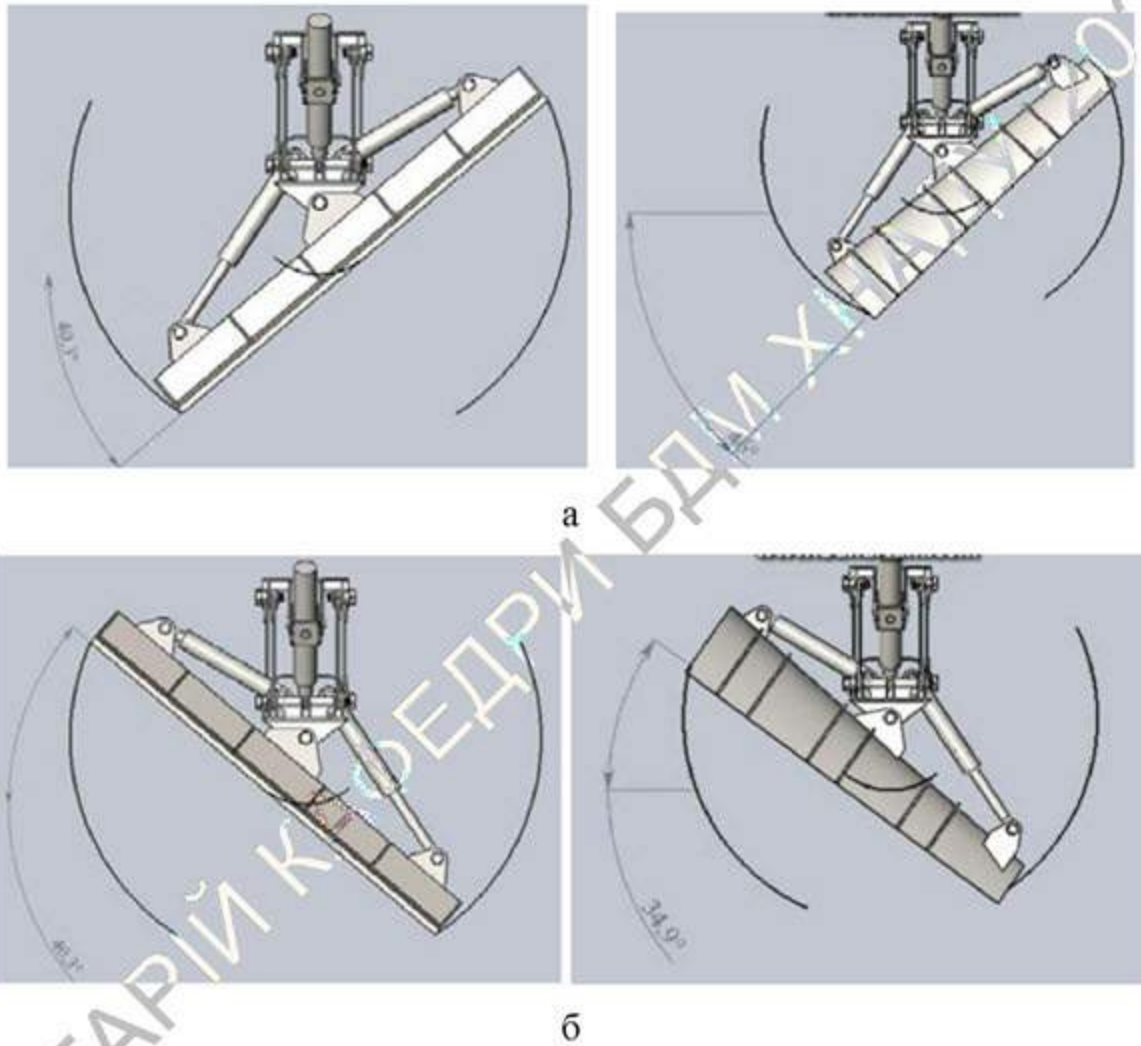


Рисунок 2 – Кінематика руху робочого обладнання

### Висновок

Запропоновано систему кріплення навісного обладнання, яка дозволить використовувати більшу кількість додаткового навісного обладнання, яке буде сприяти більшій універсальності автогрейдерів. Бульдозерний відвал має можливість змінювати кут захоплення до  $40^\circ$ . Швидкісний відвал має можливість змінювати кут захоплення від  $36^\circ$  до  $46^\circ$ , що дозволить працювати при швидкостях до 60 км/год.

## Література

1. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ Харьков: Выща шк. Изд. при Харьк. ун-те, 1986. 272 с.
2. Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В. и др. Машины для земляных работ: Навчальний посібник Рівне – Дніпропетровськ – Харків: 2010. 557 с.
3. Дементьев Ю. В. САПР в автомобиле- и тракторостроении: Учебник для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр «Академия», 2004– 224 с.
4. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Понамарев Н.Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800с.: ил.

### ТЕОРИТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОГРЕЙДЕРА

Лисенко О.А., студент  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Холодов А.П.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

При взаємодії: пневматичної шини з деформується опорною поверхнею переважним видом деформації є радіальна деформація, пневматичної шини. Прийmemo допущення, що пневматичні шини одноосного рушія с диференціальним приводом мають циліндричну форму з гладким протектором і в області контакту елементи протектора деформуються тільки в радіальному напрямку. Окружну (тангенціальну) і бічну деформації пневматичних шин не враховуємо, що обумовлено великим радіусом кривизни бігової доріжки великогабаритних шин і незначним впливом бічний і окружний деформації на площу контакту шин з опорною поверхнею допускаємо, що одновісний рушій котиться по горизонтальній поверхні з постійною кутовою швидкістю обертання коліс.



Особливістю кінематики руху одноосного колісного рушія є те що центральна опорна точка для системи коліс прийнято умовно. Додатковим параметром: в порівнянні з одиночним колесом, що впливає на кінематику руху одноосного колісного рушія, є значення  $2B$ , тобто колія машини, а також різна частота обертання внутрішнього і зовнішнього коліс ( $\omega_{k1} \neq \omega_{k2}$ ), таким чином для моста з між колісному диференціалом і коефіцієнтом ковзання умовної центральної опорної точки  $\theta_{oy} = 1$  матеріалів шин як внутрішнього, так і зовнішнього колеса рухаються в області контакту з буксуванням і юзом, вершини парабол, що є геометричним місцем нековзних в поздовжньому напрямку елементів протектора, при цьому розташовуються в геометричному центрі області контакту кожного колеса.

Коефіцієнт проковзування умовної центральної опорної точки позначимо  $\theta_{oy}$ . При наявності меж колісного диференціала положення нековзних в поздовжньому напрямку елементів шин в області контакту буде визначатися для кожного колеса своєї параболічної кривої (рис. 1.), т. . частота обертання коліс різна, тобто ( $\omega_{k1} \neq \omega_{k2}$ ) .

Рівняння параболічних кривих для внутрішнього і зовнішнього коліс мають вигляд, відповідно:

$$y_1 = \frac{\theta_{01} \cdot R_{01}}{r_1^2} \cdot x_1^2 - R_{01} \cdot (1 - \theta_{01}), \quad (1)$$

$$y_2 = \frac{\theta_{02} \cdot R_{02}}{r_2^2} \cdot x_2^2 - R_{02} \cdot (1 - \theta_{02}), \quad (2)$$

де  $\theta_{01} = \frac{\omega_{k1} \cdot r_1}{\omega_n \cdot R_{01}}$  -  $\theta_{02} = \frac{\omega_{k2} \cdot r_2}{\omega_n \cdot R_{02}}$  - коефіцієнти прослизання центральною опорною точки шини внутрішнього і зовнішнього колеса, відповідно;  $R_{01} = R_0 - B$  - радіус повороту внутрішнього колеса;  $R_{02} = R_0 + B$  - радіус повороту зовнішнього

колеса;  $\omega_{k1}$ ,  $\omega_{k1}$  - кутова швидкість обертання внутрішнього і зовнішнього колеса, відповідно;  $\omega_n$  - кутова швидкість повороту моста.

Встановимо зв'язок між коефіцієнтами  $\theta_{o1}$ ,  $\theta_{o2}$ ,  $\theta_{oy}$ , які визначаються з виразу:

$$\theta_{oy} = \frac{\omega_{ky} \cdot r}{\omega_n \cdot R_0} \quad (3)$$

Знаходимо відношення:

$$\frac{\theta_{o1}}{\theta_{oy}} = \frac{\omega_{k1} \cdot r}{\omega_n \cdot R_{01}} \cdot \frac{\omega_n \cdot R_0}{\omega_{ky} \cdot r} = \frac{\omega_{k1}}{\omega_{ky}} \cdot \frac{R_0}{R_{01}} \quad (4)$$

Через дійсні значення швидкостей руху внутрішнього колеса  $v_{k1}$  і центру моста  $v_{ky}$  знаходимо:

$$\frac{v_{k1}}{v_{ky}} = \frac{\omega_{k1} \cdot r_{k1}}{\omega_{ky} \cdot r_{ky}} = \frac{\omega_n \cdot R_{01}}{\omega_n \cdot R_0} = \frac{R_{01}}{R_0} \quad (5)$$

приймаємо припущення, що  $r_{k1} \approx r_{k2} \approx r_{ky}$  оцінку точності прийнятого допущення виконаємо при аналізі експериментальних досліджень.

Тоді

$$\frac{v_{k1}}{v_{ky}} = \frac{\omega_{k1}}{\omega_{ky}} = \frac{R_{01}}{R_0} \quad (6)$$

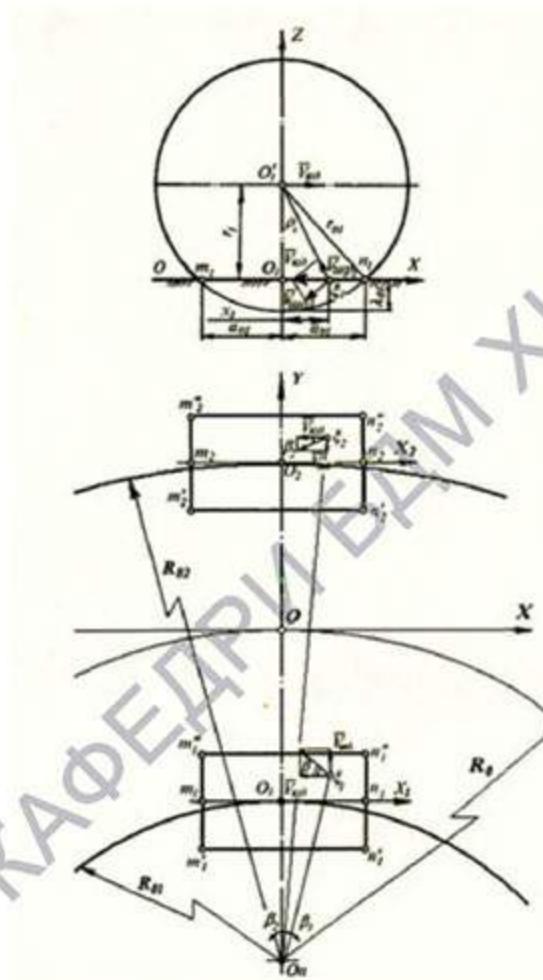


Рисунок 1 – кінематика кочення колеса з між колісним диференціалом по поверхні що не деформується

З урахуванням (2.4) з виразу (2.3) маємо  $\frac{\theta_{o1}}{\theta_{oy}} = 1$  або  $\theta_{o1} = \theta_{oy}$ .

Аналогічним чином можна довести, що  $\theta_{o1} = \theta_{o2} = \theta_{oy}$ . Виходячи з отриманого відношення, рівняння (2.1) і (2.2) записуються наступним чином:

$$y_1 = \frac{\theta_{o1} \cdot (R_0 - B)}{r_1^2} \cdot x_1^2 - (R_0 - B) \cdot (1 - \theta_{oy}), \quad (7)$$

$$y_2 = \frac{\theta_{oy} \cdot (R_0 + B)}{r_2^2} \cdot x_2^2 - (R_0 + B) \cdot (1 - \theta_{oy}), \quad (8)$$

З використання рівнянь (5) і (6) виконано розрахунок і побудовані параболічні криві, представлені на рисунку 2, для шини Я-140.

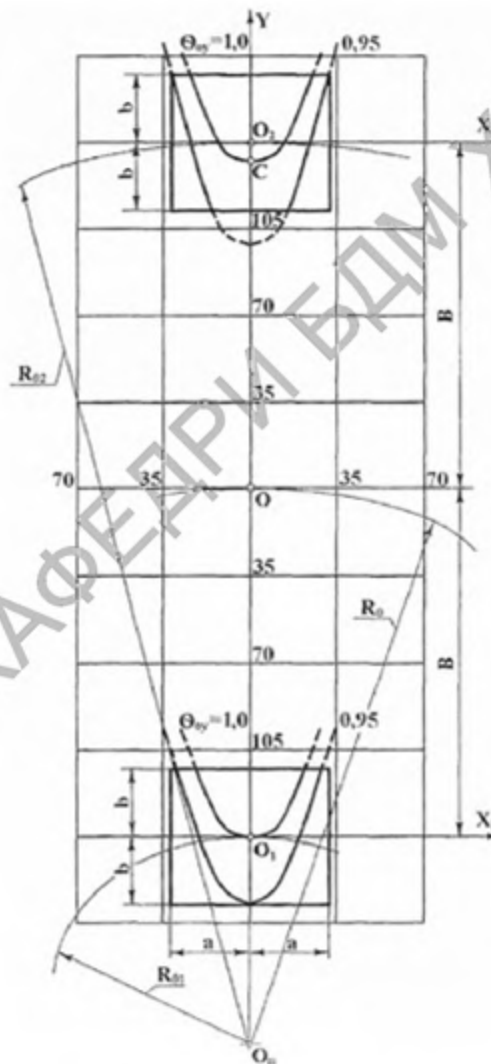


Рисунок 2 – положення парабол в області контакту колеса з шиною Я-140

Слід зазначити, що при русі коліс моста з міжколісним диференціалом по поверхні, що деформується і при  $\theta_{oy} = 1$  елементи шин як внутрішнього, так і зовнішнього колеса рухаються в області контакту одночасно і з буксуванням, і юзом, вершини парабол при цьому розташовуються відповідно в точках  $O_1$  і  $C$  (рис. 1.3).

Проведений аналіз кінематики руху з міжколісним диференціалом по дузі кола показує, що процес прослизання залежить від коефіцієнта проковзування умовної центральної опорної точки, радіуса повороту, розмірів

області контакту шин з опорною поверхнею, відстані між колесами рушія 2В, типу приводу коліс.

### Література

1. Антонов, В. Н. Улучшение эксплуатационных качеств шин ведущих колес сельскохозяйственных тракторов, путем задания рациональных параметров рисунка протектора: дис. канд. техн. наук : защищена 22.03.91 : утв. 03.09.91 / Антонов Владимир Николаевич. - Днепропетровск, 1991. - 171 с.

2. Острецов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В. Шины и колеса для автомобилей и тракторов: Учебное пособие по дисциплине "Конструкция автомобиля и трактора" для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) "Автомобиле - и тракторостроение". - М.: МГТУ "МАМИ", 2011. - 85 с.

3. Лозовецька В.В., «Гідро-і Пневмосистеми транспортно-технологічних машин»/В.В. Лозовецька.// Лань, 2012. С. 5-10.

## ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ НА СТІЙКІСТЬ

Фідровська Н.М., Нестеренко В.В., Караван Р.А.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені  
адмірала Макарова

Проблеми стійкості канатних барабанів являються досить актуальними. Канатний барабан являється в більшості випадків тонкостінною оболонкою, яка під дією зовнішнього тиску, який створюється канатом, може привести до втрати стійкості. Питання стійкості обичайки барабана, який навантажений

витками канату, являються дуже важливими, тому що з ними пов'язані безпека і надійність роботи механізму підйому.

Надійність канатного підйому в основному залежить від міцності і стійкості канатного барабану. Якщо при товщині обичайки, яка отримана розрахунком на міцність, стійкість не забезпечується, то або її товщина повинна збільшуватися або виникає необхідність встановлення елементів жорсткості. Перший шлях веде до збільшення металоємкості барабану, а другий крім цього ще і ускладнює технологію виготовлення. Для забезпечення стійкості обичайки канатного барабана використовують підкріплюючі елементи – кільця або поздовжні ребра жорсткості, хоча це конструктивне рішення має ряд недоліків. Забезпечуючи стійкість конструкції, додаткові елементи жорсткості є одночасно джерелом концентрації напружень в зоні їх контакту з циліндричною обичайкою барабана, що викликає досить високі локальні напруги. Ці напруги можуть бути вирішальними тому, що для барабанів із чавуну міцність при згині становить половину міцності на стиск.

Під час експлуатації підйомних пристроїв відомі випадки руйнування канатних барабанів. Але причиною цього завжди був напружений стан, який не загрожував втратою стійкості обичайки, але який приводив до руйнування втомлювального характеру. Ускладнення технології виготовлення барабанів не може бути виправдане і потрібно навпаки вивільняти конструкцію від зайвих елементів з точки зору стійкості. Тому зменшення металоємності обичайки канатного барабану та забезпечення його надійної роботи є досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

В роботі [1] розглянутий напружений стан оболонок і діафрагм шахтних підйомних машин на прикладі шахтної підйомної машини ШПМ БЦК 8/5х2,7, яка призначена для роботи на глибині до 1200 метрів. Було відмічено, що тріщини з'являються у зварних швах косинок і ребер. Ремонт тріщин виконувався шляхом видалення наплавленого металу і повторній заварці.

Періодичність ремонтів складав від 2 до 3 місяців. При позаплановій зупинці машини було відмічено, що тріщини в ремонтних швах

поновлювалися через 10–14 днів після ремонту і не розвивалися.

В наступних ремонтах, крім заварки швів, проводилося посилення діафрагм односторонніми накладками в місцях тріщиноутворення. Але тріщини продовжували розвиватися в ремонтних швах і основному металі накладок і діафрагм по границі накладки. В міжремонтний період (2–3 місяці) одна з тріщин в діафрагмі розвивалася на всю ширину кільця з виходом в основний метал оболонки.

Багатократні ремонти тріщин і посилення місця їх виникнення в кільцях діафрагм не зупинили процес тріщиноутворення.

В роботі [1] визначений напружено-деформований стан оболонки і діафрагм, який викликаний навивкою навантаженого каната. Запропонована методика розрахунку враховувала послаблення раніше навитих витків каната внаслідок стиску оболонки при навивці послідуєчих витків. Також визначений напружено-деформований стан діафрагм при вісісметричному навантаженні, яке передається від оболонки барабана на діафрагми. Це навантаження визначається співвідношенням жорсткостей діафрагми і оболонки по відношенню до такого навантаження.

Зроблений висновок про наявність концентраторів напружень у вигляді шорсткості поверхні у вирізах діафрагм після вогневої різки, і наявність дислокації в зоні термічного впливу при вогняній різці, а також остаточні напруження в зварній конструкції. Крім цього, був зроблений висновок про вплив вирізів в діафрагмі на появу неосесиметричного складового зусилля, яке діє між оболонкою і діафрагмою. Якщо канат намотується близько до діафрагми, то зовнішнє навантаження являється локальною не тільки в осьовому, але і в кільцевому напрямку, тобто має неосесиметричну складову. Проведені в роботі [1] розрахунки показали, що жорсткість діафрагми по відношенню до циклічного навантаження і її площині значно більше жорсткості оболонки. Тому місцеве навантаження близько до місця з'єднання оболонки з діафрагмою майже повністю сприймається діафрагмою. Було відмічено, що більш точне визначення довжини в подовжньому напрямку

зони, в межах якої циклічне або локальне навантаження сприймається діафрагмою, представляє досить складну задачу.

Максимальні радіальні напруження дорівнюють сумі осесиметричної і неосесиметричної складових при плоскій деформації і напружень згину, кільцеві напруження – сумі осесиметричної складової при плоскої деформації і місцевих напружень згину в кутах вирізів.

В роботі [1] тиск канату на обичайку барабана приймається постійним, не враховується вплив сил тертя між канатом і барабаном і вплив закріплення обичайки на лобовинах. Крім цього визначення місцевих напружень в зоні зварювання являється дуже наближеним.

В роботі [2] приведені результати досліджень канатних барабанів, які мають кільця жорсткості. Показано, що канатні барабани сприймають циклічні навантаження і місцеві пікові напруження, особливо в місцях зварювальних швів. Це і являється причиною появи і розвитку втомлювальних швів. Складена програма розрахунку напружено-деформованого стану оболонки без підкріплюючих елементів і з кільцями жорсткості. Питання стійкості обичайки канатного барабану в статті не розглядалися.

В роботі [3] розроблений емпіричний метод будування параметричної моделі обичайки барабану шахтної підйомної машини. Питання стійкості барабану не розглядалися.

В роботі [4] розроблене чисельне моделювання динаміки механізму підйому в кабельному крані. Питання стійкості барабану не розглядалися.

В роботі [5] проведено моделювання механізму підйому вантажу. Використовували чотири масову динамічну модель. На основі вибору характеру зміни прискорення механізму підйому вантажу досягнуто усунення динамічних навантажень у канаті під час устанавленого руху. Питання стійкості барабану не розглядалися.

Все це дозволяє стверджувати, що дослідження стійкості канатного барабану являється потрібним. У зв'язку з цим в нашому дослідженні звернено увагу на теорію стійкості обичайки барабану для виявлення помітних резервів



і можливості застосування більш надійних, більш технологічних і у багатьох випадках менш металоємних барабанів.

Метою дослідження є визначення методики для розрахунку канатних барабанів при конструюванні вантажопідйомних машин.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- провести дослідження канатного барабану під дією зовнішнього навантаження;
- визначити параметри та їх вплив на критичне навантаження канатного барабану;
- розробити нову методику розрахунку обичайки канатного барабану на стійкість.

Втрата стійкості стінки барабана, який навантажений витками каната, може привести до аварійної ситуації, значних втрат на ремонтні роботи. Тому при проектуванні канатних барабанів у більшості випадків проводять розрахунок на стійкість обичайки.

В шахтних барабанах питання стійкості обичайки стоїть більш гостро, ніж в кранових. Пояснюється більшим відношенням  $R/\delta$ , як свідчать дослідження багатьох авторів [1, 3, 4, 6–9]. Випадків втрат стійкості шахтних барабанів дуже мало, а ті, що мали місце, були результатами помилкової конструкції, яка не враховувала пружні деформації обичайки барабана. Ще менше відомо випадків втрати стійкості кранових барабанів.

