Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин

ЗБІРНИК ТЕЗ

Міжнародної науково-практичної конференції

«РОЗБУДОВА І ВІДНОВЛЕННЯ МАШИНОБУДІВНОГО КОМПЛЕКСУ УКРАЇНИ»

30 травня 2023 р

Харків

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра будівельних і дорожніх машин

ЗБІРНИК ТЕЗ

Міжнародної науково-практичної конференції

«РОЗБУДОВА І ВІДНОВЛЕННЯ МАШИНОБУДІВНОГО КОМПЛЕКСУ УКРАЇНИ»

Харків 2023

Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України – 2023: збірник тез міжнародної конференції. ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2023 р. – 203 с.

До збірника «Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України» увійшли актуальні дослідження науковців, аспірантів, магістрантів, бакалаврів основні питання конференції:

Підйомно-транспортні, будівельні і дорожні машини,
Гідропривід і гідропневмоавтоматика технологічних машин,
Мехатронні і комп'ютерно-інтегровані системи галузевого машинобудування,
Інноваційні технології моделювання робочих процесів машин,
Логістика і ефективна експлуатація технологічних і транспортних машин,
Інтеграція вітчизняного виробництва у всесвітній машинобудівний комплекс.

Редакційна колегія:

Н.М. Фідровська	д.т.н, професор, завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин
І.Г. Кириченко	д.т.н, професор кафедри будівельних і дорожніх машин
О.В. Щербак	к.т.н, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, відповідальний секретар конференції
І.Г. Пімонов	к.т.н, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин, замісник завідувача кафедри
В.М. Рагулін	к.т.н, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин

ЗМІСТ

	Стор
ВСТАНОВЛЕННЯ ВПЛИВУ КУТУ НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ АСИМЕТРИЧНОГО НАКОНЕЧНИКА НА СИЛИ ОПОРУ ПРИ ПРОКОЛІ ГРУНТУ ***В.М. Супонєв, С.П. Балесний, С.В. Кібиш***	10
ВИЗНАЧЕННЯ НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ПРОКОЛУ ГРУНТУ ІЗ УМОВИ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСУ ЗГИНУ ШТАНГИ ***В.М. Супонєв, В.М. Рагулін О.П. Сахаров, Д.С. Кіріченко***	13
FORCE INTERACTION ANALYSIS OF TELESCOPIC LOADER ELEMENTS USING COMPUTER SIMULATION METHODS ***V. Ragulin, O. Yaryzhko, O. Nazarko***	17
ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА ЗА ПЕРЕКАЧУВАННЯ ЗЕРНА З НАГНІТАЧАМИ ІНШИХ ТИПІВ ***А.С. Роговий, А.О. Нескороженний, С.І. Лук'янець, О.Л. Шудрик***	21
USING SIMILARITY THEORY TO STUDY THE DYNAMIC LOADS OF THE FRONT LOADER BEARING SYSTEM ***O. Shcherbak, A.Suminov, S. Khachaturian***	23
STUDY OF THE LOAD OF THE BEARING SYSTEM OF A HINGED MACHINE USING ANSYS MOTION ***O. Shcherbak, A.Suminov, S. Khachaturian***	26
THE INFLUENCE OF THE ANGLE OF THE MOTOR GRADER BLADE INSTALLATION IN THE PLAN ON ITS MAXIMUM FORCE, TAKING INTO ACCOUNT A RANDOM PROCESS OF THE OBSTACLE OCCURRENCE ***O. Shchukin, A. Prudnikova***	29
RESULTS OF MODELING THE EFFECT OF TEMPERATURE ON THE THICKNESS OF THE LAYER OF SURFACTANTS ADSORBED ON MICROROUGHNESS ***V. Kosolapov***	32
СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА З ДВОМА ПОСТУПАЛЬНИМИ ЛАНКАМИ В ПЛОЩИНІ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ***В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, І.О., Кадикало І.О., Б.В. Каленіченко***	36
СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА З ПОСТУПАЛЬНОЮ ТА ОБЕРТАЛЬНОЮ ЛАНКАМИ В ПЛОЩИНІ ПОВОРОТУ ***В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, А.П. Ляшко, Б.В. Закревський***	39

МОЖЛИВОСТІ ТА ОБМЕЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН
І.Г.Кириченко, О.В.Черніков, І.М.Малик 42

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ В ПРИВОДАХ АВТОБЕТОНОЗМІШУВАЧІВ
Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, Д. М. Шевченко, І.І. Мороз 45

УДОСКОНАЛЕННЯ МАНІПУЛЯТОРНОЇ УСТАНОВКИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ
О.М. Сукач, Ю.І. Габрієль, О.О. Іванків, А.В. Веліховський 48

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМ
О. І. Вольченко, А. Х. Джанахмедов, В. С. Скрипник , Д. Ю. Журавльов, Є. Ю. Андрейчиков 51

МОДЕЛЮВАННЯ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ
І.Г.Кириченко, О.В.Черніков, Я.С.Корецький 54

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ РОЗВИТКУ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ
А.О. Книшенко, А.Ю. Васильченко 57

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА
Л.В. Разарьонов, Д.В. Вороновський 60

СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНИМИ ЗЕМЛЕРИЙНИМИ МАШИНАМИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ
В.Д. Мусійко, Ю.В. Пасенко 63

АДАПТИВНИЙ ПІДХІД ДО ПРОЦЕСІВ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ АВТОГРЕЙДЕРА
В. О. Шевченко, О.М., Олєйнікова Д.В. Бондаренко 66

ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ СХЕМИ ВЗАЄМОДІЇ БЕЗКІВШЕВОГО РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ТРАНШЕЙНОЇ МАШИНИ З ҐРУНТОМ
А.Б. Коваль, Д.І. Пацьора 68

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ
Ю.М.Варфоломєєв , С.А.Левківський 71

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ РІЗАННЯ ГРУНТУ ДЛЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН
О.І. Голубченко, Л.А. Хмара 74

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
В.В. Суглобов, В.Г. Крупко 77

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОПОРНО-ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ТРАНПОРТНИХ ЗАСОБІВ З КРОКУЮЧИМ РУШІЄМ
І.В. Крупко 81

СУЧАСНІ МОТОР-КОЛЕСА ДЛЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН
Г.А. Аврунін, І.І. Мороз 83

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУПОХИБКИ ВИМІРЮВАННЯ НА ПРОЦЕС ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН
І.Г. Пімонов 85

ВЗАЄМОЗАЛЕЖНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМ
Н.М. Фідровська, Д.О. Вольченко, М.В. Кіндрачук, І. О. Бекіш, О.С. Бурава, Ніщук В.В. 88

МОДЕРНІЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТА КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЮ МОБІЛЬНИХ ЗАСОБІВ
Р.С. Шевчук, О.М. Сукач, В.В. Шевчук, О.О. Сопець 91

НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ШВИДКОЗНОШУВАНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНУСНИХ ДРОБАРОК ГІРНИЧО-ЗБАГАЧУВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ
С.В. Воронін, Ю.К. Орлюк, О.О. Побєлєнський 94

АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ КАНАТНОГО ПІДЙОМНИКА
Л.М. Козар, А.М. Кравець, С.П. Басс 96

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОСИСТЕМИ АВТОГРЕЙДЕРА ЗА ДОПОМОГОЮ КОЕФІЦІЄНТА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ K_j
О.В. Орел 100

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО КУТА ПРИКЛАДАННЯ ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ ТРЕЛЮВАЛЬНОГО ЗАСОБУ "КРОКУЮЧІ САНИ"
Б.О. Магура, Б.Я. Бакай, О.В. Білоус, І.Р. Каратник, В.В. Кий 102

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ, ЩО ВКЛЮЧАЄ АМОРТИЗАТОР І ГІДРОМОЛОТ
В.Є. Лютенко, Д.О. Волошин, Р.О. Бовсуновський 105

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ НА ЯКІСТЬ БЕТОННИХ ВИРОБІВ ПРИ ЇХ ВІБРОУЩІЛЬНЕННІ
О.Ю. Крот, Ю.О. Кузуб, О.А. Крючков 108

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИКОРИСТАННЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ ТЕХНІКИ ПО ДАНИМ МОНІТОРИНГУ СТАНУ ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ
С.Ю. Запорожцев, Т.І. Юр'єва 111

МОНІТОРИНГ СТАНУ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОМИСЛОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Д. О. Власюк, Г.В. Анахін 113

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ КОМПОНЕНТІВ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ІЗ ПОВЕРХНЕЮ РОБОЧОГО ОРГАНА ЗМІШУВАЧА
В.В. Блажко, А.І. Аніщенко, Л.В. Саєнко 116

ДО ПИТАННЯ ПОБУДОВИ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ЧАСТИНОК СУМІШІ З ЛОПАТЕЙ ОБЕРТОВОГО КОРПУСУ ЗМІШУВАЧА
А.І. Аніщенко, В.В. Блажко, Л.В. Саєнко 119

МОДУЛЬНИЙ ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ МАЛОГАБАРТНИХ КОМПЛЕКТІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ УМОВ БУДІВЕЛЬНОГО МАЙДАНЧИКА
В.В. Блажко, А.І. Аніщенко, Л.В. Саєнко 122

УДОСКОНАЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИРОБЛЯННЯ ТЕХНОЛОГІЙНОЇ ТРІСКИ НА БАРАБАННИХ РУБАЛЬНИХ МАШИНАХ
І. Т. Ребезнюк, Б. З. Барабаш 125

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ СШ26
Н.М. Подригало 127

ІНФОЛОГІЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ВИБОРУ МІКРОАВТОБУСА
І.Г. Ільге, В.С. Агошков 130

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ ТЯГОВИХ РАМ СКРЕПЕРІВ
М.В. Розенфельд 133

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРИ ВИКОНАННІ РОБІТ З ДЕМОНТАЖУ ТА МОНТАЖУ МОСТІВ
О.І. Безбабічева, М.В. Розенфельд 135

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ВІД АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ
М.А. Подригало , Ю.В. Тарасов, В.С. Шеїн 138

АГРЕГАТ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ РОСЛИН НА БАЗІ АВТОТРАКТОРА
С.П. Погорілий, В.М. Третяк, В.Г. Присяжний, В.Ю. Мірний 142

TENSION OF THE BRAIN CRANE DRUM
N. Fidrovska, S. Khursenko, V. Shtoda, A.O. Prudnikova 143

STRENGTH OF A THREE-LAYER CYLINDRICAL SHELL
Fidrovska N.M., Slepuzhnikov E.D., Perevoznik I.A., Ponicarovska S.V. 146

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ, ЯК ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ
В.О. Настасенко, В.О. Проценко, М.В. Бабій 149

APPLICATION OF RIGIDITY RING FOR MINES DRUMS
N. Fidrovska, S. Khursenko, R. Karavan, N. Skripnik 152

ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ В СЕРЕДОВИЩІ ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ AUTODESK INVENTOR
О.В. Черніков, М.В.Тодоров, І.О. Шпортко 155

РОЗРОБКА ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЦИКЛУ, ЩО ІМІТУЄ РУХ БАЗОВОГО ШАСІ ПЛУЖНО-ЩІТКОВОГО СНІГООЧИСНИКА
В.В. Мороз 158

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ МАШИНИ З НЕПОВНОПРИВІДНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ
С.Г. Ковалевський, К.М. Погодін 160

ДОСЛІДЖЕНЯ І ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ НАНЕСЕНЯ НА ПОВЕРХНЮ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН 163
О.В. Щукін, С.О. Зінов'єв

ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТОВОГО НАСИПУ АВТОМОБІЛЬНИХ І ЗАЛІЗНИЧНИХ ДОРІГ З РЕЛЬЕФНИМИ РОБОЧИМИ ПОВЕРХНЯМИ 166
К.Ц. Главацький, М.Г. Брильова, А.О. Пікало

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ГРУНТУ БУЛЬДОЗЕРНИМ НЕПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ З ПРОСТОРОВОЮ НОЖОВОЮ СИСТЕМОЮ 168
Ю.О. Горбенко, С.В. Ракша, К.Ц. Главацький

УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТІВ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА АВТОМОБІЛЬГИХ ДОРІГ ТА ЗАЛІЗНИЦЬ 171
К.Ц. Главацький

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ КАНАТНИХ ДОРІГ 174
О.Л. Краснощок

ВИКОРИСТАННЯ КЛИНОВО-ПРИЗМАТИЧНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ СПОСОБОМ СТАТИЧНОГО ПРОКОЛУ ҐРУНТУ 177
О. П Посмітюха .

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЄВ АДАПТАЦІЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДО ВОВНІШНІХ УМОВ 179
В.О. Шевченко

ПРАВИЛА ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ІЗ ЛИСТОВОГО МЕТАЛУ 182
В.І. Олексин, В.М. Рагулін

ПРИЧИНИ КОВЗАННЯ В ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКО МОДУЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ 184
В.О. Малащенко, О.В. Щербак, О.І. Сороківський, Б.Т. Матвіїв

РОЗРАХУНОК КРАНОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ, ЯК СИСТЕМ ІЗ ЗМІННОЮ СТАТИЧНОЮ ВИЗНАЧЕНІСТЮ 189
Мартовицький Л.М., Глушко В.І., Шаніна З.М., Фролов Р.О., Козак Д.С.

ОСНОВНА НОМЕНКЛАТУРА ПОКАЗНИКІВ, ЯКІ НЕОБХІДНІ ДЛЯ ОЦІНКИ ЯКОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРТОВИХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН 191
Немчук О. Зубко М., Ремінь А.

ОЦІНКА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ МАШИН БЕЗПЕРЕВНОГО ТРАНСПОРТУ З УРАХУВАННЯМ ВІБРАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ 192
Кокошко Є., Стариков М., Немчук О.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ВТОМЛЕНОГО ПОШКОДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН 193
Немчук О., Конопльов А., Легецька І.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДУ КОНВЕЄРА АСФАЛЬТОЗМІШУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДС-185 195
О.Г. Гурко, О.В. Щербаков

АНАЛІЗ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕКСКАВАТОРА 198
Н. Ю. Філь, І. В. Древаль

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ВИБОРУ МІНІ-ТРАКТОРА 201
І.Г. Ільге, О. О. Бондарев

УДК. 621. 876. 25

ВСТАНОВЛЕННЯ ВПЛИВУ КУТУ НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ АСИМЕТРИЧНОГО НАКОНЕЧНИКА НА СИЛИ ОПОРУ ПРИ ПРОКОЛІ ГРУНТУ

Супонєв В.М.[1], Балесний С.П.[2], Кібиш С.В.[3]

[1] професор кафедри БДМ, докт. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[2] здобувач кафедри БДМ, ХНАДУ, Харків, Україна
[3] бакалавр кафедри БДМ, ХНАДУ, Харків, Україна

Безтраншейне прокладання інженерних комунікацій активно поширюється в усіх країнах світу. Серед існуючих методів формування свердловин для реалізації цієї технології найбільш популярним є метод проколу ґрунту. Головним недоліком методу традиційного проколу є недостатня точність руху проколюючої головки у масиві. Для досягнення цілі необхідне постійно корегувати траєкторію руху. Управління рухом можливо шляхом використання скошеного наконечника головки та дії на неї поступального або поступально-обертального руху.

Метою роботи є отримання визначення впливу куту нахилу лобової поверхні грунтопроколюючої головки на сили опору ґрунту при його проколі.

Питання проколу ґрунту детально досліджені у роботах [1, 2], а у таких працях, як [3, 4] запропоновані конструкції ґрунтопроколюючих наконечників, які в певних умовах забезпечують керування траєкторією руху. Однак аналіз впливу реальних значень опору ґрунту, які виникають в конкретних ґрунтових умовах в цих роботах не проводиться. Тому вирішення цього питання є актуальною задачею.

Системний аналіз існуючих методів проколу ґрунту з можливістю корекції траєкторії руху проколюючої головки дозволив виявити основні принципи керування та конструктивні особливості робочого органа. На цій основі у роботі запропоновано керування траєкторією проколу за рахунок сил опору ґрунту на лобову частину головки, яка вибирається у вигляді еліпса в перерізі площиною, що нахилена під кутом β до осі. На основі закону зміни тиску ґрунту на похилій площині з урахуванням отриманого уявлення про зміну площі поперечного перерізу ґрунту на цій площині після диференційно-інтегрованих обчислювань були отримані розрахункові залежності.

Для визначення відхилюючої сили P_y:

$$P_y = 0{,}36\frac{(1+\omega)\rho_{тв}}{C_к \rho_{пр}}\left[\left(1-f^2\right)+2f\cdot ctg\beta\right]D^2 \ . \qquad (1)$$

Для визначення сили осьового опору ґрунту P_x :

$$P_x = 0{,}36\frac{(1+\omega)\rho_{тв}}{C_к \rho_{пр}}\left(ctg\beta - f\right)D^2 \ . \qquad (2)$$

Позначення, які входять до залежносте (1-2): D – діаметр наконечника, м; $\rho_{пр}$ – щільність ґрунту в природньому стані; ρ_x – змінна щільність ґрунту на похилій площині; ω - вологість ґрунту; $\rho_{тв}$ – щільність твердої фази ґрунту (щільність ґрунту при умові, що в ньому відсутні пори); $C_к$ – коефіцієнт компресії ґрунту.

Для розрахунку прийняті наступні вихідні дані:

для твердого супіску: $\rho_{тв} = 2,70$ т/м^3; $\rho_{пр} = 2,05$ т/м^3; $\omega = 14\,\%$; $c_к = 1,08$ МПа$^{-1}$; f=0,532;

для напівтвердого суглинку: $\rho_{тв} = 2,70$ т/м^3; $\rho_{пр} = 2,10$ т/м^3; $\omega = 10\,\%$; $c_к = 1,73$ МПа$^{-1}$; f=0,532.

для тугопластичної глини: $\rho_{тв} = 2,73$ т/м^3; $\rho_{пр} = 2,00$ т/м^3; $\omega = 30\,\%$; $c_к = 2,81$ МПа$^{-1}$; f=0,532.

Графічне зображення сил опору ґрунту, у якості прикладу, що виникають при його проколі в різних типах ґрунтів при значеннях діаметрів свердловини: 1 - D=0,2м; 2 - D=0,15м; 3 -D=0,1м; 4 - D=0,05м, наведені на рисунках 1–3.

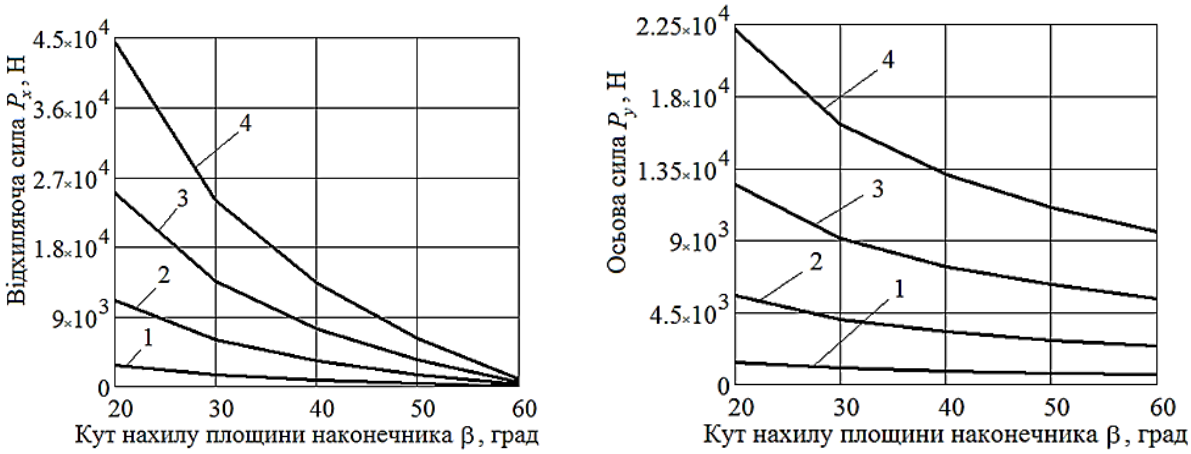


Рис. 1 – Залежності сил опору від кута нахилу для типів ґрунту для супіску

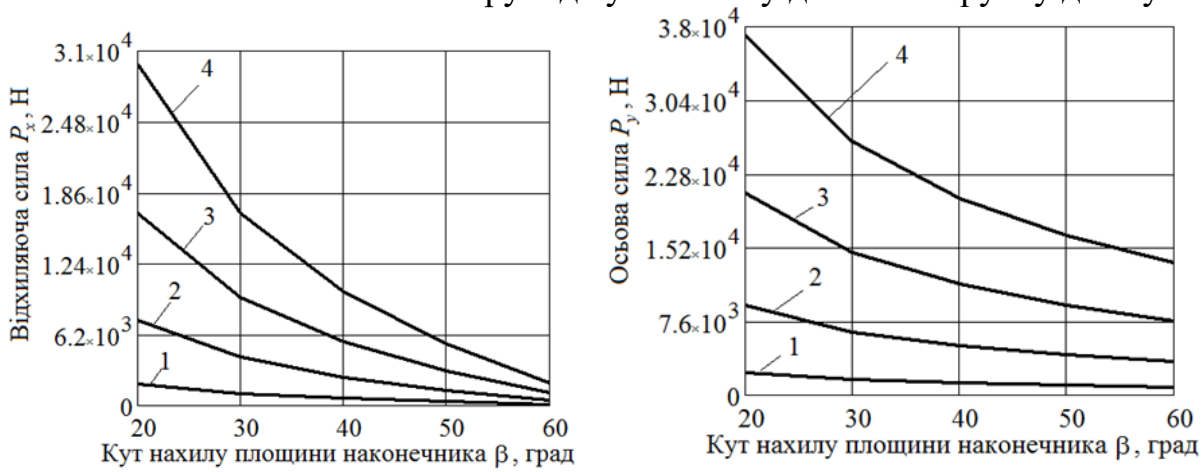


Рис. 2 – Залежності сил опору від кута нахилу для типів ґрунту для напівтвердого суглинку

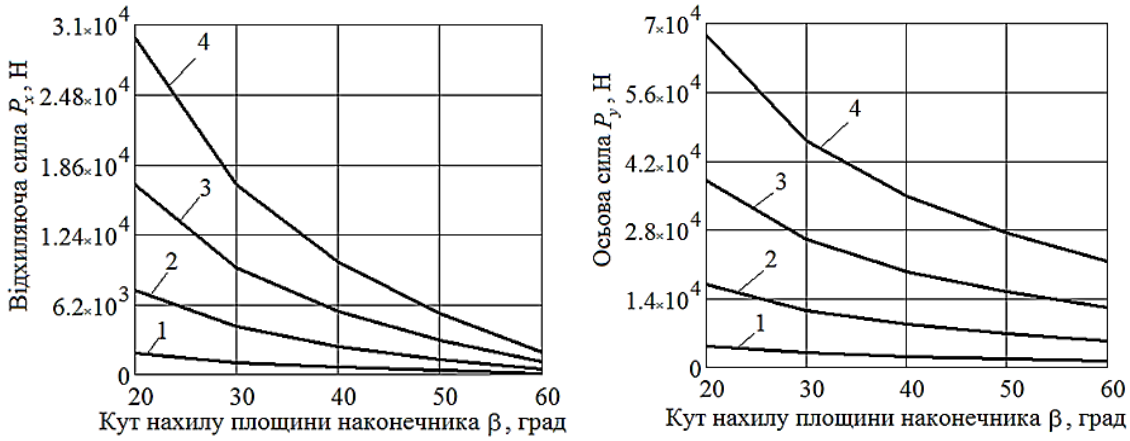


Рис. 3 – Залежності сил опору від кута нахилу для типів ґрунту для тугопластичної глини

З отриманих графіків видно як ці сили залежать від куту похилу лобової поверхні головки, її діаметру та типу ґрунту. Видно, що із сбільшенням куту нахилу лобової поверхні β у межах від 20˚ до 60˚ при визначених параметрах проколюючої головки можна отримати необхідні дані для розрахунку робочого обладнання для керованого проколу ґрунту з урахуванням його типу та фізикщ-механічних властивостей.

Таким чином, при визначених параметрах проколюючої головки можна отримати необхідні дані для розрахунку робочого обладнання для керованого проколу ґрунту та визначитися з вихідними даними до конструктивних розрахунків машин та установок для керованого проколювання ґрунту.

Отримані результати дозволяють встановити залежність сил опору грунту від куту похилу лобової поверхні грунтопроколюючої головки з прив'язкою до процесу керованого проколу ґрунту з урахуванням обраної траєкторії проколу та фізико-механічних властивостей ґрунту. Таким чином можна стверджувати, що результати дослідження можуть бути у подальшому покладені в основу інженерної методики розрахунку робочого обладнання машин і установок для керованого проколу та безтраншейного прокладання інженерних комунікацій.

Література:

1. Супонєв В.М., Каслін М.Д., Олексін В.І. Безтраншейні технології прокладання розподільчих інженерних комунікацій // Науковий вісник будівництва. 2008. №499. С. 213-217.

2. Mohammad Najafi. Trenchless technology piping. Installation and inspection / ASCEpress, WEF Press Water Environment Federation Alexandria, Virginia, 2010. 482 c.

3. Hastak M., Gokhale S., Decision Tool for Selecting the Most Appropriate Technology for Underground Conduit Construction // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference. New York, 2009. DOI: 10.1115/1.802922.paper30

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).

УДК 624; 624.132.3

ВИЗНАЧЕННЯ НАХИЛУ ЛОБОВОЇ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ПРОКОЛУ ГРУНТУ ІЗ УМОВИ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСУ ЗГИНУ ШТАНГИ

В.М. Супонєв[1], В.М. Рагулін[2] О. П. Сахаров[3] , Д.С. Кіріченко

[1] професор кафедри БДМ, докт. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[2] доцент кафедри БДМ, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[3] здобувач кафедри БДМ, ХНАДУ, Харків, Україна

Серед існуючих методів формування свердловин для реалізації цієї технології безтраншейного прокладання інженерних комунікацій найбільш популярним є метод статичного проколу ґрунту. Його принцип дії полягає у радіальному ущільненні ґрунту при силовому здавлюванні в нього ґрунтопроколюючого робочого органу конічно-циліндричної форми, або як його ще називають - снаряду. Передача зусилля від гідроциліндрів на робочий орган відбувається через набірні штанги, які нарощуються по мірі просування снаряду в ґрунті. Штанги працюють в складних умовах міжосьового стиснення. Оскільки довжина прольотів свердловини може досягати десятків метрів, то виникає вірогідність втрати їх стійкості та поламки. Особливо така ймовірність виникає при криволінійної траєкторії свердловини при керованому проколі ґрунту. Очевидно, що чим меншим буде радіус згину труби тим коротчим буде довжина прольоту свердловини при огинанні перешкод в ґрунті. Таким чином ефективність виконання робіт визначається вибором штанги, її геометричними параметрами та матеріалом з якого вони виготовлені, та визначення максимально допустимого значення її згину є актуальною задачею.

Метою роботи є отримання залежностей для визначення допустимого значення згину штанги при керованому проколі ґрунту.

Статичним проколом ґрунту займалися різні дослідники [1-5]. Процеси отримали математичне моделювання та описані у таких працях, як [6-7]. Запропоновані в роботах [8-10] конструкції ґрунтопроколюючих наконечників забезпечують керування траєкторією руху. Однак аналіз умов роботи штанг, які виникають керованому проколі ґрунту в цих роботах не проводився.

З логіки попередніх досліджень, якщо порівняти максимально допустиму силу поперечного задавлювання штовхаючої штанги або труби-футляру з поперечним зусиллям, що виникає на проколюючі головки з асиметричним наконечником у якого лобова поверхня має вигляд скошеною площини можна отримати залежність для визначення критичного куту нахилу цієї поверхні, яка має вигляд:

$$\beta_{кр} = arcctg\left(f_{тер} + \frac{8W\left[\sigma_{зг}\right] - qL_{\min}^2}{1,44E_{гр}D^2L_{\min}} \right), \qquad (1)$$

де $f_{тер}$ - сила тертя головки о ґрунт; W– статичний момент перетину труби:

$$W = \frac{\pi D^3 \left(1 - \alpha^4\right)}{32}, \qquad (2)$$

де α – відношення внутрішнього діаметру трубопроводу d до зовнішнього D; $[\sigma_{зг}]$ - межа витривалості на згин матеріалу штанги на згин, Н/м^2; q - погонна вага штанги, кГ/м^2; $E_{гр}$- модуль деформації ґрунту, Н/м^2; D - зовнішній діаметр наконечника; L_{min} - мінімальна довжина лінії прогину штанги, м.

$$L_{\min} = \sqrt{R_{\min} f_{\max} - \frac{1}{4} f_{\max}^2}, \qquad (3)$$

де R_{min} - мінімальний радіус згину

$$R_{\min} = \frac{ED}{2\left[\sigma_u\right]}, \qquad (4)$$

де E – модуль пружності матеріалу штанг, Н/м^2.

Для розрахунку формули (1) приймемо наступні вихідні дані. Зовнішній діаметр штанги D=0,0635 м, внутрішній d=0,040 м, довжина l=0,5м. Матеріал штанги - сталь 45, погонна вага: q=140 Н/м.п.; межа витривалості сталі на згин $[\sigma_{зг}]$= 250…340·10^6 Н/м^2; модуль пружності сталі E=21·10^{10} Н. Вихідні властивості для типових ґрунтів наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 –- Вихідні дані властивостей ґрунтів для визначення критичного куту нахилу наконечника

Властивості ґрунту	Одиниці вимірювання	Тип ґрунту		
		Тугопластична глина	Напівтвердий суглинок	Твердий супісок
Модуль деформації, $E_{гр}$	Н/м^2	63,1·10^4	89.2·10^4	139,0·10^4
Коефіцієнт тертя, $f_{тер}$	-	0,325	0,424	0,532

Проведені розрахунки для обраних даних показали наступне.

Мінімальний радіус згину штанги по залежності (4) буде складати - 22,4 м.

Мінімальна довжину лінії прогину під дією перетинної сили з формули (3) із умови відхилення від осі на 0,3 м буде – 8,2 м.

Статичний момент перетину штанги, згідно з (2) буде – 0,0022 м^3.

Максимальне критичний кут нахилу лобової поверхні робочого органу для різних типів ґрунтів буде:

- для тугопластичної глини – 79,24°;
- для напівтвердого суглинку – 71,84°;
- для напівтвердого суглинку – 64,7°.

Промисловістю виготовляються ціла низка різних штанг для буріння нафтових свердловин, які можуть бути рекомендовані для використовування при бурінні свердловин машинами різних типів та принципу дії (рис.1).

Рис.1 – Типові бурові штанги для буріння нафтових свердловин

В таблиці 2 приведені характеристики бурових штанг з даними про їх мінімальний радіус згину відповідно до максимального критичного кута нахилу лобової поверхні грунтопроколюючого робочого органу.

Таблиця 2 –- Характеристики та розміри бурових штанг для установок ГНБ

Тип бурової установки, (тяглове зусилля)	Зовнішній діаметр замкової частини, мм	Зовнішній діаметр тіла штанги, мм	Товщина стінки тіла штанги, мм	Довжина, мм	Радіус згину, м	Марка прочності
від 150 кН до 200 кН	68	60,3	7,2	3000, 4570	45	G105, S135
від 200 кН до 320 кН	79	73	8	3000	60	G105, S135
	82	73	08-10	3000, 4570	65-70	G105, S135
від 320 кН до 450кН	92	88,9	10	4570	80	G105, S135
	105	88,9	10	4570, 6000	85-90	G105, S135
від 450 кН до 600 кН	127	102	10	6000	95	G105, S135
більш 600кН	127	114,3	11,5	6000	98	G105, S135

Отримані результати дозволяють підвищити ефективність керованого проколу ґрунту за рахунок зменшення радіусу траєкторії руху проколюючої головки зі скошеною лобовою площиною. Отримана розрахункова залежність надає можливість вичислити мінімальний кут нахилу лобової поверхні робочого органу відповідно до максимально можливого згину штовхаючої штанги з урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунту. Результати можуть бути рекомендовані до практичного впровадження при виборі траєкторії проколу ґрунту на стадії проектування траси та вибору робочого обладнання для безтраншейного прокладання інженерних комунікацій.

Список літератури:

1. Супонєв В.М., Каслін М.Д., Олексін В.І. Безтраншейні технології прокладання розподільчих інженерних комунікацій // Науковий вісник будівництва. 2008. №499. С. 213-217.
2. Руднев В.К., Кравец С.В., Каслін М.Д., Супонєв В.М. Машини для бестраншейної прокладки підземних комунікацій. Харків: ООО «Фавор», 2008. 256с.
3. Супонєв В.М., Олексин В.І., Рагулін В.М. Визначення мінімально допустимої глибини проходки горизонтальних свердловин в ґрунті при статичному проколі // Scientific Collection «InterConf», (148): with the Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference «Global and Regional Aspects of Sustainable Development». Copenhagen, Denmark (correspondence participation), 2023. P. 425–430.
4. Mohammad Najafi. Trenchless technology piping. Installation and inspection / ASCEpress, WEF Press Water Environment Federation Alexandria, Virginia, 2010. 482 c.
5. Hastak M., Gokhale S., Decision Tool for Selecting the Most Appropriate Technology for Underground Conduit Construction // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Conference. New York, 2009. DOI: 10.1115/1.802922.paper30.
6. Pridmore A., Geisbush J. Developing a Successful Specification for Horizontal Directional Drilling // Pipelines 2017. Pipelines Planning and Design Book set. 2017. P. 553–563. https://doi.org/10.1061/9780784480878
7. Guojun Wen, Xiaoming Wu, Han Chen. Trenchless Pipe-Paving in Complex Hard Stratum by Directional Drilling Technology // Geological Engineering: Proceedings of the 1st International Baosong Ma, ASME. New York, 2009.
8. Кравець С.В., Лук'янчук О.П., Тимейчук О.Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації: навч. посібник. Рівне: НУВГП, 2011. 240с.
9. Кравець С.В, Скоблюк М.П., Стіньо О.В., Зоря Р.В. Критичноглибинні двоярусні грунторозпушувачі: Монографія. За загальною редакцією С.В. Кравця Рівне:НУВГП, 2018. 235 с.
10. Kravets, S., Suponyev, V., Shevchenko, V., Yefymenko, A., & Ragulin, V. (2021). Determination of the regularities of the soil punching process by the working body with the asymetric tip. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, *2*/1 (110), 44–51.

UDC 004.9; 514.18; 621.87; 621.869

FORCE INTERACTION ANALYSIS OF TELESCOPIC LOADER ELEMENTS USING COMPUTER SIMULATION METHODS

V. Ragulin[1], O. Yaryzhko[2], O. Nazarko[3]

[1] associate professor of the BDM department, candidate of technical sciences, KHNAHU, Kharkiv, Ukraine

[2] associate professor of the BDM department, candidate of technical sciences, KHNAHU, Kharkiv, Ukraine

[3] associate professor of the IKG department, candidate of technical sciences, KHNAHU, Kharkiv, Ukraine

The growing volume of work in construction and demolition of the rubble of destroyed buildings determines the need to use machines that have small overall dimensions and the ability to perform multifunctional tasks. One of such machines are small loaders with telescopic working equipment [1]. Along with this, with the constant trend of development of information technologies [2, 3], the design of construction equipment reaches a new quality level with the use of three-dimensional modeling software products.

Using the software product Autodesk Inventor (Fig. 1), namely the "Dynamic Simulation" environment, a kinematic and force analysis of the movement of the work equipment of the telescopic loader during the material collection process was performed separately.

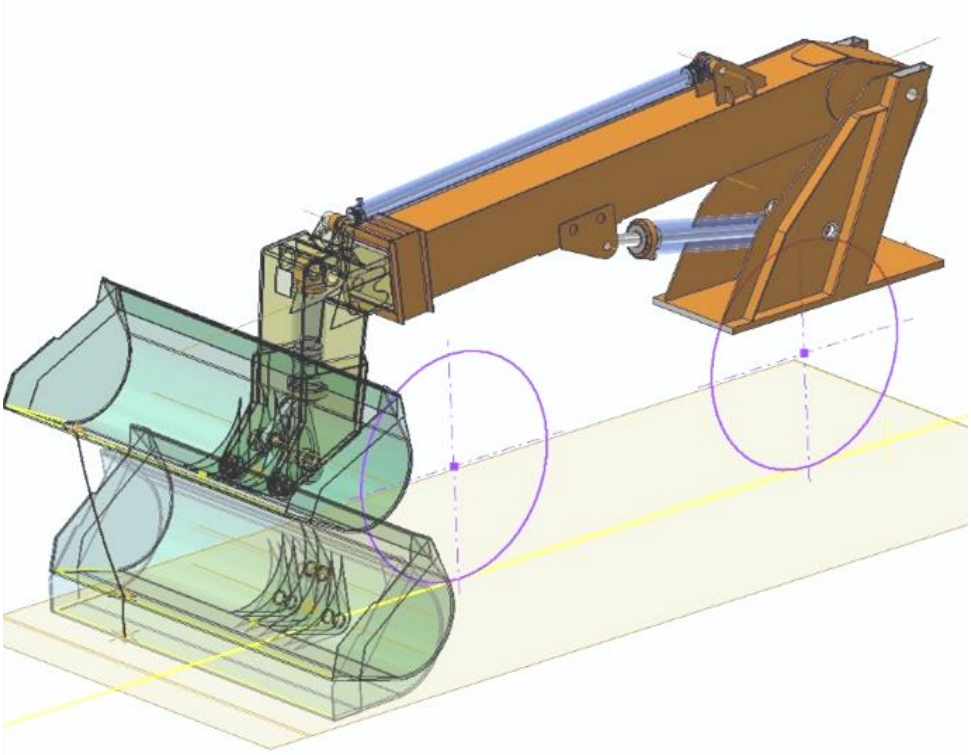
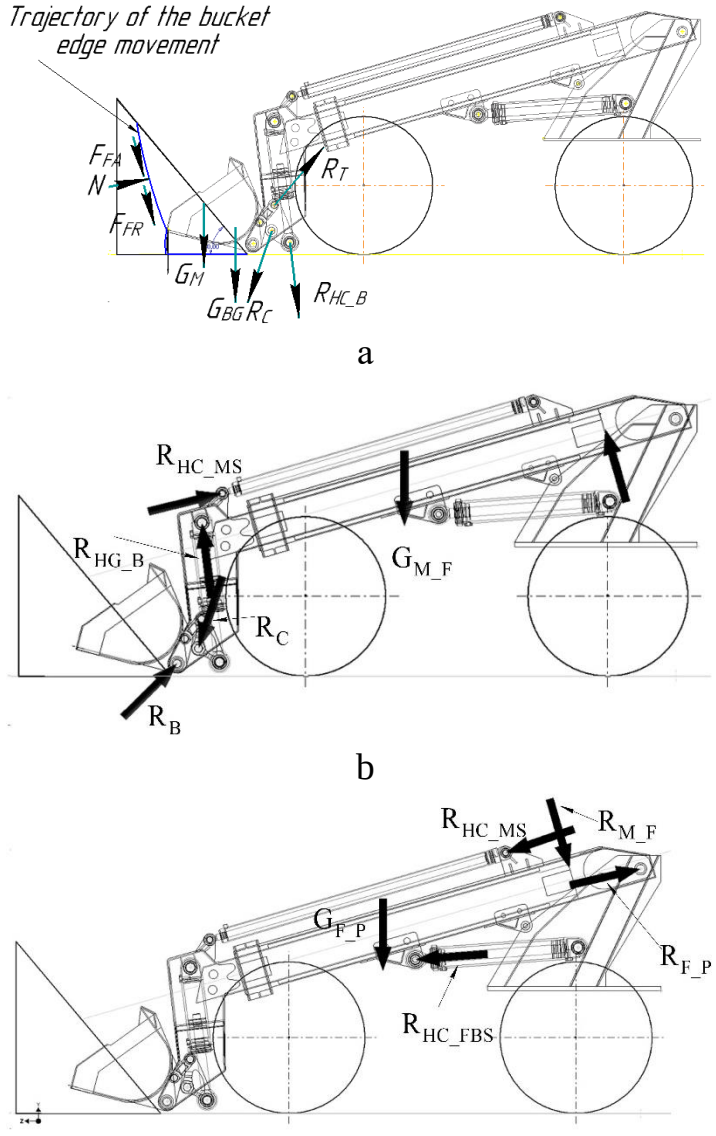


Fig. 1 – 3D model of the telescopic working equipment of the loader

In the process of introducing a bucket into a pile of bulk material in a separate way, after the greatest pressure force is realized, there is a stage of turning the bucket and raising the boom. Calculation schemes for determining the forces acting on structural elements at the last stage of filling are presented in Figures 2.

The calculation scheme for determining the forces acting on the structural elements at the last stage of filling is presented in Figure 2.



a - in the rocker arm joints; at the final stage of bucket rotation: b - in the moving section of the boom, c - in the stationary section of the boom

Fig. 2 – Calculation scheme for determining efforts

During the simulation, the gravity force of the bucket G_{BG}, the weight of the material in the loose prism G_M, and the non-conservative forces of adhesion F_{FA}, friction F_{FR}, and normal force from the side of the stack face wall were taken into account N [4].

The analysis of the movement of the working equipment of the loader made it possible to construct graphs of changes in reactions in the rocker arm joints over time, namely. The

following designations were adopted: R_{T} – reaction in the joint of the tie rod attachment to the rocker arm; $R_{\text{HC_B}}$ – reaction in the bucket hydraulic cylinder mounting hinge; R_{B} – reaction in the hinge of attachment of the bucket to the movable section of the boom, R_{MS} – reaction in the hinge of attachment of the bucket arm to the movable section of the boom; $R_{\text{HC_MS}}$ – reaction in the hinge of the hydraulic cylinder of the movable section of the boom; $R_{\text{HC_FBS}}$ – reaction in the hinge of the hydraulic cylinder attachment of the fixed section of the boom; $R_{\text{M_F}}$ – reaction between the moving and stationary sections of the boom; $R_{\text{F_P}}$ – the reaction in the hinge of the attachment of the fixed section of the boom to the portal (Fig. 2).

Analysis of the graphs, one of which is presented (Fig. 3), made it possible to identify the position in which the above-mentioned reactions reach their maximum value.

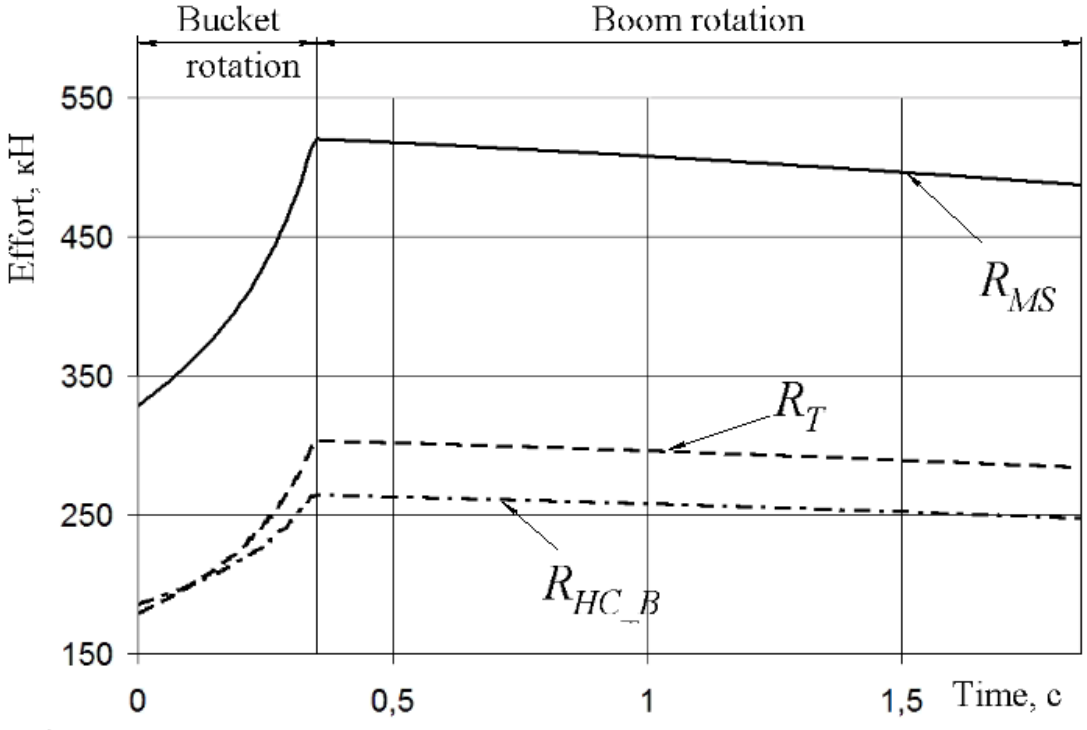
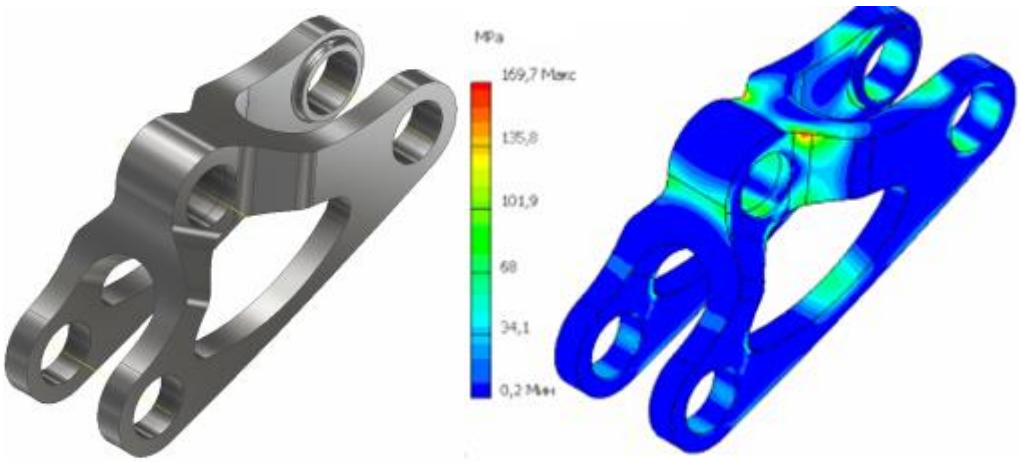


Fig. 3 – Graph of changes in reactions in the rocker arm hinges over time

The obtained values of these efforts can be used for further stress-strain analysis of the load of individual structural elements or as input data for optimizing the structure using the "Shape Generator" environment [5].