Розрахунки на стійкість канатних барабанів базуються на дослідженні [10], де розглянуто гладку тонкостінну трубу, краї якої вільно опираються. Але в цьому рішенні величина критичного тиску недооцінювалась. Не було враховане закріплення країв обичайки, довжина якої відносно невелика, а також тиск приймався по всій оболонці постійним, який мав максимальне значення. Це приводить до безпідставного збільшення товщини стінки барабана або підсилення її кільцями або ребрами.

Зовнішній тиск, який зумовлений витками каната, який намотується на барабан, може діяти на частині барабана або по всій його довжині.

Дослідження авторів [11] показали, що розрахунки на стійкість треба виконувати при завантаженості стінки барабана по всій його довжині або ввести в конструкцію барабана додаткові ребра жорсткості.

Розглядаючи конкретні параметри кранових барабанів зроблено висновок, що кількість напівхвиль згину оболонки в поперечному перерізу  $n=3$ , зрідка  $n=2$ . При пружній роботі стінки барабану для визначення критичного тиску використовують формулу Мізеса [12]

$$p_k = \frac{E \cdot \varepsilon}{R} \cdot \left[ \frac{1}{(n^2 - 1) \cdot N} + \frac{\delta^2}{12 \cdot (1 - \nu^2) \cdot R^2} \cdot (n^2 - 1 + \frac{2 \cdot n^2 - 1 - \nu}{N}) \right], \quad (1)$$

де

$$N = 1 + \frac{n^2 \cdot l^2}{\pi^2 \cdot R^2}, \quad (2)$$

$l$  – відстань між лобовинами або ребрами жорсткості,

$n$  – кількість напівхвиль при втраті стійкості, яке відповідає мінімальному значенню  $p_k$ .

Значення  $n$  визначають експериментальним методом або за допомогою побудованих графіків або таблиць значень  $p_k$  в функції параметрів  $l/R$  та  $\delta/R$ .

В роботі [13] автор запропонував визначати критичне навантаження для кругового кільця, на яке діє рівномірно розподілена стискуюча сила

$$p_{kp} = \frac{24 \cdot E_b \cdot J_b}{D_b^3}, \quad (3)$$

де  $E_b$  – модуль пружності матеріалу стінки барабана,

$J_b$  – момент інерції перерізу стінки барабана,

$D_b$  – діаметр барабана по середній лінії стінки.

Для ширини  $b$

$$J_b = \frac{b \cdot \delta^3}{12}, \quad (4)$$

тому

$$\rho_{кр} = 2 \cdot \frac{E_b \cdot b \cdot \delta^3}{D_b^3}. \quad (5)$$

Так як при коефіцієнті запасу стійкості  $n$

$$\rho_{кр} = n\rho = \frac{2 \cdot n \cdot S_b}{D_b^3}, \quad (6)$$

то

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{n \cdot S_b \cdot D_b^3}{E_b \cdot b}}. \quad (7)$$

При  $n \geq 2$

$$\delta \geq 1.25 \sqrt[3]{\frac{S_b \cdot D_b^3}{E_b \cdot b}}. \quad (8)$$

В навчальній літературі при розрахунках на стійкість запас стійкості циліндричної стінки барабана приймають за умови:

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\phi \cdot \sigma_{ст}} \geq [n], \quad (9)$$

де  $[n]$  – рекомендований запас стійкості,

$[n] = 1,7$  – для сталевих барабанів,

$[n] = 2$  для чавунних барабанів.

$\sigma_{кр}$  – критичне напруження в циліндричній стінці по формулі Папковича [14]

$$\sigma_{кр} = 0.92 \cdot E_b \cdot \frac{\delta}{l} \cdot \sqrt{\frac{2\delta}{D_b}}, \quad (10)$$

Коефіцієнт впливу деформації стінки барабана і каната розраховується за формулою:

$$\phi = \left( 1 + \frac{E_k \cdot F_k}{E_b \cdot \delta \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (11)$$

де  $E_k$  – модуль пружності сталевго каната,

$F_k$  – площа перерізу всіх дротинок каната.

Критичне напруження не може перевищувати 0,8  $\sigma_t$  для сталевих барабанів та не більше 0,6  $\sigma_b$  для чавунних. Якщо фактичний запас стійкості буде меншим рекомендованого то пропонують, або збільшити товщину обичайки, або встановити елементи жорсткості (ребра і кільця жорсткості).

Проведений аналіз рішень, які використовуються в теорії стійкості, показав, що для параметрів кранових барабанів величини коефіцієнта запасу стійкості обичайки завищені.

На рис. 1 наведені параметри реальних барабанів і показані результати розрахунків.

Крива а відповідає залежності (9). Крива б – залежності Папковича (10).

Якщо враховувати вплив пружного з'єднання лобовини з обичайкою, то розрахунок треба вести по (14).

При  $\delta = \delta_1$  і  $r/R = 1/2$  отримуємо криву в.

Для оцінки  $r_{кр}$  був вибраний метод варіаційного числення з використанням рівняння Ейлера змішаної варіаційної задачі у розробці С. М. Кана [15].



Рисунок 1 - Параметри канатних барабанів

Для врахування пружності закріплення країв обичайки барабана з лобовинами був введений коефіцієнт  $\theta$  [16]

$$\theta = \pi^4 \sqrt{\frac{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 1,5}{\psi_0^2 + 0,9\psi_0 + 0,21}}, \quad (12)$$

де

$$\phi_0 = 2,6 \cdot C \cdot \sqrt{\frac{R}{\delta} \left(\frac{\delta}{\delta_n}\right)^3}, \quad C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + (1 - \nu) \cdot \frac{r^2}{R^2}}, \quad (13)$$

де  $\delta_n$  – товщина стінки лобовини,

$r$  – радіус лобовини,

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Залежність коефіцієнта  $\theta$  від параметрів барабана наведена на рис. 2.

Критичний тиск для обичайки канатного барабана можна визначити з формули:

$$P = \frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[ 1 + \frac{\theta^4 R^6 E \delta}{DL^4 n^4 (n^2 - 1)} \right], \quad (14)$$

де  $D$  – циліндрична жорсткість барабана

$$D = \frac{E \cdot \delta^3}{12(1 - \nu^2)}. \quad (15)$$

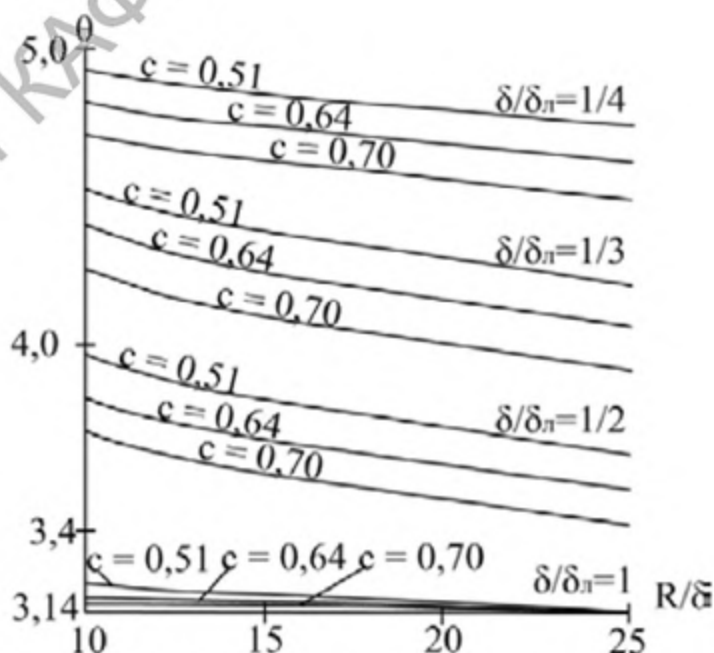


Рисунок 2 - Залежність коефіцієнта  $\theta$  від параметрів барабана

Проведені експерименти [9] показали, що і формула (10) недооцінює стійкості оболонки, тому що реальний критичний тиск вдвічі, а іноді і втричі перевищує розрахункове значення.

Випадок, коли циліндрична оболонка завантажена не повністю, а тільки ділянка шириною  $v$ , є дуже цікавим і також потребує дослідження. Отримано розрахункову формулу для критичного тиску [9]:

$$p_{кр} = \frac{\frac{D \cdot (n^2 - 1)}{R^3} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \cdot \frac{R^6 \cdot E \cdot \delta}{D \cdot n^4 \cdot (n^2 - 1)^2} \right]}{\frac{b}{L} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left[ \sin \frac{\pi \cdot (L + b)}{L} - \sin \frac{\pi \cdot (L - b)}{L} \right]}, \quad (16)$$

Проведені експерименти дали змогу зробити порівняльну характеристику рис. 3.

Початкові відхилення від геометричної форми оболонки зменшують її стійкість. Була отримана формула для критичного тиску еліптичної оболонки [9]:

$$p_{кр} = \frac{1}{2k-1} \cdot \left[ \frac{64 \cdot D \cdot (n^2 - 1)}{b^3 \cdot \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}} + \left( \frac{\theta}{L} \right)^4 \cdot \frac{E \cdot \delta \cdot b^3 \cdot \sqrt{(7k^2 + 2k + 7)^3}}{64 \cdot n^4 \cdot (n^2 - 1)} \right], \quad (17)$$

де  $k = a/b$ , а та  $b$  – пів осі еліпса.

В роботі [10] автори досліджували вплив еліптичності оболонки рис. 3 на величину критичного навантаження.

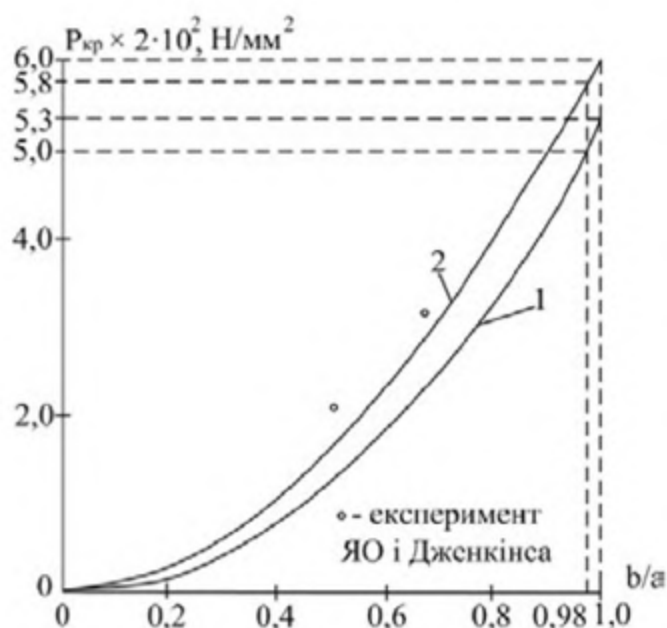


Рисунок 3 - Вплив еліптичності циліндричних оболонок на критичне навантаження

Крива 1 відповідає розрахунку [10], крива 2 відповідає значенням критичного тиску по [11]. Як бачимо, отримана формула критичного тиску більш наближена до експериментальних точок американських авторів.

### Висновки

1. Проведені дослідження показали, що стінка канатного барабану під дією зовнішнього навантаження, яке виникає при намотуванні канату, при тих співвідношеннях радіусу і довжини барабану і товщини стінки барабану втратити стійкість не може.

2. Отримана інженерна методика розрахунку обичайки канатного барабану дала змогу зробити висновок, що, вимоги у всіх випадках запас на місцеву стійкість обичайки більший, ніж на міцність, тобто стійкості не викликають потовщення стінки.

3. Як бачимо, вплив еліптичності на критичний тиск в можливій для кранових барабанів області ( $b/a \geq 0,95$ ) не перевищує 14 % за даними в роботі [10] і 8 % за розрахунком по [11]. Пружне з'єднання лобовини і стінки барабану значно збільшує критичне навантаження. Початкова можлива овальність обичайки барабану не створює суттєвого впливу на критичне навантаження.

### Література

1. Напряженное состояние оболочек и диафрагм шахтных подъемных машин / Маневич А. И., Бичуч А. И. // Підійомно-транспортна техніка, Науково-технічний та виробничий журнал. 2003. № 1. С. 3–16.

2. К оценке прочности стенки канатного барабана с подкрепляющими кольцами жесткости. / Нестеренко В. В., Фидровская Н. Н. // Підійомно-транспортна техніка. 2009. № 4. С. 112–117.



3. Semiempirical method of creation of generalized parameter-oriented model of mine hoist drum shell. / Zabolotny K. S., Rutkovskiy M. A. // Scientific University National Mountain. 2012. Issue 4. P. 88-92.

4. Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. / Grigorov O., Druzhynin E., Anishchenko G., Strizhak M., Strizhak V. // International Journal of Engineering & Technology. 2018.

5. Analysis for dynamic characteristics in load-lifting system Issue 7 (4.3). P. 64–70. DOI: [10.14419/ijet.v7i4.3.19553](https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553). of the crane. / Pu H., Xie X., Liang G., Yun X., Pan H. // Procedia Engineering. 2011. № 16. P. 586–593.

6. Ковальський Б. С., Кожин С. В. Барабаны грузоподъемных машин: уч. пособ. Харьков, 1969. 164 с.

7. Федорова З. М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. Подъемники: уч. пособ. Киев, 1976. 296 с.

8. Морозов Б. А. Исследование прочности шахтных подъемных машин – вопросы теории и эксплуатации подъемно-транспортных машин: уч. пособ. Москва, 1951. 26 с.

9. Фідровська Н. М. Канатні барабани: монографія/Н. М. Фідровська. Харків: «НІМІ», 2012. С. 190–195.

10. Яо Д. К., Дженкинс В. К. Выпучивание эллиптических цилиндров под нормальным давлением. Ракетная техника и космонавтика, 1970. Т. 8. 25–31 с.

11. Buckling of a finite Length Cylindrical Shell Under a Circumferential Band of Pressure, 6. / Almroth B. O., Brush D. O. // Aerospace Sciences. 1961. Issue 7. P. 213.

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНА**

Стешенко О.А., бакалавр  
Науковий керівник - к.т.н., доцент Щербак О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для проведення експерименту була створена нова модель ходової рами. Особливістю якої є телескопічна конструкція для зміни колії і бази. Для побудови був обраний сталевий профіль квадратного перетину. Розмір профілю 20x20 і 15x15. Вісь обертання встановлена на 2 куточки 20x20.

Так само для приводу були змодельовані та роздруковані на 3D принтері шківни. Для вимірювання навантаження на опори використовується 4 тензобалки з межею навантаження 20 кг, в кожній з них знаходиться повний тензоміст. В якості підсилювача використовується цифровий підсилювач НХ711 [1]. Так як для кожної опори використовується 1 балка для неї потрібен окремий підсилювач. Для зменшення шумів підсилювач повинен знаходитися максимально близько до балки, так як зміна напруги в балці вимірюється в милі вольтах. У свою чергу модуль підсилювача і мікроконтролер використовують цифровий зв'язок що дозволяє подовжити шину зв'язку. Таким чином, ми отримуємо, що підсилювачі знаходяться безпосередньо на опорах, а контролер в центрі моделі ходової рами. В якості контролера використовується 8 бітна плата Arduino nano [2]. Принципова схема підключення приведена нижче.

Для калібрування датчиків використовували стенд і вантажі, таким чином підбирали коефіцієнт при якому датчики показували дані в грамах. Всі дані приходять в СОМ порт комп'ютера в реальному часі, що дозволяє оцінювати адекватність даних.

Також були змодельовані та роздруковані опори моделі крана. Для проведення експериментів була створена металева конструкція рами крану (рис.1-2).



Рисунок 1 – Зварювання моделі телескопічної ходової рами



Рисунок 2 – Обробка зварних швів моделі

На рисунку 3 показано встановлення осі обертання моделі, а на рисунку 4 встановлення привідного мотору для обертання крана



Рисунок 3 – Установка осі обертання моделі крана



Рисунок 4 – Установка мотора осі обертання

Для приводу осі обертання були роздруковані на 3D принтері шків для мотору и осі обертання рис. 5. На рисунку 6 показано встановлення тензометричної балки в телескопічну опору крана. На рис. 7 показані змодельовані та роздруковані опори моделі крана.



Рисунок 5 – Установка шківів, мотору та збірка вузла обертання моделі крана



Рисунок 6 – Установка тензодатчика



Рисунок 7 – Ніжка кінцевої опори

На рисунку 8 показано встановлення кінцевих опір та виготовлення проводки. На рисунку 9 показана готова рами моделі крана.



Рисунок 8 – Установка кінцевих опір.  
виготовлення проводки



Рисунок 9 – Фарбування моделі  
ходової рами

На рисунку 10 зображена кінцева опора та установка підсилювача HX711. На рисунку 11 показано встановлення тензометричних опор на баштовий кран.



Рисунок 10 – Кінцева опора,  
установка посилювача HX711



Рисунок 11 – Встановлення  
тензометричних опор на баштовий  
кран

На рисунку 12 показана готова експериментальна установка – модель баштового крану.



Рисунок 12 – Експериментальна установка – модель крану

Для проведення калібрування тензOMETричних датчиків було зібрано стенд рисунок 13.

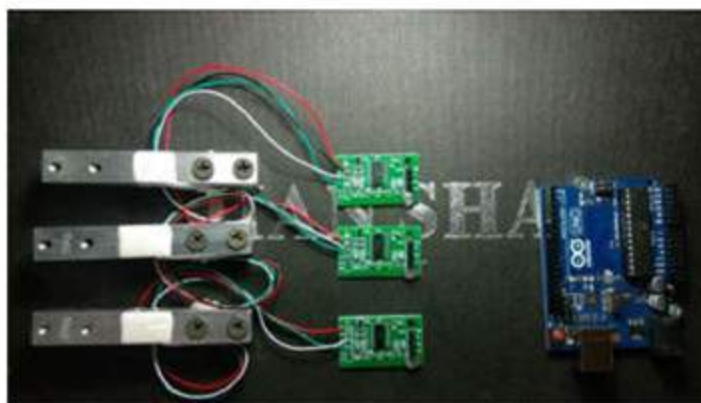


Рисунок 13 – Стенд для калібрування тензOMETричних датчиків

Схема підключення датчиків наведена на рис.14.

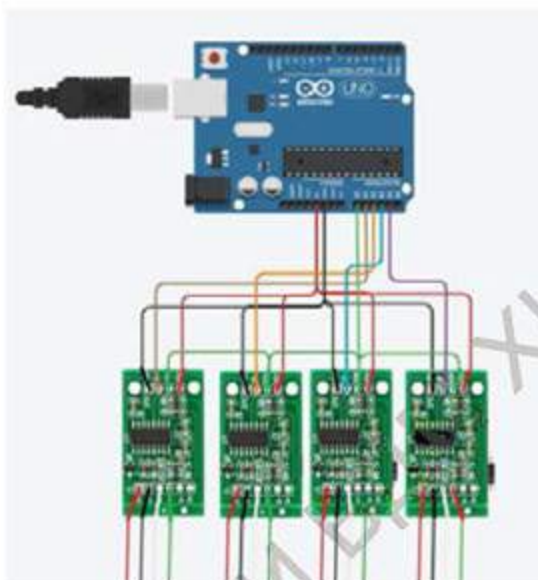


Рисунок 14 – Схема підключення посилювачів

#### Результати проведення експерименту

Результати проведення експериментів використовуючи розроблений вимірювальний комплекс зображені на рис. 15- 20. У ході експерименту досліджувався момент відриву опор крану.

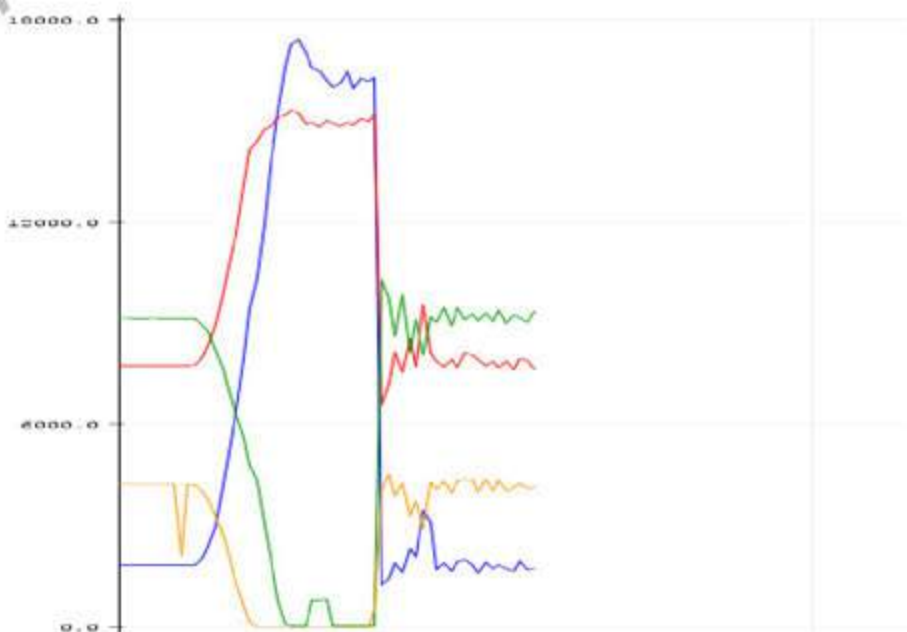


Рисунок 15 – Графік відриву опори база 450

Відрив відбувся при силі 93Н.

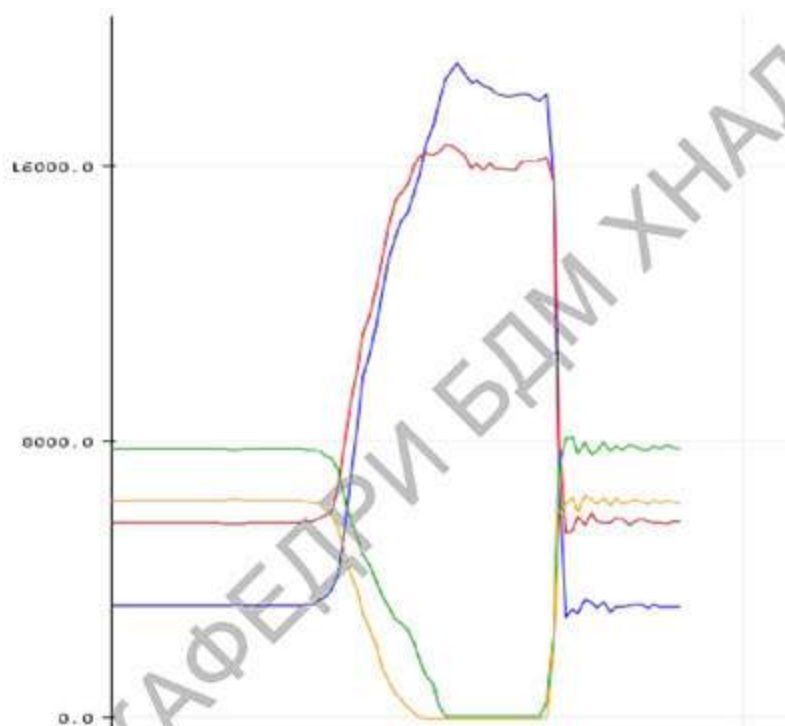


Рисунок 16 – Графік відриву опори база 475

Відрив відбувся при силі 104Н.

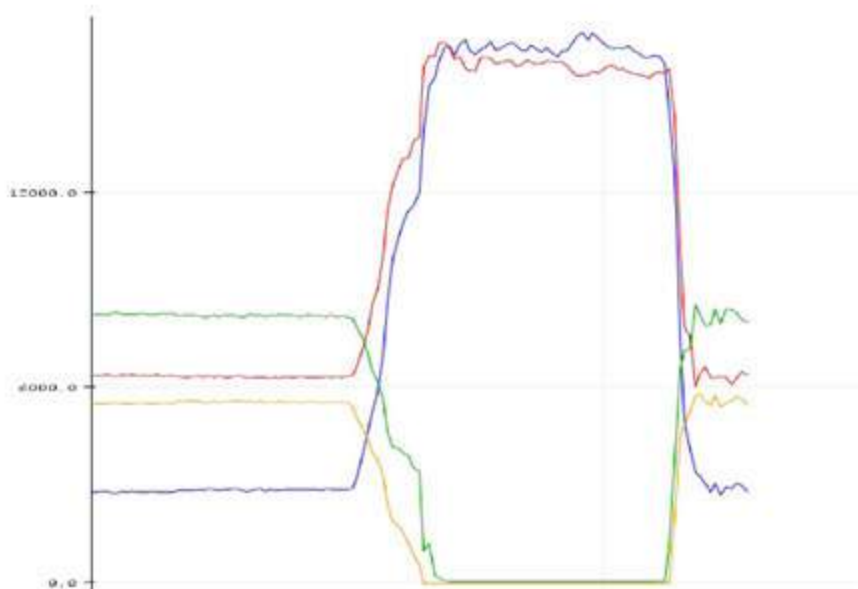


Рисунок 17 – Графік відриву опори база 525

Відрив відбувся при силі 112Н.



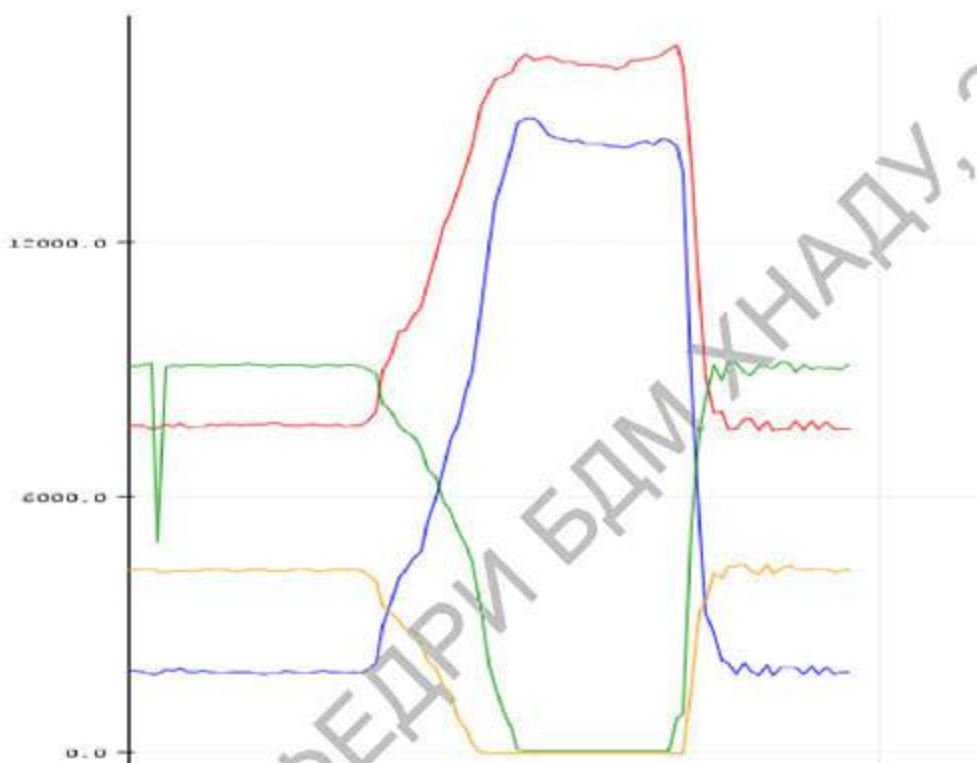


Рисунок 18 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 20 град

Відрив відбувся при силі 112Н.

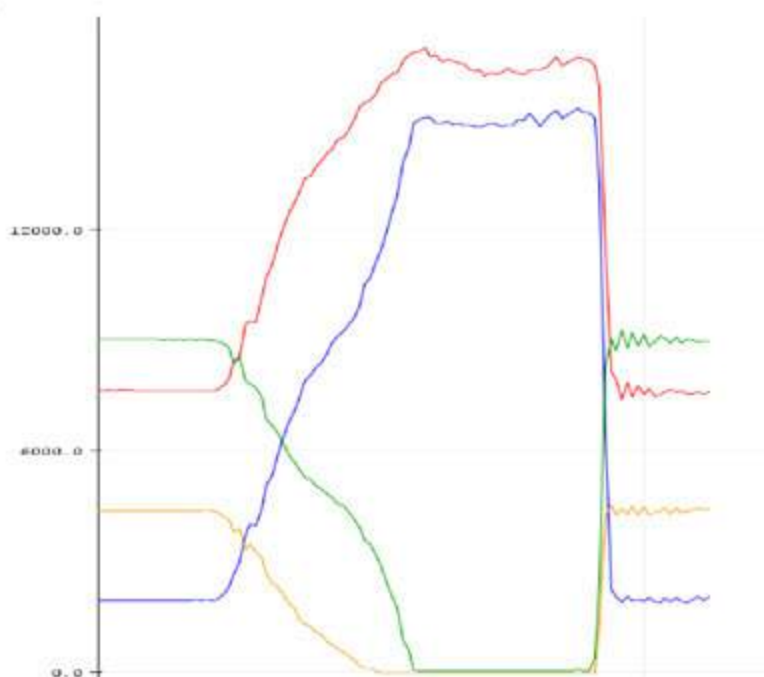


Рисунок 19 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 30 град

Відрив відбувся при силі 123Н.

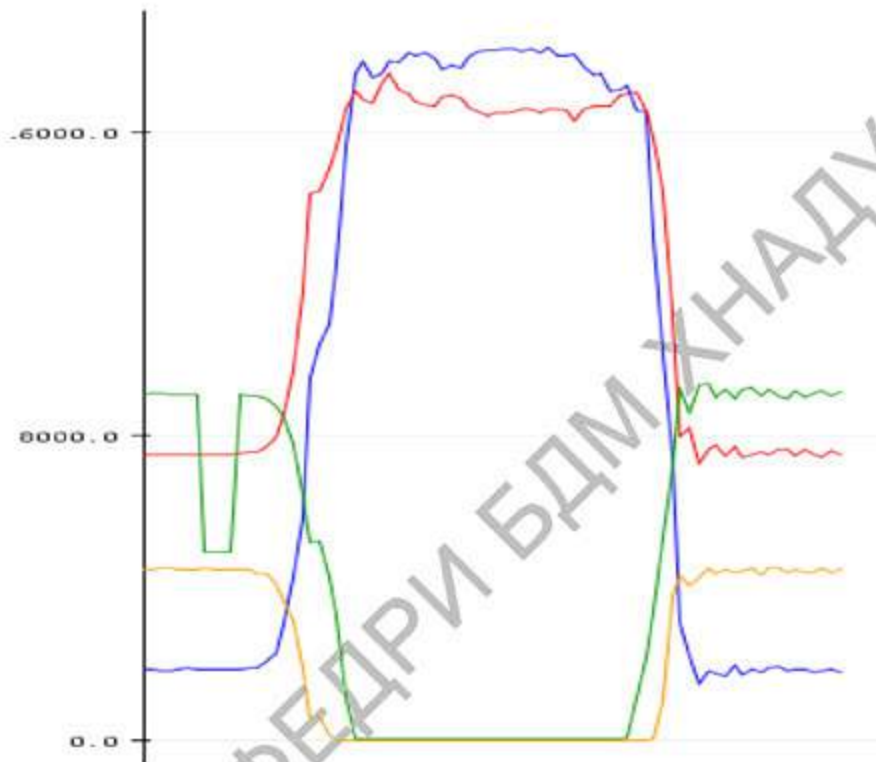


Рисунок 20 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 40 град

Відрив відбувся при силі 149Н.

### Висновки

Розроблено обладнання для проведення експериментального дослідження;

Проведені експериментальні випробування стійкості крану;

Вдосконалена методика розрахунку стійкості баштового крану.

### Література

1. [Електронне джерело]/ [https://wiki.arduino.ru/page/hx\\_711\\_with\\_tenzo/](https://wiki.arduino.ru/page/hx_711_with_tenzo/) (дата звернення 2.04.2020)
2. [Електронне джерело]/ <https://doc.arduino.ua/ru/hardware/Nano/> (дата звернення 2.04.2020)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДНІМАЛЬНОЇ ПЛАТФОРМИ МЕТОДАМИ ТРИВИМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Дзюба В.В., бакалавр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Рагулін В.М.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Комп'ютерне програмне забезпечення в наші дні проникло у кожен сферу людської діяльності, зокрема технічний прогрес торкнувся і області машинобудування [1]. Зростаюча конкуренція і необхідність скорочення термінів проектування призвели до того, що за останні два роки на тривимірне проектування перейшло стільки організацій, скільки за всі роки існування цієї технології. При наявності додаткових модулів САД системи, модель можна розраховувати на міцність, проводити статистичний і динамічний аналіз. На даному етапі використовували такі програмні продукти, як Autodesk Inventor та ANSYS.

У комп'ютерному середовищі Inventor компанії Autodesk створена модель автогідропідійомника на базі тракторного шасі (рисунк 1) з характеристиками наведеними у таблиці 1. Дана модель має такі модулі: стріла (комбінована), люлька з кронштейном, опорно-поворотний прилад, силовий агрегат. Так як дана машина широко розповсюджена можна легко визначити вагові характеристики машини, геометричні параметри.

Однією з задач дослідження було аналіз навантаження верхньої стріли. Для проведення аналізу було використано програму розрахунку напружено-деформованого стану конструкцій [2].

Говорячи про колісці, відзначимо, що її максимальна вантажопідійомність, як і у згаданих раніше установок, складає 250 кг. Особливо скажімо, що при виборі автогідропідійомника для проведення робіт по ремонту силових електричних ланцюгів необхідно замовляти модифікацію, у якій робоча платформа має електроізоляцію з необхідним рівнем

електрозахисту. Найбільшим попитом користуються моделі, що дозволяють виконувати роботи на електроустановках напругою до 10 кВ. Щоб забезпечити необхідний рівень захисту, люлька кріпиться до силового надрамника через спеціальні ізолятори, матеріал яких, власне каучуки, і задає граничну напругу. Кут повороту стріли дорівнює  $360^\circ$ , тобто охоплює весь робочий сектор. Примітно, що виробник в технічній документації до спецмашини вказав максимально допустиму швидкість вітру 10 м/с, при якій можна проводити роботи на десятиметрової висоті.

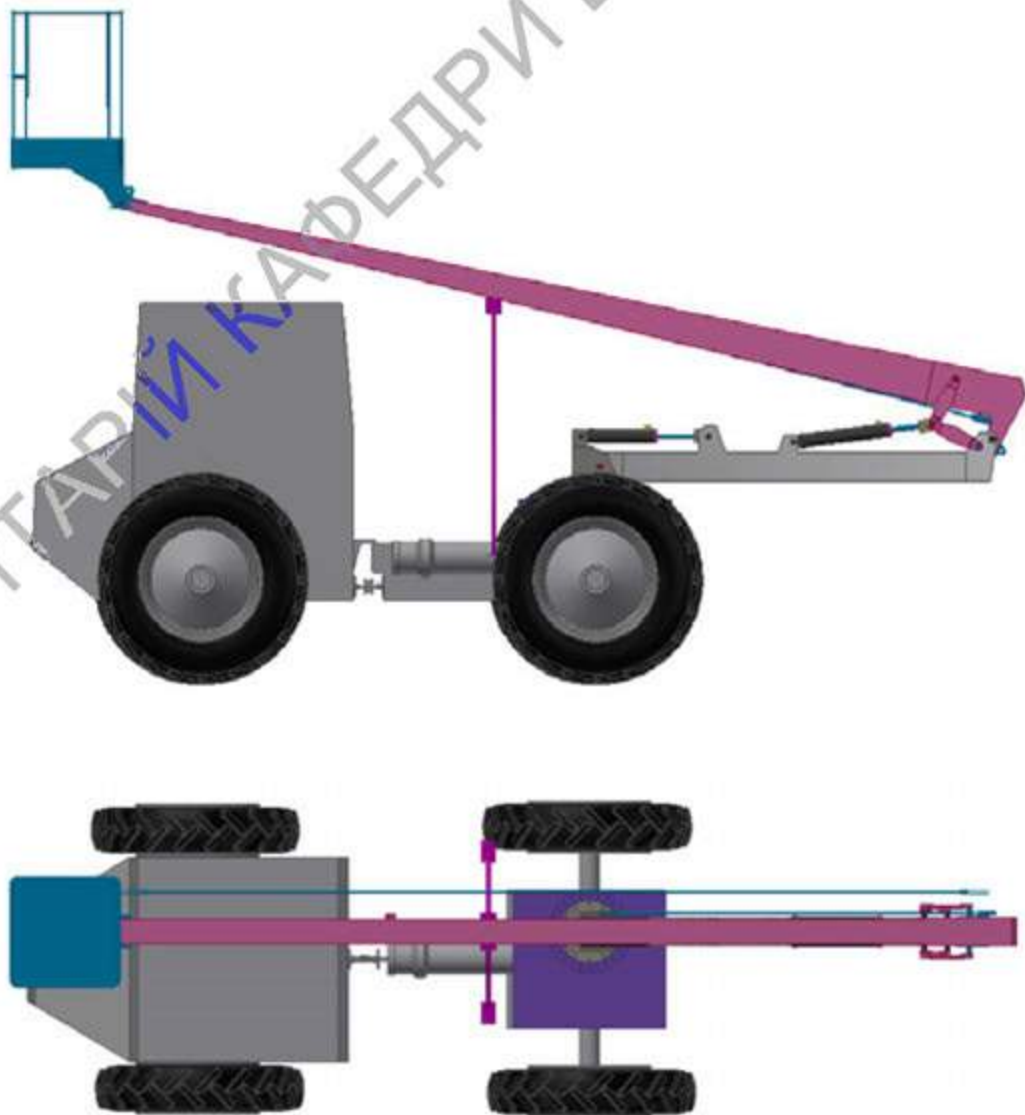


Рисунок 1 – Загальний вид сконструйованого автогідропідійомника

Таблиця 1 – Характеристики досліджуваного об'єкту

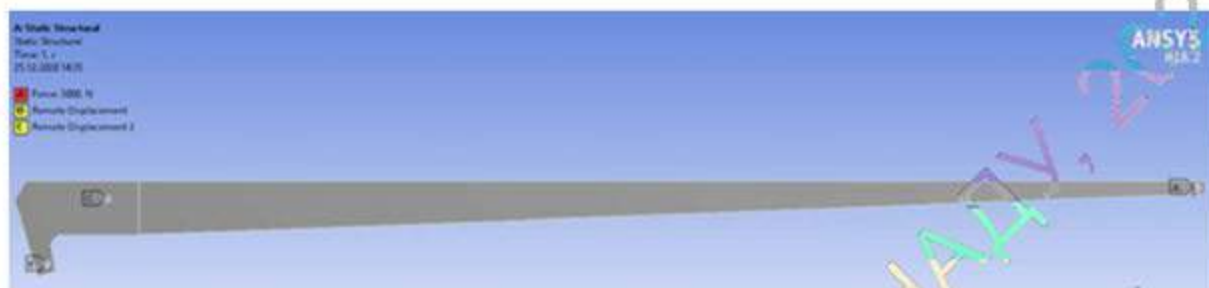
Технічна характеристика	
Експлуатаційна маса, кг	6500
Номінальна вантажопідйомність, кг	250
Геометричні параметри	
Загальна довжина, мм	7300
Робоча висота, мм	14000
Довжина нижньої стріли, мм	2910
Ширина, мм	200
Довжина верхньої стріли, мм	6700

Метод кінцевих елементів забезпечує широкий спектр моделювальних можливостей контролю складності. За потреби в більшості інженерних програм можна змінювати бажаний рівень точності, час, потрібний для необхідних та асоційованих обчислень.

Одним з перших дій реалізації методу кінцевих елементів є розбивка конструкції на кінцеві елементи. В даному випадку ми призначили шарнірним опорам букви А; В; С та доклали до точки А силу 3000Н у різних положеннях. Тим самим визначили максимальні та мінімальні напруження які виникають по всій поверхні стріли. У першому розрахунковому положенні стріла знаходиться горизонтально (рисунок 2). Одержані результати дозволяють наглядно показати місця які приймають найбільше навантаження та в майбутній експлуатації прийняти їх до уваги.

У другому випадку стріла знаходиться під кутом 45 градусів, а третє положення стріли встановлювали під кутом 85° та має мінімальні навантаження на поверхні стріли

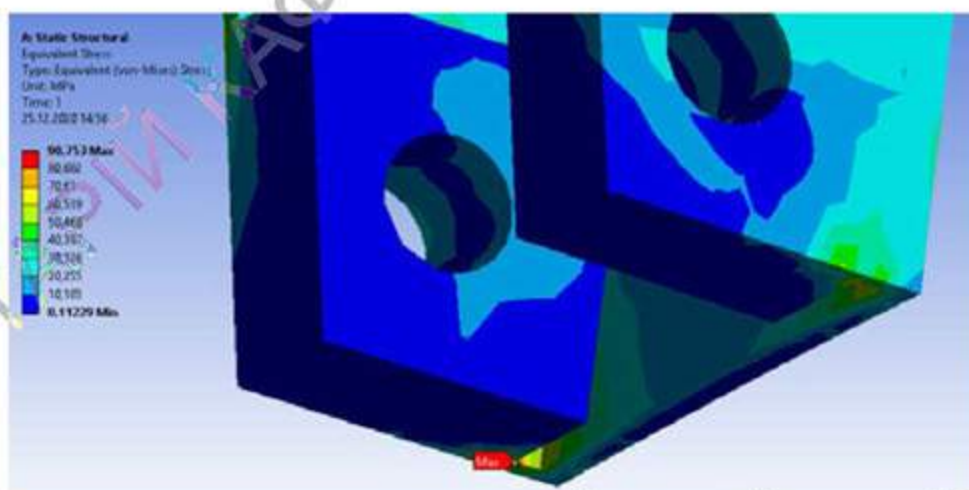
Для більш доцільного порівняння занесемо данні максимальних та мінімальних навантажень в різних положеннях стріли до таблиці 2.



a



б



в

Рисунок 2 – Навантаження при горизонтальному положенні

Таблиця 2 – Навантаження при підйому стріли

Положення	Min, МПа	Max, МПа
0°	0,1229	90,753
45°	0,09556	63,438
85°	0,0099	6,8871

Можливість вибору різних типів кінцевих елементів і характеристик матеріалу користувачем робить рішення компанії ANSYS для механіки деформованих твердих тіл більш гнучкими і дозволяє розширювати можливості програмного забезпечення для вирішення широкого кола завдань. Досвідчені користувачі можуть ефективно використовувати параметричний мову програмування APDL, який має багатий набір можливостей створення сценаріїв для виконання всіх розрахунків - від попередньої обробки до кінцевої обробки, автоматизації процесів або доступу до додаткових функцій. На додаток до цього інструменти моделювання ANSYS дозволяють здійснювати повне або часткове взаємодія з інструментами сторонніх виробників.

### **Висновки**

Застосування методу кінцевих елементів активно розвивається в усіх країнах СНД. Його можливості постійно розширюються, він ставати більш продуктивним та ефективним. Підвищується точність модельованих процесів. Все це, дозволяє використовувати його в безлічі сфер і напрямків, головним з яких є промисловість. Цей аналіз дозволить значно збільшити ККД конструкції та кожному з етапів проектування. Подальше дослідження пов'язане порівняльним аналізом з декількома програмними продуктами оснований на даному методі, а також кінематичний аналіз різних компоновок навісного обладнання.

### **Література**

1. Хмара Л. А., Кравець С. В., Скорблюк М. П. Машини для земляних робіт: підруч. / за ред. Л.А. Хмари, С.В. Кравця. Харків: ХНАДУ, 2010. 557 с.
2. Метод конечных элементов в проектировании транспортных сооружений. Городецкий А.С. и др. 1981. 92 с

## МОДЕЛЬ ВИБОРУ ЕЛЕМЕНТНОЇ БАЗИ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ СУЧАСНИМ КОНВЕЄРОМ

Токар Д.В., магістр  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Єфименко О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Інтенсифікація виробництва в різних галузях нерозривно пов'язана з поліпшенням якості транспортних засобів, серед яких конвеєрний транспорт займає провідне місце і є найбільше економічно доцільним для різних умов експлуатації. Невідповідність виробничої якості конвеєрного транспорту споживчому приводить до аварійних простоїв устаткування й до зниження ефективності його роботи. Процес пристосування, тобто адаптація конвеєрів до умов, що змінюються, експлуатації, припускає, що при заданому рівні виробничої якості конвеєр може виконувати свої функції [1,2].