This technology is integrated into Autodesk Inventor, which allows you to easily use it directly in the design process. "Shape Generator" creates a 3D finite-element model, which can be used as a reference when optimizing a structural element [6].

One of the examples of the use of these tools is shown in Figure 4.



a b

a – 3D model; b – Mises equivalent stress distribution chart

Fig. 4 – Optimized rocker arm design

The optimized design of the rocker arm was developed (Figure 4a) and the results of the stress-deformation analysis (Fig. 4b) were presented [7].

List of literature:

1. Khmara, L.A. Analysis of tendencies and prospects for the development of hoisting-and-transport, road-building and earth-moving machines in Ukraine // *Sat. scientific tr.: Construction. Materials Science. mechanical engineering; Issue. 46. Dnepropetrovsk: PGASA*, 2008, pp. 5–8 [in Ukrainian].
2. Ragulin V.M., Yaryzhko O.V., Nazarko O.O. Computer modeling as a method and zasib udoskonalennya budivelnyh machines // *Mizhvidomchy scientific and technical collection "Applied Geometry and Engineering Graphics". Issue 102. Kiev*, 2022. S. 181–187 [in Ukrainian].
3. Shcherbak O. V., Suminov A. V., Khachaturyan S. L. Development of a methodology for designing special machines based on a hinged tractor // *Bulletin of KhNADU*. 2021. VIP. 95, pp. 38–42 [in Ukrainian].
4. Yaryzhko O.V., Ragulin V.M., Efremov O.V., Zyatyuk A.I. Computer modeling of the power interaction of elements in the working setup of a loader // *Proceedings of the XIII International Scientific and Practical Conference "A substantive representation of the system of scientific knowledge"*, March 27 – 28, 2023 Riga, Latvia by the "InterSci", 2023. R. 88–90 [in Ukrainian].
5. About Shape Generator URL: https://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2023/ENU/?guid=GUID-D74F47F3-FE22-44EF-85BE-7C6B1F56DCF9
6. Shcherbak O., Ragulin V., Suminov A. Analysis of the load-bearing system of the load-er according to the results of dynamic tests in the environment of Ansys motion. *Automobile Transport*, Vol. 51, 2022. 58-65.
7. Yaryzhko O.V., Shtoda V.S., Meshalkina T.S. The results of optimizing the design of the details for the help of the "generator of forms" // *Computer technologies and mechatronics: zb. Sciences. etc. for the materials of the II International Scientific and Practical Conference. Kharkiv, KHNADU*, 2020. S. 283–288 [in Ukrainian].

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА ЗА ПЕРЕКАЧУВАННЯ ЗЕРНА З НАГНІТАЧАМИ ІНШИХ ТИПІВ

Роговий А.С.[1], Нескоpожений А.О.[2], Лук'янець С.І.[1], Шудрик О.Л.[3]
[1]Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
[2]Харківський національний автомобільно-дорожній університет
[3]ТОВ «РЕГІОН»

Серед нагнітачів, що використовуються в пневмотранспорті найкращі показники надійності та довговічності мають струминні насоси [1]. Однак, їх застосування в цих системах обмежене внаслідок великих питомих показників витрат енергії на реалізацію перекачування заданої масової витрати із заданою концентрацією [2,3]. Вихорокамерні нагнітачі (ВКН) дозволяють підвищити тиск середовища на виході з насоса, у порівнянні з класичними прямоточними струминними насосами, але їх характеристики за роботи у бездренажному режимі ще не досліджені [4, 5].

Метою даної роботи є аналіз характеристик ВКН для перекачування зерна та порівняння основних інтегральних параметрів з параметрами існуючих установок інших типів.

ВКН представляє собою вихрову камеру з чотирьма основними каналами (два тангенціальні та два осьові). Основний потік однорідного середовища подається через тангенціальний канал входу в вихрову камеру де створює область обертального руху рідини з підвищеним тиском на периферії та зниженим біля осі [6]. Зниження тиску біля осі дозволяє реалізувати всмоктування перекачуваного середовища, у даному випадку зерна, у вихрову камеру, де частинки твердого матеріалу отримують від газу кінетичну енергію та обертаються навколо вісі вихрової камери.

Попередні теоретичні та експериментальні дослідження дозволили отримати основні характеристики роботи ВКН за перекачування зерна: залежності тисків в каналах насоса від витрат та залежність ККД від витрати основного потоку [7].

Дослідження проведено шляхом порівняння експериментальних та розрахункових характеристик нагнітачів з технічними характеристиками промислових пневмотранспортних установок на основі прямоточних струминних насосів та перевантажувачів зерна [8]. В результаті порівняння отримано, що коефіцієнт витрати за твердим середовищем (зерном) для ВКН перевищує в 1,1 рази досяжний (теоретичний) коефіцієнт прямоточного струминного насоса та поступається перевантажувачу зерна на 15%. Покращення показників ефективності ВКН дозволяє розширити діапазон використання пневмоустановок для перевантаження зерна. Дальність транспортування може бути збільшена до 220 м за рахунок перевершення показників відносного перепаду у порівнянні з прямоточними струминними апаратами зі збільшенням ККД процесу. У порівнянні з перевантажувачами зерна всмоктувальної дії [9], ВКН може створити більший перепад, але зі зниженим ККД. Створення вакууму в установці перевантажувача зерна обмежене величиною в 1 атм, на відміну від струминного нагнітача, який може працювати практично за будь-якого створеного перепаду тиску, що збільшує відстань транспортування.

Установки на основі струминної техніки мають значно більшу відстань можливого транспортування зерна. Використання бункера накопичення зерна перед входом до струминного насоса дозволяє підвищити відстань транспортування. За енергетичними показниками установки, побудовані на основі струминних нагнітачів значно поступаються перевантажувачам всмоктувальної дії. ВКН дозволяють приблизно на 5-10% знизити показники витрат енергії на переміщення вантажів у пневматичному транспорті, у порівнянні з прямоточними струминними насосами. Використання бункерів нівелює переваги ВКН зі всмоктуванням середовища через обидва осьові канали.

Література

1. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. In Advances in Design, Simulation and Manufacturing II: Proceedings of the 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019, June 11-14, 2019, Lutsk, Ukraine, 2020, P. 613-622.
2. Levchenko D., Meleychuk S., Arseniev V. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path. Procedia Engineering, 39, 2012, P.28-34.
3. Klinzing G.E., Rizk F., Marcus R., Leung L.S. Pneumatic conveying of solids: a theoretical and practical approach Vol. 8, 2011.
4. Сьомін Д.О., Роговий А.С. Вихорокамерні нагнітачі: монографія. Харків, 2017. 204 с.
5. Роговий, А. С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. No. 233, С. 168-173.
6. Rogovyi A., Korohodskyi V., Neskorozhenyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. In Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proceedings of the 5th International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022, June 7–10, 2022, Poznan, Poland–Volume 2: Mechanical and Chemical Engineering, 2022. P. 218-226.
7. Сёмин Д.А., Левашов А.Н., Левашов Я.Н., Роговой А.С. Экспериментальные исследования рабочих характеристик вихрекамерных нагнетателей с двухсторонним всасыванием. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Технічні науки, 16, т. 2, 2016, P.65-74.
8. Darby R., Darby R., Chhabra R.P. Chemical engineering fluid mechanics, revised and expanded. CRC Press, 2017.
9. Katterfeld A., Roberts A., Wheeler C., Williams K., Wensrich C., Scholten J., Ausling D. Conveying and construction machinery. Springer Handbook of Mechanical Engineering, 2021. P. 829-991.

UDC 621.869

USING SIMILARITY THEORY TO STUDY THE DYNAMIC LOADS OF THE FRONT LOADER BEARING SYSTEM

O.Shcherbak[1], A.Suminov[1], S. Khachaturian[2]

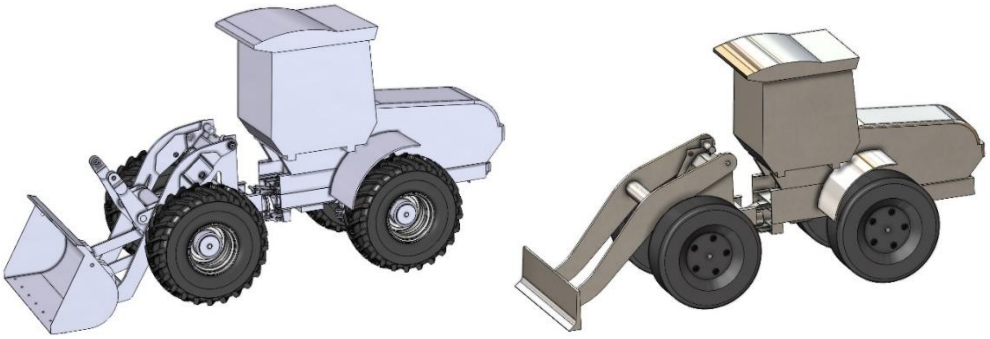
[1]Kharkiv National Automobile and Highway University
[2]Central Ukrainian National Technical University

Various computer CAD and CAE programs are used in the design of new construction and road machines. The designer has the opportunity to set certain strength properties of the future structure using finite element calculations, and after the first prototype is made, the moment comes when it needs to be tested for loads applied during technological operations to confirm the preliminary strength calculations.

The goal of this work is to compare the test results of 3D models of two load-bearing systems of the T-156B loader, one of which is the original and the other a fivefold reduced copy. The result of the comparison is a reduction factor, the calculation of which will allow us to determine how and how many times the load is reduced when scaling 3D models.

Previous work on this topic was performed in the Ansys calculation complex, but the long process of calculating the problem, importing, and the complex process of setting up the model forced us to switch to the faster Siemens NX software package. This software package has a clear and simple interface while performing calculation tasks much faster than Ansys.

The first step in modeling the dynamics of the workflow is to load the prepared 3D models of the original and reduced forklift (fig. 1) on which we will conduct the tests. The 3D models were made in a third-party CAD program and converted to STEP format. The preparation consists in simplifying the elements that will not be used in the calculation and combining the bodies that will be used in the calculation into one body. This will reduce the time required to prepare the 3D model for calculation, namely in establishing relationships and conjugations between interacting parts.

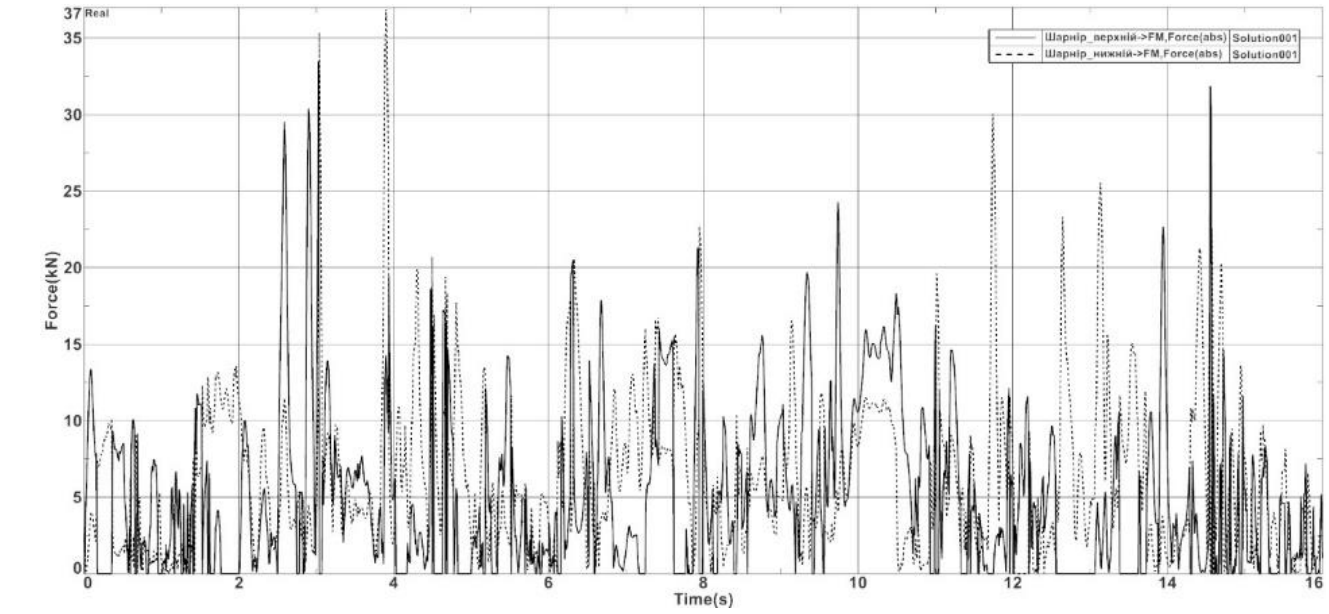


a b

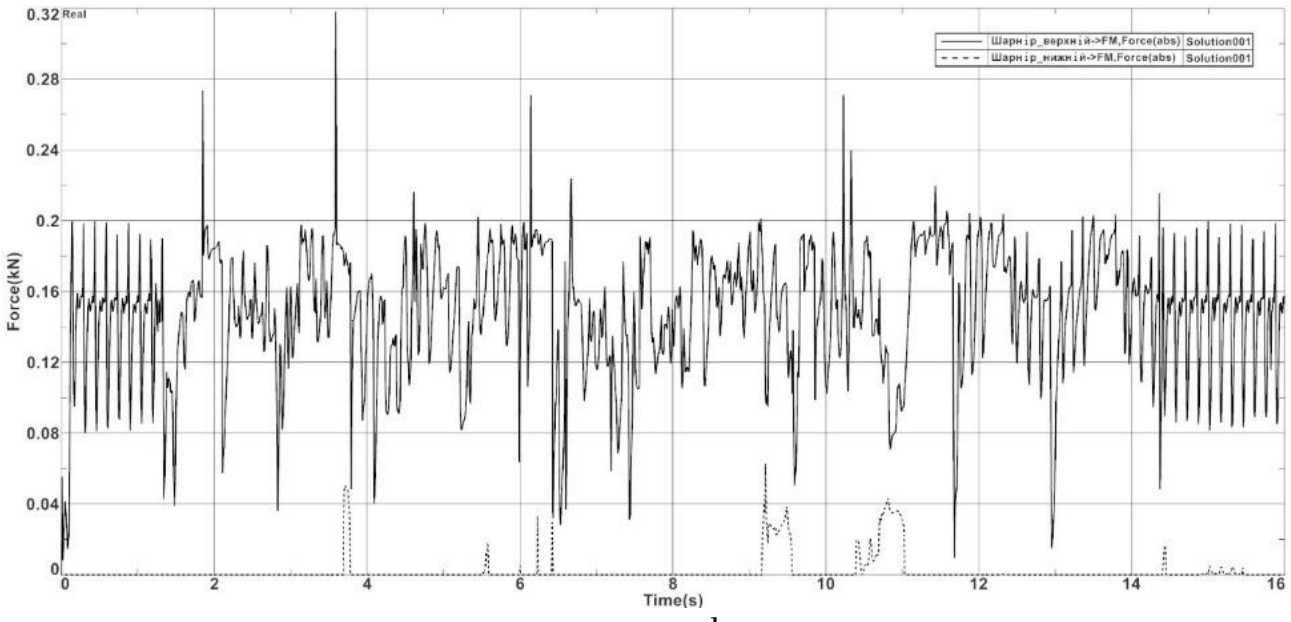
a - full-size model; b - model reduced by 5 times.
Fig. 1. 3D model of a loader

Similarity theory in workflow modeling. The theory of similarity is based on the knowledge of the dimensionality of physical quantities and serves as a scientific basis for modeling as a method of cognition and study of various objects, in which the main role is played by the method of analogies, that is the similarity of objects by some characteristics. Physical phenomena, processes, or systems are similar if, at similar moments in time at similar points in space, the values of the variables characterizing the state of one system are proportional to the corresponding values of another system.

To determine the similarity coefficient, let's display the results of the calculations of these models in the graphs of the acting forces (fig. 2).



a



b

Fig. 2. Graphs of the acting forces on the frame hinge in the case of moving a full bucket on an uneven surface: a - for a full-size model; b - for a model reduced by 5 times.

This work calculated similarity coefficients for two more common cases of forklift operations: moving a full bucket over an uneven surface and colliding with an obstacle while filling the bucket. Thus, knowing these coefficients, it can be assumed that when modeling a new load-bearing system, by making a reduced copy of it in the appropriate scale and testing it for loading by means of computer modeling, or by conducting field tests, it is possible to calculate what loads will affect the model with natural dimensions.

List of literature:

1. Research on Fatigue Life Prediction Method of Tractor Frame. Liang Sun, Zhengwen Yuan, Shumin Zhu. Conf. Series: Earth and Environmental Science 358 (2019).
2. Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles. Adam Rehnberg. Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics. Stockholm, 2008.
3. Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. Dr. R. Rajappan, M. Vivekanandhan. The International Journal of Engineering and Science. Volume 2, Issue 2, Pages 63-73, 2013.
4. Statics and dynamics structural analysis of a 4.5-ton truck chassis. Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. Jurnal Mekanikal December 2007, No. 24, 56 – 67.
5. Stress analysis of automotive chassis with various thicknesses. Hemant B.Patil, Sharad D.Kachave, Eknath R.Deore. Journal of Mechanical and Civil Engineering, Volume 6, Issue 2013, 44-49.
6. Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using fem. Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin, Ojo Kurdi. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. Jurnal Mekanikal December 2008, No. 26, 76-85
7. Stress analysis of standard truck chassis during ramping on block using finite element method. Haval Kamal Asker1, Thaker Salih Dawood and Arkan Fawzi Said. Journal of Engineering and Applied Sciences. Volume. 7, no. 6, june 2012.
8. Gillespie, T.D., Karamihas, S.M., Simplified models for truck dynamic response to road inputs, Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design, Vol 7, No 1, 52-63, 2000.
9. Blundell, M., Harty, D., The multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier, ISBN 0750651121, 2004. 10.

UDC 621.869

STUDY OF THE LOAD OF THE BEARING SYSTEM OF A HINGED MACHINE USING ANSYS MOTION

O.Shcherbak[1], A.Suminov[1], S. Khachaturian[2]

[1]Kharkiv National Automobile and Highway University
[2]Central Ukrainian National Technical University

With the help of modern calculation complexes, it is possible to create a methodology for checking the strength and durability of newly designed bearing systems by analyzing the behavior of a computer model in situations when performing machine workflows similar to real ones.

Ansys Motion is a specialized program for analyzing multi-body dynamics that contains a whole range of tools for modeling and designing kinematic systems. ANSYS Motion combines four tightly integrated solution schemes: rigid bodies, deformable bodies, modal analysis, and the meshless EasyFlex method, which together provide unprecedented capabilities for analyzing systems and mechanisms.

In this work, several situations similar to the real conditions of the T-156B loader workflow are modeled: 1. Lifting a filled bucket. 2. Collision of the bucket with an insurmountable obstacle when filling the bucket. 3. Moving on an uneven surface with a full bucket (the boom is raised to the maximum).

For the calculation, a model of the T-156B loader built in the Solidworks CAD program is used. The model is imported in a neutral STP format into ANSYS MOTION, and then the model is prepared for calculation. The hinges involved in the calculation, the relationships between the nodes, and the function expression for the bodies that will move in the calculation (wheels, boom) are set, and the total calculation time and the number of calculation steps are set. After all the options are set, the calculation starts. After the load calculation, the fatigue life of the structure is calculated, the results of which show the areas from the smallest to the largest that are prone to failure.

In the first situation, a stationary forklift is considered (fig. 1), which performs a work process - lifting a boom with a filled bucket to the maximum position. The total boom lifting time is 4 seconds.

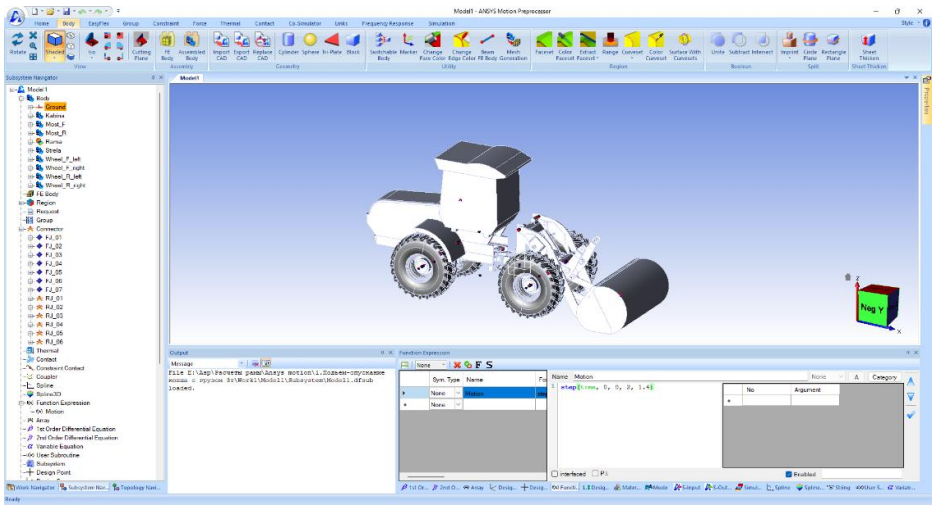


Fig. 1. The postprocessor configuration window for the situation lifting a full bucket

The second situation is the impact load on the frame. The loader is moving along a flat horizontal surface at a speed of 5 km/h, the boom is lowered, the bucket is dragged along the surface and the edge hits an insurmountable obstacle (fig. 2).

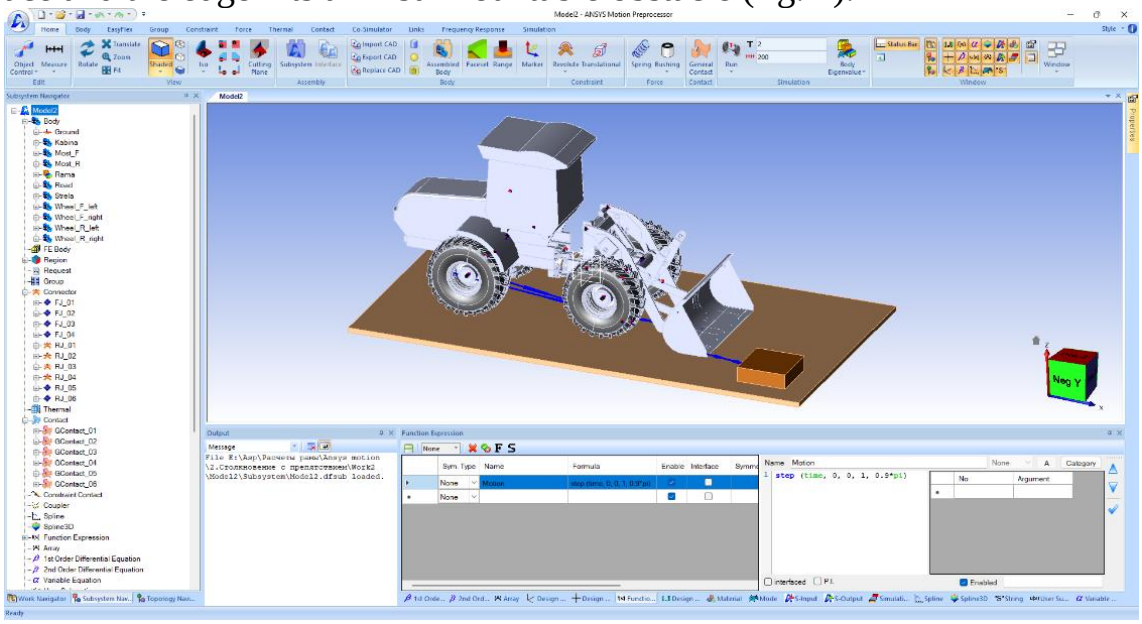


Fig. 2. Postprocessor configuration window for the situation collision with an insurmountable obstacle

The third situation is when a forklift is moving on an uneven surface. The forklift will move at a speed of 3.6 km/h with a full bucket raised to the maximum position on a site that simulates pits and potholes (Fig. 3).

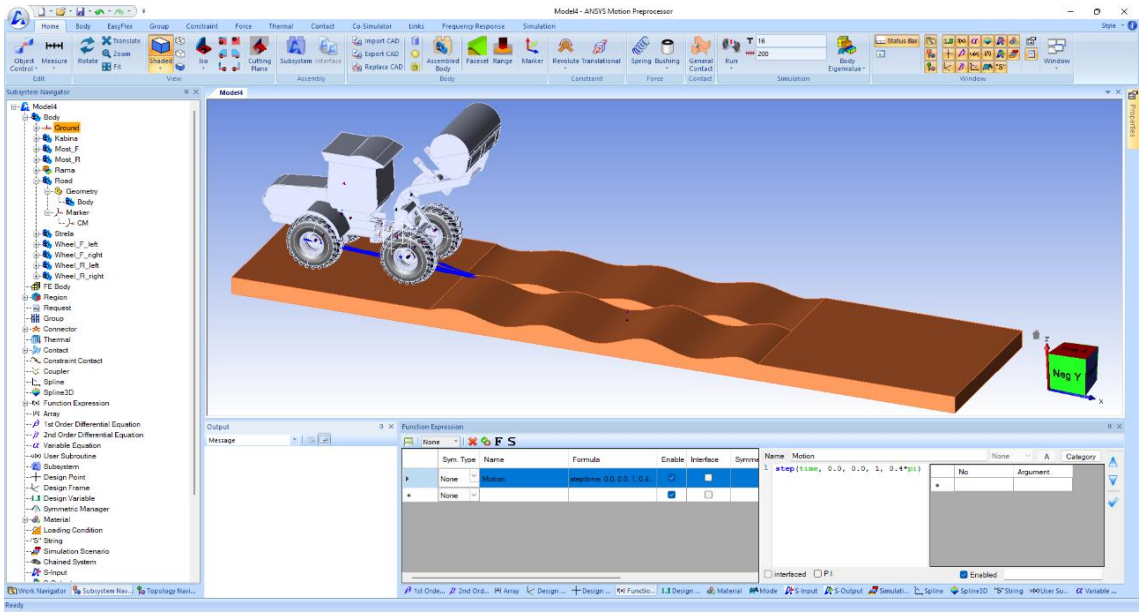


Fig. 3 Postprocessor setup window for calculating the situation of moving a forklift on an uneven surface

Upon completion of the calculation, we obtain graphs of the acting forces (Fig. 4) and the torque (Fig. 5) in the hinge joint of the half-frames. At the beginning of the movement,

there are damped oscillations arising from the forces of inertia due to the movement of the mass of the half-frame with the bucket and the force of resistance to the bucket being dragged by the surface. At the moment of impact with an obstacle, short-term sharp bursts of load and torque occur. For 0.78 s, the force increases to 1200 kN and the torque to 100000 Nm, for 0.9 s to 590 kN and 45000 Nm, respectively, for 1.1 s to 690 kN and 38000 Nm.

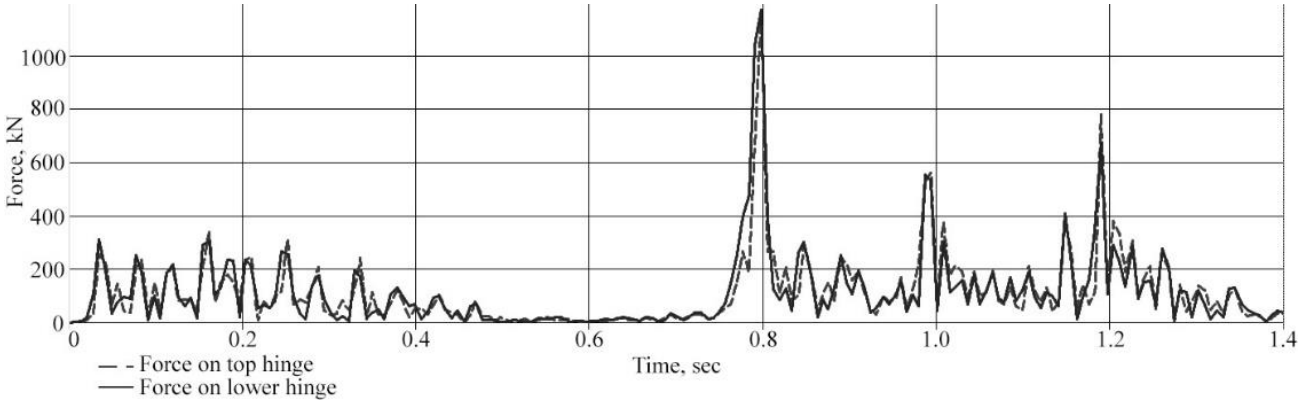


Fig. 4: The force acting on the hinge joint of the half-frames.

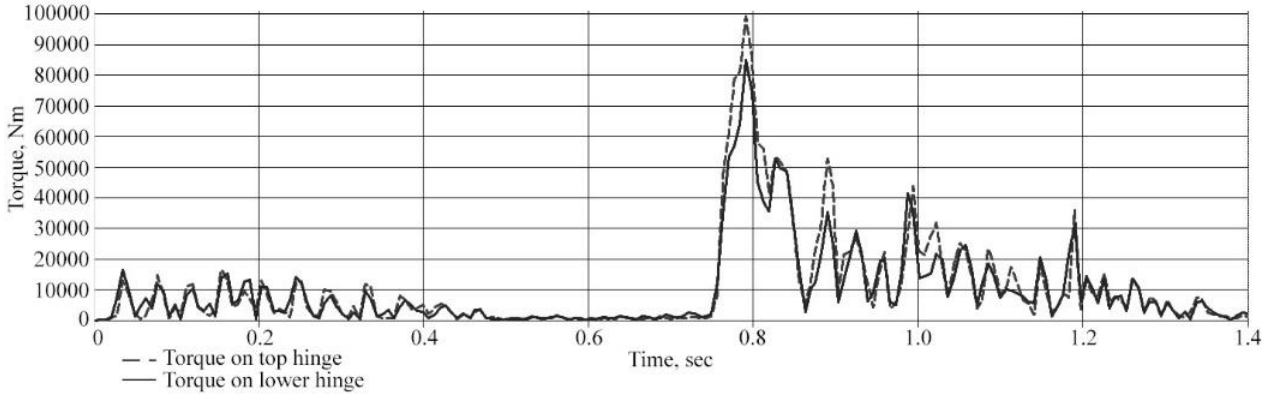


Fig. 5. Torque acting on the connection of the half-frames.

This work presents a methodology for calculating a forklift frame in dynamics using the example of actual forklift work processes. The results of the calculations are the obtained vulnerabilities of the frame that need to be improved.

This methodology allows the identification of weaknesses in the designed structures in the shortest possible time and without significant costs.

List of literature:

1. Shcherbak O.V., Suminov A.V., Khachaturian S.L. Rozrobka metodyky proektuvannia spetsializovanykh mashyn na bazi sharnirnoho tiahacha // Sb. nauch. tr. Visnyk KhNADU, vyp. 95, 2021. – S. 32-37.

UDC 621.87

THE INFLUENCE OF THE ANGLE OF THE MOTOR GRADER BLADE INSTALLATION IN THE PLAN ON ITS MAXIMUM FORCE, TAKING INTO ACCOUNT A RANDOM PROCESS OF THE OBSTACLE OCCURRENCE

O.V. Shchukin, A.O. Prudnikova

Kharkiv National Automobile and Highway University

The experiments carried out with the blade-type working body (WB) in homogeneous soils show significant high-frequency fluctuations in cutting forces [1, 2]. In real conditions, when cutting soil with wide blades, there is not only one soil spalling, but a sequence of spalls occurring simultaneously. The pulsations causing these spalls cannot be detected due to the fact that their masses are dampened by the WB.

As a result of the study of cutting, stabbing, stopping process and hitting a motor grader against an insurmountable obstacle, we assessed the load on the WB. When modeling the load level on the WB of a motor grader, the blade angle α in the plan was taken to be between 10° and 90° [2]. This assumption made it possible to determine the variation of the maximum horizontal force on a blade's cutting edge, which has a fluctuating nature.

In the majority of cases, the mathematical expectation of the current load should correspond to the maximum power used:

$$K(\tau) = D^2(R_X) \cdot e^{-\gamma|\tau|}, \tag{1}$$

where $\gamma = \frac{v_н \cdot \ln|0,05|}{2(a_1 + d_1)}$ is the actual part of the load frequency of the WB; $D^2(R_X) = \varepsilon(T_0 - W_f)$, – the dispersion, kN; T_0 – the pulling force that corresponds to the power produced by the engine, kN; ε – the tabulated value of the variation coefficient.

The variation coefficient, which indicates the spread of a random variable *Rx*, depends significantly on the manufacturing technology of the motor grader's cutting edge. Apparently, the main characteristic of a random process, which implies the appearance of a difficult to overcome obstacle, is the average number for a certain level *x* over a certain period of time *T*. Then the average number of occurrences (mathematical expectation) of an insurmountable obstacle per unit of time (Fig. 1) equals [2]:

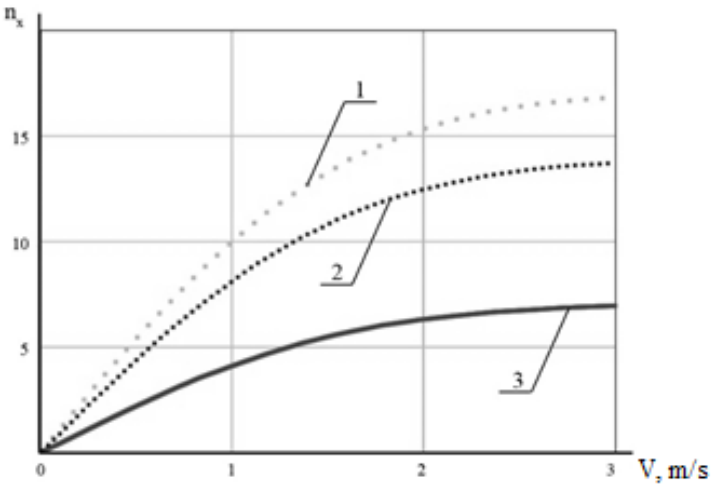
$$\overline{n}_x = \int_0^{T_1} v \cdot f(xv)dv, \tag{2}$$

where *v* is the process change rate, m/s.

When describing a random loading process for a Gaussian process, the expression of the probability density function of a bivariate distribution is as follows [2]:

$$f(x,v)=\frac{1}{2\pi S_x\sigma_v}e^{-\left[\frac{(x-\bar{x})^2}{2S_x^2}+\frac{v^2}{2\sigma_v^2}\right]}, \tag{3}$$

де $\sigma_v = K_v(\tau)|_{\tau=0} = -\frac{d^2K(\tau)}{d\tau^2} = \varepsilon(T_0\text{-}W_f).$



1 – I soil category, 2 – II category, 3 – III category

Fig. 1. Graph of the dependence of the average number of insurmountable obstacles per shift during work operations on the speed of the motor grader *v* for different types of soil

Or

$$\sigma_v = \sqrt{-\left[\frac{\ddot{K}(\tau)}{K(\tau)}\right]_{\tau=0}}. \tag{4}$$

S_x – the process standard, the value of which can be defined as the standard deviation of the load change process R_X: $S_x^2 = K(0) = D^2(R_X)$ [3].

Fig. 2 shows a graph of the change in the maximum force $P_{max} = max(Rx)$ at the blade edge when hitting a insurmountable obstacle depending on the blade angle in the plan α for three soil categories.

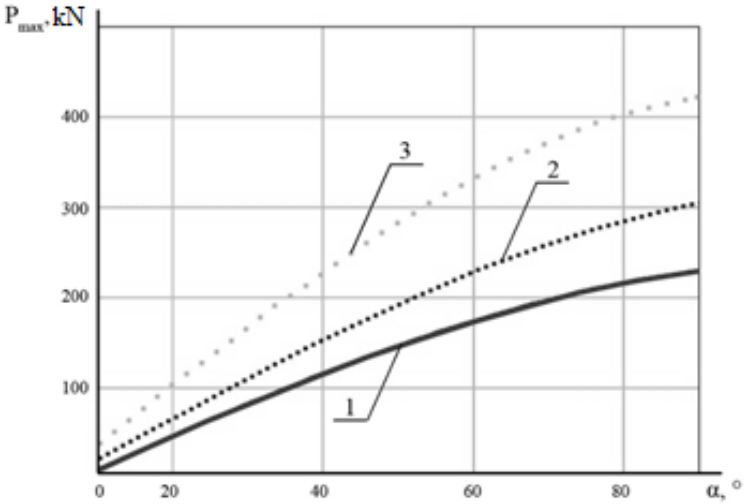


Fig. 2. Dependence of P_{max} on the angle of the working body installation α:
1 – I soil category, 2 – II category,3 – III category.

The digging resistance force *Rx* was applied to the side edge of the blade [8]. Approximating the dependence $P_{max}=f(\alpha)$, we obtain:

$$P_{\max}(\alpha) = A \cdot \sin\left(B \cdot \frac{\alpha - C}{80} \right) + D. \quad (5)$$

In formula (5), the values of the coefficients for different categories of soil are shown in Table 1.

Table 1 – Coefficient values A, B, C and D

Soil categories	A	B	C	D
I	248	1,22	4,8	-9
II	303	1,27	9,7	18
III	381	1,38	11,5	48

The dependence obtained makes it possible to estimate the effect of the angle of the motor grader blade installation in the plan on the maximum force applied to its WB, taking into account a random process of the obstacle occurrence. As the blade angle α in the plan increases, the maximum force on the blade when it encounters an obstacle grows $P_{max} = max(Rx)$. The soil category also has a significant impact on the P_{max} value. The maximum force on the WB reaches 420 kN in the third soil category provided that the blade is straight (α=90°).

References

1. V. Shevchenko, O Chaplyhina, I Pimonov, O Reznikov, S Ponikarovska Mathematical model of a motor-grader movement in the process of per-forming working operations. IOP Conference Se-ries: Materials Science and Engineering, Dnipro, 2020. doi:10.1088/1757-899X/985/1/012009.

2. Shchukin O.V. Pidvyshchennia resursu rizalnykh elementiv robochykh orhaniv zemleryino-transportnykh mashyn: dys. … kand. tekhn. nauk: 05.05.04 / KhNADU. Kharkiv, 2014. 198 p. [in Ukrainian].

RESULTS OF MODELING THE EFFECT OF TEMPERATURE ON THE THICKNESS OF THE LAYER OF SURFACTANTS ADSORBED ON MICROROUGHNESS

Kosolapov V.B.

Kharkiv National Automobile and Highway University

The process of temperature influence on the thickness of the surfactant adsorption layer surface-active substances (SAS) was modeled using the model proposed in [1], where the microroughness was modeled as a hemispherical segment, the surface of which is formed in the form of steps of vicinal faces (Fig. 1).

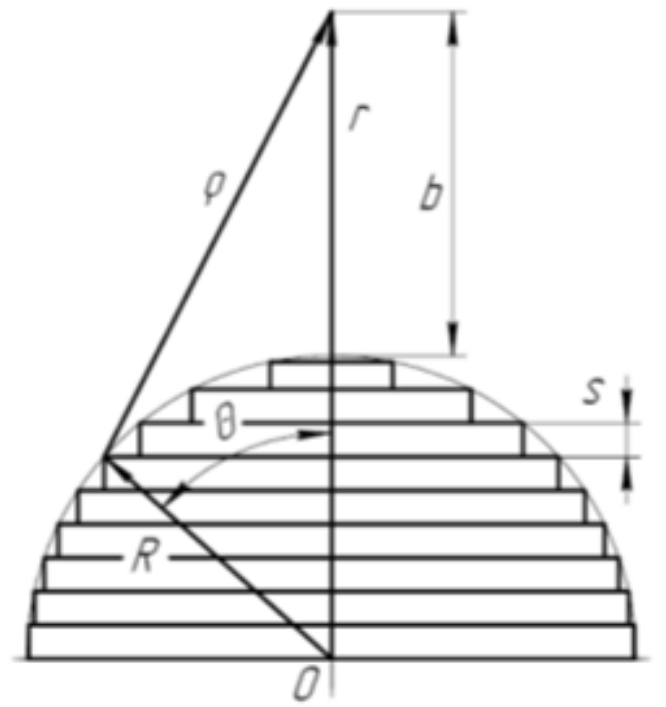


Fig. 1. Schematic of the micro-irregularity

The height of the microsteps was taken to be equal to the period of the crystal lattice a_0. For example, for iron, it is $a_0 = 2,4...3$ Å [2].

The maximum thickness of the adsorption layer SAS of surfactant molecules, taking into account the ambient temperature, in the absence of any mechanical effects on it, will be determined by the condition of adsorption-desorption equilibrium, i.e., the condition of equality of the energy of interaction of the surfactant molecule SAS with the surface and the thermal energy of the molecule.

$$W_{SAS} \geq W_T \tag{1}$$

where W_T -- is the thermal energy of the surfactant molecule SAS, *J*.

The thermal energy of molecules can be determined from the expression

$$W_T = k \cdot T \tag{2}$$

where k - is Boltzmann's constant, J/K^o; T - is the temperature of working liquid near the surface, $°K$.

Thus, to describe the mechanism of formation of the adsorption layer of surfactant molecules SAS, it is necessary to determine the function of energy change with the distance between the molecule and the surface.

Analytical determination of the maximum distance at which the SAS molecule is retained by the surface field under the condition of equality of the energy of interaction of the surfactant molecule with the surface and the thermal energy of the SAS molecule is difficult. Therefore, a numerical modeling was performed according to the expression [1]

$$k \cdot T = p \cdot \frac{\sigma \cdot R^2}{2\varepsilon_{wl} \cdot \varepsilon_0 \cdot (b+R)^2}\left(1 + \frac{R}{\sqrt{(b+R)^2 + R^2}}\right). \tag{3}$$

It was assumed that the interaction of the SAS molecule occurs with one micron irregularity in the working liquid medium working liquid.

The calculation was performed using parameters typical for tribo-connections of hydraulic drives of construction and road machines. Oil-based working fluid is adopted as a lubricating medium, and oleic acid is used as SAS/

The radius of curvature of the modeled microroughness was set based on the characteristic classes of surface cleanliness of the hydraulic drive elements. Thus, for the elements of the pumping unit of the axial piston pump of the 210 series, the cleanliness class of friction surfaces is in the range of ∇8 ... ∇12. Consequently, the radius of curvature of the microroughness took a value equal to the height of the microroughness of the surfaces R, i.e., $R = 3,2...0,8$ μm [3].

The calculations were performed on the basis that the charge of one ionic backbone is equal to the value of the elementary electric charge, $q_i = 1,6 \cdot 10^{-19}$ Cl, and the period of the crystal lattice, $a_0 = 3 \cdot 10^{-10}$ m [2].

During the deposition of SAS molecules on the surface of a micron-roughness, an adsorption layer is formed, consisting of densely arranged molecules oriented along the surface field vector [4]. The adsorbed SAS layer has electrical characteristics different from the RS volume [4], then, the interaction of a free SAS molecule from working liquid volume with the surface of the micron irregularity will occur through the adsorption layer with a thickness of h. Taking this into account, formula (3) is transformed into the form

$$k \cdot T = p \cdot \frac{\sigma R^2}{2\varepsilon_{ПАВ}\varepsilon_0 (h+R)^2}\left(1+\frac{R}{\sqrt{(h+R)^2+R^2}}\right) \quad (4)$$

where h - is the thickness of the SAS adsorption layer, m.
The results of numerical modeling are shown in Fig. 2.