Управляти конвеєрним транспортом можливо шляхом створення систем адаптивного керування з метою досягнення оптимального стану системи при мінливих умовах експлуатації й невизначеностях параметричного, структурного, алгоритму керування, керуючим впливом.

Задачам адаптивного керування присвячена велика кількість монографій і наукових статей, у яких викладені основні поняття, принципи створення адаптивних систем керування, способи реалізації адаптивного керування, критерії ефективності й вимоги, пропоновані до засобів керування. Однак дотепер такі завдання не вирішені для конвеєрного транспорту, тому що на практиці контроль вхідних і вихідних параметрів досить обмежений, не застосовуються метод системного аналізу, декомпозиція конвеєрних систем, структурний аналіз об'єкта керування, не досліджуються кореляційні зв'язки між факторами зовнішнього впливу й вихідних параметрів, практично відсутні



математичні моделі, придатні для вибору елементної бази системи адаптивного керування окремими процесами, вузлами конвеєра.

Робота присвячена вирішенню задачі раціонального вибору елементної бази системи адаптивного управління конвеєрним транспортом.

Швидкий розвиток інформаційних технологій на підприємствах, обумовлено необхідністю підвищення конкурентоспроможності виробленої продукції, як на внутрішньому, так і на світовому ринку. Зниження трудомісткості у виробничих цехах, технологічних операціях досягається за рахунок впровадження сучасних способів ведення й керування виробничими процесами.

Для роботи конвеєра потрібен обслуговуючий персонал для постійного керування й регулювання процесом роботи. У цій ситуації з'являється «людський фактор», що погіршує якість роботи, зменшує продуктивність і підвищує брак [3].

Вимоги до системи управління:

- надійність системи;
- стійкість в аварійних ситуаціях;
- знижене споживання енергії як самої системи, так і лінії виробництва в цілому;
- підвищення продуктивності ліній (збільшення швидкості випуску готової продукції, зменшення кількості браку);
- зменшення тертя й опору при русі тари по транспортерах конвеєра;
- запобігання простою автоматів (роботи вхолосту);
- запобігання перевантаженню роботи автоматів (робота під підвищеним навантаженням).

Інтенсифікація виробництва в різних галузях нерозривно пов'язана з поліпшенням якості транспортних засобів, серед яких конвеєрний транспорт займає провідне місце і є найбільше економічно доцільним для різних умов експлуатації. Невідповідність виробничої якості конвеєрного транспорту споживчому приводить до аварійних простоїв устаткування й до зниження

ефективності його роботи. Процес пристосування, тобто адаптація конвеєрів до умов, що змінюються, експлуатації, припускає, що при заданому рівні виробничої якості конвеєр може виконувати свої функції [5]. Управляти конвеєрним транспортом можливо шляхом створення систем адаптивного керування з метою досягнення оптимального стану системи при мінливих умовах експлуатації й невизначеностях параметричного, структурного, алгоритму керування, керуючим впливом. Задачі адаптивного керування присвячена велика кількість монографій [6] і наукових статей [7], у яких викладені основні поняття, принципи створення адаптивних систем керування, способи реалізації адаптивного керування, критерії ефективності й вимоги, пропоновані до засобів керування. Однак дотепер такі завдання не вирішені для конвеєрного транспорту, тому що на практиці контроль вхідних і вихідних параметрів досить обмежений, не застосовуються метод системного аналізу, декомпозиція конвеєрних систем, структурний аналіз об'єкта керування, не досліджуються кореляційні зв'язки між факторами зовнішнього впливу й вихідних параметрів, практично відсутні математичні моделі, придатні для адаптивного керування окремими процесами, вузлами конвеєра. Система конвеєрного транспорту являє собою складну систему з більшою кількістю елементів і можливістю переходити у велику кількість станів залежно від зовнішніх і внутрішніх умов експлуатації. Для створення адаптивного керування такою системою необхідно розділити її на кілька ієрархічних рівнів. На рисунку 1 дана ієрархічна структура керування системою конвеєрного транспорту логістичних підприємств.

Адаптивна система керування конвеєрним транспортом розбивається на три ієрархічних рівні. На верхньому рівні керування I вирішується завдання автоматизованого керування конвеєрними лініями. При цьому на обчислювальний пристрій (БУ) від датчиків на вході в систему конвеєрного транспорту надходить інформація про значення вантажопотоків, що надходять із терміналів, а також інформація з банку даних про оцінки показників надійності конвеєрів  $\lambda_i$  і  $\mu_i$  (параметри потоку відмов і відновлення конвеєрів)

системи конвеєрного транспорту. Після обробки отримана інформація з ВУ надходить людині операторові. На основі порівняння еталонних значень вихідних параметрів  $m_c^*$ ,  $w_c^*$ , (максимальній середній пропускній здатності й мінімальній середній енергоємності транспортування відповідно) і поточних значень цих параметрів  $m_c$ ,  $w_c$ , одержуваних від датчиків на виході із системи конвеєрного транспорту, ухвалюється рішення щодо перемиканні вантажопотоків, що передається на другий рівень адаптивного керування.

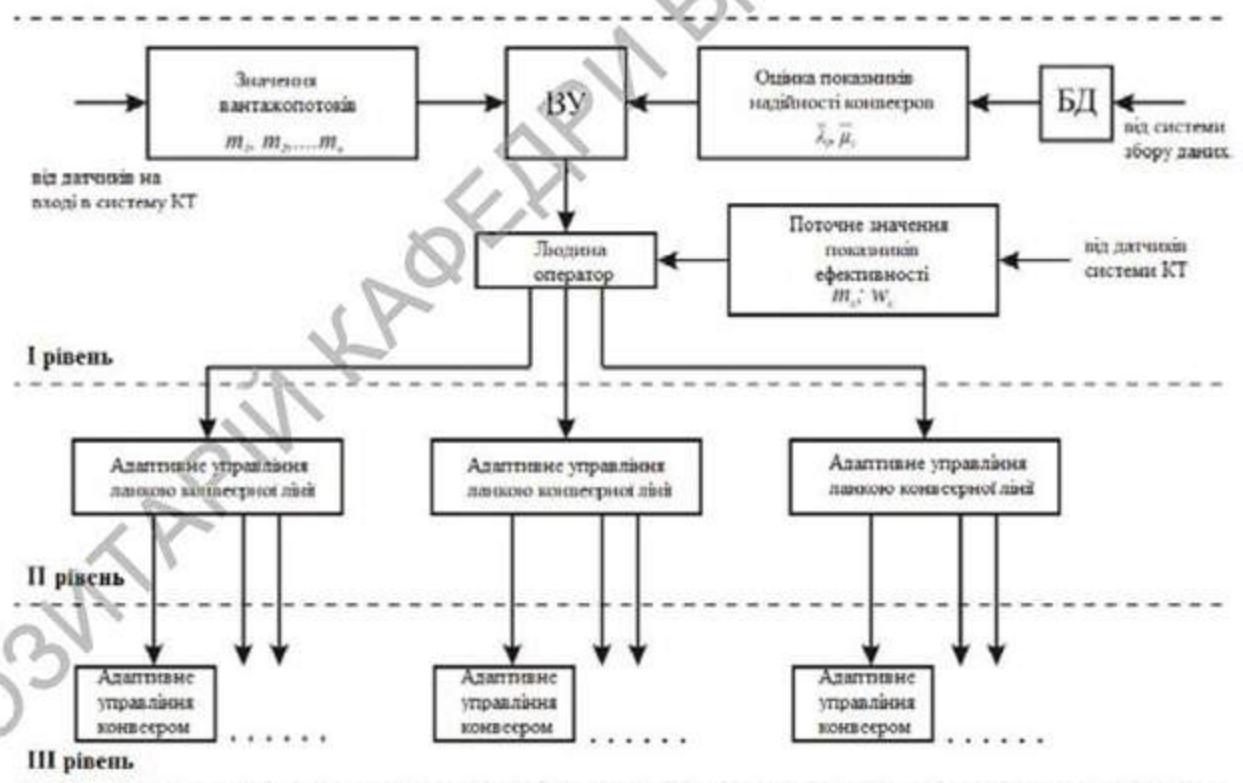


Рисунок 1– Ієрархічна структура системи управління КТ логістичних підприємств

На II рівні адаптивного керування ділянками конвеєрних ліній вирішується завдання пуску або зупинки послідовно з'єднаних конвеєрів, а також вирішується завдання адаптивного керування швидкостями живильників і елементами перевантажувальних вузлів. На III рівні адаптивного керування вирішується завдання керування пуском, розподілом тягового зусилля й сходом стрічки конвеєра. Отже, для створення системи

адаптивного керування системою конвеєрного транспорту, експлуатованого на логістичних підприємствах, можна виділити наступні завдання адаптивного керування:

- адаптивне автоматизоване керування конвеєрними лініями, що дозволяє здійснити перемикання потоків вантажу з однієї лінії на іншу, послідовний пуск і зупинку конвеєрних ліній;
- адаптивне автоматичне керування пуском і гальмуванням стрічкового конвеєра з мінімальним часом пуску й динамічним навантаженням на його привід;
- адаптивне автоматичне регулювання натягом стрічки конвеєра, що забезпечує його роботу без пробуксовки стрічки;
- адаптивний автоматичний розподіл тягових зусиль, що забезпечує максимальний запас зчеплення стрічки із приводними барабанами;
- адаптивне автоматичне центрування стрічки, що забезпечує її бічну стабільність при завантаженні вантажу й непрямолінійності конвеєра;
- адаптивне автоматичне керування перевантажувальними вузлами стрічкових конвеєрів, що забезпечує їхню ефективну роботу при зміні вантажопотоків і режимів роботи конвеєрного встаткування.

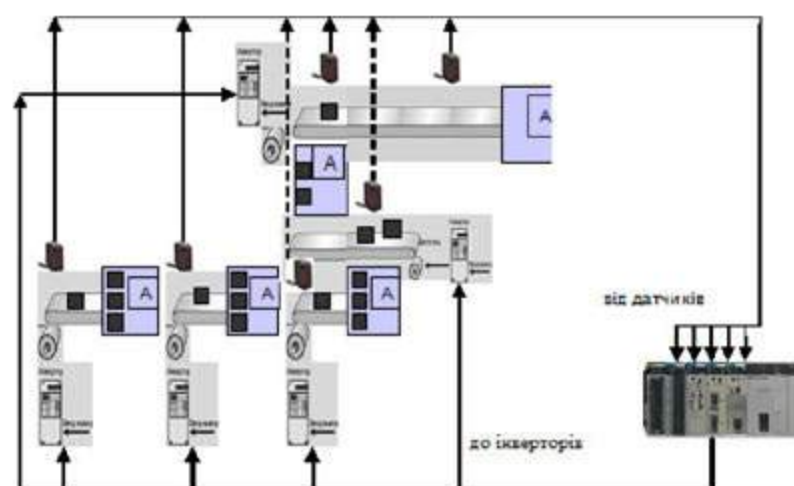


Рисунок 2 – Локальна конвеєрна лінія обробки вантажу

Під структурною схемою системи керування розуміють графічне зображення математичної моделі системи у вигляді з'єднаних ланок, які відповідають функціональній схемі даної системи.

На індикаторному блоці виводиться інформація щодо технологічного процесу:

- швидкості транспортерів;
- середню швидкість роботи робочої лінії;
- кількість вантажу на окремому транспортері;
- параметри роботи інверторів;
- час обробки вантажу на автоматах;
- час циклу обробки однієї партії вантажу;
- кількість вантажу, продуктивність системи.

Проектуванню схем керування електроприводом передують попереднє моделювання системи для налаштування окремих вузлів і системи в цілому. Існує безліч програм моделювання СУ, кожне середовище моделювання відрізняється своєрідністю бібліотеки й можливістю надання кінцевих результатів. Таким чином, можна розділяти системи моделювання СУ за областю застосування: програми моделювання загальнолабораторних стендів, підсилювальних вузлів, електронних схем загального застосування. Для схем з мікроконтролерами самим підходящим середовищем моделювання є ISIS (Інтелектуальна Система Уведення Схем) пакета Proteus [25].

Моделювання здійснено в програмному середовищі Proteus компанії Labcenter Electronics (Великобританія). Дане середовище являє собою пакет програм для схемотехнічного моделювання, що базуються на основі моделей електронних компонентів. Відмітною рисою середовища Proteus є можливість моделювання роботи програмувальних пристроїв, таких як мікроконтролери.

У роботі для моделювання розроблювального мікропроцесорного пристрою необхідно:

- здійснити моделювання первинних джерел сигналів, таких як датчики й перетворювачі;

- виконати моделювання схем, що здійснюють приведення рівнів сигналів первинних датчиків до рівнів, які можуть бути подані на входи мікроконтролера;

- скласти схему забезпечення роботи мікроконтролера;

- скласти керуючу програму для використовуваного типу мікроконтролера.

Для моделювання пристрою в програмному середовищі Proteus була складена його зпрощена принципова схема з використанням бібліотечних компонентів (рисунок 3).

Кожний компонент у програмному середовищі Proteus має набір параметрів, змінюючи значення яких можна виконати моделювання необхідних схем і вузлів.

Об'єднання цифрових входів і виходів виконавчих пристроїв дозволяє інтегрувати й оптимізувати засоби керування в складі системи.

Для керування електроприводами КТ використовуються силові модулі - драйвери, що забезпечують необхідні значення струмів і напруг для обертання електродвигунів із заданою швидкістю й у необхідному напрямку. Логічні сигнали керування цими драйверами формуються блоком керування (рис. 4).

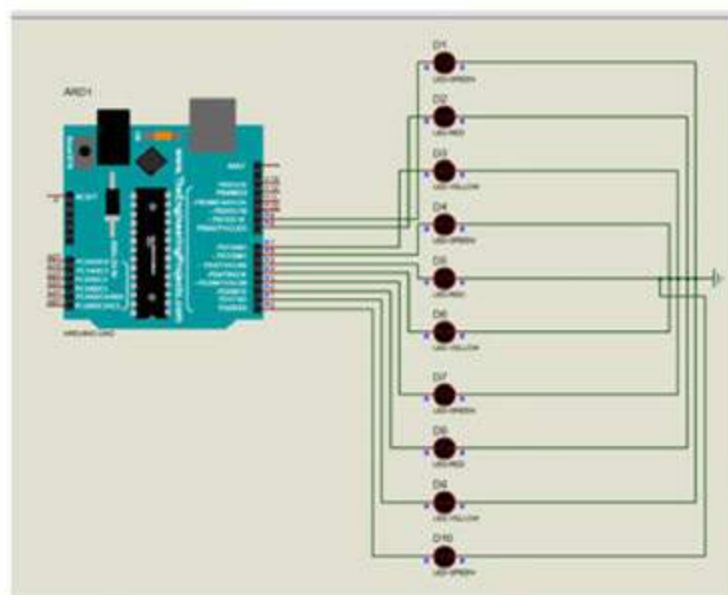


Рисунок 3 - Електрична схема для моделювання мікропроцесорного пристрою контролю моменту двигуна в програмному середовищі Proteus



При створенні програми визначаються змінні й оператори середовища програмування Arduino, необхідні для реалізації алгоритму функціонування мікроконтролера. З наведених раніше описів і операцій відповідно до алгоритму роботи створюється текст програми. У результаті компіляції програми одержуємо повідомлення про розмір коду для завантаження у пам'ять мікроконтролера (рисунок 5).

The image shows a screenshot of the Arduino IDE interface. The main window displays C++ code for an Arduino sketch. The code includes pin definitions, a setup function for pin modes, and a loop function for digital writes. The IDE is split into two panes, each showing the same code. At the bottom, two status bars show the compilation results, indicating that the sketch uses 2266 bytes of memory.

```

// Pin 2-5 has an CNC connected on Arduino board
int D1p = 1;
int D1m = 2;
int D2p = 3;
int D2m = 4;
int D3p = 5;
int D3m = 6;
int D4p = 7;
int D4m = 8;
int D5p = 9;
int D5m = 10;

void setup() {
  // инициализация выводов линий
  pinMode(D1p, OUTPUT);
  pinMode(D2p, OUTPUT);
  pinMode(D3p, OUTPUT);
  pinMode(D3m, OUTPUT);
  pinMode(D4p, OUTPUT);
  pinMode(D4m, OUTPUT);
  pinMode(D5p, OUTPUT);
  pinMode(D5m, OUTPUT);
}

void loop() // основной цикл программы v1
{
  digitalWrite(D1p, LOW);
  digitalWrite(D1m, LOW);
}

while(1): //stop
}

```

Контроль памяти  
Скетч использует 2266 байт (0%) памяти устройства. Всего  
Глобальные переменные используют 9 байт (0%) динамической

Контроль памяти  
Скетч использует 2266 байт (0%) памяти устрой  
Глобальные переменные используют 9 байт (0%)

Рисунок 5 - Вид програми й результат компілювання

Середовище Proteus дає можливість побудувати схему мікроконтролерного пристрою (рис. 6), зв'язати мікроконтролер з hex- файлом



умісту пам'яті програм та виконати моделювання роботи пристрою за заданим алгоритмом.

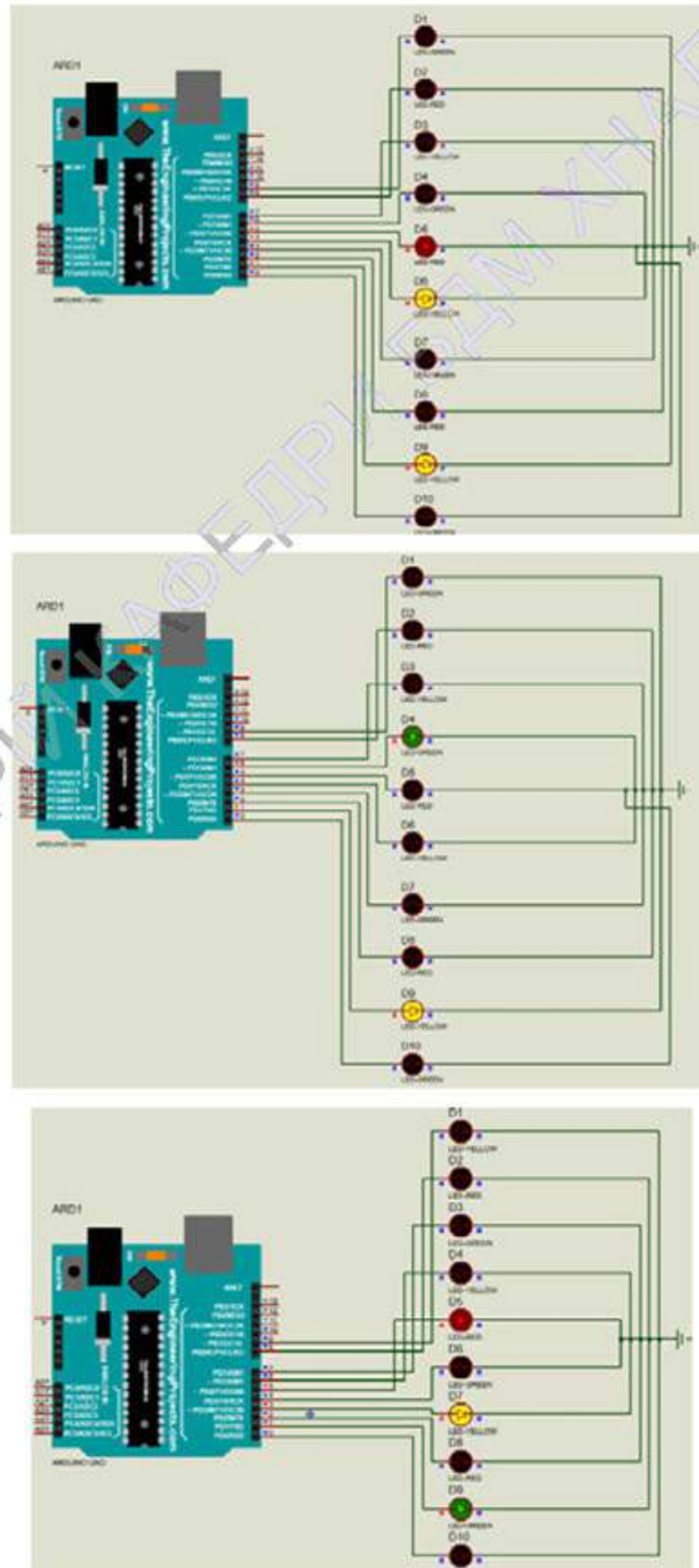


Рисунок 6 – Моделювання роботи адаптивної системи управління КТ

Використання готової плати мікроконтролерного пристрою із програмою, розробленої в середовищі Arduino дозволяє реалізувати необхідний алгоритм керування відповідно до вихідних даних. Програмні симулятори типу Proteus дають можливість перевірити логіку роботи пристрою управління на макеті, що сприяє придбанню практичних навичок програмування й симуляції реальних технологічних процесів.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ким Д.П. Теория автоматического управления. Т.2. Многомерные, нелинейные оптимальные и адаптивные системы: учебное пособие. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 464 с.
2. Северин О. О. Вантажні роботи на автомобільному транспорті: організація і технологія. Харків: ХНАДУ, 2007. 384 с.
3. Козлов Ю.М. Беспорисковые самонастраивающиеся системы / Ю.М. Козлов, Р.М. Юсупов. - М.: Наука, 1969. - 456 с.
4. Зубин С.И. Логистика: учебно-практическое пособие. М.: Евразийский открытый институт, 2010. 56 с.
5. Грузовые контейнеры - революция в сфере перевозок грузов: веб-сайт. URL: <http://armada-trans.com/novosti/253-gruzovye-konteynery-revolucija-v-svere-gruzoperevozok.html> (дата звернення 15.10.2020).
6. Зайцев Д.А. Математичні моделі дискретних систем: навчальний посібник. Одеса: ОНАЗ ім. О.С. Попова, 2004. 40 с.
7. Ядыкин И.Б. Адаптивное управление непрерывными технологическими процессами / И.Б. Ядыкин, В.М. Шумский, Ф.А. Овсепян. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 240 с.
8. Черноруцкий И. Г. Методы принятия решений. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. 416 с.