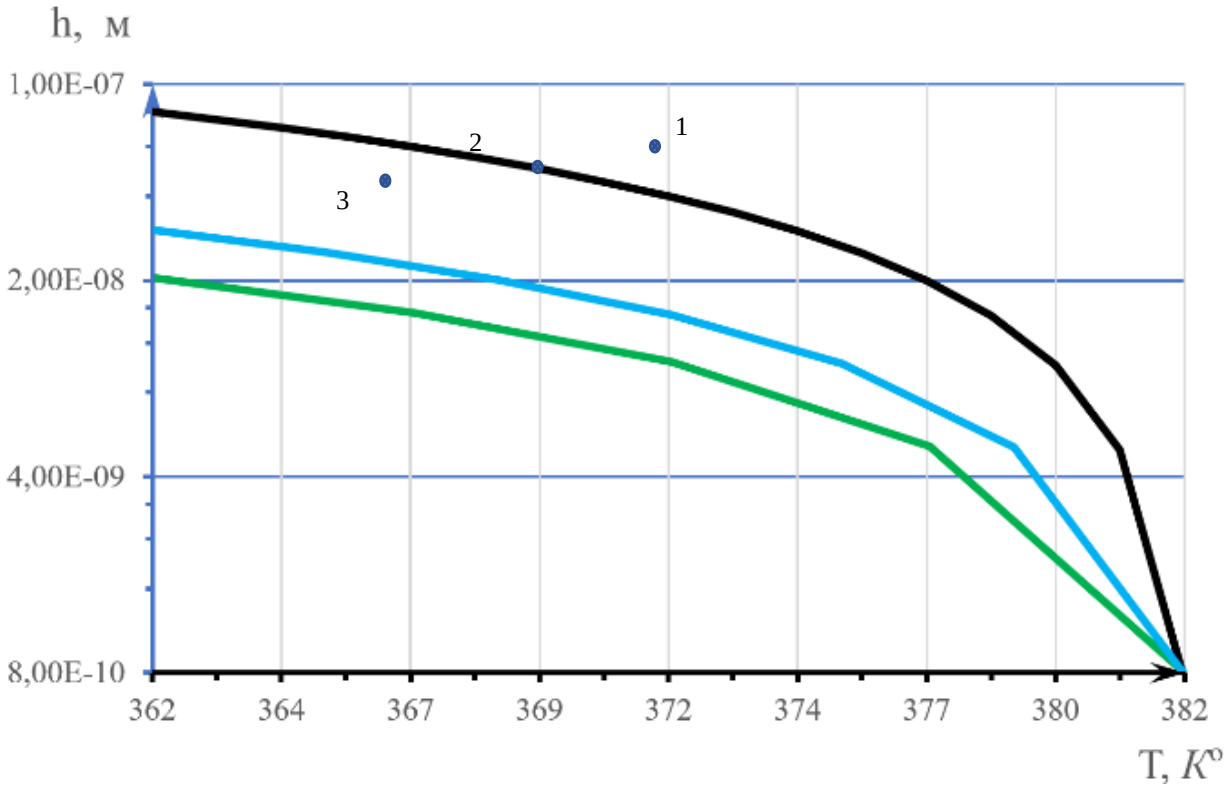


Fig. 2. Change in the thickness of the SAS adsorption layer depending on the ambient temperature
(1 - R = 3.2 μm; 2 - R = 1.2 μm; 3 - R = 0.8 μm)

Analyzing the graph (Fig. 2), we can see that increasing the temperature of the medium leads to a reduction in the SAS adsorption layer on the microroughnesses. The nature of the curve of change in the thickness of the SAS adsorption layer indicates two characteristic areas. Section 1 is almost linear in nature and indicates a steady, gradual change in the adsorption-desorption process with increasing medium temperature. These changes are accompanied by a gradual decrease in the weight of the adsorption process in the balance and, as a result, a decrease in the thickness of the SAS adsorption layer on the surface of the microbore. Section 2 indicates accelerated changes in the balance in the adsorption-desorption process, which at temperatures above ~385 K^o lead to the predominance of the

desorption process and, as a result, to the absence of an adsorption layer of SAS on the surface of the micron-irregularity.

It should be noted that this temperature will have its own characteristic value for each type of SAS molecule.

It should be emphasized that the obtained dependences (3) and (4) consider an idealized picture and do not take into account the processes of changing the microrelief during the operation of the friction pair, shielding the surface field with oxides or modified layers arising from friction, the interaction of SAS molecules with each other and with the base lubricant molecules.

Conclusions.

The thickness of the adsorption layer depends mainly on the value of the adsorbing surface field and the energy of thermal vibrations of molecules. It decreases with increasing temperature of the working fluid and increases with increasing radius of curvature of microroughness.

As the working fluid temperature increases within 300...400 K^o, the thickness of adsorption layer of SAS molecules on the surface of microroughness decreases by ~24 % (Fig. 2 section 1).

As the temperature of the working fluid increases within 400...450 K^o, the thickness of the adsorption layer of SAS molecules on the surface of the microroughness decreases by ~76 % (Fig. 2, section 2). The formation of the SAS adsorption layer on the surface of the microroughness stops at a temperature above 385 K^o.

References

1. Kosolapov V. B., Litovka S. V., Selivanov S. Ye. Model rozra-hunku tovshini adsorbcijnogo sharu poverhnevo-aktivnoyi re-chovini na mikronerivnostyah poverhon tertya. //Problemi ter-tya ta znoshuvannya K. : NAU 2008, Vip. 49, tom 1, P. 204–212.
2. Akhmatov A.S. Molecular Physics of Boundary Friction Published by Israel Program for Scientific Tr., 1966. 471 p.
3. Kragelsky I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S. Friction and Wear : Calculation Methods. Language: English, Copyright : Pergamon 1982. 474 p.
4. Lisikov Ye.M., Kosolapov V.B., Voronin S.V. Nadmolekulyarni strukturi ridkih mastilnih seredovish ta yih vpliv na znoshuvannya tehnichnih sistem : monografiya. Harkiv : EDENA, 2009. 274 p.

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА З ДВОМА ПОСТУПАЛЬНИМИ ЛАНКАМИ В ПЛОЩИНІ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ

В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, І.О.. Кадикало І.О.. Б.В. Каленіченко

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Для проведення досліджень використано маніпулятор з трьома ступенями вільності, до складу якого входить дві поступальні і одна обертальна ланки. Розглянуто рух маніпулятора у площині зміни вильоту захвату, в якій здійснюють рух ланки, що виконують поступальний рух (рис.1).

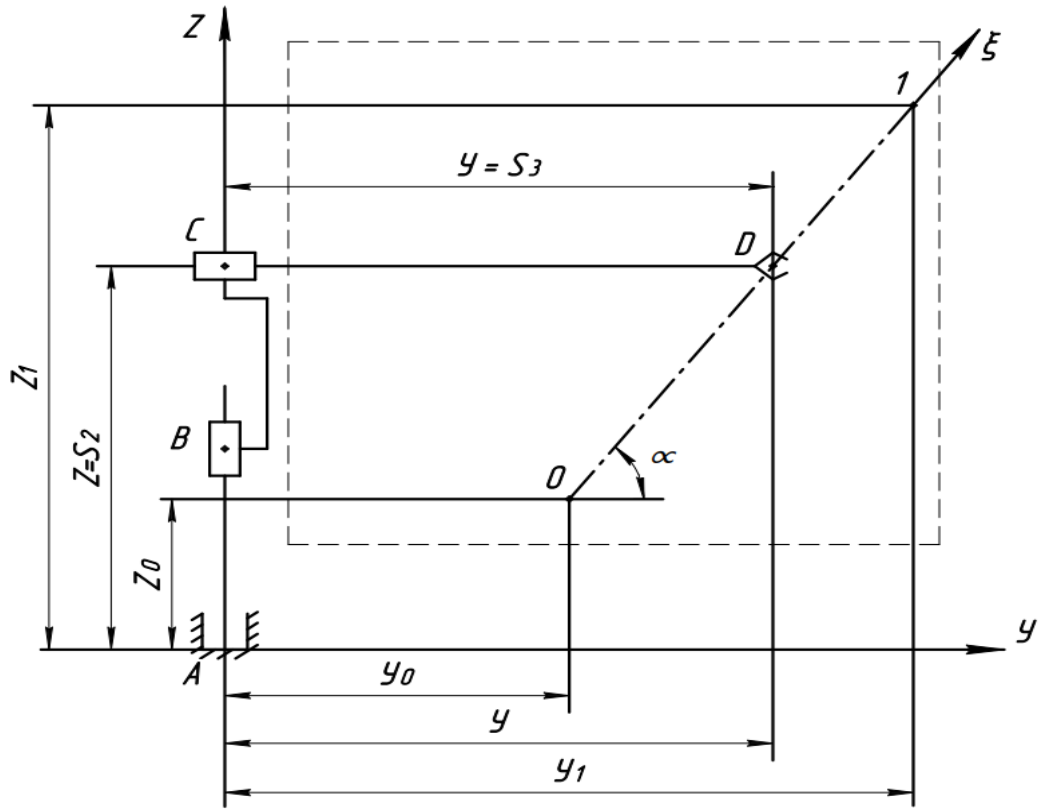


Рис.1. Схема руху маніпулятора в площині зміни вильоту

На рис.1 пунктирною лінією показана область, в якій може переміщуватись захватний пристрій маніпулятора. Нехай треба перемістити захватний пристрій з вантажем з точки 0 з координатами (y_0, z_0) в точку 1 з координатами (y_1, z_1). Оскільки найкоротшою відстанню між точками 0 і 1 буде відстань по прямій лінії, тому за траєкторію руху захватного пристрою захвату з вантажем оберемо пряму лінію з напрямком переміщення вздовж осі ξ. Поставлена задача перемістити захватний пристрій з вантажем з точки 0 в точку 1 за час t_1. В довільний момент часу t $(0 \leq t \leq t_1)$ положення захвату з вантажем характеризується координатою ξ, яка визначається залежністю

$$\xi = \sqrt{(y - y_0)^2 + (z - z_0)^2}, \quad (1)$$

а початкове та кінцеве положення приймають такі значення:

$$\xi_0 = 0;\ \xi_1 = \sqrt{(y_1 - y_0)^2 + (z_1 - z_0)^2}. \quad (2)$$

Визначимо оптимальний режим руху захвату з вантажем, який мінімізує динамічну складову потужності на ділянці руху $0 \le \xi \le \xi_1$ за час t_1. За критерій оптимізації використаємо середнє значення динамічної складової потужності, що витрачається на рух захвату з вантажем [1]

$$P_{cp} = \int_0^{t_1} V dt \to min, \quad (3)$$

де $V = \frac{1}{2} m \ddot{\xi}^2$ - енергія пришвидшення захватного пристрою з вантажем; m — маса вантажу з захватом. Умовою мінімуму критерію (3) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке виражається такою умовою $\ddot{\ddot{\xi}} = 0$. Розв'язком цього диференціального рівняння для крайових умов руху захвату з вантажем $t = 0: \xi = 0, \dot{\xi} = 0;\quad t = t_1: \xi = \xi_1, \dot{\xi} = 0$ будуть наступні кінематичні залежності оптимального режиму руху захвату:

$$\begin{gathered} \xi = \frac{\xi_1}{t_1^2}\left(3t^2 - 2\frac{t^3}{t_1}\right); \\ \dot{\xi} = 6\frac{\xi_1}{t_1^2}\left(t - \frac{t^2}{t_1}\right); \\ \ddot{\xi} = 6\frac{\xi_1}{t_1^2}\left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right). \end{gathered} \quad (4)$$

Для забезпечення оптимального режиму, що мінімізує динамічну складову потужності, необхідно, щоб швидкість руху захвату з вантажем змінювалась за параболічним законом, а пришвидшення - за лінійним законом.

Для режиму руху (4) визначимо закони зміни узагальнених координат s_2 і s_3, які співпадають з законами зміни координати точки D захватного пристрою вздовж координатних осей z та y. При цьому необхідно враховувати, що закони руху узагальнених координат визначають характеристики приводних механізмів і систем їхнього керування. Для цього розв'яжемо зворотну задачу кінематики для координат S_2 і S_3 і виразимо їх через координату ξ.

Координата S_2 та її похідні за часом (швидкість та пришвидшення) визначаються наступними залежностями:

$$S_2 = Z_0 + \xi \sin \propto = Z_0 + (Z_1 - Z_0)\frac{t^2}{t_1^2}\left(3 - 2\frac{t}{t_1}\right); \quad (5)$$

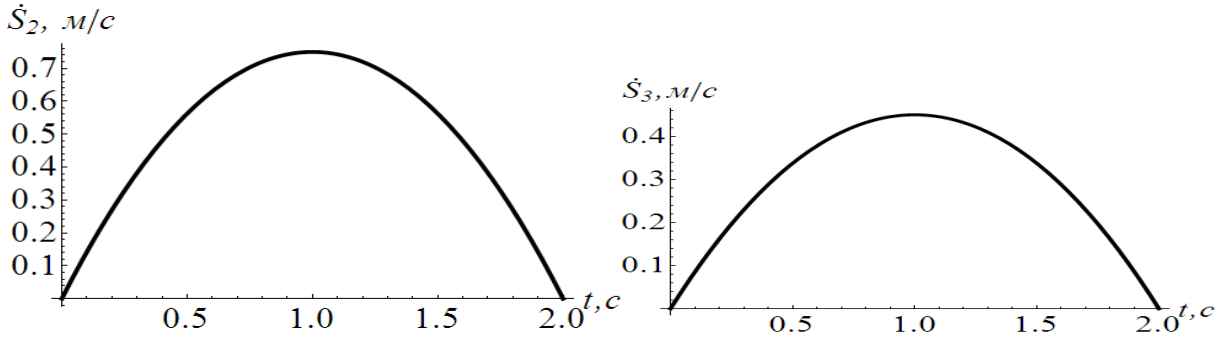
$$\dot{S}_2 = 6\frac{z_1 - z_0}{t_1^2} t\left(1 - \frac{t}{t_1}\right); \qquad \ddot{S}_2 = 6\frac{z_1 - z_0}{t_1^2}\left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right). \quad (6)$$

Аналогічно визначаються узагальнена координата S_3 та її похідні за часом:

$$S_3 = y_0 + \xi \cos \propto = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{t_1^2} t^2 \left(3 - 2\frac{t}{t_1}\right); \quad (7)$$

$$\dot{S}_3 = 6\frac{y_1 - y_0}{t_1^2} t \left(1 - \frac{t}{t_1}\right); \quad \ddot{S}_3 = 6\frac{y_1 - y_0}{t_1^2} \left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right). \quad (8)$$

За першими виразами залежностей (6) та (8) побудовані графічні залежності швидкостей підйому та видовження руки маніпулятора, які забезпечують оптимальний режим руху захватного пристрою



а) б)

Рис.2. Графіки швидкостей підйому (а) та висування (б) руки маніпулятора

З виразів (6) і (8) та графічних залежностей наведених на рис.2 випливає, що для забезпечення оптимального режиму руху, який мінімізує динамічну складову потужності переміщення захватного пристрою з вантажем, необхідно, щоб швидкості приводних механізмів підйому та видовження руки маніпулятора змінювались за параболічним законом, а пришвидшення – за лінійним. За таким же законом руху здійснюється оптимальний режим руху захватного пристрою з вантажем, але з іншим масштабом швидкостей руху.

Отримані закони руху доцільно використовувати в тих випадках, коли захватний пристрій з вантажем переміщується на незначні відстані і при цьому відсутня ділянка усталеного руху, а режим руху складається лише з ділянок пуску та гальмування. Якщо захватний пристрій з вантажем переміщується на значні відстані, то отриманий режим руху слід використовувати на ділянках пуску та гальмування, а на ділянці усталеного руху необхідно використовувати оптимальний енергетичний режим руху. При цьому необхідно відмітити, що отриманий режим руху захватного пристрою з вантажем забезпечує мінімально необхідну потужність приводних механізмів в процесах пуску та гальмування [2].

Література

1. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів. Машинознавство. 1999. №7. С.24-31.
2. Ловейкін В.С. Аналіз оптимальних режимів руху піднімальних машин. Вібрації в техніці та технологіях. №2 (34). 2004. С.1-5.

УДК 621.87

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА З ПОСТУПАЛЬНОЮ ТА ОБЕРТАЛЬНОЮ ЛАНКАМИ В ПЛОЩИНІ ПОВОРОТУ

В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, А.П. Ляшко, Б.В. Закревський

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Представлено рух маніпулятора з двома поступальними та однією обертальною ланками. Поставлена задача визначити режими руху приводних механізмів, які забезпечують оптимальний режим руху захватного пристрою маніпулятора з вантажем. Розглянемо рух маніпулятора в площині повороту, коли діє поступальна та обертальна ланки (рис.1).

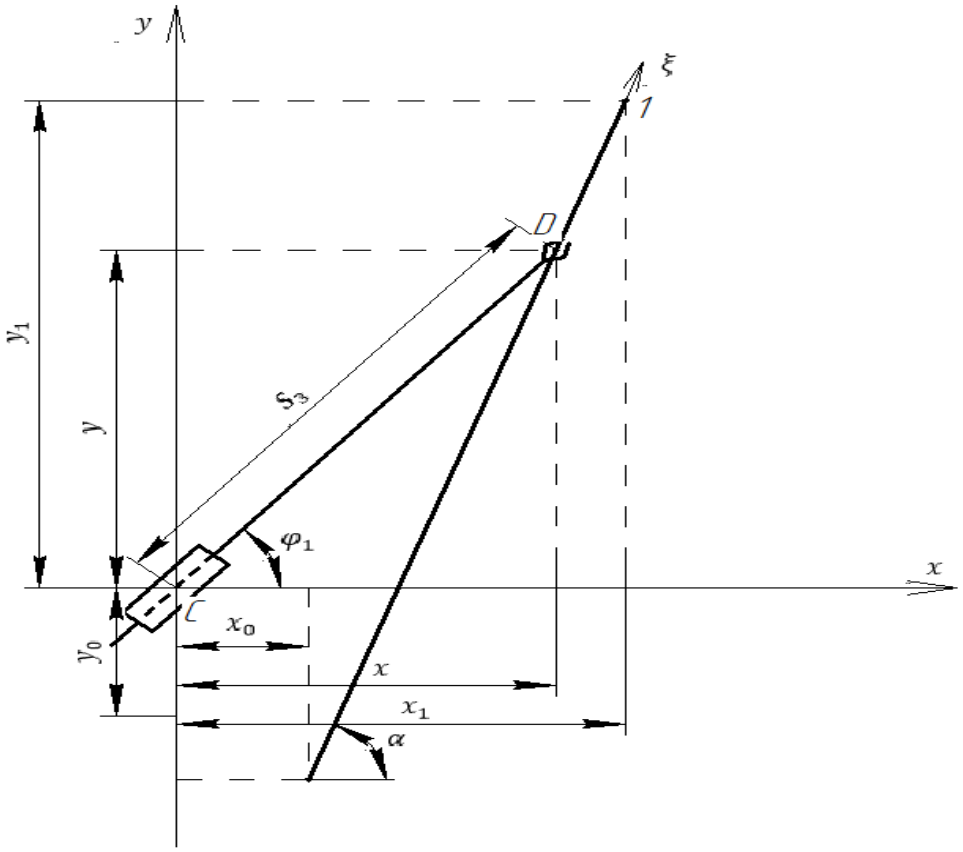


Рис.1. Схема руху ланок маніпулятора в горизонтальній площині

Поставлена задача визначити оптимальний режим руху маніпулятора при переміщенні захватного пристрою з положення 0, що характеризується координатами $(x_0; y_0)$ в положення 1 з координатами $(x_1; y_1)$. За траєкторією руху захвату оберемо пряму лінію, що з'єднує точки 0 і 1 вздовж осі ξ. Вважаємо, що в точці 0 переміщення вздовж осі дорівнює нулю, тобто $\xi = 0$, переміщення точки D захвату відносно точки 0 вздовж осі ξ визначається залежністю:

$$\xi = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}, \quad (1)$$

а в точці 1 це переміщення становить $\xi_1 = \sqrt{(x_0 - x_1)^2 + (y_0 - y_1)^2}$.

Визначимо оптимальний енергетичний режим руху захвату вздовж прямої ξ на ділянці між точками 0 і 1. За критерій оптимізації оберемо середнє значення кінематичної енергії захвату на ділянці руху $0 \le \xi \le \xi_1$, за час t_1

$$T = \frac{1}{t_1}\int_0^{t_1} T dt \longrightarrow min, \tag{2}$$

де t - час, t_1 – тривалість руху захвату; $T = \frac{1}{2}m\dot{\xi}^2$ - кінематична енергія захвату; m - маса захвату з вантажем. Умовою мінімуму інтегрального функціоналу (2) є рівняння Ейлера, яке дає диференціальне рівняння $\ddot{\xi} = 0$, в результаті розв'язку якого для крайових умов руху $t = 0, \xi = 0;\ \ t = t_1, \xi = \xi_1$, отримаємо:

$$\xi = \frac{\xi_1 t}{t_1};\ \ \dot{\xi} = \frac{\xi_1}{t_1} = const. \tag{3}$$

Для забезпечення оптимального енергетичного режиму руху захват повинен рухатись на всій ділянці вздовж осі ξ з постійною швидкістю. Такий режим руху може бути забезпечений тільки на ділянках усталеного руху, бо в ньому відсутні ділянки пуску та зупинки.

Знайдемо для режиму руху (3) кінематичні характеристики узагальнених координат φ_1 та S_3, виражених через координату ξ, які визначають характеристики приводних механізмів. Для цього розв'яжемо звороту задачу кінематики. Спочатку знайдемо закони руху захвату вздовж незмінних осей координат $x\ i\ y$:

$$x = x_0 + (x_1 - x_0)\frac{t}{t_1};\quad y = y_0 + (y_1 - y_0)\frac{t}{t_1}. \tag{4}$$

Взявши похідні за часом від виразів і (4), отримаємо:

$$\dot{x} = \frac{x_1 - x_0}{t_1};\ \ \dot{y} = \frac{y_1 - y_0}{t_1};\ \ \ddot{x} = 0;\ \ \ddot{y} = 0. \tag{5}$$

Узагальнена координата висування руки захвату S_3 визначається залежністю

$$S_3 = \sqrt{\left[x_0 + (x_1 - x_0)\frac{t}{t_1}\right]^2 + \left[y_0 + (y_1 - y_0)\frac{t}{t_1}\right]^2}. \tag{6}$$

Взявши похідні за часом від виразу (6), будемо мати швидкість та пришвидшення висування руки захвату:

$$\dot{s}_3 = \frac{\left[x_0 + (x_1 - x_0)\frac{t}{t_1}\right]\cdot\frac{x_1 - x_0}{t_1} + \left[y_0 + (y_1 - y_0)\frac{t}{t_1}\right]\cdot\frac{y_1 - y_0}{t_1}}{\sqrt{\left[x_0 + (x_1 - x_0)\frac{t}{t_1}\right]^2 + \left[y_0 + (y_1 - y_0)\frac{t}{t_1}\right]^2}};$$

$$\ddot{s}_3 = \frac{\left[(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)(x^2 + y^2) - (x\dot{x} + y\dot{y})^2\right]}{(x^2 + y^2)^{\frac{3}{2}}}.$$

Визначимо кутову координату повороту руки захвату

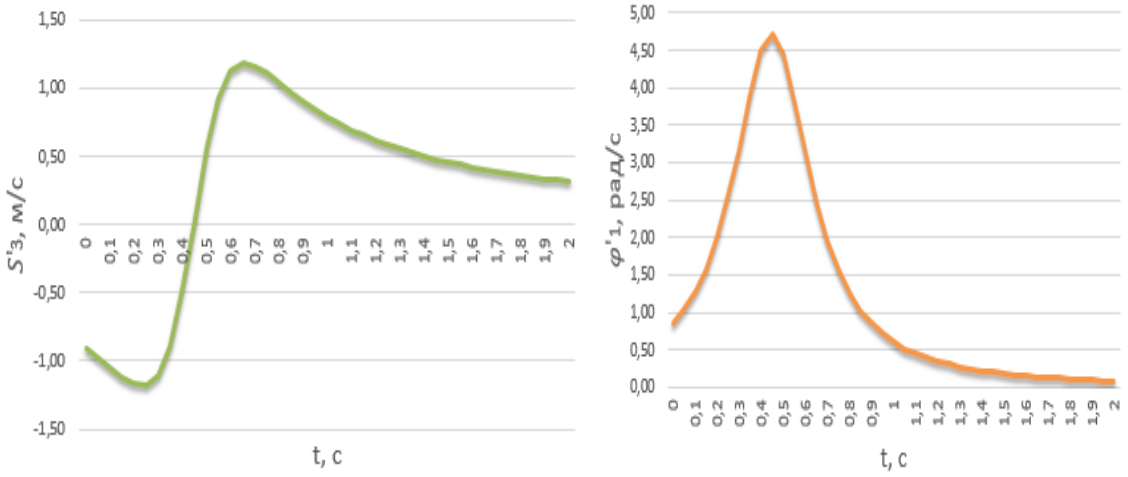
$$\tan\varphi_1 \frac{y}{x}; \quad \varphi_1 = \arctan\frac{y_0+(y_1-y_0)\frac{t}{t_1}}{x_0+(x_1-x_0)\frac{t}{t_1}}. \tag{7}$$

Взявши похідні за часом від виразу (7), отримаємо кутову швидкість та пришвидшення повороту руки захвату:

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{(y_1-y_0)\left[x_0+(x_1-x_0)\frac{t}{t_1}\right]-(x_1-x_0)\left[y_0+(y_1-y_0)\frac{t}{t_1}\right]}{\left\{\left[x_0+(x_1-x_0)\frac{t}{t_1}\right]^2+\left[y_0+(y_1-y_0)\frac{t}{t_1}\right]^2\right\}t_1};$$

$$\ddot{\varphi}_1 = -\frac{2(x\dot{x}+y\dot{y})(\dot{y}x-\dot{x}y)}{(x^2+y^2)^2}.$$

За отриманими залежностями побудовані графіки швидкостей видовження і повороту руки захватного пристрою маніпулятора (рис.2).



а) б)

Рис.2. Графіки швидкостей видовження (а) і повороту (б) руки захвату

З отриманих залежностей швидкостей та пришвидшень видовження і повороту руки захвату видно, що всі ці залежності є нелінійними функціями по відношенню до часу t, в той час як оптимальний режим переміщення захвату вздовж прямої ξ виражається постійною швидкістю. Це вказує на те, що при забезпеченні оптимального енергетичного режиму руху захватного пристрою на ділянці усталеного руху приводні механізми видовження та повороту руки захвату повинні працювати в перехідному режимі руху і при цьому необхідне постійне керування рухом приводними механізмами маніпулятора.

Якщо прийняти на ділянці усталеного руху оптимальний енергетичний режим руху захвату з вантажем вздовж осі ξ , то на ділянках пуску та зупинки може бути використаний, наприклад, оптимальний ривковий режим руху, який визначається в результаті мінімізації середнього значення енергії ривків за методикою, аналогічною оптимальному енергетичному режиму руху.

УДК 621.87

МОЖЛИВОСТІ ТА ОБМЕЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

І.Г.Кириченко[1], О.В.Черніков[1], І.М.Малик[2]

[1] *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*
[2]*Чернівецький фаховий коледж Львівського національного університету природокористування*

Сучасний стан розвитку програмних засобів відкриває нові можливості комп'ютерного моделювання об'єктів машинобудівного виробництва. Впровадження методів геометричного і комп'ютерного моделювання дозволяє багатьом машинобудівним підприємствам суттєво зменшити строки проєктування і постановки на серійне виробництво нової продукції. В ХНАДУ впродовж багатьох років методи 3D моделювання виконуються за допомогою ліцензованого пакета програм Autodesk Inventor. Впровадження цих програмних продуктів в навчальний процес довело перспективність цього напрямку діяльності викладачів і студентів. Тому, згодом комп'ютерне моделювання знайшло своє відображення і в наукових дослідженнях. Команди динамічного моделювання в середовищі Autodesk Inventor Dynamic Simulation дозволяють оптимізувати процес постановки задачі і розробки конструкції, збільшити кількість розглянутих конструктивних варіантів. Але не всі явища і процеси що відбуваються в реальних машинах, або при їх взаємодії з навколишнім середовищем можуть бути змодельовані. Як і в теоретичних дослідженнях, треба використовувати певні припущення, або застосовувати кібернетичні підходи при розв'язанні деяких технічних завдань.

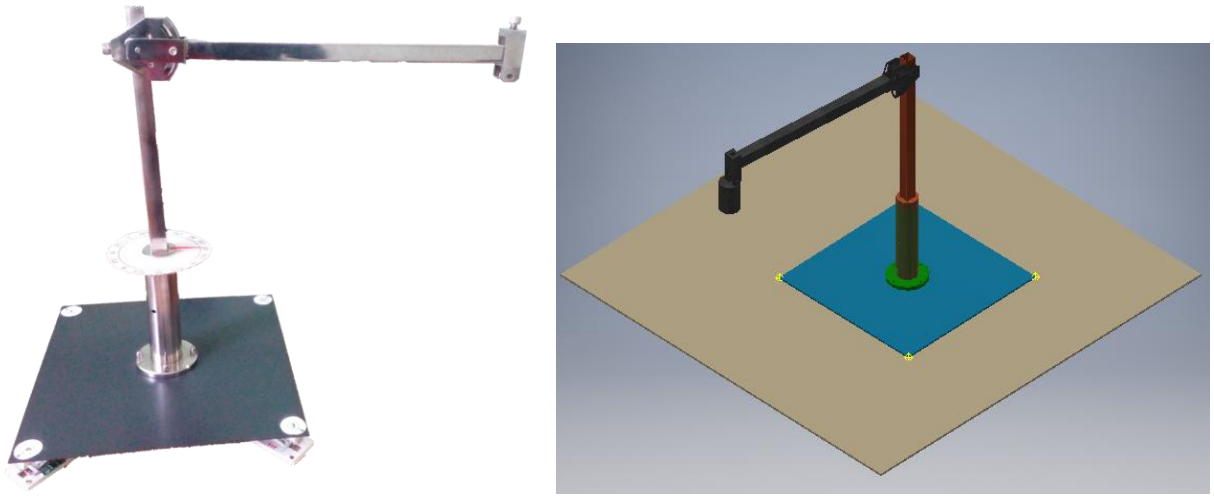


Рис. 1 Фізична модель і її віртуальна копія.

Моніторинг інформації, щодо використання методів комп’ютерного моделювання за допомогою середовища Autodesk Inventor в галузі машинобудування і зокрема підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх та комунальних машин вказує на збільшення зацікавленості конструкторів і дослідників в використанні таких технологій.

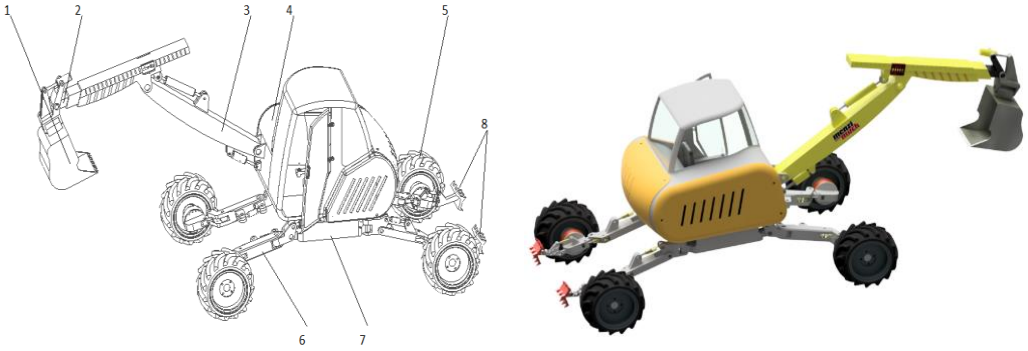
На нашу думку комп’ютерне моделювання робочих процесів технологічних машин треба розпочинати з моделювання окремих фізичних явищ, що виникають при функціюванні технічних об’єктів В доповіді буде представлена послідовність створення фізичних моделей вантажо-підйомної машини, стенда для дослідження деформації пневматичного колеса, а також пристрою маятникового типу з двома жорсткими ланцюгами, що з’єднані між собою шарнірно. Фізична модель вантажо-підйомної машини і її комп’ютерна копія показані на рис.1. Визначалися нормальні реакції на опорах за допомогою встановлених тензометричних датчиків. При експериментах на фізичний моделі визначалися навантаження на кожній опорі тільки в фіксованих положеннях устаткування, а на комп’ютерній моделі з’являється можливість реєстрації цих навантажень в динаміці.

Впродовж декількох років на кафедрах інженерної і комп’ютерної графіки були розроблені 3D моделі навантажувачів, скреперів, автогрейдерів, екскаваторів, мобільних підйомників і деяких інших технологічних машин. В комп’ютерних моделях цих машин були відтворені функціональні і конструктивні параметри, але деякі властивості, що притаманні реальним об’єктам не моделювалися. В моделі фронтального навантажувача головна увага була прикута до відображення робочого обладнання і переважно це геометричне моделювання металоконструкції. Телескопічний стріловий навантажувач, модель якого розроблена саме для того, щоб показати можливий рух машини з вантажем, а також можливу втрату стійкості машини при збільшені вильоту стріли до критичних значень.

Рис. 2. Комп’ютерні моделі навантажувачів і скреперів.

Крім комп'ютерної моделі екскаватора Menzi Muck M 545, були побудовані моделі опорних поверхонь. Для моделювання руху були задані спеціальні «3D-контакти», що дозволяють відстежувати взаємодію між різними елементами моделі, зокрема, між колесами та дорогою. Для урахування фізичних особливостей контакту задаються жорсткість контакту, демпфування та коефіцієнт сили тертя. Точність виконання експерименту та отриманих даних залежить від того, наскільки правильно були задані величини жорсткості, демпфування та коефіцієнта сили тертя. Крім динамічних випробувань була створена анімація рухів екскаватора, яка наглядно показує можливі режими роботи основних вузлів машини. Для цього було використано додаткові

можливості програми, надані у середовищі Inventor Studio. В цьому середовищі є досить зручні інструменти, які за допомогою спеціальної часової шкали дозволяють створювати сценарій руху усіх з'єднань, що були змодельовані під час складання машини. Слід заповнити цю часову шкалу, обираючи відповідні залежності і задаючи початкові та кінцеві значення параметрів обраних залежностей. Після того, як сценарій анімації повністю налаштовано, можна задати параметри якості вихідного файлу, якість відображення текстур матеріалів, тіней, відбитків та ін. В результаті отримано відео файл в одному з поширених форматів.



1 - ківш, 2 - стріла, 3 - рукоять, 4 - кабіна с двигуном, 5 - колеса, 6 - поворотні балки, 7 - основна рама, 8 - аутригери.

Рис. 3. Конструктивна схема і 3D модель екскаватора Menzi Muck

Порівняння результатів експериментальних досліджень, що виконані на фізичних моделях з результатами віртуальних досліджень вказують на достатньо високий рівень адекватності моделювання. З високою точністю відтворюються процеси руху технологічних машин по заданому профілю опорної поверхні, з високою достовірністю визначаються параметри маневреності колісних машин з різноманітними конструктивними схемами управління, добре моделюються показники стійкості вантажо-підйомних машин на жорстких опорах, а також при пересуванні з обмеженням по швидкостям і навантаженням. Викликає певні труднощі моделювання взаємодії землерийних машин з ґрунтом, так як в літературних джерелах відсутня інформація, що до принципів моделювання цього середовища, а спроби відтворити подібні процеси в анімаційному сенсі не можуть бути застосовані в дослідженнях, на меті яких є отримання достовірних числових результатів. Досвід роботи з пакетом Autodesk Inventor Professional показує, що це достатньо ефективний засіб геометричного і фізичного моделювання та з кожним роком його можливості розширюються. Але він має й певні обмеження і тому створені в ньому моделі можуть бути експортовані до інших програмних засобів. Задачі, що пов'язані з дослідженням деформаційних процесів краще вирішувати в спеціалізованих програмних продуктах, таких як Ansys, або MatLab. На наш погляд, слід накопичувати досвід створення 3D моделей технологічних машин в Autodesk Inventor, створити відповідну базу даних таких моделей і дати комплексну оцінку їх можливостей, обмежень і перспектив розвитку моделювання.

УДК 621.87

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ В ПРИВОДАХ АВТОБЕТОНОЗМІШУВАЧІВ

Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, Д. М. Шевченко, І.І. Мороз

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Автобетонозмішувачі призначені для доставки на споруджувані об'єкти готової суміші зі спонуканням або приготуванням суміші на шляху прямування з компонентів, завантажених в них на центральних сумішоприготувальних заводах. Автобетонозмішувачі відносять до гравітаційних пристроїв з обертовим барабаном, які встановлюють на автомобілі або напівпричепи. Приготування суміші в дорозі роблять при дальності транспортування не більше 10…15 км, при цьому дозовані компоненти у барабан змішувача завантажують одночасно. При перевезеннях на великі відстані у барабан завантажують спочатку сухі компоненти (цемент і заповнювачі), а подачу води і приготування суміші роблять безпосередньо на об'єкті. При транспортуванні готової бетонної суміші щоб уникнути її розшаровування барабан обертається зі зниженою частотою, безперервно перемішуючи суміш.

Перші зразки автобетонозмішувачів застосовували механічний привід за допомогою карданної передачі між коробкою відбору потужності основного або автономного двигуна. Подальший розвиток набули об'ємні гідроприводи (ОГП) з обертанням редуктора від гідромотора. Сучасною тенденцією стало створення електричних автономних приводів для автобетонозмішувачів. Фірми Liebherr і Designwerk у співпраці з ZF розробили перші, повністю електричні автобетонозмішувачі місткістю 10 або 12 кубометрів, що базуються на 5-осному шасі . Шасі Futuricum для бетономіксерів ETM 1005 і 1205, що базується на серії FM Volvo Trucks, оснащено електродвигуном потужністю 500 кВт (680 к.с.). Привід барабана являє собою блок, що складається з додаткового електродвигуна і редуктора змішувача, встановленого безпосередньо на барабані.

Представляє інтерес розглянути можливість більш поширеного використання високомоментних гідромоторів LS в безредукторному варіанті, тобто застосовування тільки гідромотора для обертання змішувального барабану без проміжного редуктора. Такий досвід вже мають виробники планетарно-роторних шестеренних гідромоторів.

В основі оцінки технічного рівня гідромоторів лежать такі показники:

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

$$k_M = \frac{m}{M_{\text{кр}}},\ \text{кг/кН·м}, \tag{1}$$

де m – маса гідромотора, кг;

$M_{\text{кр}}$ – теоретичний крутний момент гідромотора:

$$M_{\text{кр}} = 0{,}159 \cdot 10^{-3} V_{\text{р}} \cdot \Delta p,\ \text{кН·м}, \tag{2}$$

де $V_р$ – робочий об'єм гідромотора, см^3;

Δp – перепад тисків на гідромоторі, Мпа;

– маса гідромотора на одиницю потужності (питомий показник потужності):

$$k_p = \frac{m}{P_м}, \text{ кг/кВт}, \tag{3}$$

де $P_м$ – теоретична потужність гідромотора (зустрічаються терміни – вихідна, корисна й ефективна):

$$P_м = \frac{M_{кр} \cdot n_м}{9550}, \text{ кВт}, \tag{4}$$

де $n_м$ – частота обертання гідромотора, хв$^{-1}$ (об/хв);

– маса, що припадає на одиницю об'єму що займає гідромотор:

$$k_V = \frac{m}{V}, \text{ кг/см}^3, \tag{5}$$

де V – об'єм, описаний габаритами гідромотора, см^3;

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

$$k_{P/V} = \frac{P_м}{V}, \text{ кВт/см}^3; \tag{6}$$

– швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності):

$$C_n = n \cdot V_р^{1/3}, \text{ см.хв}^{-1}, \tag{7}$$

де n – частота обертання гідромотора [хв$^{-1}$], яку визначають за формулою:

$$n_м = 10^3 \frac{Q_н}{V_р}, \text{ хв}^{-1}, \tag{8}$$

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

$$Q_н = 10^{-3} V_{рн} \cdot n_н, \text{ л/хв}, \tag{9}$$

де $V_{рн}$ – робочий об'єм насоса, см^3;

$n_н$ – частота обертання насоса, хв$^{-1}$;

– коефіцієнт потужності:

$$C_P = \Delta p \cdot n \cdot V_р^{1/3}, \text{ Мпа. См.хв}^{-1}. \tag{10}$$

Слід зазначити, що кожний критерій окремо недостатньо повно характеризує технічний рівень конструкції гідромашини, тому проводять порівняння за декількома критеріями або вибирають за основний такий, який найбільшою мірою відображає

вимоги, що ставлять до конкретного привода гідрофікованої машини. З урахуванням значень ККД показники технічного рівня носять більш достовірний характер. В нашому досліджуванні будемо використовувати коефіцієнт k_M та в деяких випадках коефіцієнти k_p і C_n.

В гідромоторах MCR застосовують поршневу групу типу поршень-ролик (рис. 1), яка стала вже традиційною для сучасних високомоментних гідромоторів останніх 30 років. Гідромотор містить блок циліндрів 4 з поршнями 3 та опорними роликів 8. Роли 8 контактують з поверхню кулачка-копіра 5. Між роликами 8 та поршнями 3 встановлений антифрикційна прокладка. Характерною особливістю поршневих груп є нерозвантаженість поршня 3 від бокового (тангенціального) зусилля від дії роликів 8 на копір 5. Саме бокова поверхня поршня 3 сприймає це зусилля.

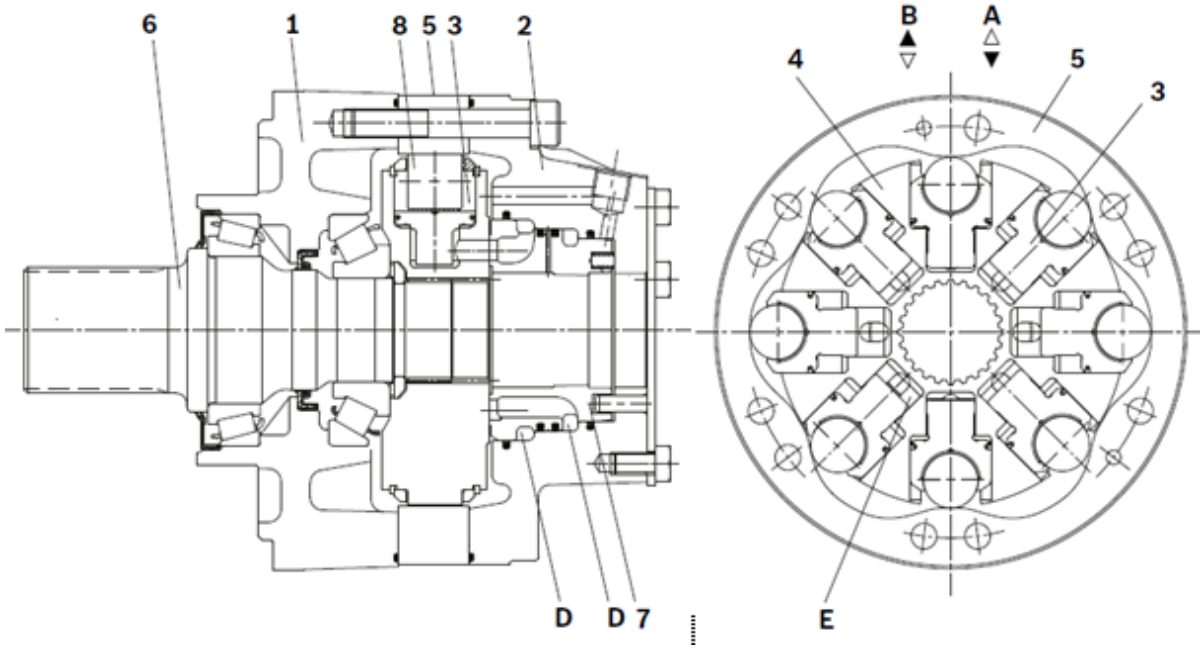


Рис. 1. Гідромотор моделі MCR-A: 1 – корпус передній, 2 – корпус задній, 3 – поршень, 4 – блок циліндрів, 5 – кулачок (копір), 6 – вал, 7 - розподільник торцевий, 8 – ролик. D – кільцеві колектори підводу та відводу РР; А і В – підводи та відводи РР до колекторів D; Е – поршневий простір.

Рішення по вибору типу гідромотора або гідромотора-редуктора приймається на основі функціонально-вартісного аналізу з урахуванням вимог до довговічності, монтажу і технічного обслуговуванні, у тому числі кліматичних умов. Поява електричних приводів обертання змішувальних барабанів збільшує конкуренцію в секторі автобетонозмішувачів. Безумовною перевагою електричних приводів є екологічна безпека при роботі автобетонозмішувачів в міських умовах.