## ВПЛИВ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ НА ПРОЦЕСИ АДСОРБЦІЇ

Кондрашова М., студент  
Науковий керівник - доцент, к.т.н, Косолапов В.Б.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В процесі експлуатації гідроагрегати будівельних і дорожніх машин (БДМ) відчувають високі поверхневі навантаження, які призводять до руйнування мастильного шару і сприяють безпосередньому контакту поверхонь тертя. У такій ситуації вирішальним фактором підвищення ресурсу гідроприводів БДМ є здатність робочої рідини (РР) утворювати на поверхнях тертя адсорбційні шари, які будуть перешкоджати зносу деталей.

В даний час існує багато моделей описують процес зносу трибосполучень гідроприводів БДМ в умовах граничного змащення. У роботах [1,2,] була отримана математична модель зносу у вигляді такої залежності:

$$J = \frac{A \cdot v^{-0.4} \cdot \mu^{\frac{1}{6}} \cdot P}{l_r \cdot h^2} \quad (1)$$

де  $A$  - функція матеріалу контргіла, складу поверхнево-активних компонентів РР і шорсткості поверхні.

$P$  - тиск, Па;

$V$  - швидкість ковзання поверхонь тертя, м/с;

$\mu$  - динамічна в'язкість РР, Па с;

$l_r$  - енергетична щільність тертя, встановлена на основі аналізу енергетичного балансу тертя [1];

$h$  - товщина мастильної плівки при граничному терті, м.

Як видно, при інших рівних умовах, інтенсивність зносу визначається товщиною мастильного шару  $h$ .

Товщина мастильного шару тим більше, чим інтенсивніше протікає процес адсорбції на поверхні тертя. Процес адсорбції молекул ПАР на поверхні тертя залежить від багатьох факторів, в тому числі і від властивостей самої поверхні. Адсорбційні процеси є наслідком взаємодії власного електромагнітного поля молекули ПАР і поля поверхні трибосполучень і призводять до зниження поверхневої енергії останньої.

Наявність поля поблизу металевої поверхні пояснюється особливостями будови її поверхневих шарів, структура об'єднання атомів яких має низку відмінностей від їх структури в обсязі металу. Одним з головних властивостей будь-якого фізичного поверхні є її "негладку". Відхилення форми поверхні від ідеальної математичної форми можуть бути різного роду, починаючи від нерівностей атомарного масштабу (вакансії, виходи дислокацій і ін. Дефекти), до нерівностей, прийнятих характеризувати як шорсткість та ін. Формування мікронерівностей залежить від характеру структури матеріалу, технологічної обробки, умов експлуатації та властивостей поверхневих плівок.

Вплив структури матеріалу на формування субмікронерівностей поверхні обумовлено тим, що в залежності від форми кристалічної решітки і симетрії поверхневої межі кристала атоми поверхні металу зміщуються в положення, яке їм енергетично більш вигідно (релаксація атомів поверхні) [3]. При цьому, розмір утворюється природною шорсткості становить від одного до декількох міжатомних відстаней, характерних для даної кристалічної решітки.

При технологічній обробці на поверхні металу утворюються шорсткості, обумовлені взаємодією заготовки з обробляють інструментом. Такі мікронерівності, характерні для елементів гідроприводів БДМ, мають розміри в діапазоні 0,63 - 0,08 мкм.

В процесі експлуатації відбувається зміна мікрогеометрії поверхні внаслідок її зносу. Цей процес протікає з різною інтенсивністю в часі. Процес зміна мікрогеометрії поверхні особливо інтенсивний на початковій стадії експлуатації, тобто в підробітки трибосполучень. Згодом, припрацювавшись, геометрія поверхонь приймає щодо незмінну форму, при цьому, характер мікронерівностей незважаючи на зміни мікрогеометрії поверхні в процесі експлуатації аналогічний технологічним, а характерні розміри мікронерівностей знаходяться в тому ж діапазоні.

Відомо, що поле поверхні є функцією структури поверхневих шарів металу. Величина і напрямок зміщення поверхневих атомів визначаються типом кристалічної решітки і симетрією поверхневої межі кристала. Як правило, половина атомів зсувається в напрямку до кристалу, а інша половина зміщується в напрямку від поверхні, утворюючи майже перпендикулярні поверхні енергії зв'язку, які є, по суті, обірваними орбіталями, енергія яких більше енергії зв'язку. Поверхневий атом матиме енергію, пропорційну числу відсутніх зв'язків (всередині кристалу  $N$  (число зв'язків)  $\approx 8-12$ , на поверхні, в залежності від розташування,  $N \approx 3-7$ ). Ця не скомпенсована енергія і утворює поверхневу енергію металу [3].

У більшості робіт, що описують властивості поверхні, поверхнева енергія металів приймається рівною приблизно 0,01 від модуля пружності. Але, насправді, поверхня тертя є не цілком однорідною. Як вперше показав Тейлор [4], помітне каталітична дія поверхні обмежується сукупністю відносно невеликого числа активних ділянок. Відповідно до теорії, висунутої С.З. Рогінським, ця активність обумовлена виступаючими назовні спотвореннями кристалічної решітки адсорбенту. З точки зору Френкеля [4], видається природним ототожнити активні ділянки Тейлора зі сходами кристалічних терас. Ці сходинки, звані також сходинками природною шорсткості, утворюються практично на будь-якій кристалічній поверхні в зв'язку з тим, що в кристалах умова мінімуму площі і мінімуму поверхневої енергії реалізуються несумісно, а також внаслідок теплових флуктуацій.

Навіть при заданій їй примусово шліфуванням і поліруванням гладкості, при температурі, відмінній від абсолютного нуля, поверхня обов'язково покриється сходинками природною шорсткості.

Сходинки природною шорсткості утворюються на гранях кристала, в першому наближенні можна вважати як межі зерно кристала. Збільшення поверхневої активності на межі володіє ступенями по відношенню до гладкої грані обумовлено наявністю надлишкової вільної енергії [4], що дорівнює добутку  $\omega N$ , де  $\omega$  - додаткова енергія одному шаблі, а  $N$  - число ступенів, що припадають на основну грань. Питома вільна енергія межі

$$\sigma = \sigma_0 + \omega N, \quad (2)$$

де  $\sigma_0$  - енергія основний гладкою межі.

Середня довжина ступенів  $\lambda$  знаходиться за формулою [3]

$$\lambda = \frac{a(1 - 2e^{-\omega/kT})}{2e^{-\omega/kT}}, \quad (3)$$

де  $a$  - постійна решітки.

Очевидно, що наявність на поверхні шорсткостей, обумовлених процесом технологічної обробки, буде збільшувати її площа. Відповідно, чим більше площа поверхні тим більша кількість активних точок знаходяться на ній.

### Висновки

Шорсткість грає роль збільшення кількості активних точок за рахунок збільшення загальної площі контакту поверхонь сполучення.

В даний час відсутні фізичні засади у вигляді математичних функцій, які описують розподіл адсорбційно - активних ділянок по поверхні з урахуванням форми і розміру її шорсткості.

### Література

- 1 Флайшер Г.К. Связи между трением и износом. Контактные взаимодействия твердых тел и расчет сил трения и износа. - М.: Наука, 1971. - С. 163-169.
- 2 Толстой Д.М. Зависимость равнодействующей молекулярных сил при трении ползуна // Доклады АН СССР. - Т. 153, №4. - М.: 1963. - С.1 19.
- 3 Суворов А.Л. Структура и свойства поверхностных атомных слоев металлов.—М.: Энергоатомиздат, 1989.—296 с.
- 4 Френкель Я. О поверхностном ползании частиц у кристаллов и естественной шероховатости кристаллических граней // Журнал экспериментальной и теоретической физики. – 1946г. – Т.16. – В. 1. – стр. 39 - 51.

### КОЕФІЦІЄНТ $K_j$ ЯК КРИТЕРІЙ ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН

Джумайло В.П., студент  
Науковий керівник - к.т.н., доцент Орел О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Забруднення робочих рідин частинками зносу та пилу викликають інтенсивний абразивний знос та як наслідок, швидкий вихід зі строю елементів гідроприводу будівельних, дорожніх та інших машин, які працюють, як правило, в умовах надзвичайного запилювання навколишнього середовища. Показник чистоти робочих рідин визначається їх класом за ГОСТ17216-2001,

який нажаль, не враховує наявність і кількість в них частинок забруднень розміром 5 мкм та менше, а саме ці частинки згідно [1-3] покращують протизношувальні властивості робочих рідин. Тому в [4] пропонується ввести поняття коефіцієнта  $K_j$  протизношувальних властивостей робочих рідин, який визначається з рівняння

$$K_j = \frac{0,005n_5}{Z}, \quad (1)$$

де  $n_5$  – число частинок забруднень розміром 5 мкм і менше;

$Z$  – індекс забруднення робочої рідин [4].

Для встановлення зв'язку величини  $K_j$  з протизношувальними властивостями були проведені наступні експериментальні дослідження. У гідропривід скрепера Д-357 була залита свіжа індустріальна олива І-Г-А-32, після чого машина працювала у звичайному робочому режимі. У відповідності до заздалегідь розробленою схемою здійснювався відбір проб робочої рідини з метою визначення гранулометричного складу забруднень, що входять до неї (включаючи частинки розміром 5 мкм і менше) та розрахунку величин  $Z$  і коефіцієнта  $K_j$  протизношувальних властивостей. Після цього проводились лабораторні випробування робочих рідин з різним ступенем напрацювання на машинах тертя ЧКМ та СМЦ-2 за схемами «кулька-кулька» і «колодка-ролик», відповідно.

Результати випробувань показали, що в залежності від строку напрацювання робочої рідини коефіцієнт  $K_j$  поступово знижується і адекватно цьому збільшується знос зразків на машинах тертя. Але при значенні  $K_j=0,16$  спостерігається різке збільшення зносу при випробуваннях зразків на обох машинах тертя. При такому значенні величини  $K_j$  час роботи оливі в гідроприводі склав приблизно 1000 маш-год., тобто такий строк, який відповідає необхідності заміни робочої рідини згідно з керівництвом по експлуатації на скрепер.



## Висновки

Таким чином, можна вважати, що коефіцієнт протизношувальних властивостей в повній мірі характеризує протизношувальні властивості робочої рідини і для індустріальної оливи І-Г-А-32 критичне (межове) значення його складає 0,16. Перебільшення цього значення є об'єктивним провідом для заміни робочої рідини на свіжу або додаткового очищення її від забруднення.

## Література

1. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив: монография / Е.С. Венцель // –Харьков:ХНАДУ, 2010. – 224с.
2. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания / С.В. Венцель. - М.: Химия, 1979. – 240с.
3. Барабаш М.Л. Применение металлоколлоидных смазок (органозолей) железа для приработки деталей автомобильного двигателя / М.Л. Барабаш, М.В. Корогодский, А.С. Краюшкин, Ф.А. Федотов // Повышение износостойкости и срока службы машин. – Киев: АН УССР, 1960. – т. 2. – С. 249 – 261. -
4. Венцель Е.С. Гранулометрический состав загрязнений, как один из факторов, определяющих противоизносные свойства масел / Е.С. Венцель //Трение и износ, 1992; т.Х111, №4; – с.683-688.

## АНАЛІЗ ПРИЧИН СТАРІННЯ РОБОЧИХ РІДИН ГІДРОПРИВОДІВ

### БДМ

Ковальов О.О., студент  
Науковий керівник к.т.н., доцент Орел О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На частку БДМ припадає дуже великий обсяг робіт, а саме будівництво доріг і аеродромів, цивільне будівництво, прибирання та вивіз сміття, снігу тощо. Для того, щоб ці роботи приносили економічний і технічний ефекти як для окремо взятих підприємств, так і країни в цілому, машини повинні перебувати в технічно справному стані. Але умови експлуатації БДМ та їх гідроприводів надзвичайно жорсткі, що в першу чергу зумовлено тим, що вони експлуатуються переважно на відкритому повітрі, тобто за надзвичайно високої запиленості довкілля. Це призводить до того, що в робочу рідину (РР) через фільтри-сапуни, будь-які нещільності в гідроприводі а, відповідно й в РР, проникає велика кількість частинок пилу, що спричиняє до інтенсивного абразивного зношування елементів гідропривода (насамперед, насосів та гідромоторів, які надзвичайно чутливі до забруднень РР).

Окрім того, під час експлуатації БДМ спостерігаються суттєві перепади температури (від  $-30^{\circ}\text{C}$  у разі запуску двигуна машини взимку – до  $60 - 80^{\circ}\text{C}$  під час сталого режиму). При цьому під час експлуатації БДМ температура гідропривода (та робочої рідини) може короткочасно підвищуватися до  $120 - 130^{\circ}\text{C}$ .

Під час виконання машинами робочих операцій має місце значні перепади (від 0 до  $25\text{МПа}$  и вище) тиску у гідросистемі, а швидкість ковзання третьових поверхонь досягає  $20\text{ м/с}$ . У таких надзвичайно важких умовах експлуатації РР, що є найбільш нестабільним конструктивним елементом гідропривода, суттєво погіршує свої експлуатаційні властивості (тобто «старіє»), що негативно відбивається на протизношувальних властивостях РР та спричиняє підвищення інтенсивності зношування елементів гідропривода [1].

Старіння РР являє собою сукупність різних процесів, що призводять до зміни фізичних і хімічних її властивостей під час перебігу використання.

У процесі експлуатації РР окислюється, у неї спрацьовуються присадки, змінюється її в'язкість, накопичуються вода та частинки забруднень (частинки зносу, пилу).

Окислення РР пов'язане з нестабільністю вуглеводів, що входять до її складу. Процес стимулюється високими температурами, а також каталітичним впливом металів (особливо кольорових), з якими РР постійно контактує. Окислення протікає, як ланцюгова реакція за участю вільних радикалів. Першими продуктами окислення є перекиси, які є нестійкими сполуками, що з часом перетворюються на кислоти і оксикислоти. Як проміжні продукти можуть утворюватися альдегіди, спирти і кетони. Надалі утворюються продукти більш глибокої полімеризації – асфальтно-смолисті речовини, які відкладаються на поверхнях деталей та погіршують умови тепловідводу від них, а також у деяких випадках можуть збільшувати зусилля переміщення золотникових пар гідророзподільників [2]. Але саме продукти окислення, які є поверхнево-активними речовинами (ПАР), адсорбуються на поверхнях тертя і, таким чином, утворюють на них граничні шари, що зменшують тертя та знос.

Окрім того, продукти окислення РР у деякій частині адсорбуються на поверхнях частинок зносу і пилу, що проникають у РР. У результаті ці частинки укрупнюються і набувають рихлої структури та можуть бути відфільтровані засобами очищення РР.

Як зазначалося вище, під час експлуатації гідроприводу БДМ можливі значні температурні зміни. Так під час нагріву РР понад норму на 10°C відповідно до правила Вант-Гоффа інтенсивність окислення подвоюється.

Експериментально встановлено, що найбільш інтенсивно продукти окислення накопичуються в початковий період роботи експлуатації РР, тобто тоді, коли в неї максимальна кількість нестабільних вуглеводів. Потім процес окислення квазістабілізується (рис. 1.1), що пояснюється насиченням вуглеводів групами COOH, OH та інших, а також дією антиокислювальних присадок (коли вони є в РР, що використовуються в гідроприводах БДМ).

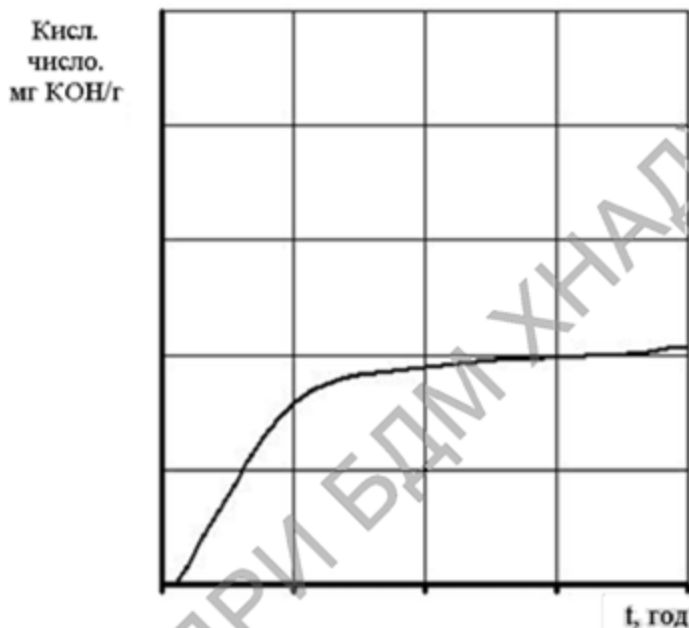


Рисунок 1.1 – Зміна кислотного числа з часом роботи гідропривода БДМ

Однак, ураховуючи той факт, що температури, що короткочасно виникають під час роботи гідроприводів БДМ, відносно невисокі (порівняно, наприклад, із двигунами внутрішнього згоряння), то в РР процес окислення протікає досить повільно та без утворень продуктів глибокої полімеризації (карбенів, карбоїдів). Тому процес окислення ніколи не обмежував строки служби РР, а їх кислотне число ніколи не було бракувальним показником якості.

Як відомо, у деякі РР, що використовуються в гідроприводах БДМ, додають присадки (антиокислювальні, протизношувальні та ін.) або композиції присадок. Це дозволяє значно поліпшити якість РР і збільшити зносостійкість вузлів тертя. Проте з часом концентрація присадок у РР знижується, що пояснюється такими причинами:

- спрацьовування внаслідок втрати активних компонентів присадки;
- розкладання та випадіння присадок в осад у РР через наявність води;
- розпад полімерних присадок;

– абсорбція присадок на елементах гідроприводу БДМ, поверхніх фільтроелементів і частинках забруднень.

Спрацьовування присадок, безумовно, негативно впливає на експлуатаційні властивості РР, але треба мати на увазі, що по-перше, процес спрацьовування проходить з відносно невеликою швидкістю, тому навіть в повністю відпрацьованих РР концентрація присадок достатня для подальшого використання РР. Тому цей показник якості РР також не може вважатися бракувальним, який є рішучим з точки зору обмеження строків служби РР. Окрім того, в більшості керівництвах з експлуатації БДМ досить часто пропонується використовувати РР без присадок (наприклад, РР І-Г-А-32, І-Г-А-46 тощо).

Крім того, під час експлуатації БДМ в'язкість РР може зменшуватися або збільшуватися. Зменшення в'язкості зумовлено деструкцією вуглеводнів під час різких перепадів тиску РР у гідроприводі БДМ (наприклад, у разі переключення позиції гідророзподільника). З іншого боку, в'язкість може збільшуватися за рахунок того, що в РР у розчиненому стані знаходяться продукти окислення, які разом із РР мігрують гідросистемою. В цілому, змінення в'язкості РР під час її експлуатації в гідроприводах суттєво не відбивається на технічних характеристиках БДМ та, як наслідок, на ефективності їх експлуатації.

До процесів, що супроводжують старіння РР, відноситься також забруднення їх водою. У РР, що застосовуються у гідроприводах БДМ, які працюють на відкритому повітрі, вода потрапляє через фільтри-сапуни і різні нещільності гідросистеми. Крім того, у разі перепадів температури вода проникає в РР у вигляді конденсату.

Склад води в РР у більшості випадків невеликий, але вона спричиняє випадіння присадок в осад та їх спрацьовуванню, оскільки присадки, як правило, гігроскопічні.

Усі вищенаведені відомості щодо «старіння» РР хоча й супроводжують їх експлуатацію в гідроприводі БДМ, але суттєвим чином не відбиваються на

службових характеристиках РР, оскільки ці процеси проходять більш-менш досить повільно. Тому вони не є бракувальними показниками якості РР, а тому й не обмежують строки їх служби.

Головним і найнебезпечнішим фактором, що супроводжує експлуатацію гідравлічних приводів БДМ та РР, є інтенсивне накопичення в останній механічних домішок – частинок пилу та зносу.

Основними джерелами потрапляння забруднень у РР під час експлуатації її в гідроприводі БДМ є [3]:

- забруднення РР продуктами зносу пар тертя гідропривода;
- потрапляння у РР пилу та інших забруднень із повітря, через нещільності;
- наявність у гідроприводі залишок притиральної пасти, піску і т.п., що використовувалось під час виготовлення та ремонту;
- потрапляння різноманітного бруду під час заправки і доливки РР у гідросистему БДМ.

Розподіл частинок за розмірами у РР підкорюється логарифмічно нормальному закону (рис 1.2), тобто чим менший розмір частинок забруднень, тим вища концентрація їх у РР.

Забруднення можна поділити на виробничі, експлуатаційні та операційні (за ознакою потрапляння або утворення у РР).

- виробничі, що утворюються і потрапляють до РР у процесі її виробництва;
- операційні, що утворюються і потрапляють до РР у процесі транспортних і складських операцій;
- експлуатаційні, що виникають або заносяться до РР у процесі її експлуатації.

Виробничі забруднення присутні у вигляді сировинних (асфальти, смоли, оксиди металів і кремнію тощо) і технологічних (частинки каталізатора, адсорбенту, продукти побічних реакцій та ін.) забруднень.

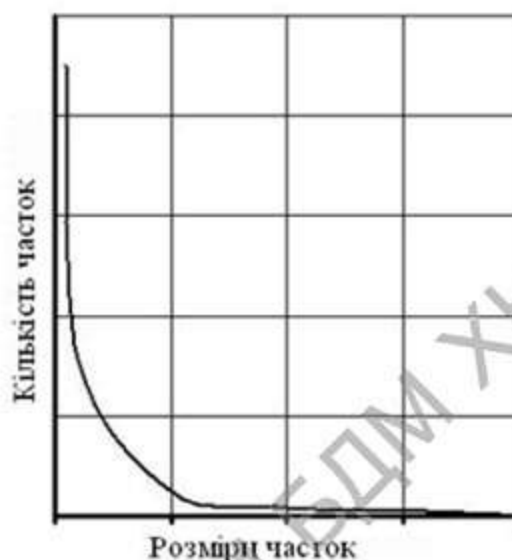


Рисунок 1.2 – Розподіл частинок забруднень за розмірами у РР

### Висновки

Вищенаведений аналіз літературних джерел свідчить про те, що умови експлуатації БДМ надзвичайно жорсткі. За рахунок цього, а також у зв'язку зі своїм походженням, відбуваються незворотні зміни властивостей РР, які використовуються у гідравлічних приводах БДМ як робочі тіла та змащувальне середовище.