При максимальних значеннях тиску високомоментних безредукторних гідромоторів MCR в 45 МПа питомий показник моменту дорівнює 4,36…8 кг/кН.м, що наближається до саме найкращих планетарних редукторів в 4,3 кг/кН.м. Гідромотори моделі MCR фірми «Rexroth-Bosch Group» можуть бути застосовані в безредукторних приводах обертання барабанів автобетонозмішувачів з крутним моментом до 19 кНм.

УДК 621.87

УДОСКОНАЛЕННЯ МАНІПУЛЯТОРНОЇ УСТАНОВКИ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

О.М. Сукач[1], Ю.І. Габрієль[1], О.О. Іванків[2], А.В. Веліховський[2]

[1]Львівський національний університет природокористування
[2]Львівський національний університет імені Івана Франка

Під час перевезень часто виникає необхідність у переміщенні вантажів, які різняться габаритами, масою, формою та особливостями поводження. Також виникає необхідність завантаження або розвантаження поза межами стаціонарних складів, на будівництві, зоні щільної житлової забудови, в полі тощо. Для таких потреб прийнято використовувати вантажні автомобілі, обладнані маніпуляторами, що забезпечує ряд переваг, серед яких: зменшення кількості задіяної техніки, підвищення ступеня її використання; зменшення кількості працівників, підвищення продуктивності їх праці; зменшення загальних затрат на перевезення.

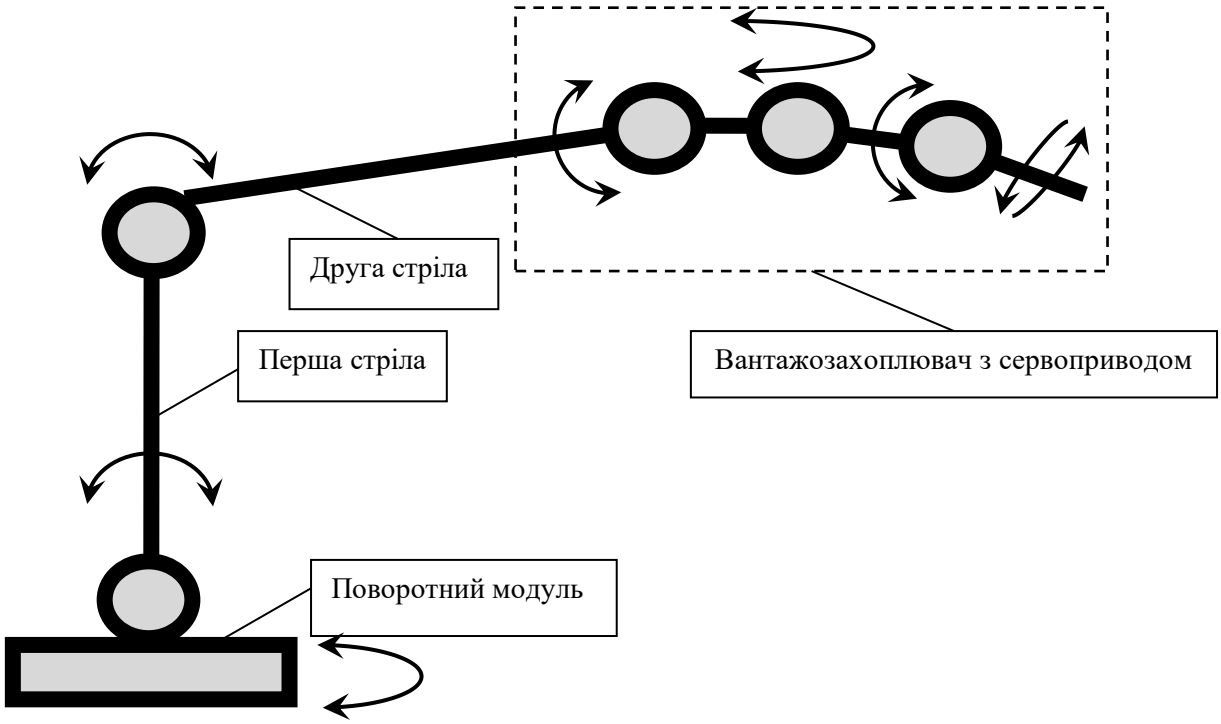
Автомобільні маніпулятори широко представлені на ринку України, їх ціна різниться залежно від вантажопідйомності та функціональних можливостей. Вартість найбільш технологічних маніпуляторів може перевищувати вартість самого автомобіля, тоді як простіші зразки можуть бути частково механізовані, а їх ціна буде невисокою.

У маніпуляторах найчастіше використовується гідропривод, який може бути автономним, або ж використовувати штатну гідросистему автомобіля. Система управління таким маніпулятором, переважно, виконана у вигляді моноблоку гідророзподільників з механічними важелями й розміщена на рамі автомобіля. Для комбінованих типів приводу системи керування маніпуляторами є складнішими й досить вартісними. Тому актуальним є обґрунтування оптимальної за вартістю та функціональними можливостями системи керування маніпуляторам.

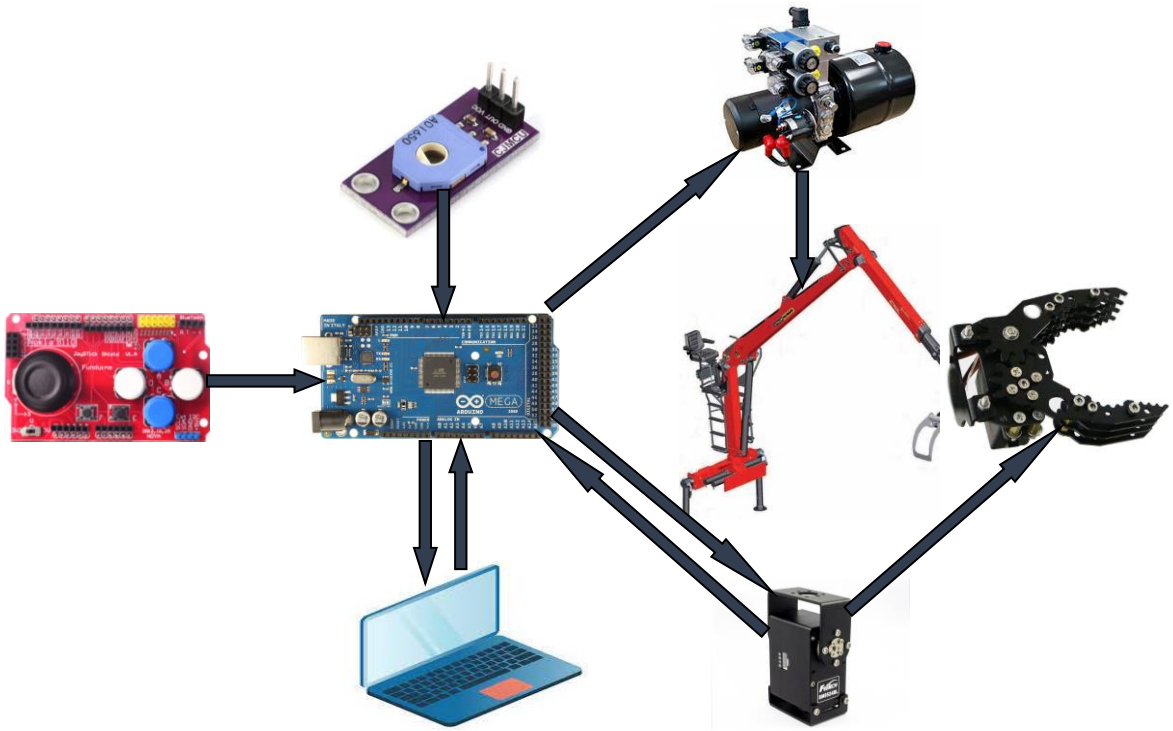
Існують різні конструктивні рішення щодо розробки маніпуляторів, які застосовуються в різноманітних виробничих умовах. Їх поділяють за типом приводу (пневматичний, електричний, гідравлічний); рухливістю (стаціонарний або мобільний); системою координат переміщення (прямокутна, циліндрична, сферична, ангулярна); способом управління (механічний, електричний, електронний). Основними питаннями, що виникають при розробці маніпуляторів – вибір кінематичної схеми [1], структури елементної бази та алгоритму роботи, а також вантажопідйомності, стійкості й міцності конструкції. Найбільш прогресивні маніпулятори подібні до людської руки, мають плече, кисть і зап'ястя й можуть рухатись з аналогічними ступенями вільності (ангулярна система). Тоді як для простіших операцій досить лише два ступені рухливості (прямокутна, циліндрична система).

Пропонована принципова схема й кінематична конфігурація маніпулятора представлена на рисунку 1 а, вона передбачає використання широкої робочої зони завдяки переміщенню основи поворотного модуля у циліндричній системі координат. Тоді як вантажозахоплювач переміщається у сферичній системі, за рахунок чого

досягається вища гнучкість рухомих ланок. Точність й повторюваність системи забезпечується роздільною здатністю керуючих сигналів, люфтів у з'єднаннях, алгоритмів керування та зовнішніх впливів (рис.1б).



а)



б)

Рис.1. Принципова кінематична (а) та елементна (б) схеми маніпулятора

Для силового приводу сформовано гідравлічний блок з електронно-керованими розподільниками та блок живлення напругою 5/24 В. Управління маніпулятором здійснюється за допомогою двох джойстиків та кнопок, що надає можливість керувати усіма ланками, забезпечуючи їх переміщення в усіх степенях вільності. Реалізована система керування містить наступні елементи: блок живлення 24В 5А, плата Arduino Mega, драйвери керування електромагнітними клапанами гідроприводу на базі мікросхем L298 – 2 шт., джойстики керування з кнопками – 2 шт., сервопривод вантажозахоплювача, перетворювач DC/DC з вихідною напругою 7В для живлення сервоприводів [2].

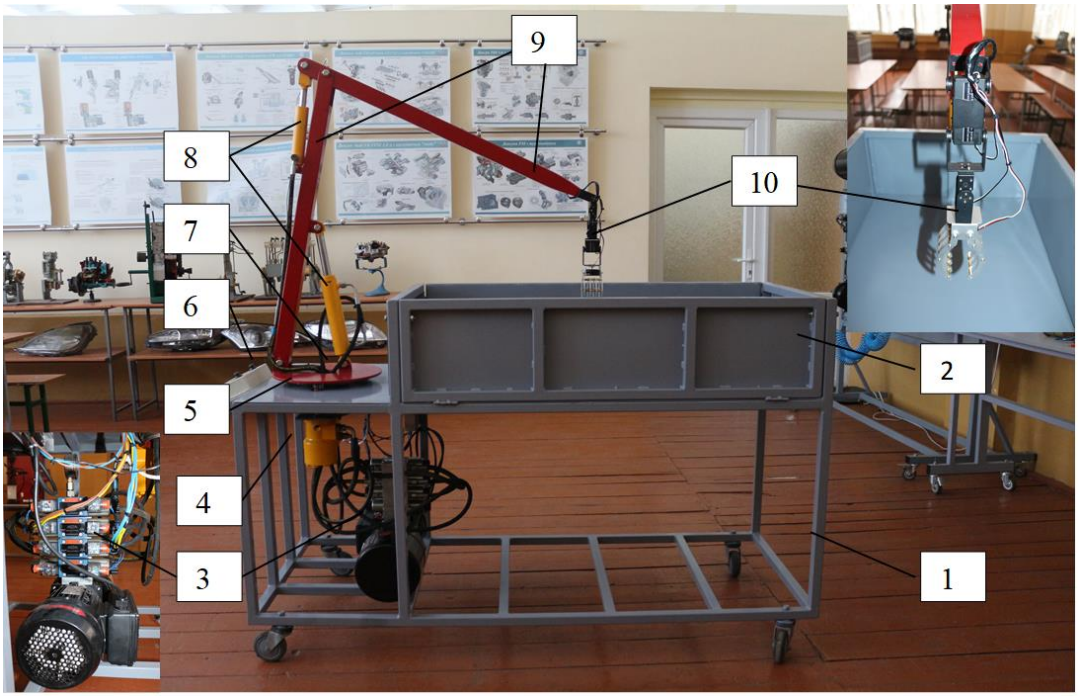


Рис.2. Електронно-керований маніпулятор: 1 – монтажна рама; 2 – вантажна платформа з відкидними бортами; 3 – гідростанція для гідроборта НРР 160/6/0,75; 4 – поворотний механізм; 5 - монтажна плита поворотного модуля; 6 – пульт керування; 7 – поворотний модуль; 8 – гідроциліндри; 9 – перша та друга стріла; 10 – вантажозахоплювач з сервоприводом

Використання пропонованої технології та архітектури керування маніпуляторними установками з невисокою вартістю її реалізації та простим зрозумілим налаштуванням забезпечує управління складною системою приводів, дозволяє проводити гнучкі налаштування за потребою користувача. Наприклад, керувати кран-маніпулятором дистанційно через радіоканал чи обмежити величину ходу в певних напрямах, встановити камеру відеоспостереження тощо.

Література

1.Ловейкін В.С. Аналіз оптимальних режимів руху піднімальних машин. Вібрації в техніці та технологіях. №2 (34). 2004. С.1-5.
2. Greer R., Haas C., Gibson G. Advances in Control Systems for Construction Manipulators. Austin, 2014. 615 p.

УДК 621.591

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМ

Вольченко О. І. [1], Джанахмедов А. Х. [2], Скрипник В. С.[3], Журавльов Д. Ю.[4], Андрейчиков Є. Ю.[4]

[1]Харківський національний автомобільно-дорожній університет

[2]Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

[3]Азербайджанська інженерна академія, Баку

[4]ВСП Надвірнянський фаховий коледж національного транспортного університету

Обід шківа стрічково-колодкового гальма є накопичувачем теплової енергії під час роботи його пар тертя в гальмівних режимах.

При оцінці енергонавантаженості обода шківа стрічково-колодкового гальма необхідно враховувати наступне:

- поверхнево-об'ємні температури поліро-ваної робочої поверхні обода шківа є локальними;
- поверхнево-об'ємні температури завжди більші за «чисті» об'ємні температури обода шківа;
- розглядаються полірована та матові поверхні обода шківа.

Розрахунки показують, що найбільше теплове напруження сприймає поверхня тертя. Циклічна дія теплових навантажень викликає втомні напруження. При нагріванні обода шківа нагрівання поверхневих шарів викликає напруження стиску, які врівноважуються напруженнями розтягу в центральній його частині. Внаслідок зсуву при стисканні може розтріскуватися поверхня, найбільш небезпечний вид руйнування, що відповідає розвитку тріщини у внутрішній розтягуючій області. Коли обід шківа охолоджується з боку робочої поверхні, то при стиску її зовнішніх шарів виникає розтяг. Руйнування при цьому ініціюється десь на робочій поверхні або в її підповерхневому шарі.

Виходячи з викладеного вище, була запропонована конструкція самоохолоджуваного гальмівного шківа, в якому його обід роздено на шари. Розрахунки показали, що за запропонованої конструкції підвищуються значення критерію Біо і зменшуються термічні напруження. Розглянемо розрахунок безрозмірного локального температурного градієнта та безрозмірної середньої поверхневої об'ємної температури.

У процесі гальмування, завдяки високим локальним температурним градієнтам напруження, що виникають в ободах гальмівних шківів, перевершують границю пружності. При охолодженні ободів шківів виникають великі залишкові напруження. Питання оцінки температурних напружень дуже важливе для вибору пар тертя гальмівних пристроїв.

У процесі короткочасного гальмування ефективна глибина проникнення теплоти менша за товщину обода шківа, оскільки час гальмування малий. При цьому можна вважати, що поверхнево-об'ємна температура змінюється в поверхневих шарах з

глибиною як у напівнескінченному тілі з джерелом тепловиділення потужністю *Q*. Одновимірне рівняння теплопровідності у цьому випадку має вигляд

$$\frac{\partial \Delta \upsilon}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \Delta \upsilon}{\partial x^2}. \qquad (1)$$

Рівняння (1) має задовольняти наступним початковим та граничним умовам:

$$\left.\begin{aligned} &1.\, A_{t_1} \lambda \frac{\partial \Delta \upsilon}{\partial z} - A_{t_2} \sigma' \Delta \upsilon + Q = 0 \quad \text{за} \quad x = 0; \\ &2.\, \Delta \upsilon(x,0) = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Переходячи до безрозмірних координат, а також позначаючи

$$\Delta \vec{\upsilon} = \frac{\upsilon(x,t) - \upsilon_{ср}}{\upsilon_{ср}}; \vec{x} = \frac{x}{b}; \vec{t} = \frac{at}{b^2} = F_0;$$

$$k = \frac{A_{t_2}}{A_{t1}} = \frac{c_П}{c_M}; \ \vec{Q} = {Qb}\Big/{A_{t1} \lambda \upsilon_{ср}}; \ Bi = {\sigma' b}\Big/{\lambda},$$

де $\Delta \upsilon = \upsilon(x,t) - \upsilon_{ср}$ – перепад поверхнево-об'ємної температури; $\upsilon(x,t)$ - поточна температура; $\upsilon_{ср}$ - температура омиваючого середовища; $\Delta \vec{\upsilon}$ - безрозмірний перепад об'ємно-поверхневої температури; F_0 - критерій Фур'є або безрозмірний час гальмування; A_{t1} - теплопоглинаюча робоча поверхня обода (полірована); A_{t2} - охолоджувальна поверхня шківа (матова); $c_П$, c_M - коефіцієнти випромінювання полірованої та матової поверхонь; Q – кількість теплоти, що виділяється під час тертя; Bi - критерій Біо.

При повторно-короткочасному режимі процес гальмування носить аперіодичний характер: до наступного гальмування може відбуватися охолодження пари тертя до вихідної температури, вона охолоджується до деякої поверхнево-об'ємної температури вище за вихідну, причому від гальмування до гальмування ця температура зростає. Час охолодження, як правило, у десятки разів перевищує час гальмування. Для таких умов визначення зміни перепаду поверхнево-об'ємної температури при охолодженні становить інтерес.

Крім того величини термічних напружень на поверхні тепловиділення майже в п'ять разів більше, ніж в об'ємі гальмівного шківа. Причому напруження досягає максимуму, коли відбувається інтенсивний теплообмін (при Bi → ∞) і має максимальне значення, коли поверхня теплоізольована ($Bi \approx 0$).

Аналіз даних, наведених у табл. 1 показує, що зі збільшенням температури в 4 рази сумарна кількість теплоти, що відводиться радіаційним теплообміном, збільшилася в

16 разів.

Таблиця 1 – Радіаційний теплообмін від поверхонь гальмівного шківа бурової лебідки У2-5-5 за час τ=1,0 с

t_n, °С	$t_{ср}$, °С	Кількість теплоти (кДж), яка відводиться від поверхонь металевого елемента тертя гальма		
		полірованої Q_2^n	матової $Q_2^м$	сумарна Q_2
100	20,0	0,19	1,24	1,43
150		0,39	2,48	2,87
200		0,67	4,30	4,97
250		1,06	6,79	7,85
300		1,58	10,11	11,69
350		2,26	14,43	16,69
400		3,12	19,92	23,04

Таким чином, на основі вище наведеного запропоновано, що новий підхід до розрахунку локальних термічних напружень, які значно впливають на енергонавантаженість металевих фрикційних елементів.

Література

1. Компьютерное моделирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок (часть первая) / Д. Ю. Журавлев, С. И. Криштопа, И.О. Бекиш [и др.] // Научно-техн. журнал. – Киев: НАУ. - №4(65). – 2014. – С. 47-59.
2. Компьютерное моделирование энерго-нагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок (часть вторая) / М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлев [и др.] // Научно-техн. журнал. – Киев: НАУ. - №1(66). – 2015. – С. 64-80.
3. Скрыпник В. С. Напряженно-деформированное состояние тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов (часть 1) / В.С. Скрыпник // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Одеса: Одеський національний політехнічний ун-т. – 2016. – Вип. 2(50). – С.90-100.
4. Скрыпник В. С. Напряженно-деформирован-ное состояние тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов (часть 2) / В.С. Скрыпник // Підйомно-транспортна техніка: наук.-техн. та виробн. журнал. – Одеса: Одеський національний політехнічний ун-т. – 2016. – Вип. 3(51). – С.72-83.
5. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпник, И. Я. Ширали, Э. А. Джанахмедов, Н. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев: под общ. ред. акад. А. Х. Джанахмедова. Стандарт. – Баку: Апостроф, 2016. – 312 с.

УДК 621.87

МОДЕЛЮВАННЯ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ

І.Г.Кириченко, О.В.Черніков, Я.С.Корецький

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мобільні підйомники з робочими платформами (МПРП) або за міжнародними стандартами Mobile Elevating Work Platform (MEWP) ISO 16368:2010 знайшли широке застосування в різних областях: при зведенні та обслуговуванні ліній електропередач та зв'язку, в комунальному господарстві і будівництві, при проведенні аварійно-рятувальних робіт, обслуговуванні вітропарків та ін. Ці машини повинні мати високу мобільність, тому вони агрегатуються з автомобільними шасі, або мають власне колісне ходове обладнання. Однією з головних вимог, що виникають при проєктуванні таких машин є забезпечення стійкості і безаварійності виконання технологічних операцій. Більшість машин оснащається аутригерами, які забезпечують необхідні параметри стійкості. Але в останні роки з'являються конструкції МПРП, в котрих стійкість як у транспортному, так і в робочому процесі забезпечується безпосередньо конструкцією ходового обладнання. МПРП мають тенденцію стрімкого розвитку завдяки досягненням у царині гідроавтоматики.

Американська компанія JLG є всесвітньо відомим виробником таких машин та активно просуває їх на ринок. Її продукція налічує 28 моделей самохідних машин з дизельними двигунами і 30 моделей з електричним та гібридним приводом ходового обладнання. Підйомники JLG обладнані системами захисту від небезпечних ситуацій: Soft Touch (м'якого торкання) і Sky Guard (аварійного опускання робочої платформи). В номенклатурі продукції цієї компанії є декілька варіантів конструктивного виконання ходового обладнання, що забезпечує високу маневреність пересування машин і разом з цим гарантує необхідну стійкість при підйомі робочої платформи. Саме тому моделювання таких машин викликає зацікавленість, як з точки зору проведення віртуальних досліджень, так і з метою удосконалення конструктивного виконання ходового і робочого обладнання.

Самохідні стрілові й пантографні підйомники JLG не мають аутригірів але забезпечують можливість підйому на висоту до 50 метрів. Пневмоколісне ходове обладнання має крім поворотних коліс ще й поворотні балки, які можуть повертатися на кути до 30 градусів і змінювати колію цих машин, що в свою чергу, збільшує контур опорної поверхні і гарантує необхідну стійкість машини від перекидання. Система автоматичного контролю стійкості дозволяє рухатися по об'єкту з оператором на робочій платформі, а також виконувати підйом на безпечну висоту.

У зв'язку з цим виникає ціла низка дослідницьких завдань, які треба вирішувати конструкторам на стадіях проєктування машин. Це, в першу чергу, розрахунки стійкості, як у робочому, так і транспортному режимах. Зменшення маси металоконструкцій робочого обладнання і приводів управління, як запорука збільшення стійкості машин. Впровадження пропорціонального гідророзподільного

керування, що зменшує навантаження при зупиненні руху робочої платформи. Більшість з цих дослідницьких питань може бути вирішена за допомогою тривимірних моделей розроблених у пакеті Autodesk Inventor з використанням середовища Dynamic Simulation. В попередніх дослідженнях, що були виконані викладачами, аспірантами і студентами механічного факультету, вже отримані позитивні результати комп'ютерного моделювання таких машин, як автогрейдери, навантажувачі, скрепери і МПРП. Спочатку моделювання МПРП було спрямовано на відтворення траєкторій руху складових елементів робочого обладнання. Встановлювалися швидкості і прискорення в шарнірних з'єднаннях підйомного устаткування. Виконувався кінематичний і силовий аналіз робочого обладнання МПРП різноманітного конструктивного виконання. На полігоні механічного факультету функціонує стендове обладнання мобільного підйомника на якому студенти і аспіранти виконували дослідження динаміки навантаження металоконструкцій і гідроприводу. У розробленій 3D моделі цього стенду була повністю відтворена геометрія металоконструкції і приводу управління. Результати комп'ютерного моделювання порівнювалися з даними отриманими на реальному технічному об'єкті. Саме це дало підстави вважати, що адекватність моделювання за розробленою методикою дозволяє продовжувати віртуальні дослідження машин, що проєктуються.

Досвід комп'ютерного моделювання технологічних машин і зокрема МПРП дозволяє зробити певні висновки, щодо підвищення ефективності створення моделей і проведення віртуальних досліджень. Тому було прийнято рішення розділити увесь комплекс задач, що вирішуються на кластери в яких можна отримувати достовірну інформацію при мінімальних термінах розробки самих моделей, а також при найменшому навантаженні програмних засобів. В даному випадку була поставлена задача розробити комп'ютерну модель ходового обладнання для дослідження маневреності МПРП. При моделюванні треба було відтворити повну геометрію рамних металоконструкцій і гідроприводу управління, швидкості руху, а також забезпечити моделювання масових характеристик, як для шасі, так і для всієї машини.

Геометричне моделювання виконувалося при обмежених вихідних даних. Так наприклад товщина металевих деталей рами призначалася на базі експертного обговорення з фахівцями відповідного профіля. Властивості матеріалу деталей не враховувалися, зварювання не моделювалося. Але при цьому геометрія рами і всіх складових відтворювалася майже повністю в тих розмірах і конфігураціях, що має реальний об'єкт. Спочатку була розроблена модель головної рами. Потім розроблені моделі поздовжніх балок, вузлу кріплення коліс й саме коліс. Кожне колесо самохідного шасі має свій окремий привод від гідромотору. Гідромотор змодельований як геометричний об'єкт, що має масу. Процеси, що відбуваються в гідромашинах (гідромотори і гідроциліндри) не моделюються. Найбільш складним процесом виявилося моделювання колеса, яке складається з двох частин – металевої і гумової. В попередніх спробах моделювання ходових пневматичних коліс були певні труднощі, тому паралельно з комп'ютерними, були проведені експерименти на фізичних моделях. Inventor дозволяє враховувати характеристики матеріалів, задавати навантаження, модифікувати параметри сітки кінцевих елементів, що

дозволяє підвищити якість рішення, розглянути їхні різні варіанти. Крім того, підтримується виконання декількох типів динамічного та кінематичного аналізів, з автоматичним або ручним способом завдання з'єднань та контактів. Візуалізація моделі допомагає оцінити взаємодію елементів конструкції при роботі досліджуваного компонента та визначити його експлуатаційні характеристики.

Металоконструкція шасі МПРП збирається з наступних елементів: головна рама, чотири поворотні балки, які шарнірно з'єднуються з рамою, а також гідроциліндри повороту балок. Кожна з балок має можливість повороту незалежно від інших. Застосування процедури моделювання рамних конструкцій (генератора рам) дозволяє по розробленій каркасній конструкції (яка може складатися з відрізків, дуг та кіл) створювати металоконструкції, оперативно редагувати форму та розміри використовуваного профілю створювати правильні стики елементів. Для змодельованої конструкції може бути виконаний розрахунок на міцність за допомогою модуля «Аналізу рам». Якщо буде потреба, розміри й профіль елементів можуть бути швидко скоректовані. Моделювання металоконструкції шасі супроводжувалося з накопичуванням банку даних складових частин (модулів) для того, щоб при необхідності, можна б було змінювати конструктивне виконання технічного об'єкту з метою його вдосконалення. Таким чином, попередні випробування декількох моделей шасі МПРП дозволить обрати найкращій з варіантів, з точку зору маневреності, стійкості, або інших показників машин цього класу.

Реальний технічний об'єкт має можливість виконання транспортних операцій з персоналом, що розміщується на робочій платформі. Швидкість пересування регламентується положенням стрілового обладнання. Маневреність самохідного шасі МПРП визначалася для декількох положень поздовжніх шарнірних балок, а також для трьох кутових положень керованих коліс. Крім цього, машина та її комп'ютерна модель мають змогу маневрувати за трьома незалежними схемами: це класичний механізм повороту колісних машин типу 4х2, поворот всіма чотирма колесами (на передньому і задньому мостах в протилежні сторони), а також коли всі колеса повертаються в одну сторону, так званий, «крабовий хід». Комп'ютерна модель дозволяла також моделювати швидкість руху, а також пересування по заданому профілю дороги. На реальній машині ведучими колесами є задні, які приводяться в дію двома гідромоторами. Функції диференціалу виконує система автоматичного гідроприводу. Моделювання цих функцій в Autodesk Inventor пов'язано з певними труднощами, але частково виконується.

Комп'ютерна модель дозволила встановити залежності радіусів повороту МПРП від геометричних конструктивних параметрів шасі, а також від схем повороту і положення поздовжніх балок. Віртуальні дослідження слід проводити на спеціалізованих комп'ютерних моделях у відповідних кластерах, що призначені саме для вирішення конкретних науково-технічних і проєктно-конструкторських задач.

УДК 621.87

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ РОЗВИТКУ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ

А.О.Книшенко, А.Ю.Васильченко

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мобільні підйомники мають давню історію. Перші мобільні підйомники випускалися з канатно-блочним приводом управління і дозволяли виконувати роботи на висоті, що не перевищує 6-7 метрів. Це були машини з телескопічним робочим обладнанням для вертикального підйому. Згодом, з розвитком систем гідроприводів з'явилися зразки машин, так званого, колінчато-локтівого типу. Перші мобільні підйомники були навісним обладнанням на автомобільні шасі і мали маркіровку АГП, або АП (автомобільний гідравлічний підйомник,). Цифри означали номінальну висоту підйому. Наприклад: АП-14, АП-18, АП-22 ці машини випускалися на Мелітопольскому заводі «Гідромаш». Згодом таке устаткування агрегатували з тракторами різноманітного конструктивного виконання. Кафедра будівельних і дорожніх машин виконувала випробування мобільного підйомника агрегатованого на самохідному шасі Т-16МГ. Це обладнання залишилося на полігоні механічного факультету і зараз аспіранти і студенти мають можливість не тільки ознайомитися з конструкцією і принципом роботи цієї машини, а й проводити наукові дослідження.

Мобільні підйомники з робочими платформами (МПРП) це сучасна назва цих машин у відповідності до стандарту) ISO 16368:2010 Mobile Elevating Work Platform (MEWP). МПРП виробляють в багатьох країнах світу, найбільш відомі такі фірми як Palazzani, Platform Basket, Merlo, Socage, Isoli, Cela, Manotti, Multite, Oil&Steel (Італія), Palfinger, Ruthmann, Bocker, Rothlehner (ФРГ), Bronto Skylift, Leguan Lifts, Dino Lift (Фінляндія), Versalift, Genie-Terex, Snorkel, JLG (США), Haulotte, Teupen (Франція) і ще багато інших.

Однією з основних тенденцій є намагання виробників збільшувати висоту підйому. Цього вимагає стрімкий розвиток вітроенергетики і інших будівельних конструкцій. Більшість МПРП, що випускаються в світі мають максимальну висоту підйому від 20 до 50 метрів при масі вантажу на робочій платформі 200-300 кг. Рекорд по висоті підйому належить компанії Bronto Skylift. Модель підйомника F 112 HLA (рис.1.) здатна піднімати робочу платформу з вантажем в 700 кг на висоту 112 метрів. Ця машина призначена для боротьби з пожежами на висотних спорудах.

Найбільша увага конструкторів приділяється питанням безпеки експлуатації МПРП. Забезпечення високих показників стійкості це головна задача, яка ставиться перед проєктувальниками і тими хто користується цими машинами. Показники стійкості залежать від багатьох конструктивних та експлуатаційних параметрів. Більшість з машин виконують технологічні операції з використанням аутригерів, які

забезпечують необхідну площу опори, але в останні роки все більше з'являється машин, які зовсім не мають аутригерів і навіть можуть пересуватися з персоналом на робочих платформах. Це стало можливим з розвитком різноманітних засобів автоматичного контролю стану МПРП. Основними засобами безпеки є дворівневі обмежувачі вантажопідйомності. Маса вантажу на робочій платформі контролюється як на початку підйому, так і в процесі виконання всіх технологічних переміщень. Для багатьох підйомників актуальним питанням є вирівнювання робочої платформи під час зміни висоти і вильоту. Існують різні засоби, що забезпечують стале положення платформи від самих простих, механічних до повністю автоматизованих з електронним управлінням гідроприводу.

Сучасні МПРП оснащені автоматизованими системами захисту від небезпечних ситуацій: Soft Touch (м'якого торкання) і Sky Guard (аварійного опускання робочої платформи). На робочих платформах встановлюються монітори на яких відображаються всі параметри робочого процесу, що впливають на стійкість машини. Оператор отримує конкретні рекомендаціїї, щодо зменшення вильоту, висоти підйому, швидкості руху і таке інше. Але, якщо оператор не виконує цих рекомендацій, відповідний механізм блокується і на моніторі вказується послідовність дій для продовження безаварійної роботи.

І все ж таки, підвищення стійкості в першу чергу досягається за рахунок розвинутої опорної поверхні, яка забезпечується аутригерами. Рух аутригерів забезпечується в основному гідроциліндрами подвійної дії. Опори можуть бути різної довжини: короткими (до 0,7 м), середніми (від 0,7 м до 1,5 м) або довгими (від 1,5 м). Довжина визначається висотою шасі, тому що висунуті опори повинні піднімати базову машину до відриву коліс, так, щоб підвіска і колеса шасі були повністю вивішені. Існують декілька варіантів конструктивного виконання аутригерів, як для колісних так і для гусеничних машин.

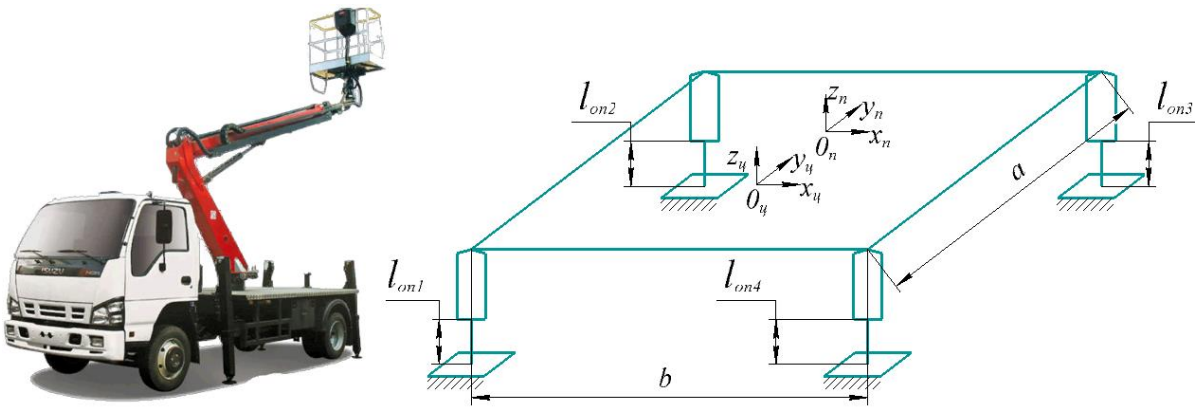


Рис. 1. Механізм з мінімальним опорним контуром

На рисунку 1 зображена геометрична схема найпростішого механізму, який використовується на багатьох МПРП, що агрегатовані з автомобільними шасі. Аутригери закріплюються жорстко до ра ми автомобільного шасі, а опорний контур обмежується габаритами базової машини. Розрахунок коефіцієнту стійкості показує,

що він залежить від розташування центру повороту робочого обладнання і кута повороту в межах опорної зони. Аутригери застосовуються не тільки для колісних але й для гусеничних машин.

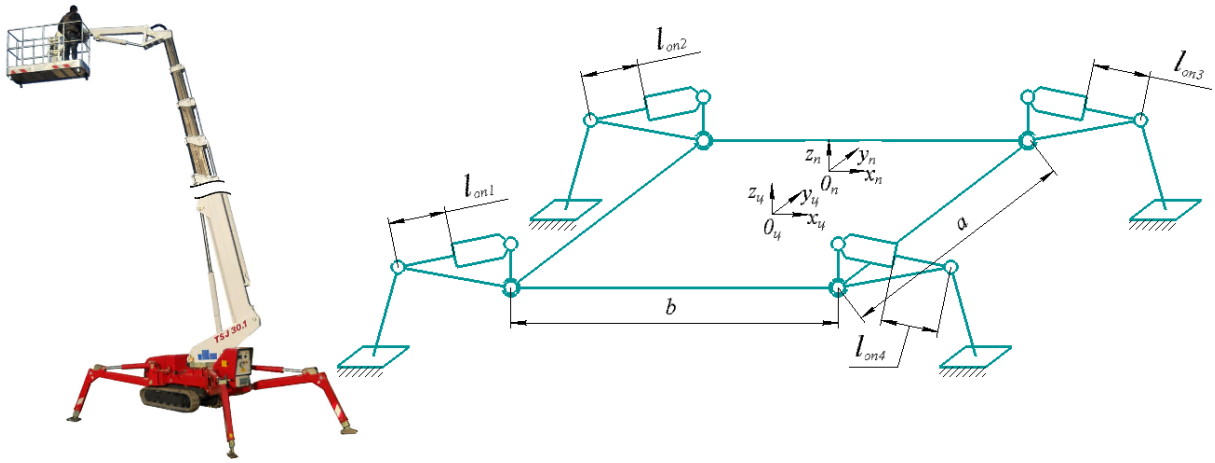


Рис. 2. Механізм опори для гусеничних машин

Збільшення опорної зони, яка суттєво перевищує габарити машини досягається різноманітними шляхами. Важільний механізм (рис.2.) дає можливість збільшувати опорну зону при наявності тільки 4-х гідроциліндрів. В деяких випадках використовуються телескопічні механізми, але для цього треба збільшувати кількість гідроциліндрів, яка відповідно може бути 8, 12 і навіть більше. В доповіді будуть надані результати дослідження контурів опори МПРП.

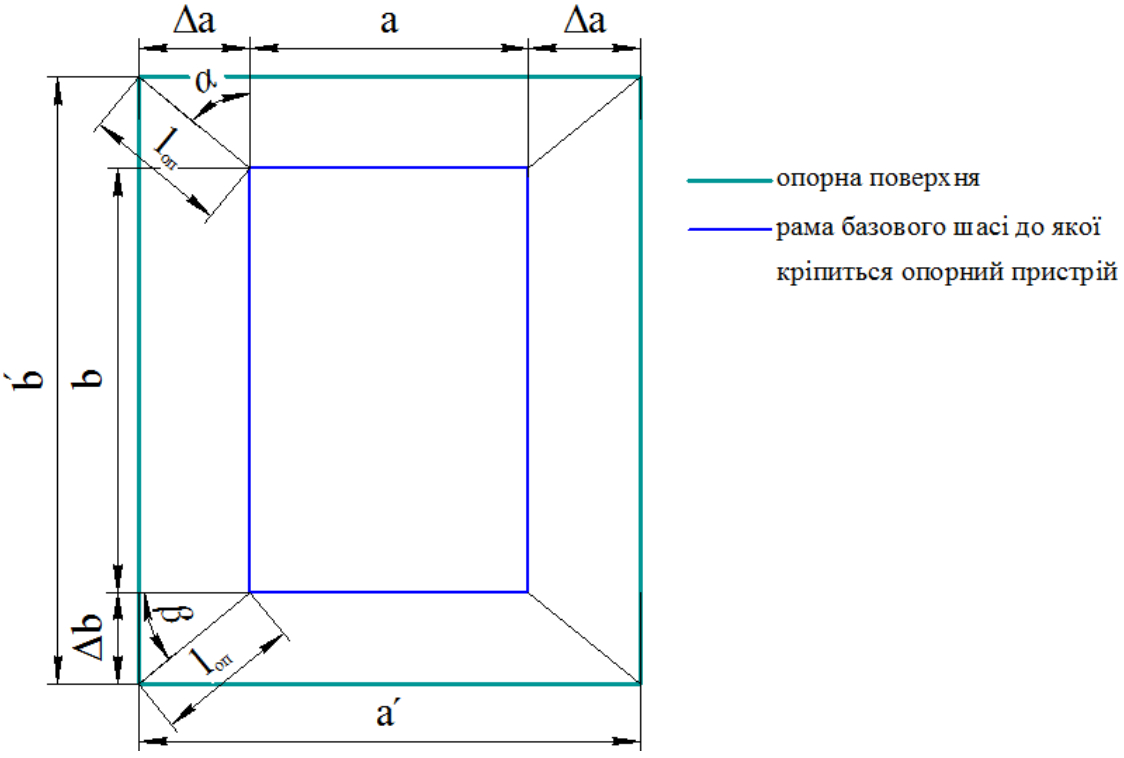


Рис.3. Збільшення контуру опорної поверхні

УДК 621.87

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Л.В.Разарьонов, Д.В.Вороновський

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Малогабаритні короткобазові пневмоколісні ковшові навантажувачі (МКПК) з бортовою системою повороту отримали широке застосування в багатьох царинах господарської діяльності. Обумовлено це їх високими експлуатаційними показниками, великою гаммою навісного устаткування, універсальністю застосування, маневреністю, мобільністю, прохідністю. МКПК прості в управлінні і обслуговуванні, їх вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі. Разом з тим, відсутність керованих коліс і забезпечення повороту машини за рахунок незалежної зміни швидкостей обертання рушіїв правого і лівого бортів, може викликати перехід машини в галопуючий режим руху, і як наслідок, підвищити вірогідность перекидання навантажувача.

Досвід експлуатації МКПК свідчить про те, що втрата ними стійкості можлива не тільки у випадках, характерних для машин класичної компоновки, але і при їх розвороті з одночасним гальмуванням одного з бортів. Загальноприйнята оцінка подовжньої стійкості ковшових навантажувачів при гальмуванні робочого устаткування, що опускається, і при виглеблені ківша з сипкого середовища припускає порівняння статичних перекидаючого і утримуючого моментів.

Метою виконаного дослідження є удосконалення методики розрахунку параметрів процесу повороту і динамічної стійкості МКПК. До основних завдань, що вирішувалися були віднесені: розробка математичної моделі повороту малогабаритного навантажувача, аналіз результатів, що отримані за допомогою цієї моделі, а також оцінка адекватності отриманих аналітичних залежностей у порівнянні з проведеними експериментальними дослідженнями на реальному об’єкті.

В процесі моделювання динамічних процесів, що відбуваються з МКПК, була вибрана одномасна нелінійна модель з п'ятьма ступенями свободи (рис.1). При цьому прийнято, що в межах одного періоду основної форми коливань навантажувач рухається прямолінійно, процес повороту виконується послідовним з'єднанням лінійно – ламаних відрізків, що створюють спіраль. В зв'язку з цим в математичному описі розрахункової схеми виключені кутові коливання навантажувача в горизонтальній площині, а сили руху і опору повороту, направлені впродовж осі OY і прийняті рівними одна одній.

На приведеному рисунку - x, z, y, α, γ лінійні і кутові переміщення центру мас навантажувача щодо відповідних координат; C_τ, C_p, C_λ - жорсткості ходових коліс (тангенціальна, радіальна і бічна); $\lambda_\tau, \lambda_p, \lambda_\lambda$ - коефіцієнт в'язких опорів ходових коліс уздовж відповідних координатних осей, B – колія навантажувача; P_{jx} і P_{jy} - подовжня

і поперечна інерційні сили; a,b - відстань від центру тяжкості відповідно до передньої і задньої осі; W_f - сила опору коченню.

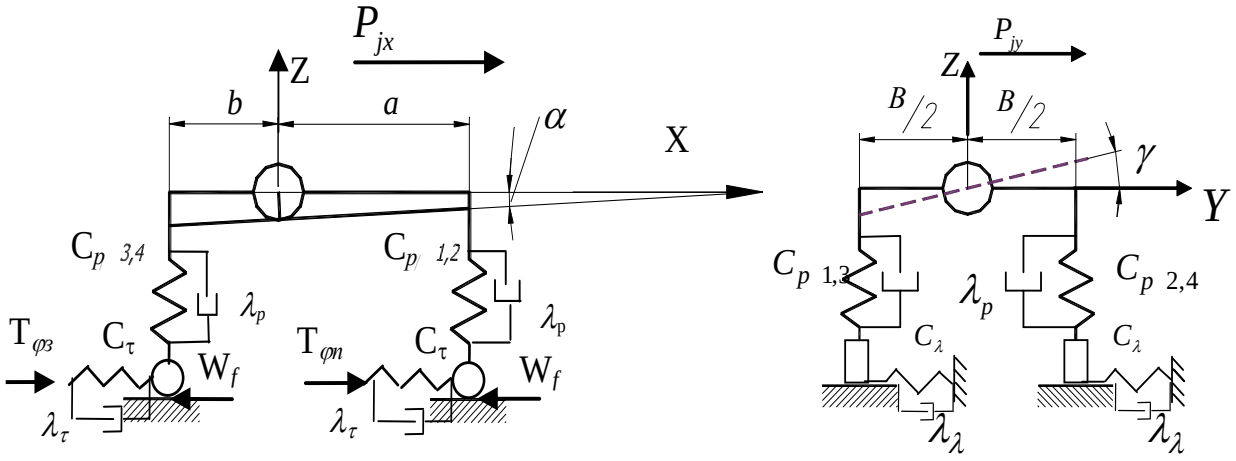


Рис. 1 - Розрахункова схема навантажувача.

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду були складені аналітичні залежності руху машини:

$$
\begin{aligned}
&m\ddot{x} = T\varphi - 4C_\tau(x-\alpha h) - 4\lambda_\tau(\dot{x}-\dot{\alpha}h) - f(R_2+R_4) - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2};\\
&m\ddot{y} = -4C_\lambda(y-\gamma h) - 4\lambda_\lambda(\dot{y}-\dot{\gamma}h) + \frac{m(\dot{x}-\dot{\alpha}h)^2}{\rho};\\
&m\ddot{z} = -2C_p(\alpha a+z) - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a+\dot{z}) + 2C_p(\alpha b-z) + 2\lambda_p(\dot{\alpha}b-\dot{z});\\
&J_\gamma\ddot{\gamma} = 4\cdot C_\lambda h(y-\gamma h) + 4\lambda_\lambda\cdot h(\dot{y}-\dot{\gamma}h) - C_p\gamma B^2 - \lambda_p\dot{\gamma}B^2 + \frac{m(V_o-(\dot{x}-\dot{\alpha}h))^2\cdot h}{\rho};\\
&J_\alpha\ddot{\alpha} = T\varphi\cdot(-h) + 4C_\tau(x-\alpha h)h + 4\lambda_\tau(\dot{x}-\dot{\alpha}h)h - 2C_p(\alpha a+z)a - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a+\dot{z})a -\\
&-2C_p(\alpha b-z)b - 2\lambda_p(\dot{\alpha}b-\dot{z})b - f(R_2+R_4)\frac{B}{2} + \mu_2\cdot h\cdot\rho_2 + \mu_4\cdot h\cdot\rho_4 - \frac{mj\cdot h}{2}.
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

де J_α і J_γ - моменти інерції навантажувача щодо поперечної горизонтальної і подовжньої горизонтальної осей; j - прискорення гальмування; V_o - початкова швидкість при вході в поворот; μ_2,μ_4 - коефіцієнти опору повороту; h - висота центру мас.

Складові тягових зусиль на ходових колесах визначаються проекціями загального тягового зусилля на вісь OX і пов'язані із змінними в часі величинами опорних реакцій на кожному колесі таким чином:

$$T = \left(\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4\right)\left[1 - 0.217 \cdot \left(V_0 - \left(\dot{x} - \dot{\alpha} h\right)\right) + 0.066 \cdot \left(V_0 - \left(\dot{x} - \dot{\alpha} h\right)\right)^3\right], \quad (2)$$

де φ_2, φ_4 - граничні коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею забігаючого борту; $\dot{x}$ і $\dot{\alpha} h$ поточне значення швидкостей центру мас направлених уздовж осі OX при його кутових зсувах щодо координати α; R_2, R_4 - реакції опорних коліс забігаючого борту.

Величини R_2 і R_4 визначаються з рівнянь:

$$R_2 = R_{2cm} + C_P\left(z + \alpha a + \gamma \frac{B}{2}\right) + \lambda_P\left(\dot{z} + \dot{\alpha} a + \dot{\gamma} \frac{B}{2}\right), \quad (3)$$

$$R_4 = R_{4cm} + C_P\left(z - \alpha b + \gamma \frac{B}{2}\right) + \lambda_P\left(\dot{z} - \dot{\alpha} b + \dot{\gamma} \frac{B}{2}\right), \quad (4)$$

де R_{2cm}, R_{4cm} - статичні навантаження, відповідно, на переднє і заднє колеса, забігаючого борту; C_P, λ_P - відповідно, радіальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого опору шини; $z, \dot{z}$ - відповідно переміщення і швидкість переміщення центру мас; $\gamma \frac{B}{2}, \dot{\gamma} \frac{B}{2}$ поточні значення, відповідно, переміщення і швидкості кутових переміщень щодо осі y.

При розв'язанні диференціальних рівнянь використовувався програмний пакет MATLAB, що містить в своєму складі інструмент візуального моделювання SIMULINK. Як шукані показники були прийняті вертикальні деформації і опорні реакції на ходових колесах, тягове зусилля на колесах забігаючого борту і кутова швидкість. В процесі моделювання варіювалися наступні основні чинники: маса вантажу, що піднімається, а в місці з ним і положення центру мас всієї машини, висота ковша над опорною поверхнею, початкова швидкість навантажувача. Для вирішення складеної математичної моделі використовувався чисельний метод Рунге-Кутта 4-го порядку.

На основі вирішення рівнянь руху навантажувача отримані значення коливань і переміщень навантажувача по п'яти координатах. При повороті малогабаритного навантажувача процес його руху носить складний коливальний характер і супроводжується періодичним відривом коліс від опорної поверхні. Розбіжність результатів теоретичних і експериментальних даних складає не більш як 11%.

Запропоновано використовувати як критерій стійкості навантажувача при розвороті кут відхилення його центру мас щодо статичного положення. При максимальному вильоті ківша з повним вантажем його величина не повинна перевищувати 17^0. З метою запобігання надмірному розгойдуванню навантажувача доцільно передбачити блокування важелів системи управління тяговими насосами, що буде обмежувати амплітуду коливань навантажувача у поздовжньому напрямку і унеможливить втрату стійкості при транспортуванні вантажів.

УДК 681.51:621.879.48

СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ УНІВЕРСАЛЬНИМИ ЗЕМЛЕРИЙНИМИ МАШИНАМИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

В.Д. Мусійко[1], Ю.В. Пасенко[2]

[1] завідувач кафедри ІМТБ, доктор. техн. наук, НТУ, Київ, Україна
[2] аспірант кафедри ІМТБ, НТУ, Київ, Україна

Вступ. Виконання земляних робіт є одним із найважливіших етапів у якісній реалізації будь-якого будівельного проекту, при будівництві об'єктів будь-якої складності. Використання сучасних технологій в системах керування землерийних машин допомагає суттєво підняти ефективність використання робочого часу та ефективність роботи машин, в тому числі землерийних машин безперервної дії, здатних одним і тим же робочим органом відкопувати в ґрунті виїмки різної форми, ширини та глибини без переналагодження робочого обладнання машини.

Мета роботи. Обґрунтування вибору системи керування універсальними землерийними машинами безперервної дії.

Виклад основного матеріалу дослідження. Створення машин подібного класу потребує, насамперед, вирішення питань вибору робочого обладнання універсальних машин (УЗМ), розробки алгоритмів та систем керування процесами копання ґрунту під час відкопування виїмок різних лінійних розмірів [1]. Останнє можливе шляхом створення системи керування гідроприводом УЗМ на базі системи CANbus [2,3] (рис. 1).

Шина CAN (Controller Area Network) є однією з класичних мереж, що здатна з'єднувати окремі механізми один з одним у структуру управління. Шина CANbus дозволяє передавати функції інтелектуального керування в гідравлічних системах приводів з використанням стандартного протоколу.

Компоненти системи, такі як пристрої керування, датчики та виконавчі механізми, можуть бути підключені до шини безпосередньо, або через додаткові розподільні вузли. До однієї лінії шини CANbus можна підключити 32, 64 або до 128 вузлів. Передача даних здійснюється через провідні комунікації CAN_High і CAN_Low. Мала кількість проводів значно знижує час для монтажу компонентів системи, усуває можливість помилки при монтажі проводів. Любий компонент системи CAN має всього чотири проводи для підключення, живлення + та – і 2 контрольні проводи.

Саме така система має використовуватись для управління робочими процесами універсальних землерийних машин (УЗМ), що здійснюють розробку ґрунту в режимі віяльно-поступальної подачі робочого органа на забій.

Для мережі CANbus має бути призначена однакова швидкість передачі для всіх механізмів управління УЗМ, а саме: швидкість подачі машини на забій V_e, швидкість різання гранту V_p, швидкість бокової подачі робочого обладнання $V_{б.п.}$, тривалість затримки бокової подачі та робочого органа $t_з$, біля бокової стінки споруджуваної

виїмки в ґрунті, тривалість опускання робочого органу біля бокової стінки t_o під час відкопування в'їзної та виїзної апарелі котловану.

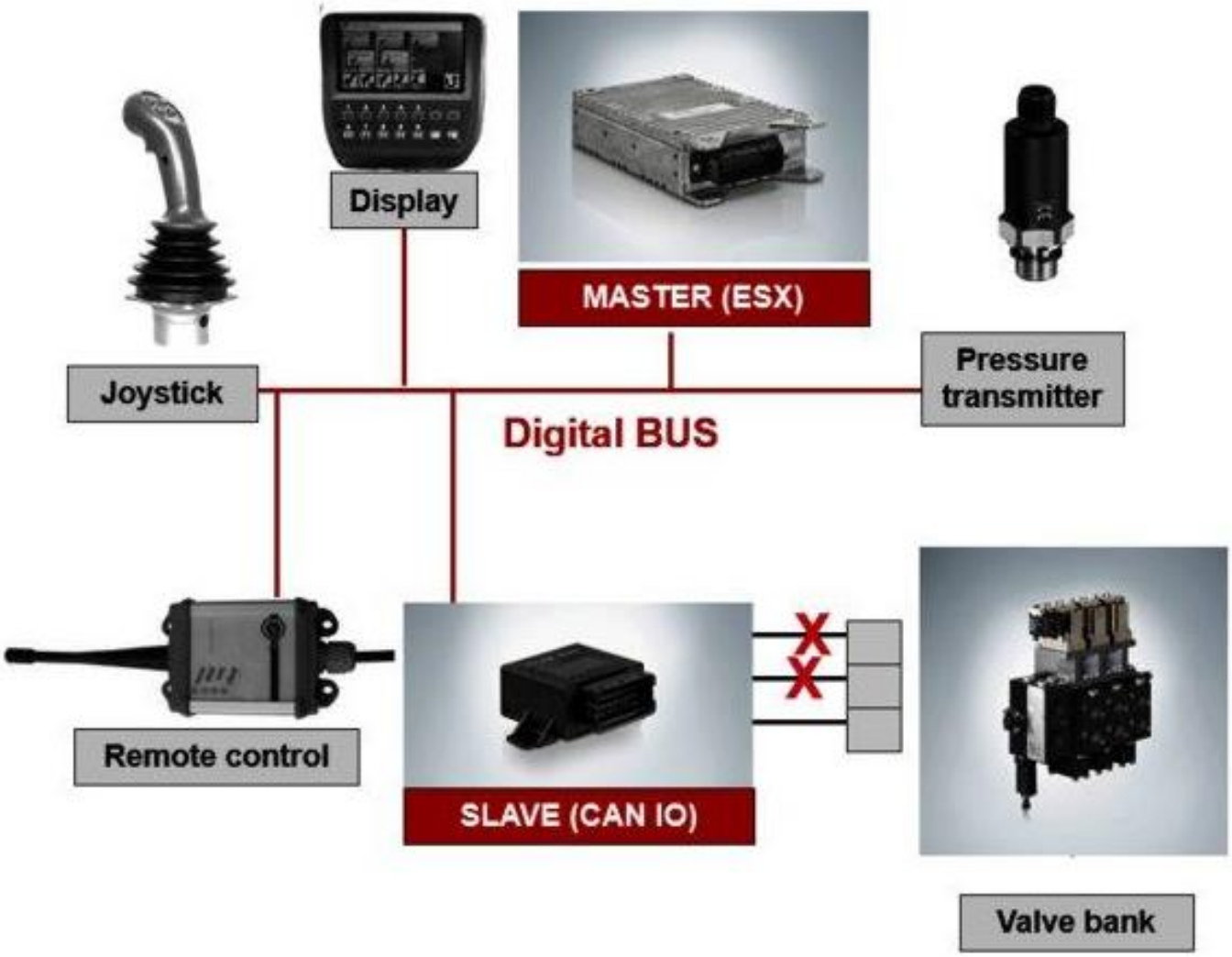


Рис. 1 – Архітектура системи керування гідроприводом УЗМ на базі системи CANbus

Під час передачі даних по шині CANbus передавач не звертається до приймачів механізмів управління. В принципі, кожне повідомлення надсилається до всіх механізмів одночасно та ідентифікується унікальним ідентифікатором. Цей ідентифікатор визначає пріоритет повідомлення для керування робочим процесом УЗМ, відповідно розробленому алгоритму.

Усі механізми управління в мережі CANbus безперервно сприймають вхідну інформацію та перевіряють її актуальність за допомогою ідентифікатора. Таким чином, повідомлення будуть отримані та оцінені кількома механізмами управління одночасно.

Доступні різні типи протоколів, які визначають використання ідентифікаторів для певних типів повідомлень і формат даних. Найвідомішими протоколами, що стосуються мобільного обладнання, є CANopen, J1939 та ISOBUS, які і повинні використовуватись в системах управління робочим процесом універсальних

землерийних машин. Шина CAN забезпечує високу безпеку даних і можливість роботи в режимі реального часу.

Лідером в виробництві гідравлічних систем управління з використанням шини CAN є відома фірма Danfoss. Найвідоміші виробники землерийних машин використовують доробки саме цього виробника. Компанія Danfoss використовує модульну концепцію керування CANbus (мережа контролера, шина послідовного зв'язку) для своїх електрогідравлічних пропорційних клапанів PVG 32, PVG 100 і PVG 120. Система компактна, вона забезпечує витончену роботу в системі. CANbus дозволяє передавати всі функції інтелектуального керування в гідравлічній системі двома проводами за допомогою стандартного, непатентованого та широко використовуваного протоколу.

Зазначені вище підходи використано в процесі створення системи керування робочими процесами універсальних роторних землерийних машин безперервної дії.

Висновки.

Землерийна роторна машина працює в динамічному режимі, тому для точного керування має бути система, яка відпрацьовує вхідні сигнали від датчиків без запізнень в часі. Саме система CANbus дає можливість контролювати та керувати гідросистемою в режимі онлайн.

Проста і зрозуміла архітектура протоколу, великі можливості для збільшення кількості вхідних та вихідних сигналів без великих витрат часу робить цей протокол зручним для проектантів землерийних машин.

Останні роки всі великі виробники гідравлічних компонентів для мобільних машин значно розширили асортимент своєї продукції, які можуть працювати під керівництвом CANbus.

Розповсюдження інтернету по всьому світу дало змогу виробникам та сервісним організаціям втілити в життя новий сервіс для кінцевого споживача – дистанційна діагностика. Протокол CANbus має прекрасні структурні можливості для цього. Структурування всіх датчиків за їхніми адресами, безперервний потік даних з великою швидкістю дає можливість знайти несправність в максимально короткі терміни.

Список літератури

1. Мусійко В. Д. Екскаватори поздовжнього копання: навчальний посібник для студентів ВНЗ, що навчаються за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні і меліоративні машини і обладнання" / В. Д. Мусійко; М-во освіти і науки України, НТУ. – Київ: ЗАТ "Віпол", 2008. – 240 с.

2. Danfoss Tech Note 520L1029 "CAN bus components", 2005. – 12 с.

3. "Danfoss develops new CANbus hydraulic control concept", Assembly Automation, Vol. 18 No. 3. 1998. https://doi.org/10.1108/aa.1998.03318cad.007/

УДК 621.878

АДАПТИВНИЙ ПІДХІД ДО ПРОЦЕСІВ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ АВТОГРЕЙДЕРА

Шевченко В. О., Олєйнікова О.М., Бондаренко Д.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Метод забезпечення курсової стійкості автогрейдера під час виконання технологічних операцій в якості системи адаптації автогрейдера до змінних умов експлуатації полягає у одночасному використанні механізму повороту передніх коліс у горизонтальній площині та механізму нахилу передніх коліс у вертикальній площині.

Таким чином вибір раціональних значень цих кутів дозволяє адаптувати автогрейдер до змінних умов експлуатації й забезпечити траєкторію його руху в межах заданого критерію адаптації.

На підставі проведеного експериментального дослідження були отримані рівняння регресії, які поєднують між собою всі чотири змінних параметри [1].

Отримані регресійні рівняння [2,3] дозволяють у графічному й чисельному вигляді встановити вплив одночасної зміни декількох фак-торів на показники курсової стійкості, зокрема на відхилення автогрейдера від планованої траєкторії руху.

Графіки залежності бічного зсуву H автогрейдера від кута повороту передніх коліс у горизонтальній площині та кута нахилу у вертикальній площині для різних попереч-них ухилів опорної поверхні наведені на рис. 1.

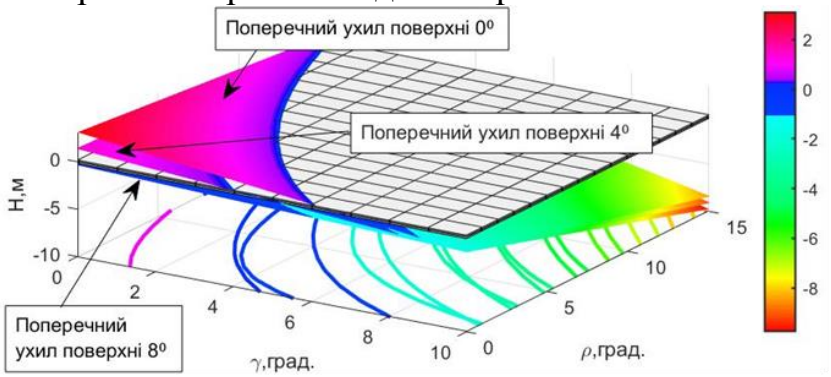


Рис. 1. Графік залежності бічного зсуву автогрейдера від кутів повороту в горизонтальній і нахилу у вертикальній площині передніх коліс для різних значень попереч-ного ухилу опорної поверхні

Аналогічні графіки, але для різних коефіцієнтів зчеплення наведені на рис. 2. Всі побудовані поверхні – нелінійні. Найбільші відхилення автогрейдера від планованої траєкторії руху зареєстровані при куті повороту передніх коліс у горизонтальній площині та куті нахилу передніх коліс у вертикальній площині й становлять – 8.4...9.7 м на довжині захватки 20 м. У ситуаціях, коли та відхилення дорівнюють 1.4...3.2 м.

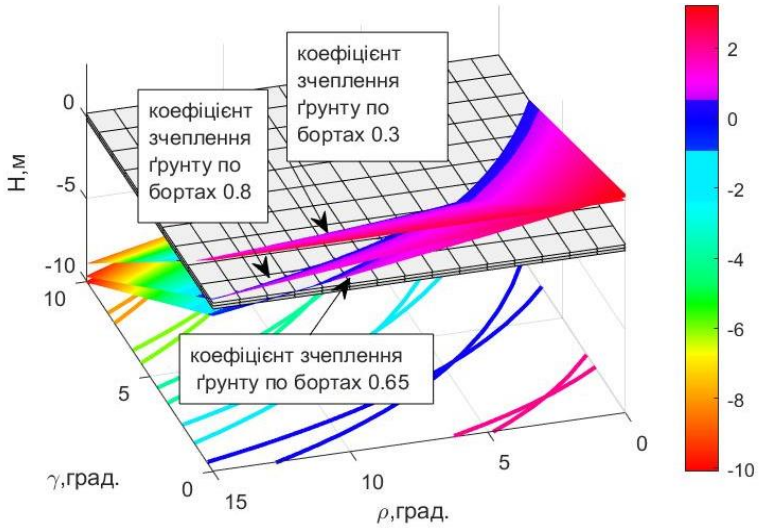


Рис.2. Графік залежності бічного зсуву автогрейдера від кутів повороту в горизонтальній і нахилу у вертикальній площині передніх коліс для різних коефіцієнтів зчеплення

Аналіз рівнянь регресії показує, що для заданих значень поперечного ухилу та коефіцієнта зчеплення ми маємо можливість визначити співвідношення між кутами і за яких критерій курсової стійкості виконується. Графічно множина цих значень знаходиться в зоні перетину побудованих поверхонь двома паралельними площинами, які знаходяться відносно нульового зміщення на відстані.

В якості критерія адаптації використано показник допустимого відхилення автогрейдера від запланованої траєкторії руху на дистанції завданої довжини. Запропонований критерій залежить від виду виконуваної технологічної операції та вид параметрів розроблюваного середовища. Метод забезпечення курсової стійкості автогрейдера передбачає аналіз переміщення машини по робочому майданчику та розробку рекомендацій щодо ефективного використання адаптаційної системи. На підставі отриманих результатів експериментальних досліджень виконано графо-аналітичний аналіз, який дозволив надати рекомендації щодо вибору кутів повороту та нахилу коліс у функції кута поперечного нахилу опорної поверхні та коефіцієнта зчеплення.

Література

1. V Shevchenko, O Chaplyhina, I Pimonov, O Reznikov, S Ponikarovska Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations (IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Dnipro, 2020)

2. Shevchenko V., Chaplygina A, Krasnokutsky V., Logvinov E. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. Vol. 3 (2018), Issue 2. P. 57–61.

3. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. P. 52–57.

УДК 621.879.4

ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ СХЕМИ ВЗАЄМОДІЇ БЕЗКІВШЕВОГО РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ТРАНШЕЙНОЇ МАШИНИ З ҐРУНТОМ

А.Б. Коваль[1], Д.І. Пацьора[2]

[1] доцент кафедри ІМТБ, канд. техн. наук, НТУ, Київ, Україна
[2] аспірант кафедри ІМТБ, НТУ, Київ, Україна

Вступ. На сучасному етапі розвитку землерийних машин безперервної дії поздовжнього копання встановлено, що більш ефективними слід вважати траншейні машини з роторними робочими органами, а останнім часом і з роторними безківшевими [1-3]. Основними перевагами даного типу робочих органів є підвищена, порівняно з іншими робочими органами, продуктивність по виносу ґрунту із забою та можливість копання траншей з підвищеними швидкостями різання ґрунту завдяки примусовому розвантаженню робочих органів. Оптимізація конструктивних параметрів безківшевих роторних робочих органів та режимів їх роботи передбачає, насамперед, обґрунтування та розробку розрахункової схеми взаємодії робочого органу з ґрунтом, обґрунтування граничних умов та припущень, що мають бути прийняті під час виконання вказаних досліджень по створенню математичної моделі робочих процесів безківшевих роторних робочих органів траншейних машин..

Мета роботи. Обґрунтування розрахункової схеми взаємодії безківшевого роторного робочого органа траншейної машини з ґрунтом.

Виклад основного матеріалу дослідження. Під час розгляду процесу та виносу розробленого ґрунту із забою безківшевим ротором приймаємо ряд припущень, коректність яких має бути перевірена експериментально, а саме:

- сила напору зрізуваної стружки, що поступає у внутрішні кільцеві порожнини ротора, пропорціональна об’єму ґрунту, що поступає в ротор за одиницю часу, оскільки швидкість різання ґрунту V_p = const – сила напору стружки пропорційна її товщині;
- зрізаний різцями ґрунт поступає у внутрішні кільцеві порожнини ротора безперервно, а деформування об’єму цього ґрунту здійснюється виключно в напрямку поздовжньої вісі стовпа стружки, паралельно площині передньої грані траверс ротора та ґрунторозробних різців;
- сили тертя ґрунту по диску ротора, під час виносу його з забою, що допомагає виносу ґрунту, та сила тертя того ж об’єму ґрунту по стінках траншеї, що мішають цьому переміщенню, приймаються рівними між собою. Внаслідок цього, вказані сили виключено з подальшого розгляду.

Транспортування розробленого ґрунту із забою, характеризується особливостями, що витікають з конструктивних особливостей безківшевого ротора та взаємодією транспортованого ґрунту з робочими поверхнями ротора в зонах забою та в зоні розміщення направляючого кожуха переміщення потоків ґрунту на розвантаження.

Розглянемо транспортування ґрунту в кожній зоні, вибравши в них елементарні ділянки, обмежені відповідними дугами в забої та під кожухом, приклавши до них сили, що діють на ґрунт.

Розглядаючи зону забою обираємо в ній елементарну ділянку $d\varphi$, кут повороту в забої якої дорівнює φ, рис. 1.

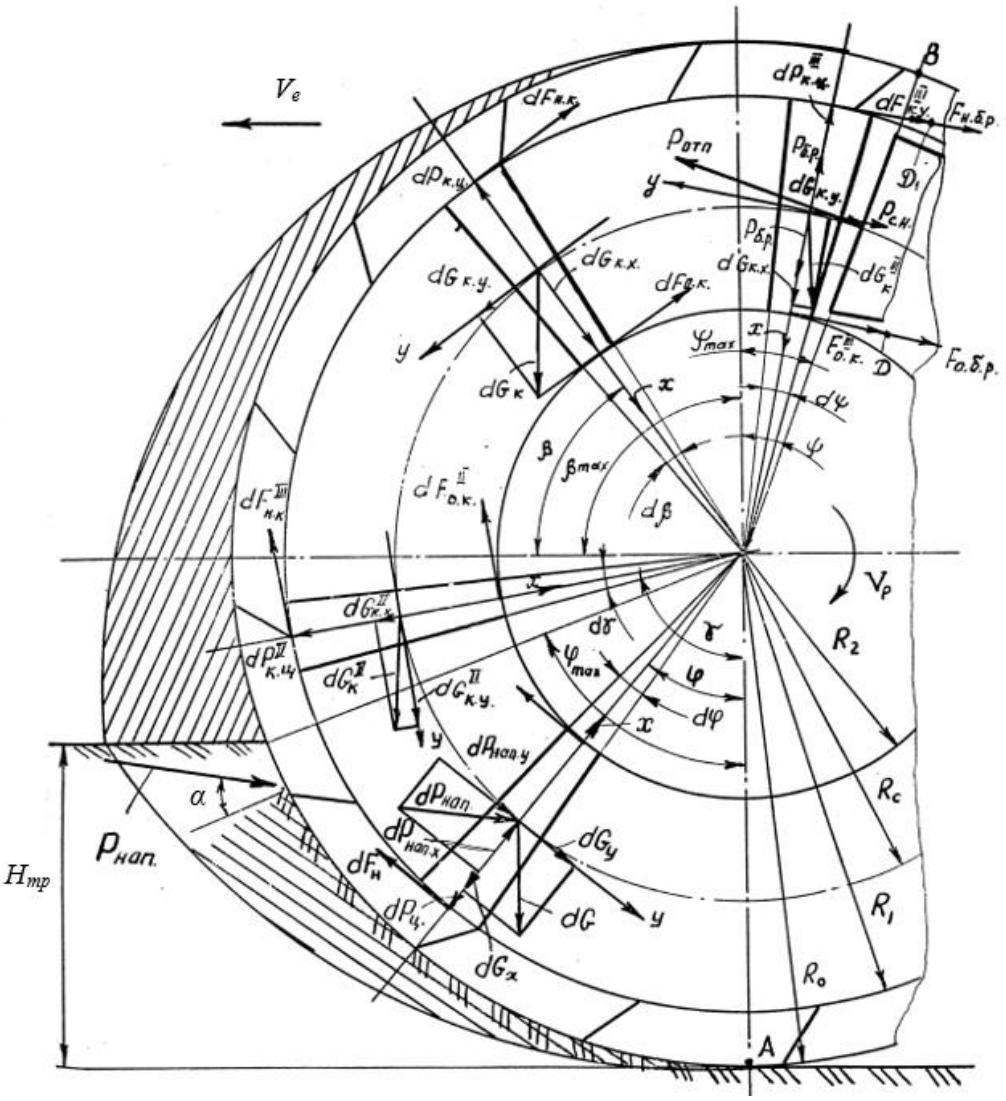


Рис. 1 – Схема сил, що діють на безківшевий ротор в процесі розробки ґрунту

На ґрунт елементарної ділянки $d\varphi$ діє сила ваги грунту dG, відцентрова сила dP_y, сила напору стружки $dP_{\text{нап}}$. Під дією вказаних сил на робочих поверхнях внутрішніх кільцевих порожнини ротора виникають сили тертя транспортованого ґрунту:

dF_0 – по поверхні центрального барабана ротора в зоні забою;

dF_H – по внутрішній поверхні зовнішньої кільцевої порожнини ротора в зоні забою.

Сумарні сили тертя, що мають місце в процесі копання ґрунту, обумовлюють транспортування ґрунту. Мішають виносу ґрунту із забою складові сил напору стружки $dP_{\text{нап.у}}$ та ваги ґрунту елементарної ділянки dG_y.

На елементарну ділянку транспортованого ротором ґрунту в зоні направляючого кожуха $d\beta$, кутова ордината якої β, діють сила тяжіння грунту dG та відцентрова сила $dP_{\text{у.к}}$, під дією яких формуються сили тертя транспортованого ґрунту:

dF_0 – по поверхні центрального барабану під кожухом;

$dF_{H.к.}$ – по поверхні зовнішньої кільцевої порожнини, що допомагають виносу ґрунту із забою.

Перешкоджає виносу ґрунту в зоні кожуха складова сили тяжіння ґрунту $dG_{\text{к.у.}}$

В зоні розвантаження ґрунту на робочу поверхню кожного з введених у внутрішні кільцеві порожнини ротора ґрунтознімачів діє сила швидкісного напору транспортованого ґрунту, що викликає силу відпору транспортованому ґрунту $P_{\text{отп}}$, яка прикладена в площині ротора.

Величина сили $P_{\text{отп}}$ обумовлюється силами тертя ґрунту по поверхням ґрунтознімачів. Разом з цим, сила відпору ґрунтознімачів викликає боковий розпір ґрунту у внутрішніх кільцевих робочих порожнинах ротора.

Сили бокового розпору збільшують сили тертя транспортованого ґрунту по робочим поверхням внутрішніх кільцевих порожнин ротора, які обумовлюють транспортування ґрунту із забою. Розглядаючи транспортування ґрунту із забою, як безперервний рух до ґрунтознімачів розвантажувального вузла з проковзуванням у внутрішніх кільцевих робочих порожнинах в якості системи координат вибираємо рухому систему координат, центр обертання якої проходить через центр обертання ротора, а вісь Y – перпендикулярна вісі X-ів і знаходиться від центра обертання ротора на відстані R_c.

Висновок. Визначення силових характеристик взаємодії ротора з транспортованим грунтом здійснюється шляхом проектування всіх сил, які діють на ґрунт в обраній системі координат з наступним інтегруванням сил по кутовому параметру, що обмежує кожну з зазначених зон.

Список літератури

1. Мусійко В.Д. Вдосконалення траншейного екскаватора з безківшовим роторним робочим органом / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль // Збірник наук. праць Укр. держ. академії залізничного транспорту. – Харків : Українська державна академія залізничного транспорту, 2014. – Вип. 148. – С.49-54.

2. Мусійко В.Д. Траншейний екскаватор з безківшевим роторним робочим органом / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль, А.А. Корпач, Д.І. Пацьора // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту", 25-27 жовтня 2021 року: Збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інші]. – Вінниця, 2021. – с. 161-164.

3. Мусійко В.Д. Шляхи підвищення продуктивності траншейних екскаваторів безперервної дії / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль, Д.І. Пацьора // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ, 2021. – Вип. 3 (50).

УДК 621.833.6

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

Ю.М.Варфоломєєв [1], С.А.Левківський [2]

[1] доцент кафедри ІМТБ, НТУ, Київ, Україна
[2] старший викладач кафедри ІМТБ, НТУ, Київ, Україна

Вступ. Розрахунки планетарних передач на міцність мають свої особливості в порівнянні з загальними методиками розрахунку рядових зубчастих передач. Головною їх відміною є необхідність урахування нерівномірності розподілу навантаження між сателітами при визначенні розрахункового моменту. В сучасних методиках розрахунку використовується коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами, значення якого визначалися на підставі розрізнених досліджень, а силовий аналіз передач робиться тільки у статиці. Слід зазначити, що переважна більшість планетарних передач у складі приводів різноманітних машин працює в умовах динаміки [1].

Метою роботи є формування математичної моделі коливань системи планетарної передачі з «плаваючою» конструкцією сонячної шестерні, опорами якої є сателіти, з урахуванням поперечних і крутильних коливань шестерні, водила, епіциклу і сателітів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення спектру головних частот розглянута динамічна модель планетарної передачі (рис. 1), кожна з кінематичних ланок якої (водило, епіцикл, сонячна шестерня і сателіти) має дві поступальні і одну обертальну ступінь вільності [2].

Для моделювання вільних коливань зубчастих коліс прийнята система лінійних диференційних рівнянь із постійними коефіцієнтами:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = 0, \qquad (1)$$

де A, B, C – квадратні симетричні матриці, відповідно, узагальнених коефіцієнтів інерції, сил опору і жорсткості; $\ddot{q}$, $\dot{q}$, q – матриці-стовпці узагальнених координат, швидкостей і прискорень.

Ці матриці задають головні частоти вільних коливань. Частотне рівняння для коливальної системи без урахування сил опору має вигляд:

$$\left|C - A\omega^2\right| = 0. \qquad (2)$$

Корені частотного рівняння і є головними частотами вільних коливань. Вони залежать від інерційних і пружних параметрів системи, що задаються матрицями A і C.

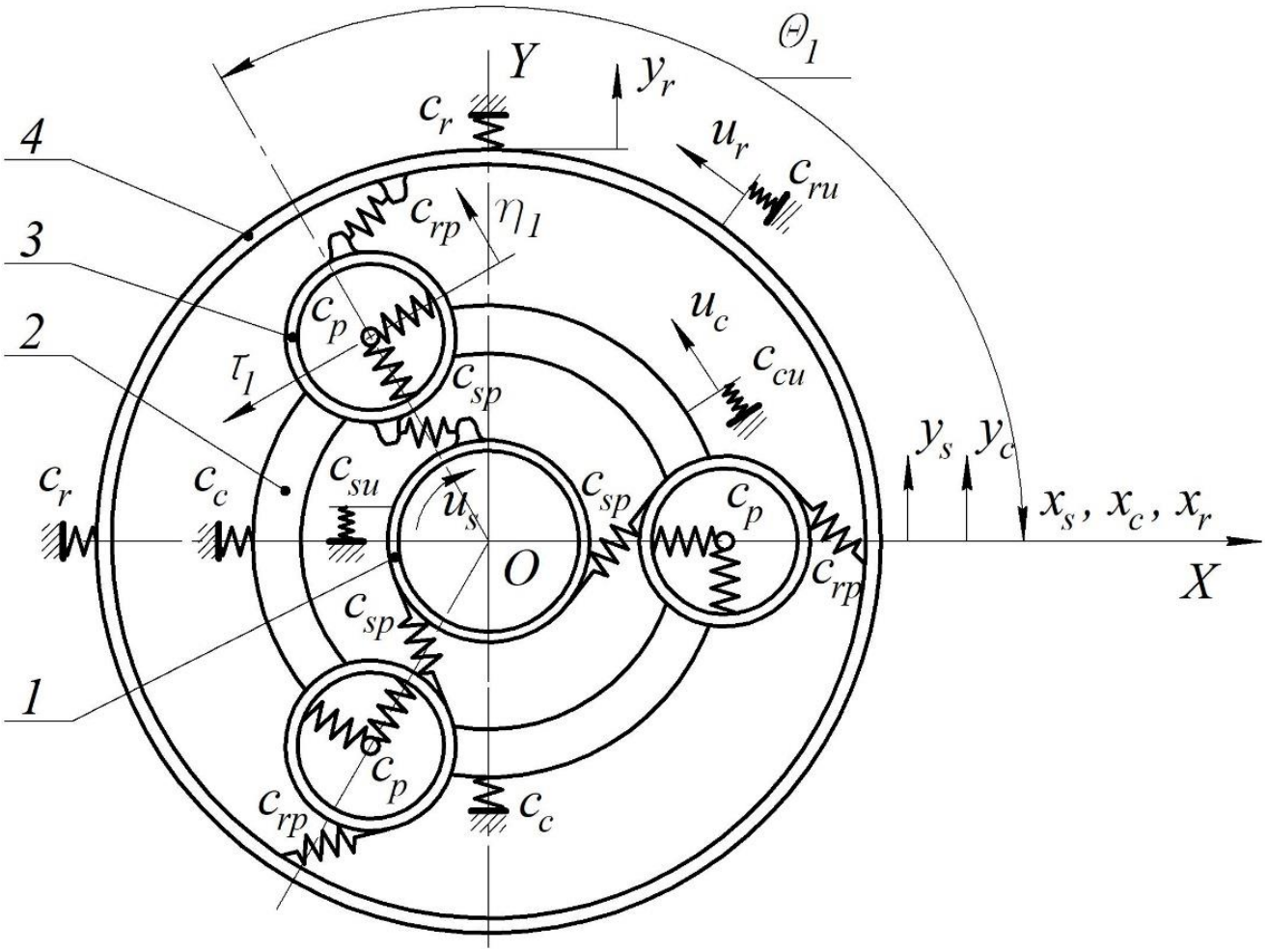


Рис. 1 – Розрахункова модель планетарної передачі:
1 – сонячна шестерня; 2 – водило; 3 – сателіти; 4 – епіцикл

Використовуючи частотні рівняння коливальної системи (2) без урахування сил опору, визначені вирази для потенційної та кінетичної енергії:

$$П = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{9+3N}\sum_{j=1}^{9+3N} c_{i,j} q_i q_j \,,\; T = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{9+3N}\sum_{j=1}^{9+3N} a_{i,j}\dot{q}_i\dot{q}_j \,, \qquad (3)$$

де q_i, q_j; $\dot{q}_i$, $\dot{q}_j$; $c_{i,j}$ і $a_{i,j}$ – відповідно, узагальнені координати, швидкості, коефіцієнти жорсткості та інерції елементів системи.

Індекси координат відповідають зміщенню осей кожного з елементів передачі.

В результаті перетворень рівнянь (3) з урахуванням (2) і (1) визначені узагальнені коефіцієнти жорсткості (елементи матриці C) для планетарної передачі моделі Raba 118/76 з трьома сателітами ($N=3$).

Отримана в результаті перетворень матриця є діагональною, отже, коливальна система планетарної передачі не є пов'язаною з коефіцієнтами інерції. За результатами формування матриць визначені головні частоти системи у вигляді коренів частотного рівняння (2).

Дослідження спектру головних частот системи (рис. 1) виконано для конструкції планетарної передачі моделі Raba 118/76.

Висновки.

За результатами моделювання і випробування спектру головних частот планетарної передачі в складі елементу трансмісії дорожніх машин установлено, що робочий діапазон частот збудження вібрацій планетарної передачі на робочих швидкостях руху суттєво нижчий за $\omega_1 = 337\ c^{-1}$, отже, нормативна вібростійкість конструкції при технічно справному стані всіх її елементів забезпечена [3].

2. Розроблена динамічна модель забезпечує можливість дослідження основних параметрів коливальної системи при проектуванні конструкції планетарних передач із пониженою віброактивністю.

Список літератури

1. Підвищення технічного рівня планетарних редукторів загального призначення. / Тютін В.М., Левківський С.А. // LXXVI Наукова-практична конференция науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету – К:, НТУ 2020. С. 16.

2. Building a model for calculating free vibrations of planetary gears. / Tyutin V. M., Levkivsky S. A., Levkivska L. V. // The 7th International scientific and practical conference “World science: problems, prospects and innovations” (March 24-26, 2021) Perfect Publishing, Toronto, Canada. 2021. P.162-170.

3. Статистичний аналіз результатів експериментального дослідження планетарного редуктора з використанням методу бутстреп. / Тютін В.М., Мороз В.В., Левківський С.А. // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник – К.: НТУ. – 2021. –Вип.51. –Ч.1. – С.373-381.

УДК 621.878.6

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ РІЗАННЯ ГРУНТУ ДЛЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

О.І. Голубченко, Л.А. Хмара

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

Одним із важливих елементів робочих органів землерийно-транспортних машин є різальна система, яка безпосередньо здійснює руйнування ґрунту та суттєво впливає на загальний опір копання ґрунту та енергоємність робочого процесу у цілому. Відомо багато способів та технічних рішень по вдосконаленню різальних систем з метою зниження сили опору різання ґрунту. Досягнення цієї мети можливо за рахунок зміни геометричних параметрів різального ножу та умов його взаємодії з ґрунтом; застосування різальних систем різної геометричної форми (напівкруглі ножі, ступінчаті ножі, косовстановлені ножі); застосування додаткових елементів для попереднього розпушування ґрунту перед його різанням основною різальною системою; інтенсифікації процесу різання ґрунту за рахунок використання вібрації, повітряного змащування поверхонь різальних ножів;

Переважно різання ґрунту здійснюється за рахунок тягового зусилля базової машини, яка залежить та змінюється в широких межах від тягово-зчіпних властивостей ходового обладнання машини. Ця особливість сприяє тому, що з’являються залишки нереалізованої потужності, яку доцільно спрямувати на активізацію процесу різання та копання ґрунту.

Здійснити реалізацію такої ідеї дозволяє комбінована різальна система, яка об’єднує різальний ніж статичної дії та робочий орган роторного типу. Конструктивна та розрахункова схема комбінованої різальної системи для визначення геометричних та силових параметрів надано на рис.1.

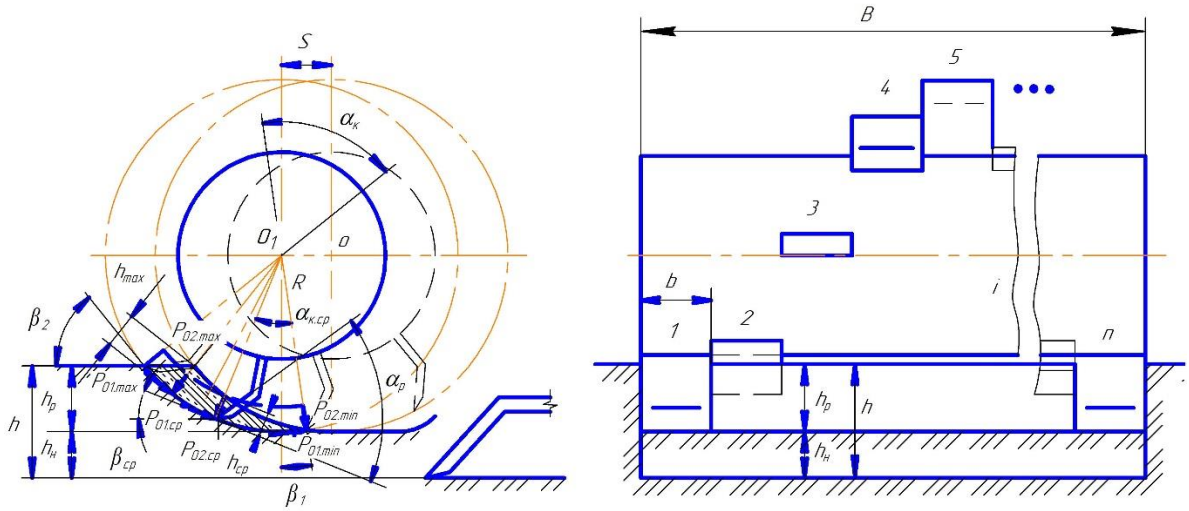


Рис.1. Розрахункова схема комбінованої різальної системи землерийно-транспортної машини.

Подача ротора $S = 60V_м/n_р z$, де $V_м$ – швидкість поступового руху базової машини при копанні ґрунту, м/с; $n_р$ – частота обертання ротора, хв$^{-1}$; z – кількість заходів розташування різальних ножів по гвинтових лініях на привідному валу ротора.

Кутові параметри $\beta_1 = arctg\left[S/\left(2R + \sqrt{4R^2 - S^2}\right)\right]$; $\beta_2 = arccos\left[\left(R - h_р\right)/R\right]$; $\alpha_к = \beta_1 + \beta_2$; $\alpha_{к.ср} = 0.5\alpha_к$; $\beta_{ср} = 0{,}5(\beta_2 - \beta_1)$, де R – радіус роторного робочого органу; $h_р$ – глибина різання ґрунту роторним робочим органом.

Максимальна товщина стружки, що зрізається ножом $h_{max} = S \cdot sin\beta_2$.

Середня товщина $h_{ср} = 0{,}5S \cdot sin\beta_2$.

Для отримання математичних моделей по визначенню опору різання ґрунту ножами ротора приймаємо теорію різання, що створена на основі теорії граничного стану ґрунтованого середовища.

Для i – го ножу на гвинтовій лінії середнє значення дотичної сили опору різання ґрунту дорівнює

$$P_{01.ср.i} = \left(1 + ctg\alpha_р tg\delta\right)A_1 bh_{р.ср}\left[0{,}5\gamma_г g h_{р.ср} + c_w ctg\rho(1 - 1/A_1)\right],$$

де $\alpha_р$ – кут різання ножем; δ – зовнішній кут тертя ґрунту; ρ – внутрішній кут тертя ґрунту; b – ширина різального ножу; $\gamma_г$ – щільність ґрунту у природньому стані; c_w – зчеплення ґрунту.