### Література

1. Руднев В.К., Венцель Є.С., Лисіков Е.Н. Експлуатаційні матеріали для будівельних та дорожніх машин. – К.: ІСДО, 1993. – 236 с.
2. Полянський С.К., Коваленко В.М. Експлуатаційні матеріали. – Київ.: Либідь, 2003. – С. 195 – 201.
3. Беянин П.Н., Данилов В.М. Промышленная чистота машин. –М.: Машиностроение, 1982.-224 с.

## ТЕМПЕРАТУРНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ЕКСКАВАТОРА З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМ ЗНОСОМ

Чуб І.В., бакалавр  
Науковий керівник - к.т.н. доцент Пімонов І.Г.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Більшість сучасних будівельних машини оснащені гідравлічним приводом, робота якого в значній мірі визначає ефективність експлуатації як окремої машини, так і всього парку, що полягає, як правило, з нових і старих машин. Вплив температури робочої рідини на ефективність роботи гідроприводу і можливість управління працездатністю гідроприводу за допомогою температури досліджені недостатньо.

Для дослідження цього впливу ланцюжок послідовно сполучених агрегатів гідропривід екскаватора: насос – розподільник – гідродвигун (гідроциліндр) – розподільник - фільтр – бак була розділена на лінійні ділянки і місцеві опори. Для визначення потужності  $N_{дв}$ , що підводиться до гідродвигуну, залежно від температури (в'язкість) робочої рідини і загального об'ємного ККД гідроприводу використовувалася наступна математична модель:

$$N_{дв}(t_k, \eta_q) = N_n(t_k, \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta p_i(t_k, \eta_q) \cdot Q_i(t_k, \eta_q) \quad (1)$$

де  $N_n(t_k, \eta_q)$  - гідравлічна потужність насоса залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі;

$\Delta p_i(t_k, \eta_q)$ ,  $\Delta Q_i(t_k, \eta_q)$  - відповідно втрати тиску і витрата на  $i$  – тих ділянках залежно від температури робочої рідини і коефіцієнта подачі.



Граничні значення внутрішніх перетічок в насосі приблизно в 50 перевершує значення внутрішніх перетічок в розподільнику і в сотні разів, - в гідроциліндрі [2], і визначають, в основному, об'ємний ККД всього гідроприводу. Загальне допустиме зниження об'ємного ККД гідроприводу визначається можливістю виконання функціонального призначення, економічною доцільністю використання або забезпеченням безпеки [2]. Керуючись цими положеннями розглянуті насоси з  $\eta_q = 0.98, 0.8$  і  $0.65$  (новий, граничний стан по економічному критерію і граничний стан унаслідок втрати працездатності) в інтервалі температур від  $10$  до  $70$  °С.

Вплив температури робочої рідини на внутрішніх перетічки гідроагрегатів гідроприводу визначалися по наступній залежності [3]:

$$Q = Q_m + Q_p + Q_{m'} = \pi d_n N \left( \frac{\Delta p S_n^3}{12 \mu_0 \left( \frac{50}{t} \right)^m L} - \frac{U_{cp} S_n}{2} \right) + \frac{\pi \Delta p S_p}{12 \mu_0 \left( \frac{50}{t} \right)^m \ln \frac{R}{r}} + Q_p + Q_{m'} \quad (2)$$

де  $Q_m, Q_p, Q_{m'}$  – відповідно внутрішні перетічки в насосі, розподільнику і гідроциліндрі;

$\Delta p = p_1 - p_2$  - різниця тиску на вході і виході насоса;

$S_n, S_p$  - відповідно зазори в поршневному і в розподільному блоках насоса;

$N$  - кількість поршнів в насосі;  $U_{cp}$ ,

$d_n$  - середня швидкість руху і діаметр поршня насоса;

$R, r$  - відповідно відстані від осі до зовнішньої і внутрішньої кромки розподільного отвору насоса;

$L$  - довжина ущільнюючої частини поршня насоса;

$m$  - показник ступеня, залежний від властивостей робочої рідини;

$\mu$  - динамічна в'язкість робочої рідини.

Гідророзподільники, фільтри гідроприводу є складними гідравлічними опорами і не піддаються аналітичному розрахунку. Тому гідравлічні характеристики цих гідроагрегатів визначаються експериментальним шляхом і указуються в технічній документації (паспортних даних агрегату). При витратах і в'язкості, що відрізняються від вказаних в паспортних даних, втрати тиску рівні [1]

$$\Delta p_{Q_i} = \Delta p_{Q_n} \left( \frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \left( \frac{\nu_i}{\nu_n} \right)^n, \quad (3)$$

де  $\Delta p_{Q_n}$  - втрати тиску в гідроагрегаті при номінальній витраті  $Q_n$  і номінальній в'язкості  $\nu_n$ ;

$\Delta p_{Q_i}$  - втрати тиску в гідроагрегаті при розрахунковій витраті  $Q_i$  і при розрахунковій в'язкості  $\nu_i$ .

При цьому для ламінарного режиму показники ступеня  $m=1$ ,  $n=1$ , а при турбулентному -  $m=2$ ,  $n=0$ . Унаслідок великого числа місцевих опорів, в цих гідроагрегатах виникає нестійкий перехідною режим руху робочої рідини. Тому приймають  $m = 1.75.1.85$ ,  $n = 0.15.0.25$ .

Втрати гідравлічної потужності на окремих ділянках гідроприводу рівні

$$\Delta N_i = \Delta p_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

Із збільшенням температури робочої рідини її в'язкість зменшується і зменшуються втрати тиску  $\Delta p_i$  і потужності в магістралях гідроприводу. Проте при цьому збільшуються внутрішні перетічки гідроагрегатів  $\Delta Q_i$ , що веде до збільшення втрат потужності.

Нові насоси ( $\eta=0.98$ ), дійсно, найбільшу потужність подають до гідродвигуну при температурі  $50^\circ\text{C}$  (крива 1, рис. 1). Проте у міру зносу насоса і зменшення його коефіцієнта подачі зменшується і температура, при якій

найбільша потужність поступає до гідродвигуну. Для насосів, що мають коефіцієнт подачі  $\eta=0.8$ , ця температура рівна  $30.35\text{ }^{\circ}\text{C}$  (крива 2, рис. 1); а для насосів,  $\eta=0.65$ , що мають  $\eta$ , -  $10..20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (крива 3, рис. 1).

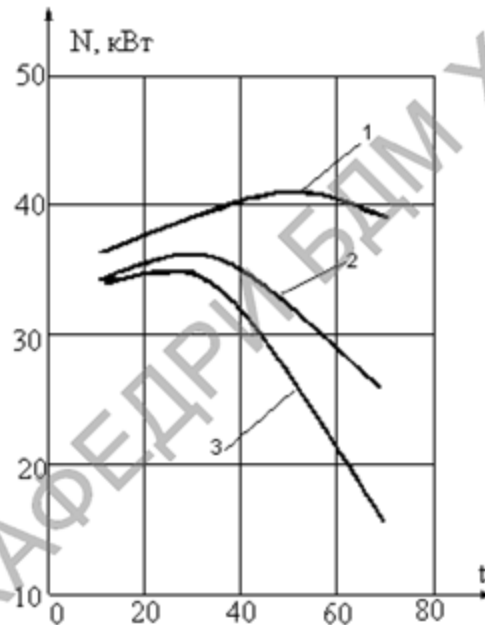


Рисунок 1 – Вплив температури робочої рідини на потужність що поступає до гідродвигуна

Таким чином, проведені дослідження показали, що нові насоси і що мають певний знос, мають різну раціональну температуру робочої рідини. При раціональних значеннях температури до гідродвигуну зношеними насосами може бути подана майже удвічі більша потужність, чим при  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , рекомендованою для нових насосів (крива 1, 2 і 3, рис. 1). Приводна потужність насоса, при цьому, практично не змінюється.

### Висновки

Розглянуто ланцюжок послідовно сполучених агрегатів гідропривід екскаватора: насос – розподільник – гідродвигун (гідроциліндр) – розподільник - фільтр – бак для дослідження температурного впливу, визначення потужності, що підводиться до гідродвигуна.

## Література

1. Григоров О.В. Пути экономии энергии в подъемно-транспортных, строительных и дорожных машинах. [Текст] / О.В. Григоров, Ф Краузе , П. Хорн, В.Банзе // Вестник НТУ «ХПИ» — Харьков: НТУ «ХПИ». — 2010. — С. 36—47.
2. Васильченко В.А. Гідравлічне обладнання мобільних машин: Довідник / В. А. Васильченко. - М.: Машинобудування, 1983. - 301 с.
3. Гідравліка, гідравлічні машини, гідроприводи / І. В. Ніколенко, О. Ф. Дащенко, Є. Красовський та інш. - Навчальний посібник: Сімферополь, РВВ НАПКБ (Національна академія природоохорони и курортного будівництва). - 2008. - 321 с.
4. Гідроапарати. Правила приймання і методи випробувань (ГОСТ 20245-95 / ДСТУ 3073-95) [Введено 1993-20-06]. - М.: Стандартиформ, 1993. - 48 с. - (Міждержавний стандарт).

### **АНАЛІЗ ЧИННИКІВ, ЩО ЗНИЖУЮТЬ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ РІЖУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН**

Пічунов М.М., студент  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Щукін О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Значна доля відмов землерийно-транспортних машин (ЗТМ) викликана через вихід з ладу навісного обладнання [1]. При цьому, як свідчать дані [1, 2 та ін.], до 90% відмов обумовлено швидким зносом ріжучих елементів робочих органів.

Чинники, які впливають на процес зношування ріжучих елементів робочих органів ЗТМ, умовно можуть бути розділені на чотири групи [1]:

- фізико-механічні властивості ґрунтів, до яких відносяться питоме зчеплення, гранулометричний склад, щільність, вологість, кут внутрішнього тертя, питомий опір різанню ґрунтів, вміст кам'янистих включень різної міцності і інші;
- параметри взаємодії ріжучого інструменту з ґрунтом, а саме швидкість руху робочого органу, тиск, відстань різання і переміщення ґрунтів, а також кут різання;
- технологічні і конструктивні параметри ріжучих елементів робочих органів ЗТМ (механічні і хімічні властивості матеріалів, форми і розміри різальних елементів);
- рівень технічного обслуговування і ремонту (відновлення) робочих органів (кваліфікацію обслуговуючого персоналу і якість проведення ремонтних робіт).

Найбільш важливою і вимагаючої особливої уваги являється та обставина, що для робочих органів ЗТМ характерний такий випадок взаємодії поверхні деталі з ґрунтом, при якому ріжучі елементи розробляють щільну масу ґрунту, що злежалася. Він є полідисперсною системою глобулярного типу, що складається з наповнювача і абразивних частинок [2]. При цьому останні, що входять до складу ґрунту, в більшості випадків мають округлу форму і різну міцність: вапняк 1500-2000 МПа, граніт 2000-8000 МПа, кварцовий пісок 8000-10000 МПа. Найбільшу міцність мають зерна кварцового піску. При цьому кварц, що входить до складу суглинків і пісків та є їх основою, має твердість 10000 МПа, що в більшості випадків перевищує твердість матеріалу, з якого виготовлені робочі органи ЗТМ. Таким чином, абразивні частки мають більшу, ніж метал твердість, що сприяє руйнуванню поверхні контактуючих ріжучих елементів з такими частинками.

Якщо детальніше розглядати ґрунт, з яким працюють ЗТМ, то можна помітити, що його неоднорідність проявляється, передусім, через виявлення різного роду кам'янистих включень невеликого розміру, що мають найчастіше гострі кромки. Такі кромки при русі ЗТМ стикаються з робочими органами,

внаслідок чого, щонайменше, утворюються мікротріщини, і спостерігається інтенсивний розвиток пластичної деформації. У зв'язку з цим необхідно виділити ударно-абразивне зношування як одну з найбільш значущих причин, що зумовлюють передчасну заміну робочих органів ЗТМ. Крім усього іншого, дуже важливим є вибір матеріалу для виготовлення ріжучих елементів робочих органів ЗТМ. Адже в більшості випадків саме цей чинник зумовлює довговічність, (та як слід зносостійкість) деталей машин, що працюють в умовах підвищеного зносу. Як відзначалося вище, значний вплив на процес зношування чинять також навантаження при різанні ґрунту (в даному випадку – опір зрушенню ґрунту). Навантаження, у свою чергу, обумовлюють тиск в зоні контакту різального елемента і ґрунту. У зв'язку з тим, що вони можуть бути різні, процес протікання зношування окрім інших чинників залежить і від значення навантаження, і від частоти її зміни. В результаті досліджень встановлено [1], що при зменшенні навантаження на 10 % спостерігається зменшення зносу на 20 %.

В даний час виділяють велику різноманітність чинників що інтенсифікують процес зношування ріжучих елементів ЗТМ. Варто відзначити, що у дослідників немає єдиної думки, які ж саме чинники мають найбільший вплив на довговічність робочих органів. Наприклад, такі чинники як вологість, хімічна активність ґрунтів значного впливу на процес зношування не мають і ними зазвичай нехтують [4]. При цьому основоположний вплив роблять лише три чинники, до яких відносяться середній розмір частинок, опір зрушенню ґрунтів і властивості матеріалу ріжучих елементів [1]. Проте і тут думка дослідників розділилася. Автор роботи [2] вважає, що на абразивне зношування робочого органу впливають структура складових металу, розміри і твердість абразивних часток, швидкість взаємодії металу і ґрунту, тиск на абразивну частинку і т.п. При цьому є неоднозначні суперечливі думки про вплив кута і швидкості різання на інтенсивність зношування робочого органу. Деякі дослідники вважають [1], що кут і швидкість різання істотної дії на процес зношування не мають і ними

потрібно нехтувати, а інші (наприклад, [2]) вважають навпаки. Всупереч такому твердженню існує залежність швидкості зношування від швидкості руху самого робочого органу. В результаті досліджень [5] було встановлено, що із збільшенням швидкості руху підвищується швидкість зношування. До того ж в [1] наголошується, що на процес зношування великий вплив становлять навантаження, які виникають в процесі руху ЗТМТ. Ці навантаження непостійні і носять різний характер (статичний, динамічний і ін.)

### Література

1. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин / А.К. Рейш – М.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
2. Кабашев Р.А. Исследование изнашивающей способности грунтов естественного залегания / Р.А. Кабашев, Н.Т. Хадеев // Строительные и дорожные машины. – 1982. – №9. – С. 25–27.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ЗБІЛЬШЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗЕМЛЕРІЙНО- ТРАСПОРТНИХ МАШИН З ІОННО-ПЛАЗМОВИМ ПОКРИТТЯМ

Пустовіт М.М., студент  
Науковий керівник – доцент, к.т.н Щукін О.В.  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аналіз досвіду роботи різних галузей машинобудування показав істотне підвищення експлуатаційних характеристик матеріалів робочих поверхонь за рахунок нанесення на них плазмових зносостійких матеріалів [1, 2]. Основними методами нанесення таких покриттів є хімічне осадження з газового середовища і конденсація твердої речовини в умовах іонного

бомбардування (КІБ) [2]. Найбільш раціональним методом є саме КІБ, основним достоїнством якого є можливість регулювання температури процесу (~300-800°C).

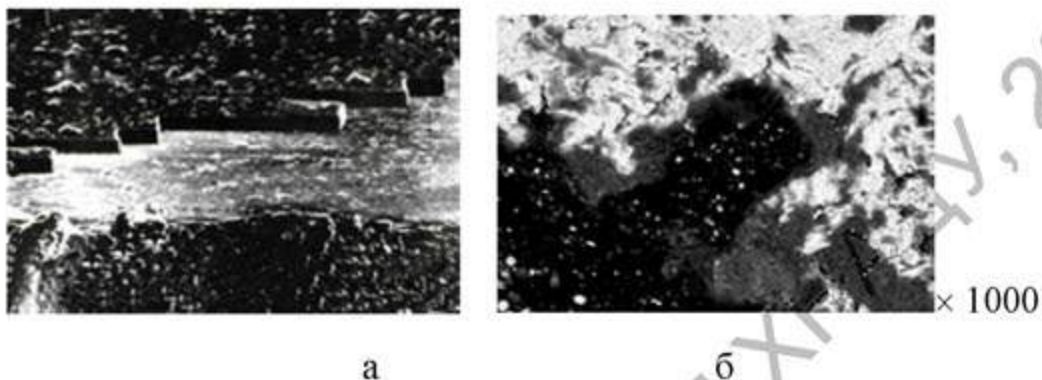
Як показали результати лабораторних випробувань [3], застосування іонно-плазмового покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  товщиною 4 мкм методом КІБ не тільки дозволяє підвищити зносостійкість ріжучих елементів автогрейдерів, які виготовляються зі сталі 65Г, майже в 2 рази, але і зберегти геометричну форму ножа, а також значення ударної в'язкості матеріалу, з якого він виготовлений. Це важливо при експлуатації автогрейдерів, робочі органи яких працюють в умовах постійно діючого динамічного і знакозмінного навантаження. Тому на наш погляд, доцільно було б дослідити причини збільшення зносостійкості різальних елементів автогрейдерів.

Металографічні дослідження проводили за допомогою мікроскопа МІМ-8 при збільшенні 500, 1000 з подальшим фотографуванням зображення. При цьому металографічні шліфи були отримані в результаті шліфування з використанням алмазної пасти. Разом з тим для виявлення мікроструктури сталі 65Г застосовували хімічне травлення шліфів у 3% спиртовому розчині азотної кислоти (ніталь).

В результаті металографічних досліджень нами було встановлено, що покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  має найкращу адгезію при товщині від 2 до 5 мікрон, в іншому випадку має місце порушення цілісності поверхневого шару. Як видно з рис. 1а, при товщині покриття понад 5 мікрон в процесі зношування спостерігається його відшарування.

В результаті проведених лабораторних випробувань фрагментів ножа автогрейдера з покриттям  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  товщиною 1 мікрон спостерігалось його руйнування протягом перших кількох годин роботи (рис. 1б).

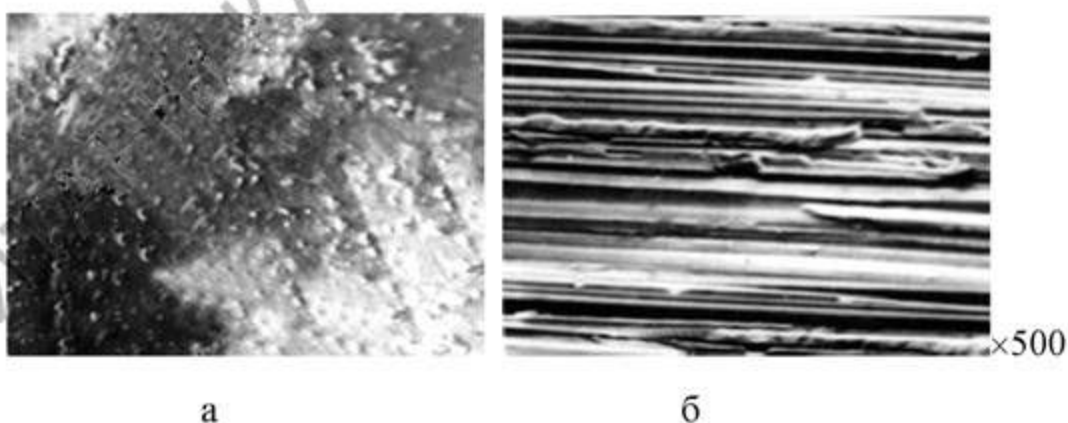




- а – відшарування покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  товщиною 8 мкм;  
 б – руйнування покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  товщиною 1 мкм

Рисунок 1 – Порушення цілісності покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  з різною товщиною

Крім того, як видно з рис. 2, покриття  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  може значно згладити нерівності поверхні, які можуть бути концентраторами напружень.



- а – з покриттям  $\text{TiN-Cr}_2\text{N}$  товщиною 4 мкм;  
 б – після термообробки та шліфування без покриття

Рисунок 2 – Поверхня фрагмента ножа автогрейдера із сталі 65Г

На цих фотографіях покриття виглядає у якості світлої смуги, яка має чітку межу зі сталлю і при цьому не труїться ніталем (3 %  $\text{HNO}_3$ ). За покриттям має місце перехідна зона, яка відрізняється тим, що вона відносно добре труїться ніталем і володіє товщиною 4-5 мкм. При цьому в результаті проведення мікрорентгеноспектрального аналізу встановлено, що

переважаюча частина титану знаходиться саме в покритті. Лише деяка її частина розташовується в перехідній зоні.

### Висновки

1. Результати рентгенівських досліджень показали, що підвищення зносостійкості покриття TiN-Cr<sub>2</sub>N, при встановленому оптимальному значенні товщини 4 мкм, обумовлено наявністю титану, а корозіоностійкості – хрому. Обидва елементи знаходяться в самому покритті і рівномірно розподілені по його структурі.

2. Покриття TiN-Cr<sub>2</sub>N товщиною 8 мкм схильне до відшарування унаслідок відносно великої товщини. Покриття товщиною 1 мкм не досить надійно для роботи фрагментів ножів автогрейдера в абразивному середовищі через руйнування поверхневої плівки.

### Література

1. Роик Т.А. Повышение износо- и коррозионной стойкости деталей объемного гидропривода нанесением ионно-плазменных покрытий: монография / Т.А. Роик, Д.Б. Глушкова, Ю.В. Рыжков. – Х., 2012. – 112 с.

2. Роик Т.А. Повышение стойкости пресс-форм литья под давлением медных сплавов : монография / Т.А. Роик, Д.Б. Глушкова. – Х., 2013. – 108 с.

3. Венцель Е.С. Исследование износа режущих элементов землеройно-транспортных машин с ионно-плазменным покрытием / Е.С. Венцель, Д.Б. Глушкова, А.В. Щукин // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2013. – №4. – 143–147 с.

## ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН В УМОВАХ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Рассоха В.П., магістр  
Науковий керівник - асистент Кебко О.В.  
Український державний університет залізничного транспорту

Надійна і безпечна експлуатація землерийних машин (ЗМ), до яких відносяться бульдозери, скрепери, автогрейдери, розпушувачі і інші машини можливо досягти за рахунок застосування сучасної методології їх технічного діагностування [1]. Найбільш ефективним напрямком процесу технічного діагностування є вибір узагальненого параметра в якості діагностичної ознаки для більшості складових елементів машини. Такою діагностичною ознакою можливо прийняти загальний коефіцієнт корисної дії (ККД).