Величина коефіцієнту A_1 залежить від кута різання ґрунту.

При $\alpha_р \le \frac{1}{2} arcsin\frac{\sin\delta}{\sin\rho} - \frac{\delta}{2}$

$A_1 = \frac{1 - sin\rho \cdot cos2\alpha_р}{1 - sin\rho}$.

При $\alpha_р \le \frac{1}{2} arcsin\frac{\sin\delta}{\sin\rho} - \frac{\delta}{2}$

$A_1 = \frac{cos\delta}{1 - sin\rho}\left(cos\delta + \sqrt{sin^2\rho - sin^2\delta}\right)e^{\left(2\alpha_р - \pi + \delta + arcsin\frac{sin\delta}{sin\rho}\right)tg\rho}$.

Роботи сили різання для i – го ножу $A_i = P_{01.ср.i} \cdot L_к$, де $L_к = R\alpha_к$ – шлях різання ґрунту.

Сумарна робота по різанню ґрунту усіх ножів з урахуванням того, що їх кількість $n = B/b$, де B – ширина роторного робочого органу

$$A_р = z\sum_{i=1}^{n} A_i.$$

Середнє значення дотичної складової опору різання ґрунту за один оберт ротора

$$P_{01.р} = \frac{A_р}{2\pi R}.$$

Середнє значення нормальної складової опору різання ґрунту за один оберт ротора

$$P_{02.р} = P_{01} ctg\left(\alpha_р + \delta\right).$$

Середне значення горизонтальної складової опору різання ґрунту роторним робочим органом у напрямі переміщення базової машини

$$W_{01.р} = P_{01.р} cos\beta_{ср} - P_{02.р} sin\beta_{ср}.$$

Горизонтальна складова сили опору різання ґрунту прямолінійним різальним ножом статичної дії

$$W_{01.н} = (1 - ctg\alpha_{р.н} tg\delta) A_1 B h_н [0{,}5\gamma_г g h_н + c_w ctg(1 - 1/A_1)].$$

Сумарна горизонтальна складова сили опору різання ґрунту комбінованою різальною системою у цілому

$$\sum W_{01} = W_{01.р} + W_{01.н}.$$

Питоме зусилля різання ґрунту

$$k = \frac{\sum W_{01}}{Bh}.$$

Продуктивність різальної системи

$$П = 3600 B h V_м.$$

Відповідно тягові потужності на долання складових опору різання дорівнюють

$$N_р = W_{01.р} V_м;\ \ N_н = W_{01.н} V_м\ .$$

Енергоємність робочого процесу по різанню ґрунту

$$E = \frac{N_р + N_н}{П}.$$

На рис. 2 надано характер зміни сумарної горизонтальної складової опору різання ґрунту $\sum W_{01}$ та питомого зусилля k в залежності від співвідношення $h_р/h$.

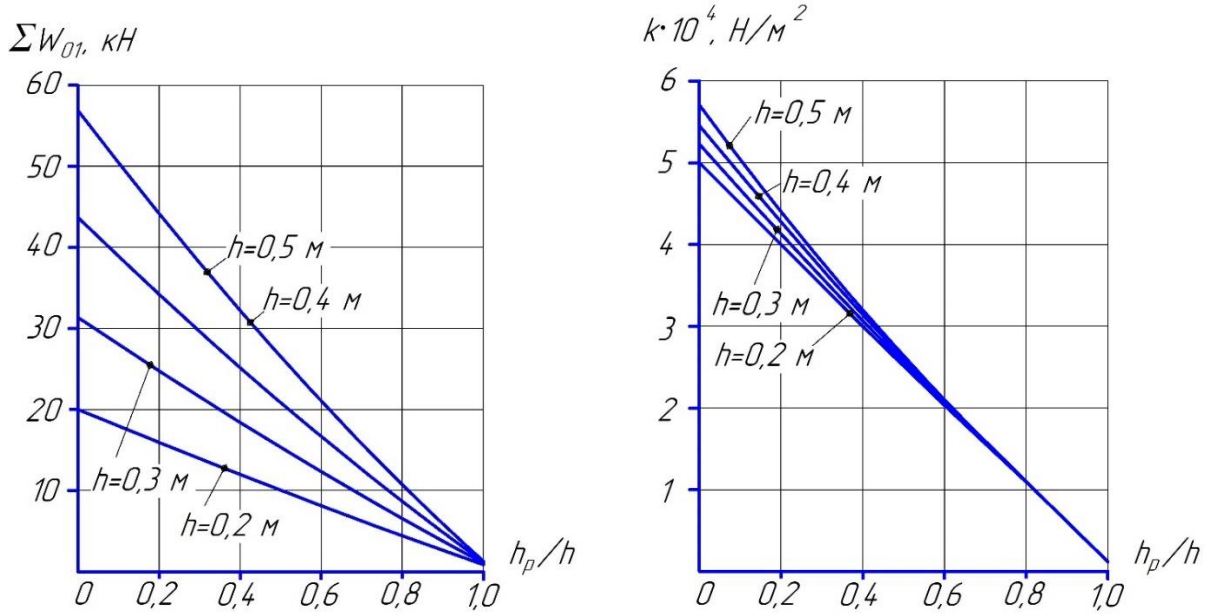


Рис. 2. Залежності сумарної горизонтальної складової опору різання $\sum W_{01}$ та питомої сили різання k від співвідношення $h_р/h$ при $B = 2{,}0$м; $b = 0{,}2$м; $V_м = 0{,}25$ м/с; $n_р = 50$ хв$^{-1}$; тип грунту-суглинок; $\gamma_г = 2100$ кг/м^3; $\rho = 25^\circ$; $\delta = 21^\circ$.

З графиків видно, що застосування комбінованої різальної системи суттєво зменшує загальний опір $\sum W_{01}$ та питомий опір k різання грунту при збільшенні співвідношення $h_р/h$. Ефективність її використання зростає при збільшенні глибини різання грунту h і відповідно продуктивності землерийно-транспортної машини. Збільшення глибини різання h суттєво не впливає на питому єнергоємність k.

Також, застосування в різальній системі роторного робочого обладнання дозволяє здійснювати транспорттування грунту із зони різання і в залежності від виконання радіальних лопатей його метання у повздовжньому або бічному напрямах.

УДК 621.873.11

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Суглобов В.В[1]. Крупко В.Г.[2]

[1] професор, доктор технічних наук, завідувач кафедри Підйомно-транспортних машин і деталей машин. Приазовський Державний технічний університет

[2] доцент, кандидат технічних наук, кафедра Підйомно-транспортних машин і деталей машин. Приазовський Державний технічний університет

В господарському комплексі України в виробничих і транспортних галузях, значна увага повинна приділятись розробці нових та удосконалення існуючих технічних систем (механізмів, машин їх комплексів), що потребує проведення значних обсягів наукових досліджень. Сучасні тенденції розвитку методів досліджень, як правило включають декілька етапів на шляху від реалізації задуму до отримання результатів та створення, або удосконалення існуючих технічних систем. [1]. Тому, удосконалення методів і процесів досліджень, які можуть забезпечити отримання кінцевих результатів є досить актуальною науково-технічною задачею, а одним із напрямків вирішення такої задачі є дослідження та створення технічних систем методами моделювання.

Метою даної роботи є обґрунтування комплексного підходу до розробки та удосконаленні існуючих технічних систем, на прикладі землерийних машин і їх виконавчих механізмів методами моделювання функціональних параметрів та взаємодії окремих елементів машин і механізмів при виконанні основних їх функцій.

Аналіз існуючих наукових розробок в сфері створення і моделювання технічних систем показує, що в процесі дослідження складних технічних систем необхідно визначити елементи системи, їх взаємозв’язок і правила об’єднання в більші компоненти та встановити зв’язки між складовими технічної системи і кінцевими задачами для яких створюється дана система [1].-Вагомі результати у створенні,

Як приклад, комплексного підходу до удосконалення існуючих систем можна навести дослідження механічних систем робочого обладнання і виконавчих механізмів одноковшевих екскаваторів, стрілових кранів з метою пошуку шляхів зниження динамічних навантажень на електромеханічну систему екскаватора за рахунок застосування пружно-демпферних пристроїв в системі підвіски стріли [2]. Комплекс досліджень включав наступні основні етапи:

- Розробка структурних схем екскаваторів і окремих механізмів з метою виявлення взаємозв’язку між окремими елементами систем і системних механізмів;
- Визначення силових і кінематичних параметрів систем, розробка еквівалентних систем і математичних моделей окремих механізмів та уточнення їх ролі в роботі машини:

- Розробка математичних (динамічних) і імітаційних моделей з послідуючими теоретичними дослідженнями окремих систем;

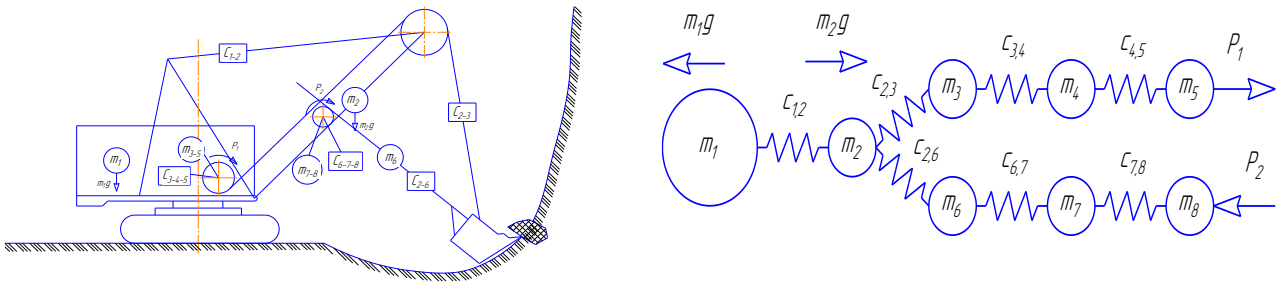
- Обґрунтування визначальних параметрів цих систем та подальшому комп'ютерному моделюванню їх окремих елементів;

- Фізичне моделювання механічних систем екскаваторів та зовнішнього середовища з яким вони взаємодіють з послідуючими експериментальними дослідженнями;

- Перевірка адекватності теоретичних і експериментальних досліджень та розробка відповідних рекомендацій для проектування і експлуатації.

В процесі проведення досліджень п наведеному алгоритму, з використанням сучасних положень по розрахунку і конструюванню екскаваторів, була побудована конструктивна схема з визначенням основних елементів системи, які впливають на робочі процеси рис. 31а,\ та побудована лінійна динамічна модель екскаватора рис.1.б Розрахункова схема для визначення навантажень на поворотної платформи показана на рисунку 3.

Використовуючи сучасний математичний апарат побудована розрахункова схема та складена математична модель динамічної системи виконавчих механізмів і робочого обладнання екскаватора. Конструктивна схема динамічної системи екскаватора із зазначенням основних силових, масових і жорсткісних параметрів структурних елементів, що впливають на поведінку системи та величину динамічних навантажень які виникають в робочому обладнанні екскаватора типу прямої механічної лопати представлена на рисунку 1.



а) б)

Рисунок 1 – Схеми екскаватора а) конструктивна, б) динамічна модель

На рисунку 1 позначені m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8 – сумарні приведені маси складових частин екскаватора; $c_{1,2}$, $c_{2,3}$, $c_{3,4}$, $c_{4,5}$, $c_{2,6}$, $c_{6,7}$, $c_{7,8}$ – сумарні приведені жорсткості складових частин екскаватора; P_1 і P_2 – приведені рушійні зусилля; $m_1 \cdot g$, $m_2 \cdot g$ – приведена сила ваги екскаватора та стріли з встановленими на ній механізмами. На основі динамічної моделі розроблена математична модель, яка представлена у вигляді системи рівнянь де враховані приведені маси і жорсткості елементів механічної системи із рядом початкових параметрів (швидкостей і початкових координат): . На основі динамічної моделі розроблена математична модель в якій ураховані основні параметри елементів системи, їх взаємоз'язок і вплив

на величину динамічних навантажень на елементи системи «робочій орган – обертальна платформа». параметрів (швидкостей і початкових координат):

$$\begin{cases} -m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - F_{экск}^{пр} = 0, \\ -m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) + F_{стр}^{пр} = 0, \\ -m_3 \cdot \ddot{x}_3 + c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) = 0, \\ -m_4 \cdot \ddot{x}_4 + c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) - c_{3,4} \cdot (x_4 - x_3) = 0, \\ -m_5 \cdot \ddot{x}_5 - c_{4,5} \cdot (x_5 - x_4) + F_{дв.под}^{пр} = 0, \\ -m_6 \cdot \ddot{x}_6 + c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) - c_{2,6} \cdot (x_6 - x_2) = 0, \\ -m_7 \cdot \ddot{x}_7 + c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - c_{6,7} \cdot (x_7 - x_6) = 0, \\ -m_8 \cdot \ddot{x}_8 - c_{7,8} \cdot (x_8 - x_7) - F_{дв.нап}^{пр} = 0. \end{cases}$$

Основними елементами, жорсткість яких у першу чергу необхідно враховувати при розрахунку динамічних навантажень в екскаваторах, є канати, вали механізмів приводу, сполучні пружні муфти, елементи конструкції робочого встаткування й деякі найбільш піддатливі елементи несучих конструкцій (двоногі стійки, надбудови й т.п. конструктивну схему екскаватора з додатковими елементами,що дозволяють зменшити динамічні навантаження на металеву конструкцію і механізми приведено на рис. 3.

Таким чином на основі динамічної моделі розроблена математична модель в якій ураховані основні параметри елементів системи, їх взаємозвязок і вплив на величину динамічних навантажень на елементи системи «робочій орган – обертальна платформа». В результаті теоретичних досліджень виявлені величини та основні засоби зниження динамічних навантажень, що дало змогу розробити удосконалену систему робочого обладнання [3].

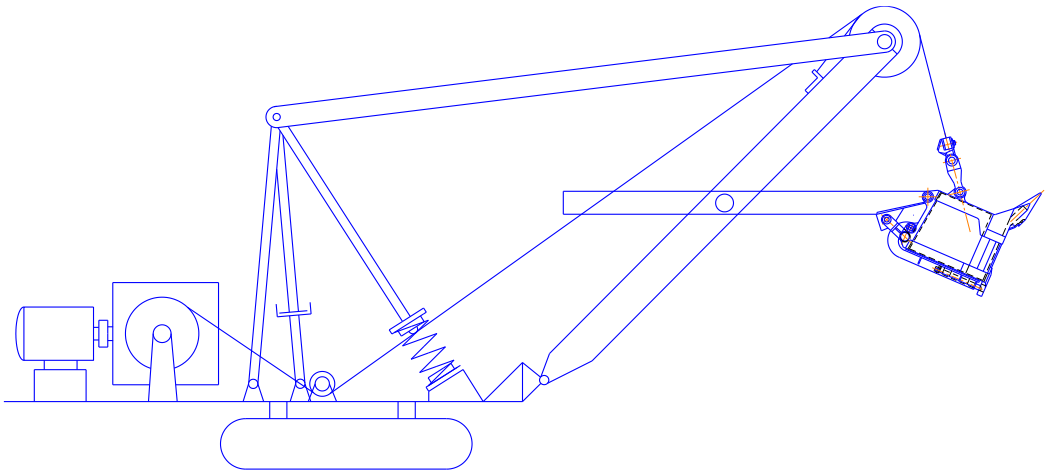


Рис. 2 – Схематичне зображення моделі з балочною підвіскою стріли.

Перевірку адекватності математичної моделі проведено за допомогою розробленої фізичної моделі, яка виконана на основі сучасних вимог теорії подібності з урахуванням процесів, які впливають при копанні ґрунтів – тобто визначальним є виконання необхідної функції для екскаваторів[4].

В результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень по наведеному вище методу було розроблено один із можливих напрямків зниження динамічних навантажень на 12-15% на технічну систему, яка включає основні складові екскаватора: робочій орган (ківш) – робоче обладнання – виконавчі механізми – металоконструкція поворотної платформи, що дозволить підвищити працездатність всієї технічної системи.

Таким чином, на прикладі дослідження напрямку зниження динамічних навантажень на екскаватори показано комплексний підхід для дослідження технічної системи по наступній схемі структура механічної системи → математичні моделі → імітаційні моделі → комп'ютерні моделі окремих елементів → фізичні моделі → результат.

Перелік посилань

1. Бучинський М.Я., Горик О.В., Чернявский А.М. Яхін С.В. Основи творення машин / За ред.. О.В. Горика доктора технічних наук, професора, заслуженого працівника народної освіти України. – Харків: Вид-во НТМТ, 2017-448с. : 52 іл. ISBN 978-966-2989-39-7
2. Крупко В. Г., Єрмакова С. О. Моделювання систем підвісу стріл одноківшових екскаваторів та самохідних кранів // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» Одеський національний політехнічний університет, Підйомно-транспортна академія наук України. №3(59). – Одеса. - 2018 - С. 93-99. ISSN 2311-0368.
3. Крупко В.Г., Моделювання параметрів підвіски стріл будівельних екскаваторів та кранів / Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції, 27-28 жовтня 2016р – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2016. – 101-103с.
4. Пат. 79601 Україна, МКВ E02F3/04. Робоче обладнання екскаватора / Крупко В.Г.,Діхтенко Р.М. – № u 2012 12774; Заявл. 09.11.2012; Опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

УДК 621.873.11

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОПОРНО-ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ТРАНПОРТНИХ ЗАСОБІВ З КРОКУЮЧИМ РУШІЄМ

Крупко І.В.

доцент, кандидат технічних наук, кафедра Базові галузі промисловості. ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»

Механізми пересування сучасних технологічних машин, які застосовуються в будівельній, гірничо-видобувної і транспортній галузях забезпечують технологічне, транспортне пересування машин та їх стійке і безпекове положення при різноманітному стані робочих поверхонь та совокупностей навантажень на обладнання, що в значній мірі впливають на продуктивність цих машин. Тому підвищення їх ефективності при виконанні процесу транспортування та виконання технологічних операцій являє собою досить важливу науково-технологічну задачею. Вирішенню цієї задачі повинно приділятися значна увага, як на стадії розробки нових конструкцій, так і при удосконаленні існуючих механізмів пересування.

Метою даної роботи є обґрунтування параметрів опорно-ходової частини транспортних засобів з крокуючим механізмом пересування, на основі установлених закономірностей взаємодії опорних елементів з ґрунтом в процесі пересування.

Питання по обґрунтуванню конструкцій крокуючих механізмів пересування і навантажень які при цьому виникають розглянуто в роботах [1], де розглянуті існуючі конструкції рушіїв і наведені основи вибору параметрів цих механізмів, в той же час, на наш погляд, недостатньо розкрито процеси взаємодії різних конструкцій опорних елементів з ґрунтами зі змінними фізико-механічними характеристиками. Подальший розвиток теорії і практики застосування нових конструкцій приводів крокуючих рушіїв та опорних елементів дозволив обґрунтувати конструкцію чотирьох опорного крокуючого механізму [2] та раціональні параметри опорної частини механізму пересування [3]. В той же час питання взаємодії опорних елементів з ґрунтами різних фізико-механічних характеристик, як в процесі виконання транспортних , так і технологічних операцій потребують подальшого вирішення.

Опір пересування транспортного засобу з трьохопорним рушієм в значній мірі залежить від таких його параметрів, як вага, площа та форма опорної поверхні, що взаємодіє з ґрунтом. Встановлено [3], що теоретично можливий максимальний коефіцієнт зчеплення $f_{max}^{зч}$ при якому відбувається виринання опорних елементів лижі з ґрунту і втрата зчіпних властивостей, визначається з виразу.

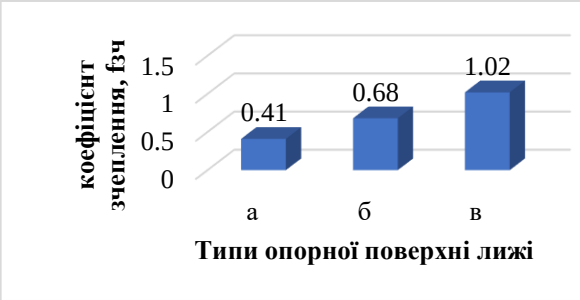
$$f_{max}^{зч} = \frac{f_2\,(1+\frac{h_{зч}}{b})}{\tan\gamma(\tan\gamma - \rho)}, \qquad (1)$$

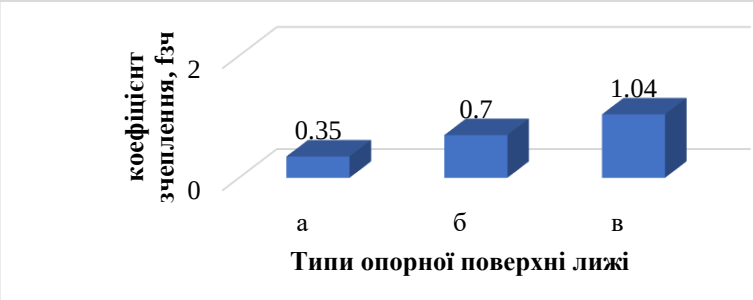
де f_2 – емпіричний коефіцієнт, $f_2 = (1+\frac{5}{h_{зч}})$;

γ - кут нахилу робочого майданчика, по якому переміщується транспортний засіб.

Згідно, розрахункам було визначено, що в залежності від механічних характеристик ґрунту величина коефіцієнта зчеплення для різних форм опорної поверхні лижі крокуючого

засобу змінюється від 0,35 до 1,02, а для підвищення його значення бажано використовувати опорні поверхні з додатковими елементами [3].





супісок пісок

а- лижа без опорних елементів, б – лижа з прямолінійними опорними елементами , в- лижа з шевронними опорними елементами;

Рис. 1 – Гістограма залежності коефіцієнту зчеплення від опорної поверхні лижі крокуючого стрілового крану з ґрунту

Для підвищення ефективності крокуючих механізмів пересування, розроблено і обґрунтовано конструкцію і параметри чотирьохопорго крокуючого механізму, який може застосовуватись як для пересування потужних машин, так і для виконання технологічних операцій на ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями.

В основу конструкції поставлено задачу шляхом зміни конструкції та параметрів ексцентрикового приводу та геометричних параметрів опорних елементів, розділити функції лиж на опорні зовнішні та транспортні внутрішні, при цьому збільшити стійкість та проходимось транспортної машини, чи іншої технологічної машини що також може забезпечити опирання машини на дві зовнішні опори з більшими параметрами ніж внутрішніми, а також забезпечити необхідну швидкість пересування машини за рахунок більшого ексцентриситету внутрішніх (транспортних) лиж.

В крокуючому чотирьохопорному рушії, який вміщує привідні зубчасті колеса, кожне з яких має на торцях діаметрально протилежні два ексцентрика повернуті один всередину, а другий назовні, та з’єднані через важелі, а опорні і транспортні лижі мають геометричні параметри, які забезпечують транспортне і технологічно безпечну експлуатацію на ґрунтах з різними фізико-механічними параметрами.

Отримані рішення дозволяють визначити умови стійкості і прохідності транспортних машин, обладнаних крокуючим ходом, на слабких ґрунтах. Згідно, з проведеними дослідженнями залежності коефіцієнта зчеплення від форми опорної поверхні лижі крокуючого рушія було визначено, що при використані опорних елементів шевронної форми коефіцієнта зчеплення збільшується в 1,5 рази.

Перелік посилань

1. Крупко І.В. «Обґрунтування параметрів чотирьохопорних механізмів крокування одноківшових екскаваторів». Спеціальність 05.05.06 – Гірничі машини, 2011рік.

2. Пат. Україна, МПК E02F 3/00. Крокуючий механізм / Крупко І.В., Пенчук В.О., Сіменченко А.К.; заявник і патентовласник ДДМА. - № u 201009174; заявл. 21.07.2010.

3. Крупко І.В., Дзержинська О.В. Визначення опору пересування стрілового крану на крокуючому ходу. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ, 2019. – №3 (47).

УДК 621.22

СУЧАСНІ МОТОР-КОЛЕСА ДЛЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Г.А. Аврунін, І.І. Мороз

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В сучасних будівельно-дорожніх, сільскогосподарських та комунальних машинах застосовують для пересування об'ємний гідропривод (ОГП). В цих мобільних машинах при використанні бортового ОГП встановлюють мотор-колеса зі швидкісними аксіальнопоршневими гідромоторами і планетарними редукторами або з високомоментними гідромоторами. Сучасні вимоги до підвищення швидкості мобільних машин вирішуються використанням машинного регулювання насосів і гідромоторів, і за допомогою планетарних редукторів з декількома змінними ступенями [1;2]. Як вітчизняний приклад використання бортового ОГП є гусеничний трактор ТС-10ХТЗ з бульдозерним і розпушувальним обладнанням [3]. Трактор має самі сучасні на сьогоднішній день закордонні аксіальнопоршневі насоси і гідромотор-колеса з бортовими редукторами, які в поєднанні з електронною системою керування забезпечують безступеневе регулювання швидкості трактора з енергозбереженням в ОГП і ДВЗ. В той же час огляд технічних характеристик високомоментних радіальнопоршневих гідромоторов показує на суттєві досягнення в підвищенні тиску і крутного моменту, частоти обертання і регулювальних можливостей, а також агрегатування засобами автоматизації, надійності і безпеки експлуатації. У зв'язку з цим аналіз сучасних ОГП з гідромотор-колесами видається важливим з точки зору застосування цього досвіду в вітчизняних розробках для підвищення технічного рівня мобільних машин. Також важливим є уточнення методик статичного та динамічного розрахунку ОГП з урахуванням зовнішніх навантажень і завдань алгоритмів регулювання насосів та гідромоторів.

Метою дослідження є аналіз гідравлічних принципових схем застосування в ОГП гідромотор-колес з точки зору вирішення проблем забезпечення надійного руху, уточнення методик статичного та динамічного розрахунку ОГП, порівняння технічних характеристик гідромотор-колес на базі аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами та високомоментних радіальнопоршневих гідромоторі багатоциклової дії. Розглянуті гідравлічні принципові ОГП бортового ходу на прикладі гусеничного трактора ТС-10, ОГП чотириколісної мобільної машини з гідромотор-колесами і антибуксувальним пристроєм [4].

Проведено порівняння технічних характеристик аксіальнопоршневого гідромотор-редуктора A6VE160+GFT65N2 [5] та декількох типів радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії: MCR, MS і MHP, CA фірм Rexroth Bosch Group, Poclain Hydraulics і Hagglunds, відповідно. Основним критерієм обрано відношення маси гідродвигуна до його крутного моменту.

При цьому виявлено суттєво підвищення вихідних параметрів високомоментних радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії щодо тиску, частоти обертання та відношення маси до крутного моменту. Рішення по вибору типу гідромотора або гідромотора-редуктора приймається на основі функціонально-вартісного аналізу з урахуванням вимог до довговічності, монтажу і технічного обслуговування. Запропоновано при статичних та динамічних розрахунках ОГП мобільної машини задавати цикли навантаження на режимах зрушування, розгону транспортної швидкості і зупинки при обліку змінних параметрів подачі насоса і ККД гідромотора з використанням блоку map пакета VisSim.

Особливо треба відмітити суттєвий прогрес досягнутий в регулюванні робочого об'єму гідромоторів. Якщо в аксіальнопоршневому гідромоторі A6VE160, який входить до складу редуктора GFT65N2, відношення максимального та мінімального робочих об'ємів дорівнює 2,6 (максимального 160 см^3 до мінімального 61 см^3), то в самих сучасних конструкціях високомоментних гідромоторів MHP27 дорівнює 4,0. До появи на ринку гідромоторів MHP27 кількість ступенів регулювання зазвичай не перевищувала двох зі співвідношенням також два. Недолік радіальнопоршневих гідромоторів в тому, що характер регулювання робочого об'єму ступінчастий, але значною мірою компенсується безступеневим регулюванням робочого об'єму насоса.

Розглянуті матеріали можуть бути корисними при проектуванні трансмісій для відчизняних будівельно-дорожніх та підйомно-транспортних машин, а також студентам механічного факультету при виконанні дипломних робіт рівня бакавра та магістра.

Література

1.Іванов М.І. Сучасні тенденції застосування гідротрансмісій в приводах самохідних сільскогосподарьских машин / М. І. Іванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Винницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.

2.Мітрофанов О.П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільсгоспмашин / О. П. Мітрофанов // Промислова гідравліка і пневматика // Вінниця, № 3(17), 2007. – С. 104–106.

3.Промисловий трактор-бульдозер ТС-10. – http://xtz.ua/ua/technical-doc.html

4.POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIGE 2011. – 03.2011. – 45 p.

5. Hydrostatic drives HYDROTRAC GFT for mobile applications.Sise GFT 9 to GFT 450. Output torques from 9000 to 450000 Nm / RE 7710 Edition: 02/16. Replaces:10.07. – 20 p.

УДК 625.7.08

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУПОХИБКИ ВИМІРЮВАННЯ НА ПРОЦЕС ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

І.Г. Пімонов

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянуто методику підвищення ефективності експлуатаційних показників мобільних машин за рахунок досконалості системи діагностування гідроприводу, що визначається досконалістю проектування, виготовлення, організації експлуатації. Технічний стан більшості гідроагрегатів визначається величиною зазорів у сполученнях їхніх деталей, які з рештою параметрів гідроагрегата, наприклад насоса, пов'язані залежністю

$$П = f_1 (p, n, t, S, g, q_o , \rho), \quad (1)$$

де П - подача насоса; p - перепад тисків на вході та виході насоса; n - частота обертання вала насоса; S - параметри, що визначають величину зазорів; g - прискорення вільного падіння; t - температура робочої рідини, що визначає її в'язкість; ρ - густина робочої рідини; q_o - робочий об'єм насоса.

Більшість структурних параметрів гідроагрегата, а також параметри g, q_o , ρ у процесі роботи гідропривода практично не змінюються і під час діагностування їх не вимірюють; параметри p, n, t під час кожного діагностування відтворюються постійними. У цьому разі здійснюється статопараметричний метод діагностування, і величина зазорів визначається значенням подачі П (коефіцієнта подачі η або величиною внутрішніх витоків Q)

$$П = f_2 (C_1 , S), \quad (2)$$

де C_1 - практично постійні або відтворювані постійними параметри гідроагрегату.

У процесі експлуатації гідроагрегатів зазори в сполученні їхніх деталей збільшуються, що призводить до збільшення внутрішніх витоків і перерозподілу витрати робочої рідини в усьому гідроприводі. Тому зв'язок між структурними та діагностичними параметрами гідроагрегатів може бути встановлений на основі рівняння витрати робочої рідини.

$$F_0 = nq_0 - \sum_{i=1}^{n} Q_i - П_{гд} = 0 , \quad (3)$$

або

$$F_0 = nq_0 - Q_н\left(p, t, n, S_н\right) - Q_р\left(p, t, S_р\right) - Q_{гд}\left(p, t, S_{гд}\right) - П_{гд} = 0 \quad (4)$$

де nq , $Q_o\Sigma_i$, $П_{гд}$ - відповідно подача, внутрішні витоки в гідроагрегатах і продуктивність, що витрачається на виконання робочої операції гідромотором або гідроциліндром (гідродвигуном);

$S_н, S_р, S_{гд}$ - сукупність зазорів, що визначають технічний стан відповідно насоса, розподільника, гідродвигуна.

Уведемо, для спрощення записів, такі позначення

$$Q_{\text{н}}\left(C_{\text{н}}, n, S_{\text{н}}\right) = Q_{\text{н}}\text{, , } Q_{\text{р}}\left(C_{\text{р}}, S_{\text{р}}\right) = Q_{\text{р}}\ Q_{\text{гд}}\left(C_{\text{гд}}, S_{\text{гд}}\right) = Q_{\text{гд}}\ . \tag{5}$$

Якщо визначальним параметром є частота обертання вала насоса n, а p, t, П - відтворювані параметри, то залежність (3) набуває вигляду

$$F_0 = n_{\text{х}} q_0 - Q_{\text{н}} - Q_{\text{р}} - Q_{\text{гд}} - Q_{\text{д}} = 0\text{,} \tag{4}$$

де $C_{\text{н}}, C_{\text{р}}, C_{\text{гд}}$ и $Q_{\text{д}}$ - відповідно сукупність постійних величин під час діагностування насоса, розподільника і гідродвигуна та витрата через дросель постійного перерізу.

Використовуючи метод діагностування гідроагрегатів вимірюванням визначального параметра в одній точці гідроприводу, послідовно визначаємо технічний стан: насоса, усіх секцій розподільника і технічний стан гідродвигунів, з якими ці секції працюють. Для цього встановлюємо номінальну температуру робочої рідини; змінюючи частоту обертання вала насоса, встановлюємо подачу насоса, що забезпечує номінальний тиск . Частота обертання насоса, за якої створюється номінальний тиск у порожнині його нагнітання, визначається величиною внутрішніх витоків, тобто технічним станом насоса.

$$n_{\text{х1}} = \frac{Q_{\text{н}} + Q_{\text{д}}}{q_0} = f_3\left(C_{\text{нп}}, S_{\text{н}}\right) \tag{5}$$

Потім до порожнини нагнітання насоса приєднуємо секцію розподільника. Частота обертання насоса, необхідна для створення номінального тиску, збільшується залежно від величини внутрішніх витоків, тобто від технічного стану розподільника.

$$n_{\text{х2}} = \frac{Q_{\text{н}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{д}}}{q_0} = f_4\left(C_{\text{рп}}, S_{\text{р}}\right) \tag{6}$$

Після перевірки секції розподільника порожнина нагнітання насоса з'єднується з гідродвигуном. Залежно від величини внутрішніх витоків у гідродвигуні, необхідна для підтримання номінального тиску частота обертання вала насоса визначається за залежністю.

$$n_{\text{х3}} = \frac{Q_{\text{н}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{гд}} + Q_{\text{д}}}{q_0} = f_5\left(C_{\text{гдп}}, S_{\text{гд}}\right) \tag{7}$$

де $C_{\text{нп}}$, $C_{\text{рп}}$, $C_{\text{гдп}}$ - практично постійні або відтворювані постійними параметри гідроагрегатів під час використання значення частоти обертання вала насоса як визначального діагностичного параметра ($n_{\text{х1}}$, $n_{\text{х2}}$, $n_{\text{х3}}$);

f_3 , f_4 , f_5 - функціональні залежності, що пов'язують структурні параметри гідроагрегата, що визначають ступінь його зносу, і постійні параметри з визначальним діагностичним параметром, за значеннями якого оцінюється цей ступінь зносу.

Між діагностичними параметрами існує кореляційний зв'язок із коефіцієнтом кореляції 0,98...0,999. Отже, загальна похибка діагностування визначається як сума складових від похибок вимірювання діагностичних параметрів.

$$\Delta S_{к} = \sum_{i=1}^{n} \left| \frac{\partial F_i}{\partial X_i} \Delta X_{oi} \right|, \quad (8),$$

де $S\Delta_к$– загальна абсолютна похибка вимірювання зазорів (похибка діагностування) за корельованих параметрів;

n - кількість діагностичних параметрів;

$\frac{\partial F_i}{\partial X_i}$ – часткові похідні функції F_i за діагностичними параметрами, що визначають вплив кожного діагностичного параметра на загальну похибку діагностування;

X_i– діагностичний параметр.

Дослідження проведено на прикладі насоса АПН-210, широко поширеного на мобільних машинах. Внутрішні витоки в цьому насосі підсумовуються з витоків по поршневих зазорах і зазорах у розподільнику насоса. Рівняння (3) для цього насоса має такий вигляд

$$F_1 = n_{x1} q_0 - \left(Q_{уп} + Q_{ур} \right) - Q_д = n_{x1} q_0 - \left\{ \begin{array}{l} \pi \cdot d \cdot \left(\frac{p \cdot S_п^3}{12 \cdot \mu \cdot L} + \frac{V_{ср} S_п}{2} \right) \cdot n_п + \\ + \left[p - \frac{3 \rho \omega^2}{20} \left(r_2^2 - r_1^2 \right) \right] \frac{\pi S_{рн}^3}{6 \mu \ln \frac{r_1}{r_2}} \end{array} \right\} - Q_д = 0 \quad (9)$$

де $Q_{уп}$, $Q_{ур}$ - внутрішні витоки по поршневих зазорах і по зазорах у розподільнику насоса; $p = p_0 - p_1$ - різниця тисків на вході та на виході насоса; d - діаметр поршня; $S_п$ - зазор між поршнем і гільзою; $\mu = \upsilon \cdot \rho$ - динамічна в'язкість; υ - кінематична в'язкість; $\rho = \frac{\gamma}{g}$ - густина робочої рідини; γ - об'ємна вага (вагова густина); g - прискорення сили тяжіння; L - довжина ділянки поршня, що ущільнюється; V - середня швидкість руху поршня; r_1 і r_2 - внутрішній і зовнішній радіуси розподільника; $S_{рп}$ - зазор у розподільнику; $n_п$ - кількість поршнів у насосі.

Висновки

1.Система діагностичних параметрів, що використовує частоту обертання вала насоса як визначальний параметр, при збереженні інформативності діагностування, дає змогу зменшити вартість діагностичного обладнання на вартість витратоміра.

2.Встановлено зв'язок, що має лінійний характер, між стандартною та дослідженою системами діагностичних параметрів, що дає змогу використовувати наявні нормативи технічного стану гідроагрегатів під час діагностування "за частотою".

3.Результати дослідження закономірностей формування похибок діагностування та їхніх складових можуть слугувати вихідними даними для встановлення, за критерієм вартості, раціонального комплекту засобів вимірювань.

УДК 621.591

ВЗАЄМОЗАЛЕЖНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ ГАЛЬМ

Фідровська Н. М. [1]***, Вольченко Д. О.***[2]***, Кіндрачук М. В.***[3]***, Бекіш І. О.***[2]***, Бурава О.С.***[2]***, Ніщук В. В.***[2]

[1]Харківський національний автомобільно-дорожній університет
[2]Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
[3]Київський національний авіаційний університет

Зусилля, що прикладаються до гальмівної стрічки у фрикційному вузлі (один фізичний процес), породжують цілий ланцюжок електротермомеханічних процесів, явища та ефектів (виникнення імпульсних нормальних і дотичних сил, перерозподіл імпульсних нормальних навантажень, перехід від статичного до імпульсного гальмівного моменту, генерування на поверхнях мікровиступів електричних і теплових струмів з подальшим їх акумулюванням і розсіюванням в навколишнє середовище, виникнення поверхневих і об'ємних температурних градієнтів, і як наслідок, встановлення температурних границь, що впливають на змінні величини фрикційного елемента. Все це сприяє зародженню та розвитку сітки мікротріщин на робочій поверхні обода гальмівного шківа.

Визначимо раціональні параметри гальмівного шківа.

Гальмівний момент, що розвивається механічним гальмом бурової лебідки при спуску бурильної колони в свердловину, виражається такою залежністю:

$$M_{Г} = PR_{Ш}^{2}B\left(1-\frac{1}{e^{f\varphi}}\right), \qquad (1)$$

де e – основа натурального логарифму; f – динамічний коефіцієнт тертя; φ – кут обхвату; ($R_{ш}$ - радіус гальмівного шківа; B – ширина обода шківа; P – середнє питоме навантаження накладок.

Групуючи параметри залежності (1), що встановлюють зв'язок між гальмівним моментом та основними конструктивними параметрами, а також змінними значеннями динамічного коефіцієнта тертя та кута обхвату, отримаємо нерівності

$$R_{Ш}^{2}BP \geq \frac{M_{Г_1}}{1-\frac{1}{e^{f\varphi}}};\ R_{Ш}^{2}BP \leq \frac{M_{Г_2}}{1-\frac{1}{e^{f\varphi}}}, \qquad (2)$$

де $M_{Г_1}$ і $M_{Г_2}$ - максимальний і мінімальний гальмівний момент.

Під час гальмування майже вся кінетична енергія перетворюється на теплоту (2), тому необхідно врахувати при розрахунку середню інтенсивність виділення теплоти на обід у локальній зоні $q_{ср}$, кутову швидкість шківа ω_3. Залежність гальмівного моменту від вищезазначених параметрів виражається так

$$R_{Ш}B \leq \frac{M_{Г_3}\omega_3}{427q_1 2\pi}, \qquad (3)$$

де $M_{Г_3}$, ω_3 - середні величини гальмівного моменту та кутової швидкості шківа.

$$R_{Ш}B \geq \frac{M_{Г_3}\omega_3}{427q_2 2\pi}. \quad (4)$$

Зв'язок між значеннями середнього радіусу обода шківа та найбільшим і найменшим його значеннями виражається за допомогою нерівностей

$$R_{Ш} \geq R_2 \quad R_{Ш} \leq R_1 \quad (5)$$

Імпульсне нормальне навантаження пар тертя механічного гальма характеризується виразом

$$\lambda_{Г} = R_{Ш}BP \quad (6)$$

Зі збільшенням відношення $B/R_{ш}$ різниця термічних напружень зменшується, відповідно, збільшується довговічність обода шківа і накладок.

Найбільш ефективним способом боротьби з негативною дією температурних напружень є удосконалення конструктивних форм. В основу конструювання закладено принцип, згідно з яким по можливості виключати масивні елементи, що заважають вільному розширенню менш масивних нагрітих ділянок.

Численними дослідженнями доведено, що генерована теплота залежить від швидкості гальмування: що швидше гальмується машина, то вище піднімається температура поверхні тертя (рис. 1).

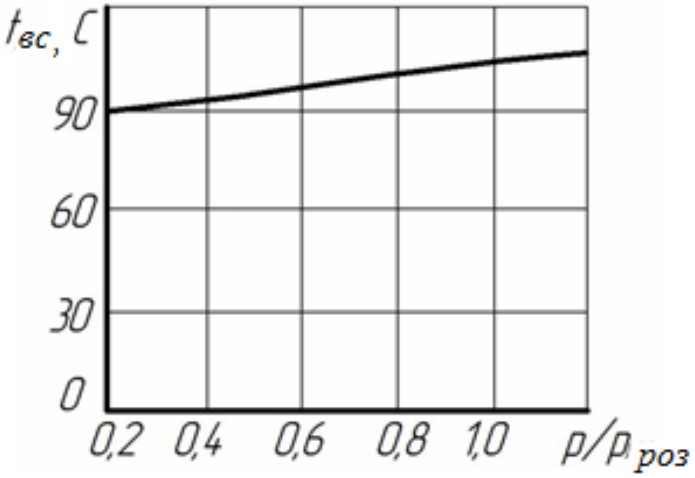


Рис. 1 – Залежність встановленої температури від питомого навантаження для барабанно-колодкового гальма Т-300 з чавунним шківом при A_c=640Нм/с

При зменшенні часу гальмування утворення теплоти відбувається в більш короткий час, і хоча теплопровідність шківа велика, вона все ж таки є кінцевою величиною, і для розподілу теплоти по масі шківа потрібен деякий час. Крім того, найбільш інтенсивне охолодження відбувається під час гальмування, а так як зменшується час гальмування, то зменшується і час найбільш інтенсивного охолодження. Треба відзначити також, що при зменшенні часу гальмування дещо збільшується робота гальмування, так як відповідно зменшується гальмівна дія внутрішніх сил опору пари тертя. Ця обставина також сприяє збільшенню температури поверхні тертя .

Аналогічні залежності були отримані й для інших видів гальм. Так, на рис.2 *а* наведені графіки залежностей для стрічкових гальм, а на рис. 2 *б* - для дискових гальм.

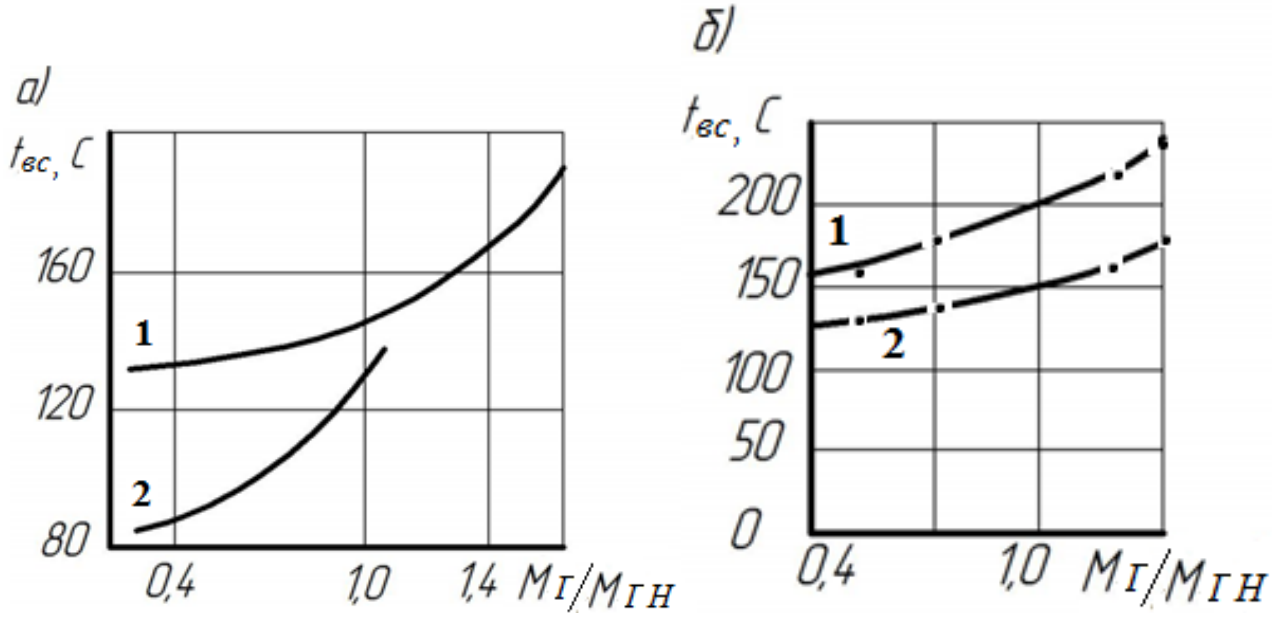


Рисунок 2 *а*, *б* - Залежність встановленої температури від гальмівного моменту: *а* – для стрічкових гальм, A_c = 100Нм / с: *1* – гальмо Л -300; *2* – гальмо Л-500; *б* – для дискових гальм, *Ас* = 100Нм / с: 1 - гальмо ТВ-0,5; 2 – гальмо ТВ – 2.

Таким чином, встановлений взаємозв'язок конструктивних параметрів різних видів гальм із їх експлуатаційних параметрів.

Література

1. Алиев А. М. Повышение энергоемкости фрикционных тормозов для спуско-подьемных операций / А. М. Алиев // Вестник Азербаиджансокй инженерной академии. 2018. Т. 10, ХМ. С.17-22.

2. Трибология: трения, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Баку: «Апостроф - А», 2019 – 640 с.

3. Ахметов Н. М. Исследование динамики торможения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки: дисс. канд. наук 01.02.06 / Ахметов Нуркен Махсутович/ - Атырау, 2002. – 101 с.

4. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев [и др.]. Стандарт. – Баку: «Апостроф», 2016 – 312 с.

5. Гудз Г.С. Обґрунтування методів досліджень теплового розрахунку фрикційних вузлів автотранспортних засобів: дис. докт. техн. наук: 05.22.02 / Гудз Густав Степанович. – Харків, 1998. – 293 с.

УДК 631.3.05:629.1.073

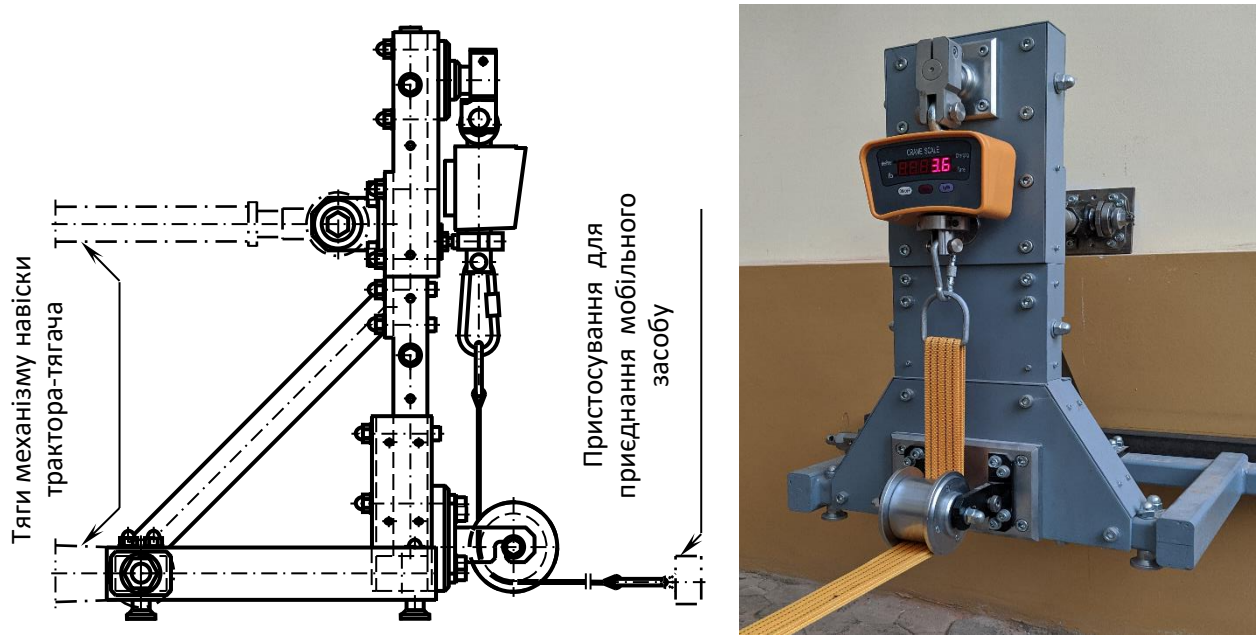
МОДЕРНІЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ТА КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЮ МОБІЛЬНИХ ЗАСОБІВ

Р.С. Шевчук, О.М. Сукач, В.В. Шевчук, О.О. Сопець

Львівський національний університет природокористування

Сила і коефіцієнт опору коченню [1] тракторів, мотоблоків та автомобілів визначаються на найтиповіших опорних поверхнях їх експлуатації, а саме: стерня колосових культур, зоране поле, злежана оранка, підготоване до сівби поле, цілина, скошений луг, ґрунтова дорога, асфальтобетонна, і гравійно-щебенева дороги, бруківка.

Для дослідження експлуатаційних характеристик мобільних енергетичних засобів у Львівському національному університеті природокористування розроблено пристрій [2] для визначення їх тягово-зчіпних показників (рис. 1а). Даний пристрій можна використовувати у лабораторних умовах (рис. 1б), застосовуючи тягову електричну лебідку, або ж для дорожніх випробувань – за допомогою трактора-тягача. Висока точність визначення коефіцієнтів опору коченню і зчеплення досягається завдяки використанню електронного динамометра, який вертикально монтується на пристрої за допомогою шарніра, що нівелює інерційну складову коливання елементів обладнання під час вимірювання тягового зусилля.



а) б)

Рис.1. Пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів: схема пристрою (а); фрагмент лабораторних випробувань (б)

Даний пристрій характеризується певною похибкою визначення середнього значення сили опору коченню $\overline{P}_f$, яка дорівнює середньому значенню $\overline{P}_{гкб.f}$ зусилля буксирування досліджуваного мобільного засобу на горизонтальній опорній поверхні

з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, а також великою похибкою встановлення коефіцієнта f опору коченню. Вказаний пристрій характеризується значним елементарним інтервалом $\Delta t_{\partial i}$, що визначається можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати покази індикатора динамометра. Значний елементарний інтервал $\Delta t_{\partial i}$ зумовлює низьку точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню. Середнє значення сили опору коченню $\overline{P}_f$ визначається з умови рівності імпульсу цієї сили на всьому інтервалі Δt дослідження опору коченню та суми імпульсів середніх значень $\overline{P}_{fi}$ сил опору коченню на елементарних інтервалах Δt_i всього інтервалу Δt, де i – номер елементарного інтервалу. Вказана умова записується у вигляді:

$$\overline{P}_f \Delta t = \sum_{i=1}^{n} \overline{P}_{fi} \Delta t_i \,, \tag{1}$$

де n – число елементарних інтервалів.

Допустивши, що зміна сили опору коченню на елементарному інтервалі описується відрізком прямої, значення $\overline{P}_{fi}$ розраховується як середнє арифметичне сили P_{fi} на початку i-го інтервалу та в його кінці $P_{f(i+1)}$, тобто:

$$\overline{P}_{fi} = 0{,}5\left(P_{fi} + P_{f(i+1)}\right). \tag{2}$$

Тому:

$$\overline{P}_f = \frac{\sum_{i=1}^{n} 0{,}5\left(P_{fi} + P_{f(i+1)}\right)\Delta t_i}{\Delta t}; \tag{3}$$

$$f = \frac{\overline{P}_f}{G} \,, \tag{4}$$

де f – коефіцієнт опору коченню досліджуваного мобільного засобу, сила тяжіння якого G.

У модернізованому пристрої електронний динамометр додатково оснащується вимірювальним блоком, що дозволяє фіксувати значення сили опору коченню в автоматизованому режимі. Даний пристрій містить вухо, вертикально підвішеного електронного динамометра вагового типу, прикріплене до силової ланки динамометра, і на цій ланці наклеєний тензодатчик, з'єднаний з аналогово-цифровим перетворювачем, знизу до силової ланки динамометра прикріплена прорізна гільза. До прорізної гільзи приєднана вертикальна ділянка гнучкого

буксирного паса, перекинутого через напрямний ролик, тоді як вертикальна ділянка гнучкого буксирного паса сполучена з досліджуваним мобільним засобом.

Під дією сили опору коченню цього засобу деформується силова ланка разом з тензодатчиком електронного динамометра. Сигнал від тензодатчика надходить через аналогово-цифровий перетворювач до мікроконтролера, який з програмованим елементарним інтервалом Δt_{ni} фіксує значення сили опору коченню. Ці значення сили реєструються й через шину підключення зовнішніх пристроїв та інтерфейс виводу даних зберігаються у карті пам'яті чи персональному комп'ютері.

Перед визначенням сили і коефіцієнта опору коченню досліджуваний мобільний засіб встановлюється на горизонтальній ділянці опорної поверхні. Точка приєднання досліджуваного мобільного засобу лежить у повздовжньо-вертикальній площині його симетрії. До цього засобу під'їжджає трактор-тягач з навішеним пристроєм для визначення сили і коефіцієнта опору коченню. Повздовжньо-вертикальна площина симетрії трактора-тягача збігається з такою ж площиною пристрою і, зокрема, віссю вертикальної ділянки гнучкого буксирного паса. Трактор-тягач встановлюється відносно досліджуваного засобу так, щоб збігалися їх повздовжньо-вертикальні площини симетрії. За допомогою гідросистеми трактора-тягача переміщається навішений пристрій і зупиняється в положенні, в якому горизонтальна ділянка гнучкого буксирного паса розташовується на однаковій висоті з точкою приєднання досліджуваного засобу, а потім сполучається з цією точкою ділянка буксирного паса.

Далі вмикається електронний динамометр з вимірювальним блоком реєстрації сили і коефіцієнта опору коченню. В програму мікроконтролера попередньо занесено команди, що встановлюють необхідний елементарний інтервал Δt_{ni} фіксації значень сили опору коченню P_f. Трактор-тягач починає прямолінійний рух з постійною невеликою швидкістю, яка не перевищує 6 км/год, буксируючи приєднаний досліджуваний мобільний засіб.

На підставі ряду зареєстрованих значень сили опору коченню $\bar{P}_f$ інтервалу $\Delta t_{\partial i}$, то знижується похибка допущення, що зміна сили опору коченню на елементарному інтервалі описується відрізком прямої, й підвищується точність визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. Таким чином, внаслідок зменшення елементарного інтервалу реєстрації сили опору коченню мобільних засобів й досягається підвищення точності визначення середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню цих засобів.

Література

1. Водяник І. І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. Київ: Урожай, 1994. 224 с.
2. Шевчук Р., Сукач О., Шевчук В. Пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів. Техніка і технології АПК. 2019. №3. С. 25–27.

УДК 621.82

НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ШВИДКОЗНОШУВАНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНУСНИХ ДРОБАРОК ГІРНИЧО-ЗБАГАЧУВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

С.В. Воронін[1], Ю.К. Орлюк[2], О.О. Побєлєнський[3]

[1] *завідувач кафедри МТСМ, докт. техн. наук, УкрДУЗТ, Харків, Україна*

[2] *аспірант кафедри МТСМ, УкрДУЗТ, Харків, Україна*

[3] *магістрант кафедри МТСМ, УкрДУЗТ, Харків, Україна*

Дробильні фабрики вітчизняних гірничо-збагачувальних комбінатів оснащені конусними дробарками середнього і мілкого подрібнення гіраційного типу з ексцентриковим приводом конуса [1, 2].

Особливостями конструкції таких дробарок є наявність швидкозношуваних елементів, які, на відміну від футеровок конусів, не взаємодіють з подрібнюваним матеріалом безпосередньо. Ці елементи уявляють собою бронзові або частіше біметалеві (бронзова основа із бабітовою заливкою Б83) опори ковзання – підп’ятник сферичний; втулка циліндрична та втулка конічна ексцентрика. Для зменшення тертя та зношування вони змащуються індустріальними оливами І-20 або І-30, яка подається в зони тертя зовнішнім насосом централізованої системи під тиском 0,2…0,4 МПа по відповідним конструктивним каналам в деталях дробарки.

Розрахунки вказаних підшипників ковзання виконують для умови забезпечення рідинного гідростатодинамічного мащення, однак, як показав досвід експлуатації дробарок, інтенсивність їх зношування не відповідає рідинному мащенню. Наприклад, найбільш навантаженими є циліндрична та конічна втулки ексцентрика, які сприймають горизонтальну складову зусилля дроблення, яке розподіляється нерівномірно по поверхні. Як наслідок втулки зношуються нерівномірно, а їх інтенсивність зношування відповідає тертю при граничному та змішаному мащенню, причому у верхній частині – навіть сухому тертю [1]. Інтенсивність зношування бабітового шару підп’ятника сферичного також не

відповідає умовам рідинного мащення, оскільки складний спіралеподібний рух точок поверхні рухомого конуса по підп'ятнику перешкоджає утворенню стаціонарного рідинного мастильного шару. Для цього підшипника найбільш імовірним є змішане мащення в комбінації граничного та еластогідродинамічного.

Окрім перелічених конструктивних особливостей знос підшипників ковзання дробарок інтенсифікується через високу забрудненість оливи, яка циркулює в централізованій системі змащування всієї дробильної фабрики через підшипники двох конусних дробарок та грохота. Згідно експертних оцінок, виконаних фахівцями кафедри та службою головного механіка Полтавського ГЗК, індустріальна олива, відібрана з баку централізованої системи змащування, має 15…17 клас чистоти, що говорить про додаткове абразивне зношування підшипників.

Виходячи з аналізу конструктивних та експлуатаційних факторів можна встановити деякі перспективні напрямки підвищення довговічності швидкозношуваних елементів, а саме: удосконалення конструкції ексцентрика та головної зубчастої передачі з метою розвантаження циліндричної та конічної втулок або рівномірного розподілу навантаження по їх поверхні [1, 2]; покращення мастильної здатності олив шляхом їх заміни на більш якісні або додавання в оливи протизношувальних присадок із застосуванням технології електростатичної обробки; впровадження ефективних систем очищення олив.

Література

1. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

2. Назаренко І.І. Оцінка та аналіз основних конструктивних схем конусних дробарок / І. Назаренко, Є. Міщук, В. Кучинський // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2016. – № 88. – С. 47-54.

УДК 621.863.2

АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ КАНАТНОГО ПІДЙОМНИКА

Л.М. Козар[1], А.М. Кравець[2], С.П. Басс[3]

[1, 2] доцент кафедри МТСМ, канд. техн. наук, УкрДУЗТ, Харків, Україна

[2] магістрант спеціальності 133 – Галузеве машинобудування, УкрДУЗТ, Харків, Україна

Проектування шахтних канатних підйомників здійснюється з урахуванням динамічних навантажень за різних режимів роботи [1, 2], у тому числі під час пуску.

Поставлена задача розрахувати механічну характеристику електродвигуна, яка, зокрема, дозволить визначити прискорення піднімальних посудини за пусковими ступенями.

Розглянемо розгін підйомника як одномасової системи без урахування жорсткостей. Розрахунки будемо вести за механічною характеристикою двигуна з фазним ротором, що має 8 пускових ступенів (рис. 1).

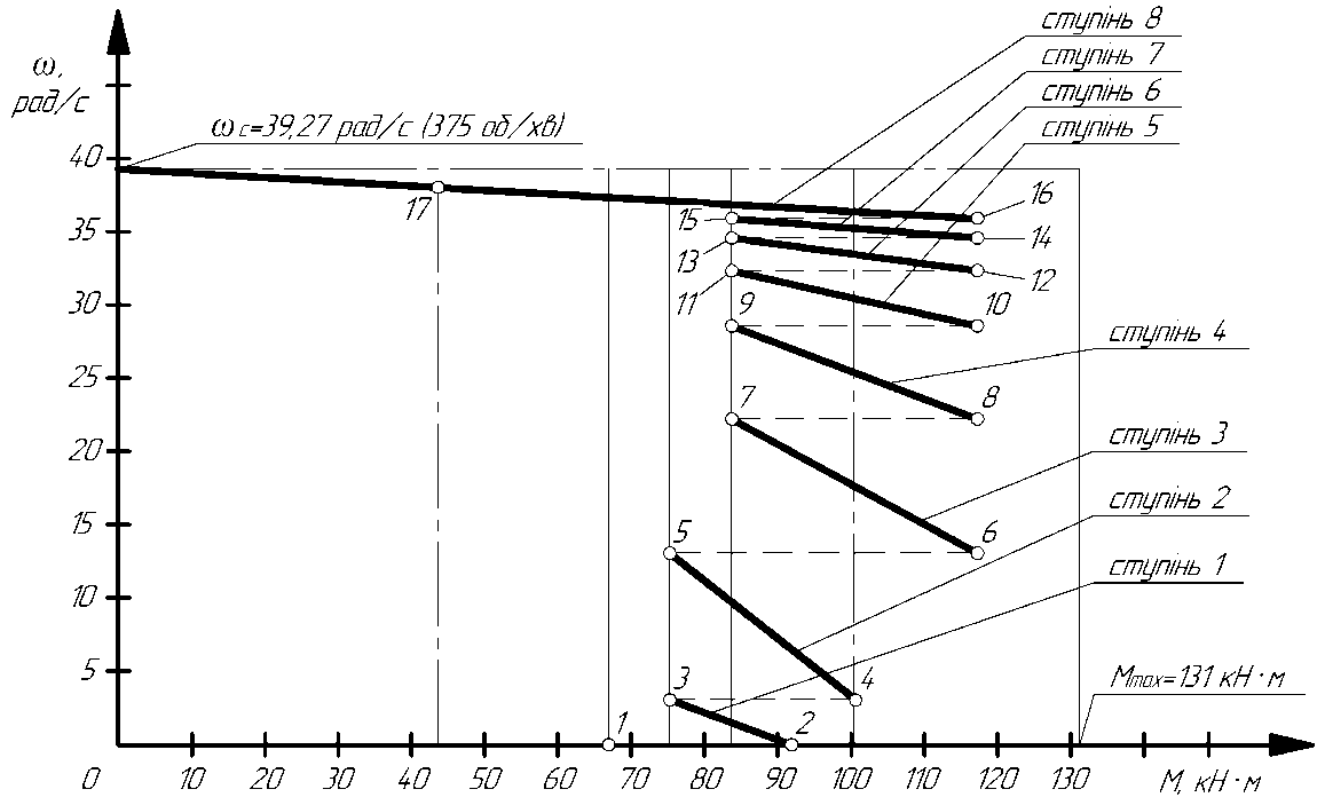


Рис. 1 – Механічна характеристика електродвигуна з фазним ротором

На першому ступені від точки 2 до точки 3 кутова швидкість підвищується від 0 до деякого значення ω_{3-4}. Потім відбувається перемикання на другий ступінь і розгін відбувається знову але вже з іншими початковими умовами. І так до восьмого ступеня.

З прийнятною похибкою можна вважати, що на всіх ступенях залежність між моментом, прикладеним до ротора електродвигуна, та кутовою швидкістю є лінійною:

$$M = M_0 - \frac{M_0}{\omega_0} \cdot \omega, \quad (1)$$

де M_0, ω_0 – постійні коефіцієнти, які є різними для кожного пускового ступеня;

ω – кутова швидкість ротора електродвигуна, рад/с.

Потрібний момент, що прикладається до ротора електродвигуна, Н·м,

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{оп}} + M_{\text{дин}}, \quad (2)$$

де $M_{\text{ст}}$ – статичний момент, зведений до валу електродвигуна, Н·м;

$M_{\text{оп.}}$ – момент від шахтних опорів (тертя, аеродинамічний опір), зведений до валу електродвигуна, Н·м;

$M_{\text{дин}}$ – динамічний момент, що розвивається двигуном під час розгону, Н·м.

Статичний момент змінюється у часі. У розрахунках ураховуємо залежність статичного моменту від кута повороту ротора двигуна.

Після підстановки формул для визначення $M_{\text{ст}}$, $M_{\text{оп}}$, $M_{\text{дин}}$ отримаємо:

$$M_0 - \frac{M_0}{\omega_0} \cdot \omega = \frac{(m_{\text{вп}} + m_{\text{к}} \cdot H_0) \cdot g \cdot R_{\text{б}}}{i_{\text{р}}} - \frac{2m_{\text{к}} \cdot g \cdot R_{\text{б}}^2 \cdot \varphi}{i_{\text{р}}} + \frac{\xi \cdot m_{\text{вп}} \cdot g \cdot R_{\text{б}}}{i_{\text{р}}} + I\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega \cdot dI}{2dt}, \quad (3)$$

де $m_{\text{вп}}$ – вантажопідйомність піднімальної посудини, кг;

$m_{\text{к}}$ – маса 1 м змащеного канату, кг/м;

H_0 – висота підйому, м;

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

$i_{\text{р}}$ – передавальне число редуктора;

$R_{\text{б}}$ – радіус барабана, м;

φ – кут повороту ротора електродвигуна, рад;

ξ– коефіцієнт шахтних опорів;

I – момент інерції всіх мас підйомника, що рухаються, зведений до ротора електродвигуна кг·м^2.

Момент інерції всіх мас, що рухаються, вважаємо постійним, бо радіус барабана і маса канатів на ньому за двокінцевого підйому є постійними.

Отже $\frac{dI}{dt} = 0$ та $\frac{\omega \cdot dI}{2dt} = 0$.

Тоді, враховуючи, що $\frac{d\omega}{dt} = \ddot{\varphi}$ (друга похідна від кута повороту), $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}$ (перша похідна від кута повороту), з уведенням відповідних позначень та перетворень отримаємо звичайне диференціальне неоднорідне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами:

$$a\ddot{\varphi} + b\ddot{\varphi} + c\varphi = d, \quad (4)$$

де a, b, c, d – постійні коефіцієнти.

Коефіцієнти a, c однакові для всіх ступенів розгону:

$$a = 1; \quad c = -\frac{2m_{\text{к}} \cdot g \cdot R_{\text{б}}^2}{I \cdot i_{\text{р}}}. \tag{5}$$

Коефіцієнти b, d різні для кожного пускового ступеня:

$$b = \frac{M_0}{I \cdot \omega_0}; \tag{6}$$

$$d = \frac{M_0}{I} - \frac{(m_{\text{вп}} + m_{\text{к}} \cdot H_0) \cdot g \cdot R_{\text{б}}}{I \cdot i_{\text{р}}} - \frac{\xi \cdot m_{\text{вп}} \cdot g \cdot R_{\text{б}}}{I \cdot i_{\text{р}}}; \tag{7}$$

Отже, для визначення закону руху ротора електродвигуна за пусковими ступенями необхідно визначити коефіцієнти b і d, попередньо за механічною характеристикою, визначивши коефіцієнти рівняння (1):

$$M_{\text{дв}} = M_0 - \frac{M_0}{\omega_0} \cdot \omega. \tag{8}$$

Момент інерції всіх мас підйомника, що рухаються, зведений до ротора електродвигуна, кг·м^2,

$$I = I_{\text{д}} + I_{\text{р}} + I_{\text{б}} + I_{\text{в}} + I_{\text{п}} + I_{\text{к}}, \tag{9}$$

де $I_{\text{д}}$ – момент інерції ротора електродвигуна, кг·м^2;

$I_{\text{р}}$ – момент інерції редуктора, зведений до швидкохідного валу (валу двигуна), кг·м^2;

$I_{\text{б}}$ – момент інерції барабана, зведений до валу електродвигуна, кг·м^2;

$I_{\text{в}}$ – момент інерції вала барабана, зведений до валу електродвигуна, кг·м^2;

$I_{\text{п}}$ – момент інерції частин підйомника, що рухаються поступально, зведений до валу електродвигуна, кг·м^2;

$I_{\text{п}}$ – момент інерції витків каната, зведений до валу електродвигуна, кг·м^2.

Перші два доданки формули (8) є довідковими величинами, а решта визначаються розрахунковим шляхом.

За пропонованим алгоритмом розрахована механічна характеристика електродвигуна типу АКН2–18–43–16 (потужність 1000 кВт, частота обертання 375 об/хв), який використаний у приводі шахтної піднімальної установки (висота підйому 700 м, вантажопідйомність кліті 13,2 т, діаметр барабана 6,3 м, діаметр каната 60,5 мм). Результати розрахунків подані в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків механічної характеристики електродвигуна

Ступінь	Залежність $M = f(\omega)$	Коефіцієнти			Інтервал кутової швидкості ω, рад/с		Зміна моменту M, кН·м	
		b	c	d	від	до	від	до
1	$M = 83333 - \frac{83333}{39,27} \cdot \omega$	0,198	$-2,816 \cdot 10^{-3}$	1,202	0	3,05	83,3	76,9
2	$M = 103000 - \frac{103000}{47,41} \cdot \omega$	0,195		2,965	3,05	13,06	96,4	74,6
3	$M = 155000 - \frac{155000}{43,96} \cdot \omega$	0,293		7,626	13,06	22,22	107,3	73,8
4	$M = 240209 - \frac{240209}{42,39} \cdot \omega$	0,568		15,27	22,22	28,57	114,3	78,3
5	$M = 392545 - \frac{392545}{39,87} \cdot \omega$	0,883		28,92	28,57	32,32	111,3	74,3
6	$M = 607142 - \frac{607142}{39,27} \cdot \omega$	1,386		48,17	32,32	34,56	107,4	72,8
7	$M = 850000 - \frac{850000}{39,27} \cdot \omega$	1,940		69,93	34,56	35,90	101,9	72,9
8	$M = 1387500 - \frac{1387500}{39,27} \cdot \omega$	3,168		124,4	35,90	37,7	119,0	55,4

Висновок. Поданий алгоритм дозволяє розрахувати механічну характеристику електродвигуна з фазним ротором у приводі шахтного канатного підйомника за пусковими ступенями. Це дає можливість визначати прискорення та динамічні навантаження у підйомнику як одномасовій системі без урахування жорсткостей.

1. Mathematical Modeling of Torsional and Longitudinal Oscillations in a Mine Winding Plant as a Multiinass System / L. Kozar et al. // International Journal of Engineering & Technology. 2018. Vol. 7, No 4.3. P. 53-57. URL: http://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/19551 (appeal date: 02.04.2023).

2. Математичне моделювання крутильно-поздовжніх коливань у шахтній підйомній установці як багатомасовій системі / Л.М. Козар та ін. // Технології та інфраструктура транспорту : тези доп. Міжнарод. наук.-техн. конф. (Харків, 14-16 трав. 2018 р.) / Укр. держ. ун-т залізнич. трансп. – Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 60-61. УДК 621.869

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ СТРОКУ СЛУЖБИ РОБОЧОЇ РІДИНИ ГІДРОСИСТЕМИ АВТОГРЕЙДЕРА ЗА ДОПОМОГОЮ КОЕФІЦІЄНТА ПРОТИЗНОШУВАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ $К_j$

Орел О.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Як відомо [1] з часом протизношувальні властивості робочих рідин гідроприводів погіршуються, що призводить до інтенсивного зносу пар тертя та, необхідності заміни робочої рідини на свіжу.

Існує декілька способів визначення строків служби робочих рідин, але ці способи мають ті чи інші недоліки. У [2] запропоновано спосіб визначення строків служби робочих рідин гідроприводів за допомогою коефіцієнта протизношувальних властивостей , який враховує частки забруднень розміром до 5 мкм, які згідно [1] покращують протизношувальні властивості робочих рідин.

Як показали результати лабораторних досліджень, коефіцієнт протизношувальних властивостей Кj, який враховує частки забруднень розміром 5 мкм та менше, дозволяє відслідковувати протизносні властивості робочої рідини.

В процесі роботи гідроприводу протизносні властивості робочої рідини поступово зменшуються (окислюється, змінюється його в'язкість, накопичуються механічні домішки і спрацьовуються присадки), що тягне за собою поступове збільшення зносу. В робочій рідині накопичуються частки зносу різних розмірів та як наслідок поступово зменшується коефіцієнт протизношувальних властивостей Кj.

Для визначення строку служби робочої рідини Hydro HV 46 за допомогою коефіцієнта проводиться наступне випробування.

З гідросистеми автогрейдера GR165 була злита стара робоча рідина, після ретельного промивання гідросистеми була залита свіжа робоча рідина Hydro HV 46. Далі автогрейдер працював у штатному режимі.

Згідно зі заздалегідь складеною схемою, здійснюється відбір проб робочої рідини з гідросистеми та подальше проведення лабораторних досліджень. В рамках дослідження встановлюється гранулометричний склад частинок забруднень (включаючи частинки розміром 5 мкм і менше) і на основі отриманих результатів визначається індекс забруднення, клас чистоти робочої рідини згідно з ГОСТ 17216-2001, коефіцієнт протизношувальних властивостей $К_j$ (рис 1). Також проводиться визначення відсоткового вмісту неорганічних і органічних частинок забруднень, а також вмісту заліза.

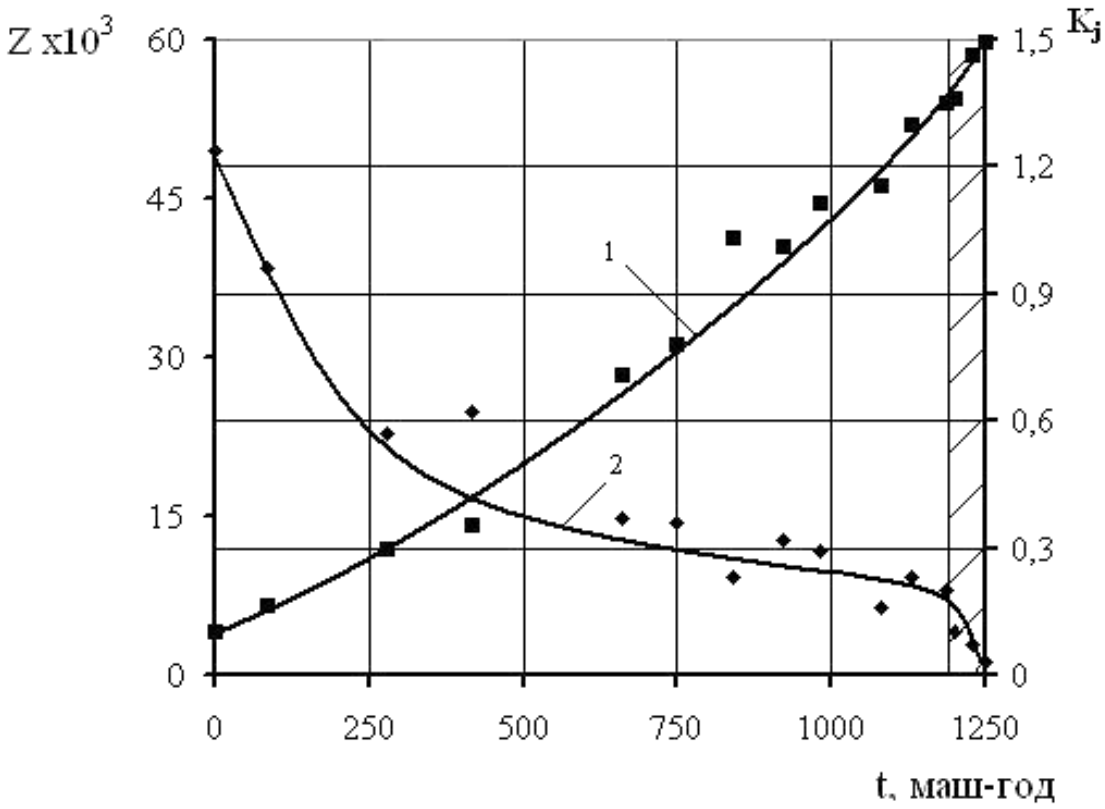


Рис. 1. – Залежність індексу забрудненості Z (1) та коефіцієнта протизношувальних властивостей Kj (2) від часу напрацювання PP Hydro HV 46

Якщо виявлено різке збільшення кількості неорганічних і органічних частинок забруднень та заліза при одночасному різкому зменшенні коефіцієнта протизношувальних властивостей Kj, це свідчить про значне зниження протизносних властивостей робочої рідини, що в свою чергу вимагає заміни на свіжу робочу рідину.

Література

1. Венцель Є.С. Поліпшення оперативних властивостей масел та палива: монографія / Є.С. Венцель //–Харків: ХНАДУ, 2010. – 224с.

2. Венцель Є.С. Визначення мінімально припустимого значення коефіцієнта протизношувальних властивостей робочих рідин гідроприводів / Є.С. Венцель, О.В. Орел, О.Ю. Пономаренко // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – 2011, Вип.53. – С. 95–98.

УДК 629.038

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО КУТА ПРИКЛАДАННЯ ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ ТРЕЛЮВАЛЬНОГО ЗАСОБУ “КРОКУЮЧІ САНИ”

Б.О. Магура[1], Б.Я. Бакай[1], О.В. Білоус[2], І.Р. Каратник[1], В.В. Кий[1]

[1]Національний лісотехнічний університет України
[2]Національний університет “Львівська політехніка”

В Національному лісотехнічному університеті України запропоновано і розроблено конструкцію малогабаритного трелювального засобу типу “крокуючі сани” (патент на корисну модель № 109011) (рис.1). Такий трелювальний засіб призначений для використання на перезволожених і заболочених лісосіках, оскільки поєднує в собі як переваги рушія ковзаючого типу, так і рушія колісного типу. Рушій візка ковзає по поверхні з низьким коефіцієнтом опору переміщення (перезволожені і заболочені ґрунти), а у випадку збільшення коефіцієнта опору руху (наявність перешкоди або “засмоктування” рушія у болото) прокручується і здійснює крок опускаючись на наступну опору (лижу).

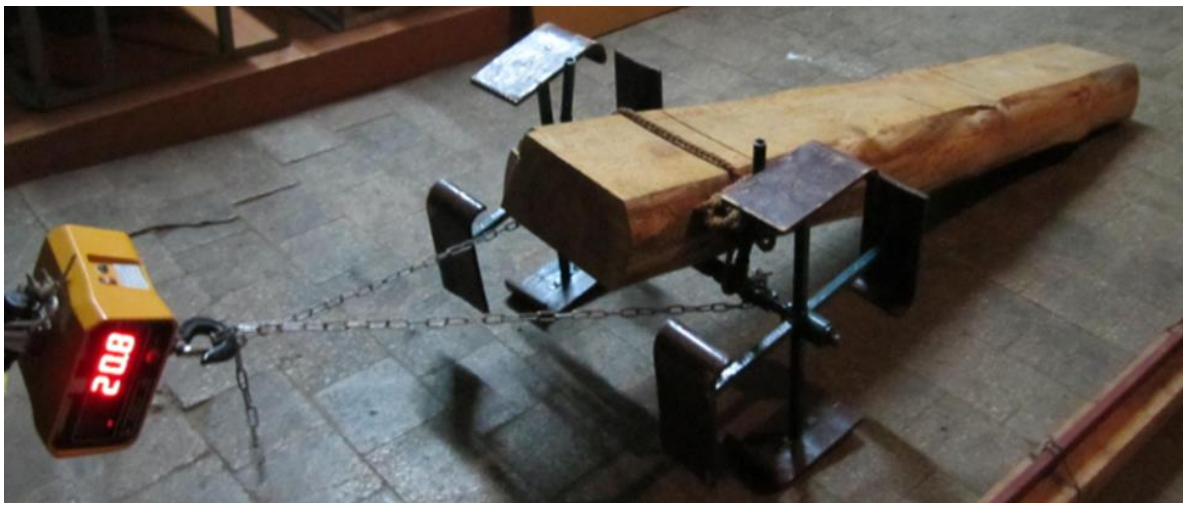


Рис. 1. Визначення тягового зусилля при трелюванні вантажу масою 54,0 кг (на вісь) за допомогою малогабаритного трелювального засобу «крокуючі сани» по поверхні з високим коефіцієнтом опору руху

Експериментальні дослідження проводились в декілька етапів:

- вимірювання тягового зусилля під час трелювання деревини в залежності від кута прикладання тягового зусилля (в лабораторних умовах, з трьома різними масами пакета деревини – 30,4 кг; 54,0 кг; 73,2 кг);
- визначення оптимального кута прикладання тягової сили до трелювального візка (діапазон 5°– 30°), при якому це зусилля найменше;
- вимірювання тягового зусилля на трелюванні деревини при наявності перешкоди (в лабораторних умовах, при трьох різних масах пакета деревини).

Експериментальні дослідження проводились в лабораторних умовах з трьома різними масами пакета деревини, на поверхнях з різними коефіцієнтами опору руху ковзання, а саме на поверхні з низьким коефіцієнтом опору руху, на поверхні з високим коефіцієнтом опору руху (бетонна плита) та на сніговому покриві, що імітує реальні умови використання трелювальної установки. Основним завданням було визначення оптимального кута прикладання тягового зусилля до трелювального візка з діапазону 5°–30° за наявності перешкоди на шляху, при якому це зусилля буде найменшим.

Оптимальним кутом прикладання тягового зусилля до трелювального засобу вважається такий кут, при якому затрачається найменше зусилля на його переміщення. Значення цього кута необхідне для розроблення рекомендацій для виготовлення тягового приспосіблення, (у випадку з конем – збруя), для раціонального використання гужового транспорту чи моторизованих малогабаритних транспортних засобів (квадроцикли).

З отриманих залежностей тягового зусилля від кута його прикладання для різних трельованих мас вантажу можна зробити висновок про те, що при трелюванні без перешкод (незалежно від типу поверхні), оптимальний кут прикладання тягового зусилля наближається до 0°, тобто практично співпадає з горизонтальною складовою прикладання тягового зусилля. Це викликано відсутністю вертикальної складової сили, яка потрібна для того, щоб припідняти візок на деяку висоту для виконання рушієм крокуючого руху.

У випадку здійснення крокуючого руху, тобто руху через перешкоду (рис. 2), оптимальний кут прикладання тягового зусилля, незалежно від величини навантаження на вісь і зусилля затягування регулювальної гайки адаптивної муфти, лежить в діапазоні 15°-19° (рис. 3), що підтверджує достовірність проведених теоретичних досліджень.

Рис. 2. – Визначення тягового зусилля під час трелювання вантажу по сніговому покриву: спрацювання крокової муфти - крок через перешкоду

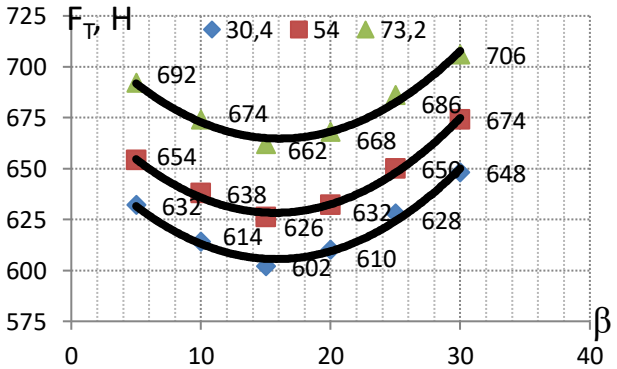


Рис. 3.– Залежність тягового зусилля від кута його прикладання при змінному навантаженні на вісь (*30,4 кг, 54,0 кг, 73,2 кг*) за наявності перешкоди (зусилля затягування муфти *Fз.м = 7,5 Н·м*)

Це зумовлено тим, що для виконання рушієм кроку сила тяги розкладається на дві складові: горизонтальну та вертикальну. Перша потрібна для того, щоб візок виконував поступальний рух, а друга потрібна для припіднімання візка з вантажем відносно горизонтальної осі. Якщо кут прикладання тягового зусилля лежить поза межами цього діапазону – тягове зусилля зростає.

Запропонований трелювальний засіб "крокуючі сани" показав ефективність роботи при використанні в умовах наближених до реальних.

Література

1. Магура Б.О. Обґрунтування конструкції малогабаритного трелювального засобу для первинного транспортування деревини на заболочених лісосіках // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка.– Харків.– 2014.– Випуск 155 "Інноваційні технології деревообробної промисловості та механізації процесів у лісовому комплексі".– С. 37-44.
2. Патент на корисну модель UA 109011, МПК B60P 3/41 (2006.01), B62D 63/08 (2006.01). Малогабаритний трелювальний засіб "Крокуючі сани" [Текст] / Магура Б. О., Кий В. В.; заявник і власник патенту Національний лісотехнічний університет України. – № u 2016 00976; заявл. 08.02.2016; опубл. 10.08.2016. – Бюл. № 15.
3. Ramin Naghdi, Ahmad Solgi & Eric K. Zenner (2015) Soil disturbance caused by different skidding methods in mountainous forests of Northern Iran, International Journal of Forest Engineering, 26:3, 212-224, DOI: 10.1080/14942119.2015.1099814
4. Рекомендації з удосконалення технології лісозаготівлі при різних способах рубок в гірських лісах Українських Карпат. / Коржов В.Л., Кудра В.С., Кузик П.М., Тимчук Б.І., Кокоць С.Ю., Пукман В.В., Стиранівський Ю.О. – Івано-Франківськ: Просвіта, 2017. - 52 с.
5. Шкіря Т. М. Щодо кінного трелювання деревин-ної сировини в умовах крутосхилих лісосік. Наук. вісник Укр ДЛТУ. – Львів: Укр ДЛТУ. – 1999, вип. 9.6. – с. 115 – 119.
6. Mahura B, Bihun Y, Deyneka A (2009) Opportunities and challenges in promoting sustainable timber harvesting in the Ukrainian Carpathians. In: Keeton WS, Soloviy IP (eds) Ecological economics and sustainable forest management: developing a transdisciplinary approach for the Carpathian Mountains. Ukrainian National Forestry University Press, Lviv
7. Библюк Н. І. Екологічна сумісність наявних тех-нологій лісозаготівлі з природнім середовищем: європейський досвід і українські реалії / "Наукові праці Лісівничої академії наук України". – Львів. – 2004, вип. 3. – с. 118 - 132.

УДК 725:69.059.28

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ, ЩО ВКЛЮЧАЄ АМОРТИЗАТОР І ГІДРОМОЛОТ

В.Є. Лютенко[1], Д.О. Волошин[2], Р.О. Бовсуновський[2]

[1] *доцент кафедри галузевого машинобудування і мехатроніки, канд. техн. наук, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка; Полтава, Україна*

[2] *дипломник, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка; Полтава, Україна*

Вимоги, пропоновані до точності розрахунку динамічних систем, зобов'язують ураховувати власні коливання окремих елементів і системи в цілому в зв'язку з тим, що в результаті збігу частот власних та змушених коливань виникають резонансні явища, які викликають значні вібраційні та динамічні навантаження, котрі знижують довговічність конструкцій.

У даний час при виконанні проектних розрахунків елементів віброзахисних систем екскаваторів, при роботі з ударним робочим обладнанням, на статичну й утомлену міцність власні коливання конструкцій цих машин не враховуються. Але несучу здатність цих віброзахисних пристроїв можна підвищити, якщо у розрахунках при їх проектуванні враховувати їхні амплітудно-частотні характеристики.

Можна заключити, що результат визначення частот і форм власних коливань елементів конструкцій віброзахисних систем дасть можливість співставити ці частоти зі змушеними частотами, мати дані про характер навантаженності підйомної і вібраційної систем й тим самим служити частиною вихідних даних для створення високопродуктивних машин з параметрами, котрі забезпечують нормальну роботу в0441іх коливних ланок у режимі, достатньо віддаленому від резонансу.

Сучасні віброзахисні системи представляють собою пружну багатомасову систему, що володіє нескінченним числом ступенів вільності. Але, в свою чергу, можна виділити найбільш характерні елементи цих систем . Це металоконструкція екскаватора, його робоче обладнання, віброударний пристрій (гідромолот) і амортизатор (підвіска гідромолота до робочого обладнання гідравлічного екскаватора)..

Якщо не враховувати податливості нерухомої частини металоконструкції робочого обладнання екскаватора, так як вона складає значно велику жорсткість,

в даному випадку розрахункову схему віброзахисної системи з динамічним амортизатором можна представити у вигляді двомасової пружної системи (рис. 1).