Згідно відомих досліджень [1] землерийні машини розглядаються у вигляді системи зі складною структурою, які умовно можна поділити на ряд складових, де кожна з яких характеризується своїм входом і виходом та внутрішнім станом. До основної складової відноситься ДВЗ, яку представляємо як джерело енергії. До складових ЗМ відноситься трансмісія і гідросистема. Вони в складі цілісної системи ЗМ, представляють собою активні складові у вигляді споживачів енергії. До пасивних складових в структурі ЗМ теж як споживачів енергії відносяться шарніри робочого обладнання, призначених, наприклад, для з'єднання корпусу машини з відвалом, ковшем або розпушувачем. Функціональна складова в структурі ЗМ представляє собою – робочий процес, який становиться можливим за наявності оператора. Оператор (як припущення), в складі ЗМ приймається зі сталим рівнем кваліфікації, тому, на підставі такого ствердження він не може впливати в на стан і результати функціонування машин і тому оператор, в подальшому, не враховується в структурі ЗМ. В даних дослідженнях ЗМ, розглядається в сукупності всіх структурних складових у вигляді цілісної

системи, яка характеризується своїми входами та своїми виходами які представлені рис. 1.



Рисунок – 1 Складові споживача енергії в структурі ЗМ:  
а) – джерело енергії, б) – споживач енергії первинного рівня;  
в) – споживач енергії вторинного рівня

Визначення фактичного стану ЗМ в цілому і її складових забезпечується на підставі використання системного підходу.

## Висновки

За результатами знання величини загального ККД ЗМ і їх складових можна забезпечити процес їх діагностування для всіх стадій життєвого циклу.

## Література

1. Ремарчук М.П. Обґрунтування процесу діагностування землерийних машин і їх складових за величиною загального коефіцієнта корисної дії [Текст] / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, О.В. Кебко // Збірник наукових праць Науковий вісник будівництва – Харків.: ХНУБА, т.100 №2, 2020. – С. 275–281.

## РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТА ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ПОСЛІДОВНОЇ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ОДНОКОВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА

Білий Ю.Л., студент II магістерського рівня  
Янчук Є. О., студент I бакалаврського рівня  
Науковий керівник - д.т.н., професор Воронін С.В.  
Український державний університет залізничного транспорту

Актуальність впровадження централізованих автоматичних систем змащування рухомих з'єднань будівельних та дорожніх машин ґрунтується на трьох складових впливу цих систем на техніко-економічні показники машин, а саме:

- підвищення експлуатаційної продуктивності машини внаслідок скорочення простоїв від виконання ручного змащування;
- зменшення інтенсивності зношування деталей рухомих з'єднань шляхом рівномірної подачі мастила в зазори, як наслідок збільшення їх ресурсу;
- суттєве зменшення витрат мастильних матеріалів, порівняно із ручним змащуванням.

В роботі пропонується виконати розрахунок основних параметрів, підбір обладнання та складання схеми послідовної системи змащування рухомих з'єднань одноковшевого екскаватора Hitachi Zaxis 350 LC з об'ємом ковша  $2,32 \text{ м}^3$  [1]. Екскаватори такого типу широко використовуються при виконанні дорожньо-будівельних робіт, а також робіт з розробки деяких корисних копалин в кар'єрах.

Розрахунок параметрів системи змащування слід розпочинати з аналізу карти змащування машини, що обрана за приклад, як показано на рисунку 1. Виходячи з аналізу конструкції робочого обладнання екскаватора встановлено 19 точок змащування, що планується підключити до автоматичної системи.

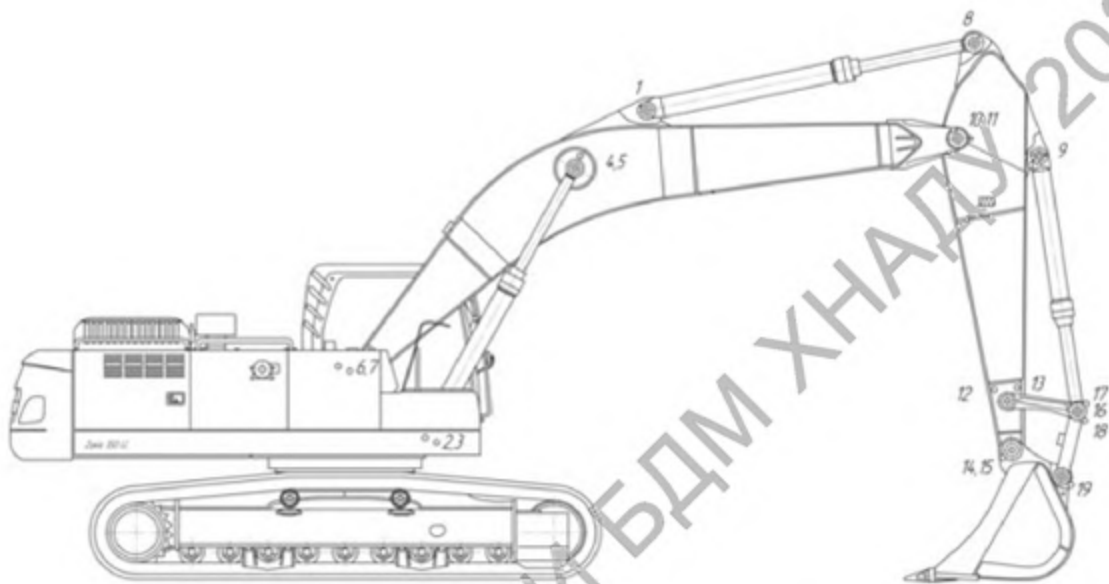


Рисунок 1 – Карта змащування рухомих з'єднань екскаватора Hitachi Zaxis 350 LC

Згідно існуючого досвіду розрахунків автоматичних систем змащування [2], основними параметрами послідовних систем змащування є: подача мастила по кожній точці змащування за один цикл, загальна подача за цикл, періодичність дозування мастила, робочий тиск мастила.

Кожна точка, або пара однакових точок, мають власні геометричні параметри, а також умови навантаження та робочі швидкості. Тому при розрахунку подачі мастила по окремих точках слід враховувати ці параметри. Крім того, основним критерієм при проведенні розрахунку оберемо початкову товщину мастильної плівки, яку необхідно сформувати під час одноразового змащування. Загально прийнято встановлювати початкову товщину на рівні 0,001...0,01 мм. Зважаючи на високий ступінь навантаженості рухомих з'єднань екскаватора приймаємо (для спрощення по усіх точках)  $h = 0,01$  мм. Періодичність уведення порції мастила до кожної точки  $t$  обираємо рівною 1 годині.

Необхідний об'єм мастила, що подається в точку за одну порцію складає

$$V = Sh \quad (1)$$

де  $S$  - площа поверхні тертя,  $m^2$ ;

$h$  - початкова товщина мастильної плівки, м.

По залежності (1) виконаємо розрахунки об'єму мастила по кожній з 19 точок змащування, при цьому площа поверхні тертя, яка змащується, обраховується для кожної точки з урахуванням її геометричних розмірів. Результати розрахунку зводимо до таблиці 1.

Таблиця 1 – Розрахункова подача мастила до точок змащування

№ точки	Найменування	Подача (об'єм) мастила, $cm^3$
1	з'єднання циліндра рукояті зі стрілою	0,21
2	з'єднання циліндра 1 стріли із платформою	0,37
3	з'єднання циліндра 2 стріли із платформою	0,37
4	з'єднання штоку циліндра 1 стріли із стрілою	0,21
5	з'єднання штоку циліндра 2 стріли із стрілою	0,21
6	з'єднання 1 стріли із платформою	1,06
7	з'єднання 2 стріли із платформою	1,06
8	з'єднання штока циліндра рукояті із рукояттю	0,24
9	з'єднання циліндра ковша із рукояттю	0,24
10	з'єднання 1 рукояті із стрілою	0,48
11	з'єднання 2 рукояті із стрілою	0,48
12	з'єднання 1 важільного механізму із рукояттю	0,84
13	з'єднання 2 важільного механізму із рукояттю	0,84
14	з'єднання 1 ковша із рукояттю	2,17
15	з'єднання 2 ковша із рукояттю	2,17
16	з'єднання 1 деталей важільного механізму	0,63
17	з'єднання 2 деталей важільного механізму	0,63

18	з'єднання штока циліндра ковша із важільним механізмом	0,63
19	з'єднання важільного механізму із ковшем	2,84
<b>Всього по екскаватору:</b>		<b>15,68</b>

На основі проведених розрахунків був виконаний підбір обладнання та складена схема системи змащування, котра наведена на рисунку 2. Обладнання підбиралося з серійного типового ряду елементів виробництва компанії SKF - Willy Vogel AG.

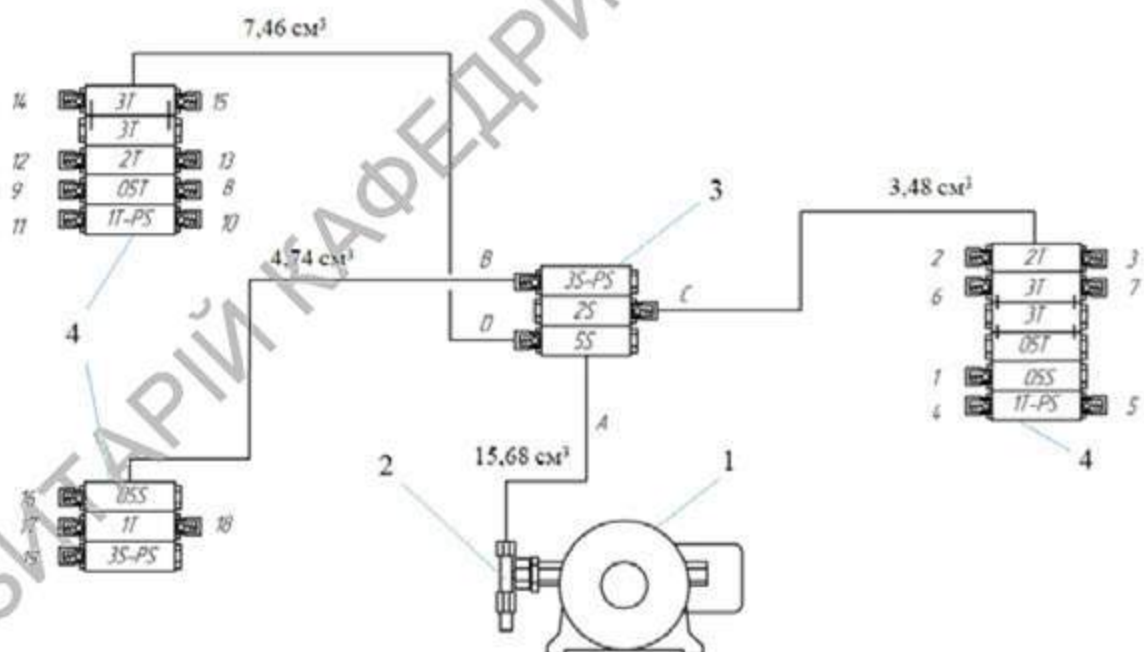


Рисунок 2 – Система змащування екскаватора: 1 – насосна станція з резервуаром та блоком керування; 2 – запобіжний клапан на 30 МПа; 3 – головний розподільник; 4 – вторинні розподільники.

Всі розподільники системи збираються з окремих живильників, які мають власні позначення, наприклад, 05S – номінальний робочий об'єм 0,5 см<sup>3</sup>, single (одиничний, однолінійний); 3T – номінальний робочий об'єм 3,0 см<sup>3</sup>, twin (парний, дволінійний).

Технічна характеристика насосної станції KFGS3-5 наведена в таблиці 2.



Таблиця 2 – Технічні характеристики насосної станції KFGS3-5

№ п/п	Найменування	Одиниця виміру	Значення
1	Кількість плунжерних насосів	шт.	1
2	Продуктивність плунжера	см <sup>3</sup> /хв	1,8
3	Максимальний тиск мастила	атм	300
4	Клас мастила по NLGI		0...2
5	Робоча температура	°С	- 25...+ 60
6	Діапазони програмування: час паузи час роботи насоса	год. хв.	0,1...99,9 0,1...99,9
7	Напруга живлення	В	12/24
8	Споживана потужність	Вт	100
9	Ємкість резервуару	кг	2
10	Маса конструктивна	кг	6

Представлені вище дані є результатом розрахунку основних параметрів та підбору обладнання автоматичної системи змащування рухомих з'єднань обраного екскаватора. На наступному етапі роботи необхідно розрахувати витрати тиску в трубопроводах станції та виконати підбір мастила. Крім того потребує обґрунтування питання мінімальної достатньої товщини мастильної плівки, що дозволить підвищити ефективність процесу змащування, а саме досягти мінімуму зношування при одночасному мінімуму витрат мастила.

### Висновки

1. Використання автоматичних централізованих систем змащення дозволяє зменшити знос рухомих з'єднань екскаваторів, витрати на мастильні матеріали та простої машин при проведенні їх технічного обслуговування. Аналіз існуючих систем централізованого змащення показав, що при

застосуванні пластичних мастил для змазування рухомих з'єднань екскаваторів найбільш доцільним є використання послідовних систем змащування з порціонною подачею мастила по кожній точці.

2. На основі виконаного аналізу та проведених досліджень були розраховані основні параметри (подача мастильного матеріалу по точках змащення) та підібране обладнання автоматичної централізованої системи змащення рухомих з'єднань екскаватору Hitachi Zaxis 350LC

### Список використаних джерел

1. [Електронне джерело] / <https://bf-logistic.com.ua/p1205930010-gusenichnyj-ekskavator-hitachi.html> (дата звернення 27.09.2021).

2. Конструирование и расчет систем смазки: практикум по одному курсу для студентов специальности «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дней / Г. С. Кульгейко. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 49 с. [Електронне джерело] / <https://docplayer.com/38814896-Konstruirovaniye-i-raschet-sistem-smazki.html> .

## **ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ЦЕПНИХ ЕКСКАВАТОРІВ У ЯКИХ РІЗЦІ ПРАЦЮЮТЬ В УМОВАХ БЛОКОВАНОГО РІЗАННЯ ГРУНТУ**

О.О. Гапонов, аспірант кафедри БДМ, Д.В. Пономаренко, магістр  
Науковий керівник - доцент, д.т.н. В.М. Супонев  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **Вступ**

Земляні роботи в усіх країнах світу виконуються спеціалізованими фірмами з використанням спеціальних скребкових та роторних траншейних

екскаваторів [1, 2, 3, 4]. Будівництво трубопроводів в Україні виконують такі спеціалізовані підприємства, як ПАТ «Укртрансгаз» та «Укртранснафта», в Росії – РАО «Газпром» та АК «Транснефть» і їх підрядники [1], в США – компанії «Shell», «Esso Pipeline», «Chevron Pipeline», «Natural Gas Pipeline Company of America» [5–7], в Саудівській Аравії – «Saudi Arabian Oil Company» та «Trans-Arabian Pipeline Company» [8, 9].

У світі створено ряд землерийних машин безперервної дії. Це машини ЕТЦ-200, ПЗМ-3 в Україні, ЕТР-254А, ТМК-3, ЕТЦ-252 в Росії, Vermeer T955 Commander III та Vermeer 1055 Commander III [10], Trencor 1460 HD та Trencor 1080 HD [11], Cleveland B-92 та Cleveland IC-36 [12] та інші. Ці екскаватори можуть споруджувати протяжні виїмки заданого профілю у відкритому полі. Від їхньої продуктивності та ефективного використання залежать темпи та собівартість виконання робіт по прокладанню інженерних комунікацій. Тому вдосконалення робочого обладнання траншейних екскаваторів скребкового типу є актуальною задачею.

### **1. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

В роботі [17], на основі наукових досліджень процесів копання траншей багатоскребковими екскаваторами безперервної дії, закладені основи проектування екскаваторів безперервної дії, визначені раціональні конструктивні та кінематичні параметри ланцюговобалочного робочого органу землерийних машин. Питання зменшення енерговитрат в цих роботах не розглядається. Запропоновані в роботі [18] запропоновані залежності процесів розроблення ґрунтів та тяглові розрахунки також не дають відповіді на це питання. Раціональні режими роботи траншейних цепних екскаваторів землерийних машин безперервної дії розглядаються в роботі [19]. Але в роботах [19, 20] не враховується можливість зменшення енергоємності процесу різання ґрунту різцями в режимі критичних глибин.

З проведеного обзору було встановлено, що на цей час існує дві методики визначення параметрів і режимів роботи багатоскребкових ланцюгових траншеєкопачів. Перша пропонує визначати конструктивні

параметри робочого органу на основі заданої потужності двигуна базової та параметрів траншеї [17, 18]. Друга дозволяє визначити необхідну потужність двигуна базової машини на основі технічної продуктивності, питомого опору копанню ґрунту та розмірів траншеї [19, 20].

Відомі методики не гарантують здійснення робочого процесу на критичній глибині різання із споживанням мінімальної питомої енергії та з максимальною продуктивністю. Це стане можливим, якщо всі різці незалежно від їх розміщення, типу різання та ґрунтових умов будуть руйнувати ґрунт на критичну глибину різання, що забезпечується абсолютними значеннями та співвідношенням швидкостей різання та подачі робочого органу в забій. Даний ефект розглядається в роботі [20] для глибокого різання ґрунтів ножовими робочими органами.

Таким чином можна стверджувати, що проведення дослідження, яке спрямовано на визначення ефективних режимів роботи скребкових екскаваторів та розмірів його різців, які працюють в режимі критичної глибини різання ґрунтів, є доцільним.

## **2. Мета і завдання дослідження**

Метою дослідження є визначення мінімально енергоємних режимів роботи багатоскребкових екскаваторів на основі визначення критичних глибин різання ґрунту різцями, що здійснюють блоковане (симетричне та асиметричне) руйнування ґрунтів.

Задача, що досліджується є визначення продуктивності цепних екскаваторів у яких різці працюють в умовах блокованого різання ґрунту.

## **3. Особливості процесу копання ґрунту цепними екскаваторами у яких різці працюють в умовах блокованого різання ґрунту**

Встановлено [19], що від форми різців, їх кількості та розстановки залежить енергоємність, динамічні навантаження на ланцюги та продуктивність робочого процесу екскаватора.

Багатоскребкові ланцюги розробляють і транспортують ґрунт наступними способами:

1) роздільним – різці попередньо руйнують ґрунт по ширині траншеї, а наступні скребки транспортують зруйнований ґрунт на денну поверхню;

2) сумісним – скребки-різці одночасно руйнують і транспортують ґрунт до місця вивантаження;

3) комбінованим – здійснюється як по роздільному способу з тою різницею, що різці не тільки руйнують ґрунт але і частково його транспортують.

За даними робіт [17, 18] сумісна схема розробки та транспортування ґрунтів є найбільш універсальною та оптимальною.

Найбільш універсальними і ефективними для руйнування ґрунту є різці, а для транспортування ґрунту – плоскі скребки. Суміщення їх в один вузол – скребок-різець, у якому основою для закріплення різців є плоский скребок (балка), є логічним, оскільки такі різці мають мінімальну площу контакту з ґрунтом у процесі його руйнування.

Критерії раціональності розміщення різців [18] – енергоємність різання, для мінімуму якої необхідно забезпечити роботу крупним сколом, мінімальна динамічність навантажень на робочий орган, універсальність схеми, максимальна продуктивність або швидкість робочого руху машини при виборі схем розміщення різців не враховуються. Вибір схеми розміщення різців, їх кількість, залежать, як правило, від ширини траншеї і форми різців, а не від ґрунтових умов і критеріїв раціональності розміщення різців. Це основний недолік існуючих методик вибору та розрахунку параметрів багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів.

У результаті проведених досліджень [19] відомо, що збільшення глибини різання ґрунту ножом до рівня критичної глибини призводить до зменшення енергоємності робочого процесу тому, що інтенсивність зростання опору різанню менша, ніж площа поперечного перерізу прорізу. При інтенсивності зростання опору різанню ножа збільшується за рахунок заpresовки ґрунту в бічні стінки прорізу, а площа руйнування зменшується внаслідок неможливості впливу на процес руйнування ґрунту денної поверхні.

В результаті енергоємність робочого процесу підвищується.

Встановлено, що відомі аналітично-експериментальні моделі взаємодії багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів з ґрунтом не визначають параметри і режими їх роботи на основі уявлення про критичну глибину різання ґрунтів. З чого можна зробити висновок, що вони не забезпечують мінімальну енергоємність і максимальну продуктивність робочого процесу.

В роботі [20] запропонована ідея різання ґрунтів різцями ланцюгово-скребковими екскаваторами в умовах критичної глибини, але отримані результати цих досліджень не реалізовані для конкретних типів ґрунтів через їх фізико-механічні властивості та геометричні параметри різців. Для цього необхідні відповідні математичні моделі, які б враховували умови різання ґрунту різцями екскаватора на критичній глибині та довжину лемеша.

Проведені наукові теоретичні та експериментальні дослідження [18–20] с участю авторів було покладено в основу запропонованих наступних досліджень, націлених на розробку методики визначення ефективних режимів роботи багатоскребкових траншейних екскаваторів від ширини траншеї при їх проектуванні та експлуатації.

До головних технологічних параметрів скребкових екскаваторів, які визначають їхню ефективність роботи, належать швидкість різання ґрунту та час розвантаження його скребків.

Швидкість різання  $\vartheta_p$  залежить від кутової швидкості та радіуса приводної зірочки. Кутова швидкість  $\omega$  обґрунтована на основі визначення часу розвантаження  $t_{рв}$  та кута розвантаження  $\varphi_{рв}$  в залежності від коефіцієнтів зовнішнього тертя ґрунту  $\mu_1$  та висоти скребка  $h_c$  при умові, що  $\varphi_{рв} = \omega t_{рв} = \frac{\pi}{2}$ .

Умова розвантаження корегується кутовою швидкістю  $\omega$ . У зв'язку з тим, що час розвантаження ґрунту суттєво залежить від висоти скребка та практично не залежить від кутової швидкості в межах її зміни  $\omega=5,0 \dots 9,0 \text{ c}^{-1}$

#### **4. Визначення продуктивності цепних екскаваторів у яких різці**

### працюють в умовах блокованого різання ґрунту

Технічна продуктивність ( $\text{м}^3/\text{год}$ ) екскаватора визначається виносною здатністю ґрунту однієї групи різців, що знаходяться в забої ( $z_{\text{гр}}^3=1$ )

$$\Pi_{\text{техн}}^1 = 3600 \cdot B h_c \vartheta_p \frac{k_n}{k_p} \Delta_p, \quad (1)$$

де  $B$  – ширина траншеї, м;  $h_c$  – висота скребоків визначається відповідно методиці [22], м;  $k_n$  – коефіцієнт заповнення міжскребкового екскаваторного простору (для ґрунтів I...IV категорій відповідно 0,9...1,2 та 0,7...0,9) [1, 14];  $\Delta_p$  – коефіцієнт розтрушування ( $\Delta_p=0,97; 0,92; 0,85; 0,75$  відповідно для  $\vartheta_p=0,1; 1,0; 1,5; 2,0$  м/с) [7].

Якщо в забої знаходиться кількість різців, яка дорівнює  $z_{\text{гр}}^3$ , то технічна продуктивність буде визначатися залежністю:

$$\Pi_{\text{техн}} = \Pi_{\text{техн}}^1 \cdot z_{\text{гр}}^3. \quad (2)$$

Технічна продуктивність залежить прямо пропорційно від кількості груп різців  $z_{\text{гр}}^3$ , що знаходиться в забої, тому:

$$\Pi_{\text{техн}} = \Pi_{\text{техн}}^1 \cdot z_{\text{гр}}^3. \quad (3)$$

Ширина траншеї  $B$  (4) для схеми різців з блокованим різанням визначена відповідно до схеми їх розстановки (рис. 1) із умови, що крайні бокові різці шириною  $b'_{\text{он}}$  взаємодіють із вертикальними стінками траншеї.

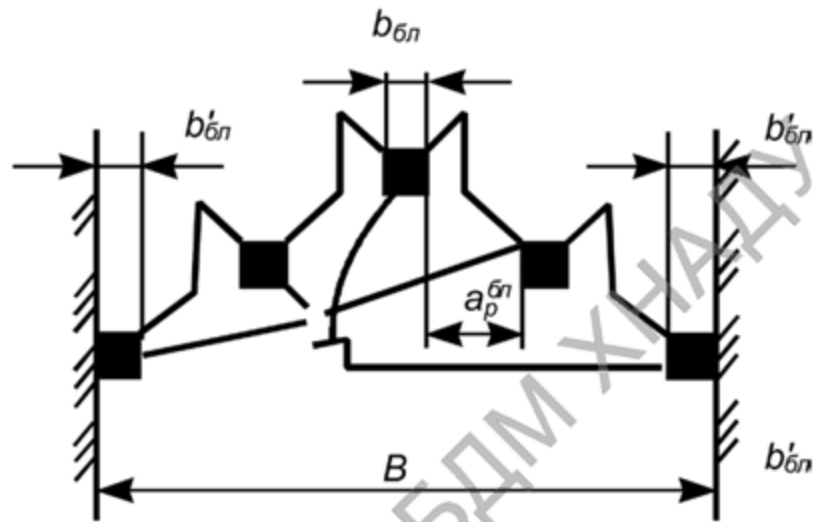


Рисунок 1 - Схема розстановки різців та їх розміри

З наведеного рис. 2 ширина траншеї для схеми різців з блокованим різанням дорівнює

$$B = 2b'_{бл} + (i_{л}^{бл} - 2)b_{бл} + (i_{л}^{бл} - 1)a_{р}^{бл}, \quad (4)$$

де  $b'_{бл}$  – ширина крайніх бокових різців;  $b_{бл}$  – ширина середніх різців, що здійснюють блоковане різання;  $a_{р}^{бл}$  – відстань між боковими гранями двох суміжних різців;  $i_{л}^{бл}$  – ціле число ліній блокованого різання визначається, наприклад, для напівтвердого суглинку та ширини різця  $b_{бл} = 0,02$  м з різними кутами різання  $\alpha_{р}$ .

Графік на рис. 3 побудований на основі залежності (4) шляхом визначення із неї числа ліній різання  $i_{л}^{бл}$  на основі даних роботи [19].

На основі простих геометричних визначень відстань між боковими гранями двох суміжних різців відповідно до схеми рис. 2 можна визначити по залежності (5)

$$\alpha_{р}^{бл} = 2h_{кр} k_{бок} \operatorname{ctg} \gamma, \quad (5)$$

де  $h_{кр}$  – критична глибина різання різцями [19];  $k_{бок}$  – відношення глибини зони гарантованого сколювання ґрунту до критичної глибини різання



( $k_{\text{бок}}=0,9\dots 0,95$ );  $\gamma$  – кут нахилу бічних стінок прорізу до горизонту (у поперечному перерізі) [20].

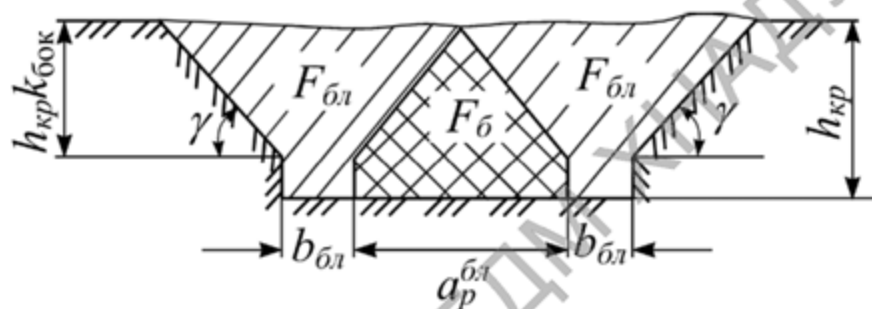


Рисунок 2 - Схема для визначення відстані між боковими гранями суміжних різців

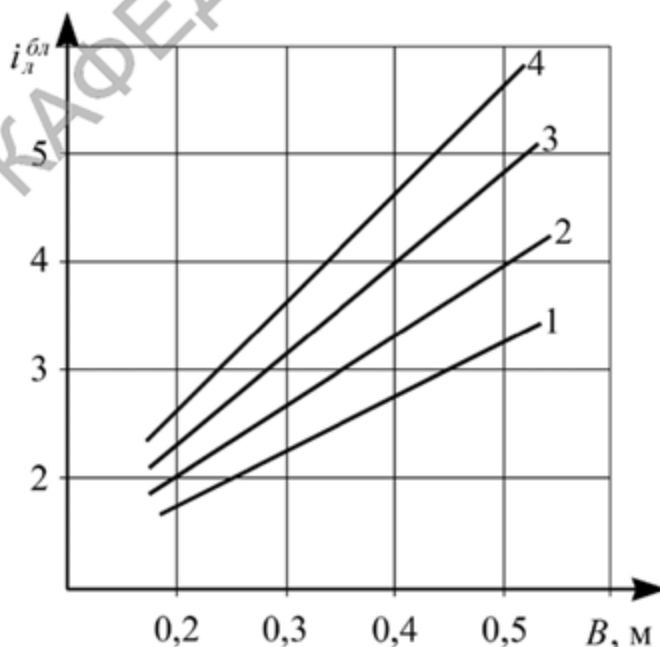


Рисунок 3 - Залежності кількості ліній блокованого різання від ширини траншеї для напівтвердого суглинка: 1 –  $\alpha_p=20^\circ$ ; 2 –  $\alpha_p=30^\circ$ ; 3 –  $\alpha_p=40^\circ$ ; 4 –  $\alpha_p=50^\circ$

Залежність технічної продуктивності багатоскребкового траншейного екскаватора від ширини траншеї в напівтвердому суглинку приведена на рис. 4, ( $z_{\text{гр}}^3=1$ ).

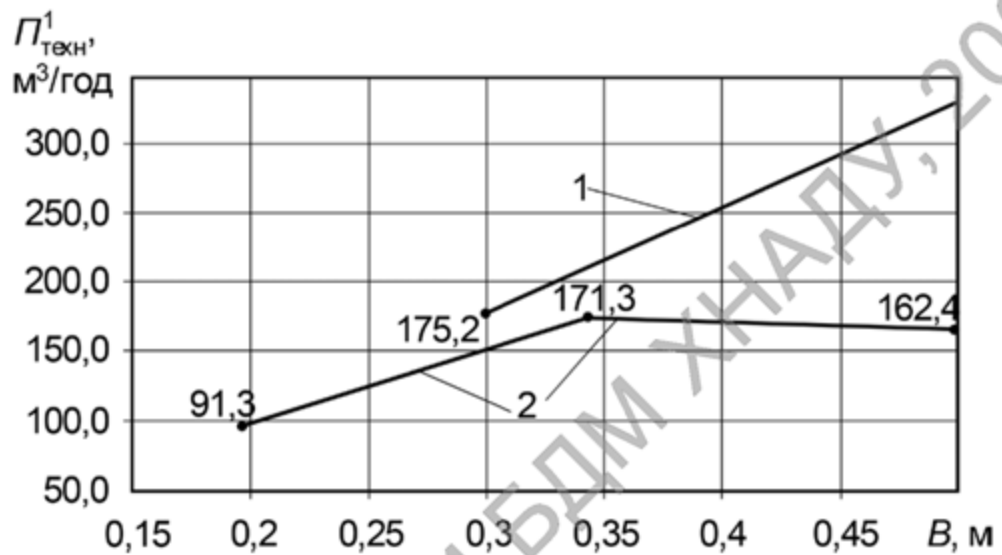


Рисунок 4 - Залежність технічної продуктивності багатоскребкового траншейного екскаватора від ширини траншеї ( $z_p=1$ ): 1 – для ширини різців  $b_{\text{бл}}=0,03$  м з кутом різання  $\alpha_p=30^\circ$ ; 2 – для ширини різців  $b_{\text{бл}}=0,02$  м з кутом різання  $\alpha_p=30^\circ$

Робоча швидкість (м/с) екскаватора залежить від технічної продуктивності та площі поперечного перерізу траншеї

$$g_{el} = \frac{\Pi_{\text{техн}}^1}{3600BH} \quad (6)$$

Залежність робочої швидкості (м/с) від площі поперечного перерізу  $B \times H$  у напівтвердому суглинку приведена на рис. 5.

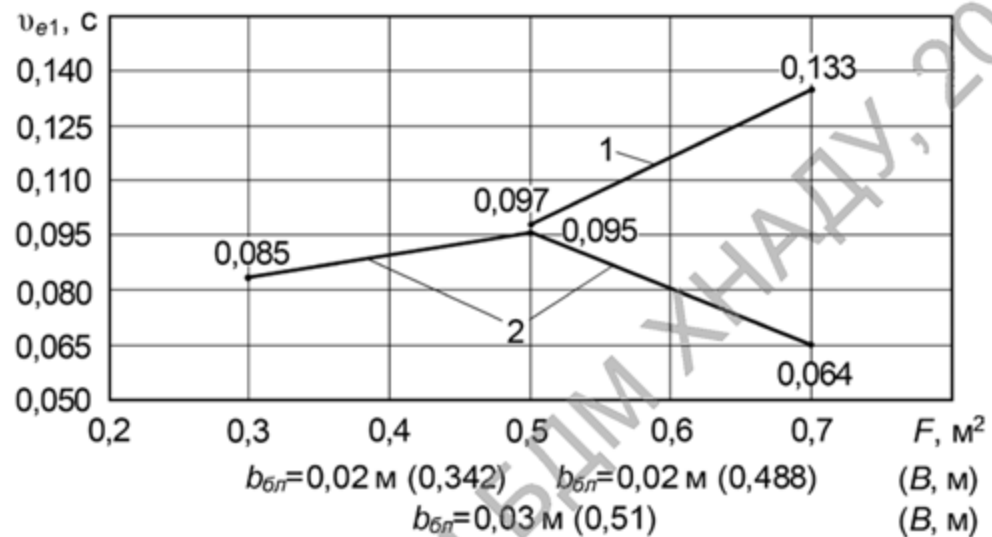


Рисунок 5 - Залежність робочої швидкості екскаватора від площі (ширини) поперечного перерізу траншеї ( $z_p = 1$ ): 1 – для ширини різців  $b_{гр} = 0,02$  м з кутом різання ( $\alpha_p = 30^\circ$ ); 2 – для ширини різців  $b_{гр} = 0,03$  м з кутом різання ( $\alpha_p = 30^\circ$ )

Кут між векторами швидкостей подачі робочого органу  $\vartheta_e$  та різання ґрунту  $\vartheta_p$  визначається за залежністю [7]

$$\beta = \arctg \left( \frac{\vartheta_p \sin \alpha}{\vartheta_p \cos \alpha + \vartheta_e} \right), \quad (7)$$

де  $\alpha$  – кут установлення робочого органу до горизонту ( $\alpha = 30 \dots 55^\circ$ , переважно  $\alpha = 45 \dots 55^\circ$ ), град [1, 7].

Час різання ґрунту групою різців визначається через швидкість різання

$$t_p = \frac{H}{\vartheta_p \sin \beta}, \quad (8)$$

де  $H$  – глибина траншеї.

Абсолютні значення критичної глибини для середніх і бокових різців

різні. Середні різці багатоскребкових траншейних екскаваторів працюють в умовах симетричного блокованого або напівблокованого різання, а крайні бокові різці – в умовах асиметричного блокованого або напівблокованого різання. В роботі [20] показано, що критична глибина різання як для симетричного, так і для асиметричного різання прямопропорційна ширині різця. Тому ширина крайніх бокових різців визначена шляхом прирівнювання критичної глибини різання середніх і бокових різців.

$$\left(a' - n' \alpha_p\right) b'_p = \frac{ab_{\text{бл. (нбл.)}}}{\left(\text{tg} \alpha_p\right)^n k_{\text{бок}}} \quad (9)$$

Звідки

$$b'_p = \frac{a \cdot b_{\text{бл. (нбл.)}}}{\left(\text{tg} \alpha_p\right)^n k_{\text{бок}} \left(a' - n' \alpha_p\right)}, \quad (10)$$

де  $b'_p$ ,  $b_{\text{бл. (нбл.)}}$  – відповідно ширина крайніх і середніх різців;  $a'$ ,  $n'$ ,  $a$ ,  $n$  – відповідно коефіцієнти апроксимації для крайніх і середніх різців, що залежать від фізико-механічних властивостей ґрунтів. Значення коефіцієнтів  $a$  і  $n$  приведені в літературі [19, 20], а коефіцієнтів  $a'$  і  $n'$  – в табл. 1.

Таблиця 1 - Чисельні значення коефіцієнтів апроксимації  $a'$ ,  $n'$

Тип різання Тип ґрунту	Асиметричне блоковане		Напівблоковане	
	$a'$	$n'$	$a'$	$n'$
Тугопластична глина	4,02	0,046	6,70	0,076
Напівтверда глина	3,98	0,046	6,50	0,075
Напівтвердий суглинок	4,26	0,050	6,69	0,079
Твердий супісок	5,02	0,066	7,26	0,093

Так, наприклад, для напівтвердого суглинку ширина крайніх бокових різців, що здійснюють асиметричне блоковане різання, більша за ширину середніх різців:  $b'_p = 2,05b_{en}$  для  $\alpha_p = 20^\circ$ ;  $b'_p = 1,74b_{en}$  для  $\alpha_p = 30^\circ$ ;  $b'_p = 1,63b_{en}$  для  $\alpha_p = 40^\circ$ ;  $b'_p = 1,63b_{en}$  для  $\alpha_p = 50^\circ$ ;  $b'_p = 1,74b_{en}$  для  $\alpha_p = 60^\circ$ .

### Висновки

1. Встановлено, що час розвантаження ґрунту із скребків практично не залежить від їх кутової швидкості приводної зірочки ланцюга в межах її зміни  $\omega = 5,0 \dots 9,0 \text{ c}^{-1}$  в зоні розвантаження. На цій основі визначено швидкість блокованого різання ґрунту різцями залежно від ширини траншеї та властивостей різних типів ґрунтів. Встановлено, що швидкість різання ґрунту різцями, які працюють на критичній глибині, напряду пов'язана з їх шириною. Так, наприклад, збільшення ширини ножа з 0,02 м до 0,03 м при копанні траншеї в суглинку вимагає зменшення швидкості різання в 1,5 рази.

2. Отримані розрахункові залежності для розрахунку технічної продуктивності екскаватора на основі визначення виносної здатності ґрунту однієї групи різців, які працюють в умовах критичної глибини різання, надали можливість встановити ширину крайніх бічних різців, що здійснюють асиметричне блоковане різання. Так, наприклад, для напівтвердого суглинку вона повинна бути більшою за ширину середніх різців та дорівнювати:  $b'_p = 2,05b_{en}$  для  $\alpha_p = 20^\circ$ ;  $b'_p = 1,74b_{en}$  для  $\alpha_p = 30^\circ$ ;  $b'_p = 1,63b_{en}$  для  $\alpha_p = 40^\circ$ ;  $b'_p = 1,63b_{en}$  для  $\alpha_p = 50^\circ$ ;  $b'_p = 1,74b_{en}$  для  $\alpha_p = 60^\circ$ .

3. Розроблена методика дозволяє визначити режимні параметри роботи багатоскребкових траншейних екскаваторів та ширину крайніх бічних різців з метою зменшення їх енергоємності та підвищення продуктивності. Отримані розрахунки можуть бути використані при вдосконаленні робочого обладнання екскаваторів даного типу.

## Література

1. Шацкий А.С. О состоянии механизации трубопроводного строительства / А.С. шацкий// Трубопроводный транспорт. – М.: ОАО ВНИИСТ, 2007. - №4. –С. 10-14.
2. 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. (Scopus, Web of Science)
3. Kravets S., Suponev V., Rieznikov O. at all. Determination of the resistance of the cylindrical-tubular drill for trenchless laying of underground communications. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2018. № 3/7(93). С. 64–71. (Scopus)
4. Volodymyr Suponyev. Determination of equivalent and optimal sizes of wedge tip from flange for the static perforation of soil Olexander Posmituha, Svyatoslav Kravets, Volodymyr Suponyev and Kazimir Glavatsky1 MATEC Web Conf. Volume 230, 2018. 7th International Scientific Conference «Reliability and Durability of Railway Transport Engineering Structures and Buildings» (Transbud-2018) <https://doi.org/10.1051/matecconf/201823001011> (Scopus)
5. ESSO et le TCHAD. Mondialisationca / [Electronic Resource]. – Mode of access: <http://www.internationalnews.fr/20-categorie-10189106.html>. – Screen title.
6. Chevron Pipe Line Company / [Electronic Resource]. – Mode of access: [www.chevron-pipeline.com](http://www.chevron-pipeline.com). – Screen title.
7. The Natural Gas Pipeline Company of America / [Electronic Resource].– Mode of access: <http://www.frankkryder.com/assetmap.htm>. – Screen title.
8. Saudi Aramco – where energy is opportunity / [Electronic Resource]. – Mode of access: <http://www.saudiaramco.com/en/home.html>. – Screen title.
9. Trans-Arabian Pipeline Company [Electronic Resource]. – Mode of access: <http://almashriq.hiof.no/lebanon/300/380/388/tapline/>. – Screen title.

10. Vermeer [Electronic Resource]. – Mode of access: [www2.vermeer.com/vermeer/EM/ru/Y/](http://www2.vermeer.com/vermeer/EM/ru/Y/). – Screen title.
11. Trencor Introduces T14 Trencher Upgrade [Electronic Resource]. – Mode of access: <https://www.americanaugers.com/trencor-introduces-t14-trencher-upgrade/> – Screen title.
12. Cleveland Trencher Models [Electronic Resource]. – Mode of access: <http://www.cleveland-trencher.com>. – Screen title.
13. Sobolevskiy R. Optimization of the process of efficiency management of the primary kaolin excavation on the curvea face of the concutioned area / R. Sobolevskiy, V. Korobiichuk, V. Levytskyi // Rudarsko-geolosko-naftni zbornik. Vol. 35. № 1 - 2020. p. 123-138. (Web of Science)
14. Palomba I. Estimation of the digging and payload forces in excavators by means of state observers / I. Palomba, D. Richiedei, A. Trevisani // Mechanical systems and signal progressing. Vol. 134. № 106356 - 2019. (Web of Science)
15. Moczko P. Investigation of the failure of the bucket wheexcavator bridge conveyor / P. Moczko, D. Pietrusiak, J. Wieckowski // Engineering failure analysis. Vol. 106. № UNSP 104180 – 2019. (Web of Science)
16. Xiujuan Yu, Lightweight and high-Strength design of an excvator bucket under uncertain loading / Yu Xiujuan, P. Xiaoping, Z. Zhihong // Mathematical problems in engineering. Vol. 2019. № 3190819 – 2019. (Web of Science)
17. Мусійко В.Д. Визначення силового навантаження базового шасі універсальної землерийної машини з віяльно-поступальною подачею її робочого обладнання на забій / В.Д. мусійко, А.Б. Коваль // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Дніпропетровськ: ПГСА, 2014. – Вип. 79 – С. 133-140.
18. Мусійко В.Д., Кравець С.В., Пухтаєвич О.І. Визначення раціональних режимів роботи інтенсифікатора розвантаження ґрунту з робочого органу землерийних машин безперервної дії. – Вісник

Національного транспортного ун-ту, №1(40), 2018, С. 241-251.

19. Визначення числа ліній різання та висоти ґрунтотранспортуючих скребків ланцюгово-скребкових траншейних екскаваторів / С.В. Кравець, О.В. Косяк, О.О. Гапонов, Т.О. Янчик. У кн.: Будівництво, матеріалознавство, машинобудування. Інтенсифікація робочих процесів будівельних та дорожніх машин. Серія: Підйомно-транспортні, будівельні та дорожні машини і обладнання // Зб. наук. пр. № 107. Дніпро : ДВНЗ «ПДАБА», 2019. с. 66-74.

20. Косяк О.В., Гапонов О.О., Пухтасевич О.Г. Передумови створення критичноглибинних режимів роботи багатоскребкових ланцюгових траншейних екскаваторів. – Стр-во. Материаловедение. Машиностроение. Серія: Подъемно-трансп., стрит., дор. машины и обор., вып. 103, 2018, с.145-151.