На схемі (рис. 1) маси амортизатора, гідромолота, які володіють значними жорсткостями й невеликими довжинами, приймаємо як ланки із зосередженими масами.

На розрахунковій схемі (рис. 1) прийняті наступні позначення: m_1 – маса екскаватора; m_2 – маса гідромолота; X_1, X_2 – координати руху зосереджених мас; C_1, C_2, – відповідно жорсткість робочого обладнання екскаватора, гідромолота.

Розглядаючи динамічне навантаження двомасової системи, рівняння руху мас в процесі роботи запишемо у вигляді:

$$m_1 X_1``+C_1 X_1 - C_2(X_2 - X_1) = 0;$$

$$m_2 X_2``+C_2(X_2 - X_1) = 0. \qquad (1)$$

Розв'зання рівнянь руху (1) дає можливість розглянути коливання пружної системи при певних крайових умовах. При переміщеннях $X_1, i\ X_2$ рівняння руху для кожної маси визначають вільні (власні) коливання системи. Тоді рівняння (1) після диференціювання в матричному вигляді будуть:

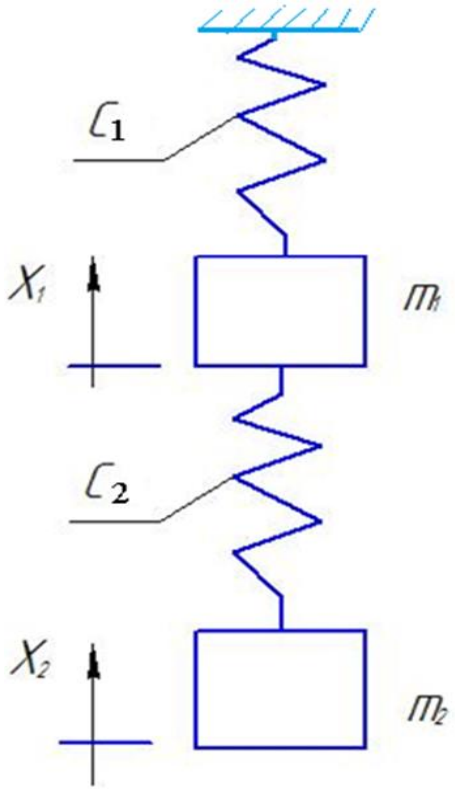


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення вільних (власних) коливань двомасової пружної системи: амортизатор, гідромолот

$$\begin{bmatrix} \frac{C_1+C_2}{m_1} - \omega^2 & -\frac{C_2}{m_1} \\ -\frac{C_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} - \omega^2 \end{bmatrix} = 0; \qquad (2)$$

$$\begin{bmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda \end{bmatrix} = 0 \longrightarrow \lambda . \qquad (3)$$

Для визначення частот власних коливань пружної системи: амортизатор, гідромолот, екскаватор запишемо наступні вирази:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{C_1+C_2}{m_1} & -\frac{C_2}{m_1} \\ -\frac{C_2}{m_2} & \frac{C_2}{m_2} \end{bmatrix}; \qquad (4) \qquad E = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \qquad (5)$$

$$A - \lambda \cdot E = 0 \longrightarrow \lambda . \qquad (6)$$

В системі рівнянь (2–3) здійснені наступні позначення і заміни: ω – колова частота власних (вільних) коливань , c^{-1}; $\frac{\omega}{2\pi} = f$; $\omega^2 = \lambda$, де λ – власне число; f – частота коливань, $Гц$. Приведення всіх мас системи, жорсткостей пружних ланок робимо до маси гідромолота. Вихідні параметри наступні: m_1 = 6300 $кг$; m_2 = 370 $кг$; C_1 = 3500000 $Н/м$; C_2 = 545588 $Н/м$.

Рішення матричного виразу (6) і отримання частот власних коливань пружної системи: амортизатор, гідромолот та екскаватор виконуємо з використанням математичного застосунку MathCAD.

У результаті розрахунку отримано основну частоту власних коливань системи: гідромолот – амортизатор та екскаватор f = 3,594 $Гц$.

УДК 621.869

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ НА ЯКІСТЬ БЕТОННИХ ВИРОБІВ ПРИ ЇХ ВІБРОУЩІЛЬНЕННІ

О.Ю. Крот [1], Ю.О. Кузуб[2], О.А. Крючков[2]

[1] професор кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, докт. техн. наук, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна

[2] аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна

Вступ. Переважна більшість обладнання, що використовується для віброущільнення бетону при виробництві бетонних виробів, застосовують так званий «глибоко за резонансний» режим роботи. Це означає, що частота коливань багаторазово перевищує частоту власних коливань системи. Зазвичай, робоча частота у 10-15 разів більше за власну. Отже, працюючи в зарезонансному режимі, система переходить через резонанс у процесі розгону (виходу на робочий режим) системи. І головне, система проходить через резонансний режим у процесі сповільнення системи перед повною зупинкою. Це особливо шкідливо для виробів тому, щойно сформовані вироби потерпають від резонансних коливань; може порушитись конструктивна цілісність (з'являться тріщини, розшарування) виробів.

Постановка задачі та мета роботи. Необхідно визначити чинники, що впливають на виникнення високоамплутудних резонансних коливань, запропонувати заходи щодо усунення цього недоліку вібросистеми чи поменшання негативного впливу.

Було розглянуто і частково досліджено декілька **шляхів зменшення впливу** резонансу на вироби.

1. Пришвидшення зупинки змушувача коливань. Велика кінетична енергія, накопичена механізмом, є причиною тривалого вибігу (тривалого перебування у близькорезонансній області). Характеристикою інерційності системи в обертовому русі є момент інерції *I*. Великий момент інерції вібратора – одна з причин шкідливих резонансних коливань при зупинці. Знайдено залежність моменту інерції дебаланса у вигляді сектора від величини його центрального кута α (1).

$$I = \frac{\left(\sqrt[3]{\frac{2 \cdot const}{1{,}29 \cdot h \cdot \gamma \cdot \sin\frac{\alpha}{2}}} \right)^4 \cdot h \cdot \gamma \cdot \alpha}{4}. \qquad (1)$$

Тут добуток $m \cdot r = const$ вважали константою (m – маса неврівноваженої частини дебаланса; r – відстань від осі обертання до центра мас неврівноваженої частини) – таким чином могли порівняти дебаланси, що забезпечують однакову відцентрову силу, але мають різний момент інерції. h і γ – тут також константи – товщина дебаланса та густина матеріалу, з якого він виготовлений. Залежність має екстремум. Для дебалансів з різними розмірами маточини оптимальним є кут від 92,5 до 95 градусів.

Іншою (навіть, більш суттєвою) складовою вібратора, що має великий момент інерції, є ротор двигуна. Найдешевші і найбільш популярні двигуни – електричні асинхронні. Їхня маса і момент інерції ротора дуже великі. Альтернативою є двигуни гідравлічні. Доведено, що момент інерції гідравлічного двигуна виявляється в 11 разів менше, ніж у двигуна асинхронного. Зупинка (перехід через резонанс) відбудеться набагато швидше. Додатковою суттєвою перевагою гідравлічного двигуна є його мала маса у порівнянні з електричним – різниця у 4 рази. Це суттєво, враховуючи, що двигун встановлюється на рухомій частині вібраційної машини.

Можлива припустима частота обертання гідродвигуна набагато більша (у 20 разів), ніж електричного. Регулювання ж частоти обертання двигуна здійснюється дуже просто; для цього не потрібно коштовних пристроїв.

Ще однією суттєвою перевагою застосування гідравлічного двигуна є більша надійність систем, побудованих на такому двигуні. Якщо електричний двигун запускається кілька разів за хвилину, це призводить до зміни в часі електричних характеристик електродвигунів: струму та потужності. Виникають вихорові струми, від яких нагріваються обмотки; довговічність двигуна страждає.

2. Зміна характеру режиму зупинки всієї маси, що коливається, за рахунок застосування альтернативних пружних елементів. Для існування вібраційної системи необхідними атрибутами є маса частин, що коливаються, і пружність (інколи функцію сили пружності виконують сили іншої природи, наприклад, гравітаційні – їх називають квазіупружні).

Переважна більшість вібраційних систем для ущільнення будівельних виробів застосовують пружні елементи у вигляді спіральних сталевих пружин стискання. Альтернативними є пружні елементи, виконані з гуми. За допомогою

спеціально розробленої тензометричної системи записано діаграми коливань рухомих частин вібромайданчиків з цими двома видами пружних елементів. Підтверджено наявність ділянок резонансних коливань на діаграмах вібромайданчиків як з сталевими пружинами, так і з гумовими пружними елементами. Однак відношення амплітуд резонансних коливань до амплітуд робочого режиму суттєво відрізняються. Варіант зі сталевими пружинами має резонансну амплітуду у 5 разів більшу, ніж амплітуда робочого режиму. Для варіанта з гумовими пружними елементами спостерігається перевищення лише у 2 рази; це суттєва різниця. Також час вибігу (від вимикання привода до повної зупинки) є значно меншим у системи з гумовими пружними елементами.

Додатковою перевагою гумових пружних елементів (замість сталевих пружин) є значно менша шумність обладнання. Цей фактор є навіть вирішальним для багатьох підприємств. Наприклад, на підприємствах, що виробляють піщано-цементну цеглу та тротуарну плитку, заміняли сталеві пружини на гумові елементи саме внаслідок їх малої шумності.

Очевидно, такі особливості гумових пружних елементів пов’язані з іншими властивостями застосовуваного матеріалу. Петля гістерезису гуми значно ширша, ніж у сталевих пружин (при однаковій жорсткості). Це пов’язано з великим внутрішнім тертям всередині гумових елементів, що приводить до суттєвого нагрівання гуми, що, в купі з малою теплопровідністю гуми, приводить до їх перегріву та швидкого старіння гуми. Це пояснює досить швидку зміну характеристик гуми і необхідність досить частої заміни.

Висновки

Розглянуто способи зменшення негативного впливу резонансних коливань на якість будівельних виробів, що формуються на вібраційному обладнанні. Перший спосіб – пришвидшення зупинки змушувача коливань; другий спосіб – зміна характеру режиму зупинки всієї маси, що коливається, за рахунок застосування альтернативних пружних елементів. Підтверджено існування оптимального значення кута, що утворює секторний дебаланс; доведено доцільність застосування гідравлічного двигуна замість електричного для привода вібромашини; експериментально підтверджено доцільність встановлення гумових пружних елементів замість сталевих пружин.

УДК 625.7:004.8

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИКОРИСТАННЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ ТЕХНІКИ ПО ДАНИМ МОНІТОРИНГУ СТАНУ ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ

С.Ю. Запорожцев, Т.І. Юр'єва

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В транспортній системі країни значне місце належить автомобільному транспорту, який за обсягом перевозимих вантажів перевищує роботу всіх інших видів транспорту, разом узятих. Це пояснюється тим, що середня дальність перевезень автомобільним транспортом у кілька разів менше, ніж іншими видами транспорту. [1]

Постійно зростаюча кількість автомобілів на дорогах країни і наявний стан дорожніх комунікацій роблять актуальною тему не тільки розвитку дорожнього будівництва, а й підтримання стану дорожньої мережі на прийнятному рівні. [2]

Дорожньо-транспортна мережа – система, характеристики якої з плином часу схильні до динаміки у гірший бік. Для підтримки доріг у належному вигляді дорожньо-експлуатаційним підприємствам необхідний як постійний моніторинг стану дорожнього покриття, так і планування ремонтних робіт та складання розкладу та завдань практично на кожен день.

Нові технології, наприклад, у вигляді мобільного додатка, що збирає інформацію про вібрації автомобіля під час руху, дозволяють в режимі реального часу отримувати дані про геометричний стан дорожнього покриття. Такі дані, зібрані від сотень та тисяч автомобілів, пропонується обробляти методами штучного інтелекту. [3]

На першому етапі необхідно вирішити три типи завдань.

Перший – виявлення та кластеризація ступеня зношеності дорожнього полотна за характером та розміром вібрацій мобільного пристрою під час руху, а також за швидкістю проходження автомобілями ділянок дороги.

Другий тип задач – угруповання дорожніх дефектних ділянок за даними геопозиціонування з метою планування одночасного їх ремонту задля підвищення ефективності використання ресурсів.

Для вирішення подібних завдань зазвичай використовуються моделі машинного навчання без вчителя, найпоширенішими з яких є алгоритми кластеризації, зокрема, К-середніх, агломеративна та спектральна кластеризація та інші.

Через те, що заздалегідь невідомі ані кількість кластерів, ані справжні мітки об'єктів, якість роботи таких моделей можна оцінювати методом силуетів, максимізуючи цю метрику.

При плануванні ремонтних робіт і, відповідно, використанні будівельно-дорожньої техніки виникає третій тип задач - завдання ранжування знайдених кластерів проблемних ділянок з урахуванням важливості доріг. Наприклад, магістральні вулиці мають ремонтуватися насамперед. При цьому планування при такому підході завжди ведеться динамічно, що дозволяє отримати необхідну адаптивність до умов, що змінюються.

Ранжування можна виконувати різними методами – регресійними, випадковим лісом, різними бустингами тощо. Метрики ранжування можуть бути також різними – наприклад, поширений ndcg або метрики на основі рангової кореляції.

Ранжування дозволяє визначити порядок прийому на виконання робіт в кластерах дефектів дорожнього полотна, результати якого, в свою чергу, безпосередньо пов'язані з плануванням використання будівельно-дорожньої техніки. Це дозволить зменшити нераціональне використання техніки, витрати на зайві переміщення та простій, і т.д.

По мірі накопичення даних з виконаних робіт буде можливий поступовий перехід до другого етапу, на якому статистика для навчання моделей з підкріпленням дозволить не лише планувати порядок, а й оцінювати трудомісткість робіт, а також дасть можливість якісніше класифікувати дефекти (вирішувати завдання першого етапу).

Таким чином, поетапне впровадження такої системи позитивно відбиватиметься на ефективності використання техніки та ресурсів дорожньо-експлуатаційних підприємств.

Література

1. Транспорт України. Стаття на Вікіпедії : веб-сайт. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Транспорт України (дата звернення: 12.04.2023).
2. ДСТУ 3587–97. Автомобільні дороги, вулиці та залізничні переїзди. Вимоги до експлуатаційного стану. Київ, 1997. 24 с.
3. Основи машинного навчання: веб-сайт. URL: https://travelscode.com/osnovi-mashinnogo-navchannya/ (дата звернення: 12.04.2023).

УДК 681.5

МОНІТОРИНГ СТАНУ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОМИСЛОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Д. О. Власюк, Г.В. Анахін

Харківський національній автомобільно-дорожній університет

Специфіка виконаних робіт в машинобудівельній галузі диктує вимоги щодо компонентів системи управління [1]. Дослідження в області інтелектуальних систем для моніторингу стану робочих параметрів машини є актуальними.

Загальна ефективність компонентів системи управління впливає на забезпечення швидкості й точності виконання робочих операцій. Для створення стійкого середовища обробки даних необхідно застосовувати ефективні промислові технології.

Перелік промислових технологій з програмного забезпечення [2]:

- алгоритми розпізнавання дорожньої обстановки в реальному часі (обробка відеопотоку і розпізнавання та класифікація навколишніх об'єктів, обробка і розпізнавання звукових сигналів і керуючих команд);
- обробка даних зі скануючих сенсорних систем (лазерних, радарів, ультразвукових);
- обробка даних діагностики та моніторингу систем автороботів;
- алгоритми системи управління роботом в реальному часі (об'єднання даних сенсорних систем, технічного зору, навігації, самодіагностики; ухвалення рішення про подальший рух і обробка колійного завдання;
- вироблення управляючих сигналів на мехатронні органи системи машини);
- алгоритми обробки і передачі телеметричної інформації на оператора контролера (зшивання відеозображення кругового огляду в 360º);
- доповнена реальність (накладення додаткової інформації для оператора машини на відеопотік);
- відображення тактичних карт і взаємодія машини в складі групи.

Технологічні напрямки світового ринку навігації, що використовуються для моніторингу робочих параметрів будівельної машини, наступні [3]: обробка різнотипних даних, що циркулюють в геоінформаційних системах; моніторинг комплексної обробки інформації про стан об’єктів; обробка та аналіз просторово-часових даних в режимі реального часу за допомогою хмарних обчислень; подання геотехнічних даних у формати, які корисні інженерам, планувальникам.

Отже для моніторингу стану робочих параметрів машини необхідно об’єднати промислові технології автономного управління з методами обробки різнотипної інформації в навігаційних системах. Це дозволить ефективно проводити у комплексі обробку та розподіл великих масивів даних в умовах невизначеності, а також дефіциту обчислювальних ресурсів [4].

Запропоновано для вирішення поставленої задачі моніторингу стану робочих параметрів машини використовувати метод комплексної обробки даних.

У відповідності до цільового призначення в якості показника ефективності процесу комплексної обробки геопросторових даних в геоінформаційних системах доцільно взяти ймовірність виконання завдань системою $p(\Delta t)$. Тобто виконання окремих робочих операцій виконавчими механізмами. За основу при оцінюванні ефективності візьмемо ймовірність виконання навігаційної задачі за період робочого циклу управління машиною.

На рисунку 1 представлено схему системи комплексного моніторингу параметрів машини.

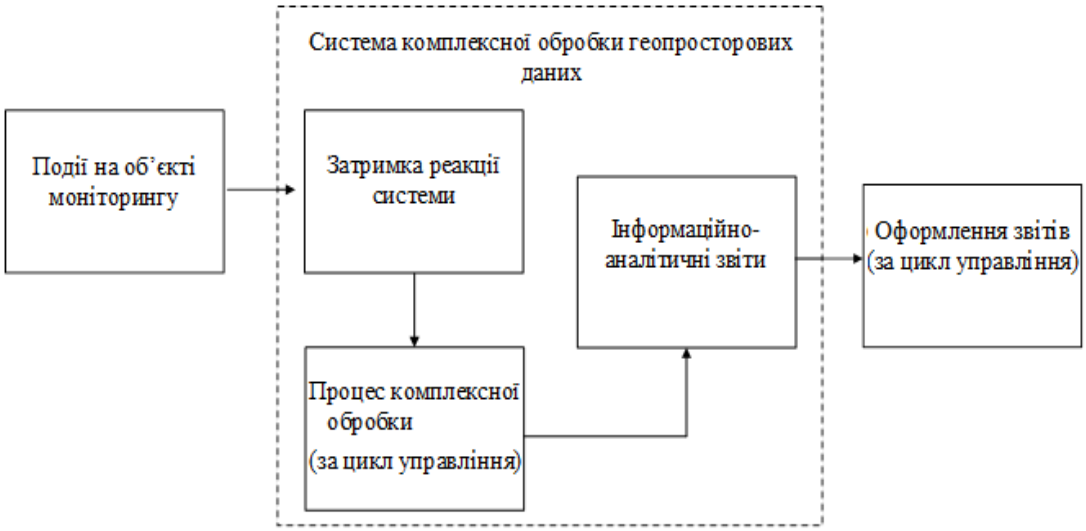


Рис.1. – Схема комплексної обробки геопросторових даних

Сьогоднішні умови експлуатації машини характеризуються підвищеною небезпекою та надзвичайністю ситуації. Тому актуальним стає задача автономного управління та моніторинг такого режиму роботи. Автономне управління переміщенням вимагає наведення машини на необхідну траєкторію переміщення. Використовуються такі основні способи наведення автономних машин на траєкторію: оптичний; індукційний; радіонаведення.

При оптичному способі наведення управління здійснюється по кольоровій лінії (смузі), нанесеної на поверхню переміщення. Для цього на візку є пристрій, що висвітлює кольорову лінію, а приймальний пристрій (фотоелемент, датчик кольору), встановлений на візку, здійснює прийом відбитого сигналу, за характером якого здійснюється автоматичне керування переміщення машини. При індукційному способі наведення на машину встановлюють індукційні датчики, які сприймають низькочастотне магнітне поле, що розпочинається струмом, що проходить по кабелю, укладеному в поверхню переміщення. Сигнали цих датчиків використовуються для управління. При використанні способу радіонаведення уздовж траєкторії переміщення машини розташовують передавальну антену, а приймальна антена розташовується на машині.

Спосіб радіонаведення використовується для експлуатації машини на відкритій місцевості (рис. 2).

Рис.2 – Автономне управління за допомогою лазерних сканерів

Лазерний сканер визначає координати всіх точок в межах радіусу своєї дії. Сформовані хмари точок повноцінно відображають простір таким, яким він був в момент сканування. Зйомка методом лазерного сканування є найбільш безпечним та економічно вигідним методом, основна складність при проведенні зйомок автодоріг - це необхідність зупинки або обмеження руху. Навіть якщо по ділянці дороги, що сканується, безупинно їдуть машини, то при обробці хмари точок можна вибрати одну необхідну точку, і включити функцію побудови згладженої поверхні. Програма обробки хмари точок автоматично вибере всі точки, що лежать на площині в межах, заданих параметрами побудови цієї поверхні: максимальна відстань від середнього рівня, кут піднесення, найбільша відстань між двома сусідніми точками і найбільший діапазон поверхні. Таким чином, для побудови тривимірної поверхні будуть відібрані тільки ті точки, які належать дорозі.

Для проведення моніторингу параметрів машини в таких режимах необхідно підібрати раціональних комплект технічних засобів системи управління. Метод комплексної обробки даних з урахуванням ступеню вкладу ресурсу значно підвищить оперативність прийняття рішень при моніторингу параметрів машини в робочих процесах.

Література

1. Шишацький А. В. Розвиток інтегрованих систем зв’язку та передачі даних для потреб Збройних Сил. // Науково-технічний журнал “Озброєння та військова техніка”. 2015. № 1(5). С. 35 –40.
2. Ефименко А.В. Инновационная система ЗТМ для разработки грунта на основе GPS технологи / А.В. Ефименко, Т.В. Плугина, Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование – Днепр: ГВУЗ «ПГАСА», 2018, С. 69-74.
3. Borenstein J., Everett H.R., Feng L., Wehe D. Mobile Robot Positioning. Sensors and Techniques Invited paper for the Journal of Robotic Systems, Special Issue on Mobile Robots. (1997) Vol. 14 No. 4, pp. 231 – 249.
4. Siegwart R., Nourbakhsh I. Introduction to Autonomous Mobile Robots. A Bradford Book. The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, London, England 2004, 336 p.

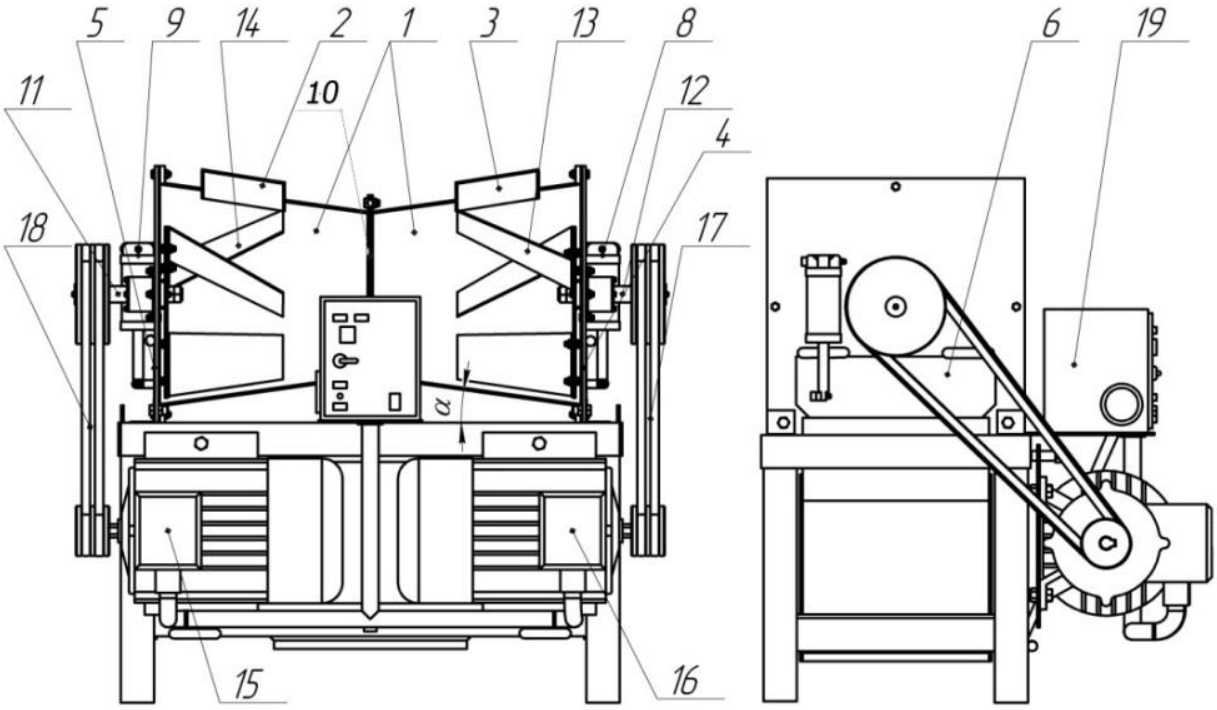
УДК 666.983

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ КОМПОНЕНТІВ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ІЗ ПОВЕРХНЕЮ РОБОЧОГО ОРГАНА ЗМІШУВАЧА

В.В. Блажко[1], А.І. Аніщенко[1], Л.В. Саєнко[1]

[1] доцент кафедри АКІТ, канд. техн. наук, ХНУМГ, Харків, Україна

Двороторний турбулентний змішувач (рис.1), який працює у каскадному режимі, відноситься до машин нового покоління і з успіхом може бути використаним для приготування сухих будівельних сумішей [1].



1. Корпус; 2, 3. Завантажувальні отвори; 4, 5 Розвантажувальні отвори; 6,7. Зазлонки; 8, 9. Пневмоциліндри; 10. Фланці; 11, 12. Вали; 13,14. Ротори з лопатями; 15, 16. Электродвигуни; 17, 18. Пасові передачі; 19. Блок керування

Рис.1 – Двороторний змішувач

Характерною особливісю машини є переміщення часток в робочому просторі по траєкторіях, які перетинаються у просторі [2]. Це дозволяє значно інтенсифікувати процес перемішування компонентів та одержати будівельні суміші високої якості.

Крім того, високі швидкості обертання роторів машини створюють умови для активації сумішей, що готуються. В процесі перемішування компонентів частки заповнювача можуть зустрічатися із корпусом або лопатями змішувача на умовах відскоку і завдяки високим швидкостям обертання робочого органу (n=200...300 об$^{-1}$) змішувача зазнавати руйнування, що і приводить до активації сумішей.

Для побудови імітаційної моделі приймаються наступні умови:

- частки суміші мають форму кулі;
- розглядається удар часток як твердих тіл які при цьому не змінюють форму кулі;
- рух часток розглядається при відсутності їх обертання;
- при ударі о поверхню частка заповнювача розколюється на дві частини.

При дослідженні процесу розколювання частки заповнювача відповідно ньютоновській теорії удару до уваги приймається критерій руйнування. При цьому, розколювання відбувається у тому разі, коли кінематична енергія руху частки, яка рухається, перевищує поверхневу енергію двох поверхонь, що тільки створилися. Поведінку нових створених часток після розколювання аналізують за допомогою теорії імпульсів [3].

$$2\pi(1-S_0)R^2\sigma \le \frac{4}{6}\pi\rho R^3\upsilon_r \qquad (1)$$

де S_0 - площа поперечного перетину частки, що утворилася після руйнування;

R - радіус частинки суміші;

ρ - щільність частинки суміші;

σ - поверхневе напруження;

υ_R - швидкість руху частинки суміші перед зштовхуванням з поверхнею робочого органа

Для розгляду взаємодії між частинкою суміші та поверхнею введені наступні позначення α_0 – кут падіння частинки, γ – кут між між нормаллю до площини розколу частинки та віссю E_n, m_1 , m_2 - ваги частини що зазнала розколювання, β_1, β_2 – відповідно кути відбивання частинок, що зазнали розколювання, V_1, V_2 - швидкості частинок які зазнали руйнування після контакту з роверхнею лопасті або корпуса, S_n , S_τ - проекції ударного імпульсу, який діє на частинку в процесі розколювання, $S^{/}_{\gamma}$, $S^{//}_{\gamma}$ - складові ударного імпульсу, що діють на частини, що зазнали розколювання.

Усі вищенаведені параметри процесу взаємодії частинок з поверхнями лопаток змішувача та внутрішньою поверхнею корпусу змішувача дають можливість визначити її поведінку після розколювання

Для визначення поведінки частинок, що були утворені після розколювання пропонується використовувати теорему імпульсів.

$$m_1\vec{V}_1 - m_1\vec{V}_R = S + S_{\gamma(1)} \tag{2}$$

$$m_2\vec{V}_2 - m_2\vec{V}_R = S + S_{\gamma(2)} \tag{3}$$

Визначення післяударних швидкостей цих часток виконано з урахуванням слідуючих технологічних параметрів: к – співвідношення часток заповнювача, який розколовся; f_1- динамічний коефіцієнт тертя; γ – кут нахилу поверхні розриву; $к_о$ – коефіцієнт втрат.

Одержані графічні залежності для визначення безрозмірних післяударних швидкостей $\vec{V}_1$ і $\vec{V}_2$(відповідно для часток m_1, m_2, що створилися після розколювання) дозволяють прогнозувати умови робочого процесу, при якому одночасно із перемішуванням компонентів відбувається активація будівельної суміші, що готується.

Список літератури

1 Особливості роботи бетонозмішувачів каскадного режиму з урахуванням траєкторії руху частинок бетонної суміші в їх робочому просторі/ І.А. Ємельянова, В.В. Блажко, В.Н. Самоделок // журнал ЦНТИ КОМПОЗИТ XXI ВІК «Сухі будівельні суміші» №2, 2015. – С. 27 – 29.

2 Бетонозмішувачі, що працюють у каскадному режимі. Монографія / І.А. Ємельянова, А.І. Аніщенко, С.М. Євель, В.В. Блажко,О.В. Доброходова, М.А. Меленцов. – Харків: Тім Пабліш Груп, 2012. – 146 с. іл., табл.

3 Яворський Б. М. Довідник з фізики: для інженерів та студентів вищих навч. закладів / Б. М. Яворський, А. А. Детлаф, А. К. Лебедєв. — Перекл. з 8-го, перероб. та випр., рос. вид. — Т.: Навчальна книга-Богдан, 2007. — 1034 с.

4 Божидарник В. В., Сулим Г. Т. Елементи теорії пружності. — Львів: Світ,1994. — 560 с.

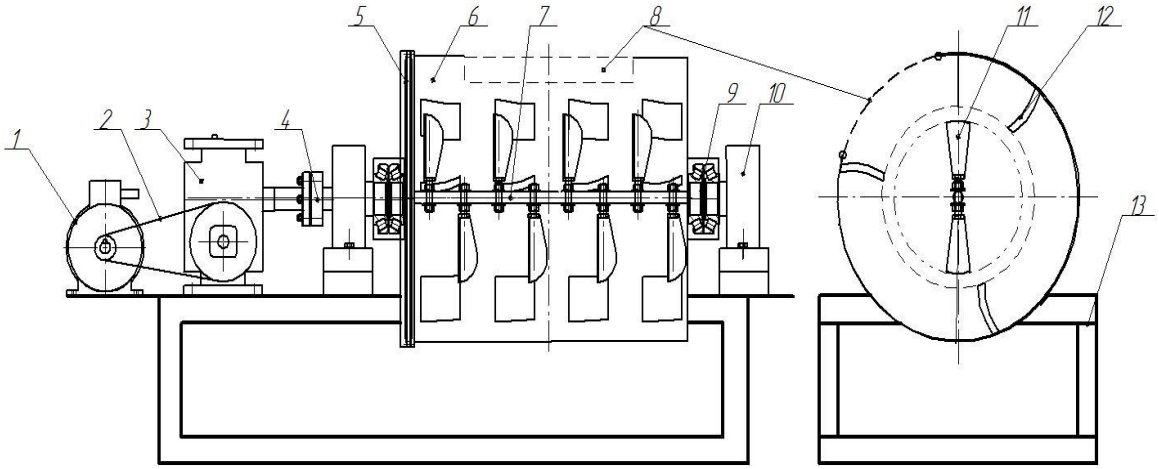
УДК 666.983

ДО ПИТАННЯ ПОБУДОВИ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ЧАСТИНОК СУМІШІ З ЛОПАТЕЙ ОБЕРТОВОГО КОРПУСУ ЗМІШУВАЧА

А.І. Аніщенко[1], В.В. Блажко[1], Л.В. Саєнко[1]

[1] доцент кафедри АКІТ, канд. техн. наук, ХНУМГ, Харків, Україна

Конструкція змішувача гравітаційно-примусової дії характерна наявністю двох робочих органів корпусу та лопатевого валу (рис.1). Наявність такої особливості обумовлена створенню каскадного режиму перемішуванню компонентів суміші [1].



1. електродвигун; 2. пасова передача; 3. редуктор; 4. муфта; 5. ланцюгова передача; 6. корпус; 7. вал; 8. завантажувально-розвантажувальний отвір; 9. підшипникові вузли; 10. роликоопори; 11. Лопатки, які встановлені на валу; 12. Лопатки, які встановлені на корпусі; 13. рама

Рис.1 Змішувач гравітаційно-примусової дії

Каскадний режим перемішування полягає в тому, що при обертанні корпусу змішувача його лопатки піднімаються у верхню частину робочого простору машини, звідки частинки бетонної суміші під дією сил гравітації сходять з їх поверхні, потрапляючи на лопатки валу, що обертається, встановлені назустріч лопаткам корпусу. З лопаток валу частинки суміші примусово знову потрапляють на лопатки корпусу машини, що обертається, процес їх руху повторюється і забезпечує рух частинок суміші в робочому просторі змішувача між лівою і правою торцевими стінками.

Щоб проаналізувати ефективність роботи змішувача потрібно визначити траєкторію руху частинок суміші при сході з лопаток.

Побудова траєкторії руху частинок суміші при сході з лопаток корпусу проводилося з урахуванням опору навколишнього середовища та без його обліку.

Частинки суміші сходять із лопаток корпусу змішувача з абсолютною швидкістю $V_{К.абс}$, яка визначається як:

$$V_{К.абс}^{(1)} = \sqrt{V_{К.окр}^2 + V_{К.отн}^2} = \omega_к R_к \sqrt{1 - \frac{R_{лк}^2}{R_к^2}} \text{, м/с} \qquad (1)$$

де $V_{К.окр}$ – окружна швидкість руху частинки бетонної суміші по лопатці, м/с; $V_{К.отн}$ – відносна швидкість руху частинки бетонної суміші по лопатці, м/с; $\omega_к$ – кутова швидкість обертання корпусу, $с^{-1}$; R*к* – внутрішній радіус корпусу, м; $R_{лк}$ – мінімальний радіус лопаток корпусу, м.

Для побудови траєкторії руху частинок суміші після сходу з лопаток корпусу змішувача без урахування опору навколишнього середовища може бути використане рівняння:

$$x = V_{К.абс} \cdot t \cdot \cos\alpha_к, \qquad y = x \cdot tg\alpha_к + \frac{g}{2 \cdot \omega_к^2 R_к^2 (1 - \frac{R_{лк}^2}{R_к^2}) \cos^2 \alpha_к} \cdot x^2, \qquad (2)$$

де $\alpha_к$ – кут підйому лопатки із сумішшю при обертанні корпусу, при якому з неї починається сходження частинок суміші.

При підстановці значенням кутової швидкості обертання корпусу змішувача $\omega_к$ = 1,8…2,0 $с^{-1}$ була побудована траєкторія руху частинки суміші, враховуючи залежності (2) та представлена на рис. 2 а.

З урахуванням опору навколишнього середовища траєкторію руху частинки бетонної суміші після сходу з лопатки корпусу може бути визначено за допомогою залежності:

$$x(t) = V_{К.абс} \cdot t \cdot \cos\alpha_к; \qquad y(x) = E \cdot \frac{x}{V_{К.абс} \cdot \cos\alpha_к} + \frac{E^2}{g} \cdot \ln\{\frac{\beta_{(1)} + \exp\left[(-\frac{2g}{E}) \cdot \frac{x}{V_{К.абс} \cdot \cos\alpha_к}\right]}{\beta_{(1)} + 1}\}. \qquad (3)$$

де $\beta_{(1)} = \frac{1 + \frac{V_{К.абс}}{C} \cdot \sin\alpha}{1 - \frac{V_{К.абс}}{C} \cdot \sin\alpha}$; $E^2 = \frac{m_ч \cdot g}{k_ч \cdot S_ч}$; $m_ч$ – маса частинок суміші; $S_ч$ – проекція перерізу частинки на площину, м; $k_ч$ – коефіцієнт опору навколишнього середовища.

Використовуючи рівняння (3) можна проілюструвати траєкторію руху частинок суміші з урахуванням сил опору зовнішньому середовищу (рис.2 б).

Застосування запропонованих рівнянь (2), (3) дозволило визначити траєкторії руху частинок сумішей, які вільно скидаються зверху з лопаток корпусу, що обертається, в зону дії лопаток центрального робочого органу, тим самим забезпечуючи каскадний режим роботи змішувача.

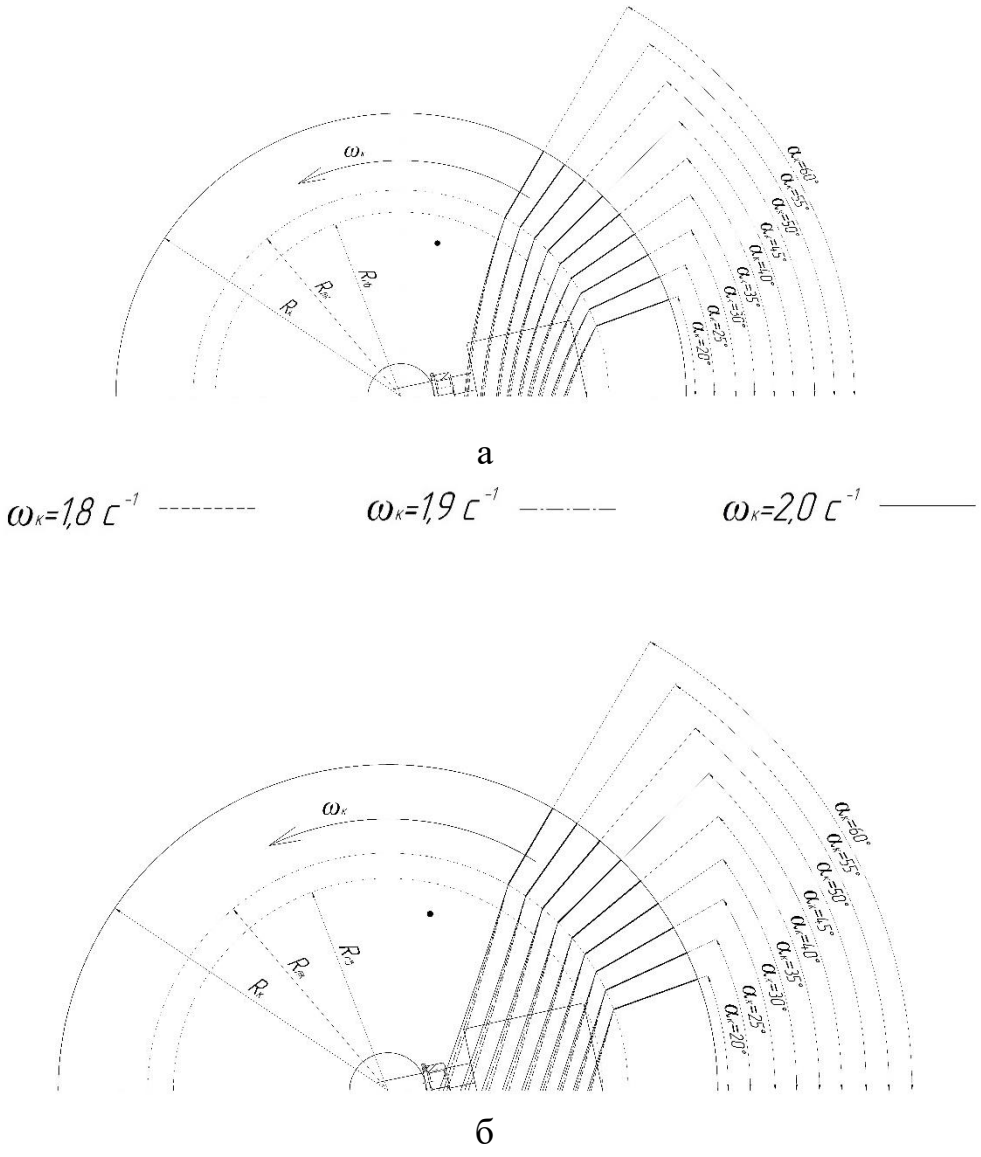


Рис. 2. Траєкторія руху частинок суміші при сході з лопаток, які встановлені на корпусі а) без урахування та б) з урахуванням сил опору навколишнього середовища

Література

1. Емельянова И.А. Бетоносмесители, работающие в каскадном режиме. Монография / И.А.Емельянова, А.И. Анищенко, С.М. Евель, В.В. Блажко, О.В. Доброходова, Н.А. Меленцов. – Харьков: Тим Паблиш Груп, 2012. –146 с. ил., табл.

УДК 666.983

МОДУЛЬНИЙ ПРИНЦИП СТВОРЕННЯ МАЛОГАБАРТНИХ КОМПЛЕКТІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ УМОВ БУДІВЕЛЬНОГО МАЙДАНЧИКА

В.В. Блажко[1], А.І. Аніщенко[1], Л.В. Саєнко[1]

[1] доцент кафедри АКІТ, канд. техн. наук, ХНУМГ, Харків, Україна

В умовах сучасного будівництва пропонується використання універсальних технологічних комплектів малогабаритного обладнання, які безпосередньо в умовах зведення будинків та споруд дозволяють повністю виконати увесь робочий цикл.

Перш за все, модульний принцип створення комплекту дозволяє одержати широко універсальне обладнання для будь-яких умов будівельного майданчика, структурна схема якого (рис.1) має наступний вигляд:

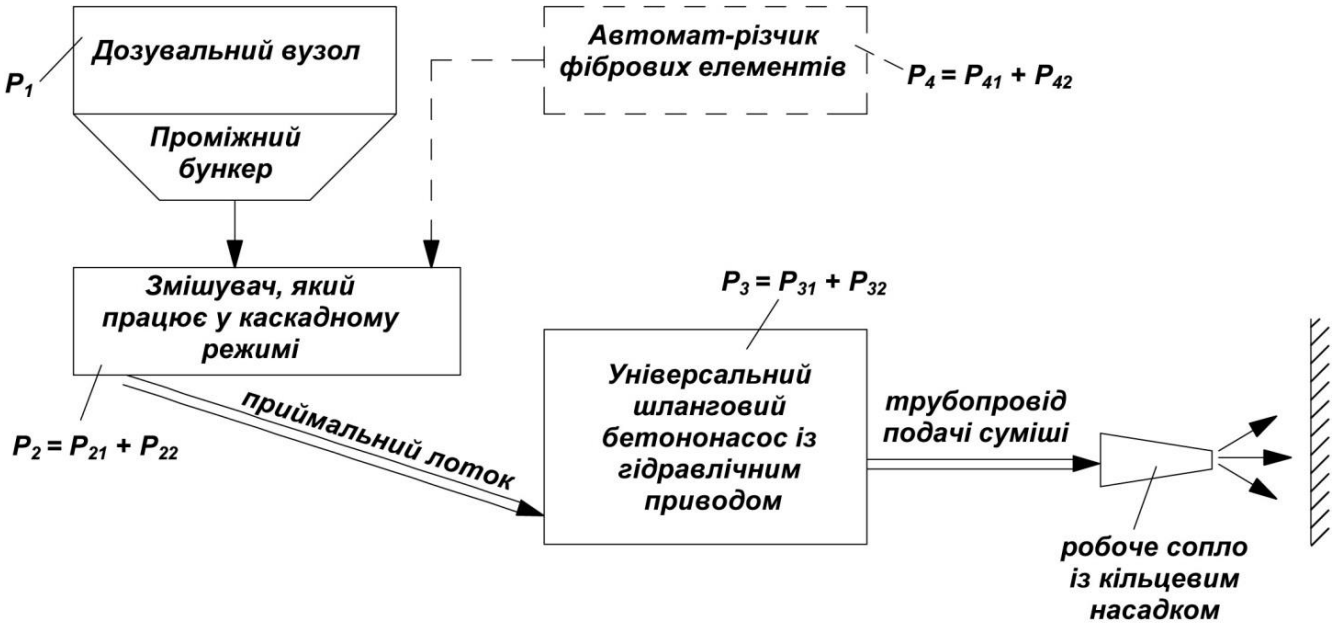


Рис. 1. - Структурна схема комплекту обладнання для бетонування з використанням способу мокрого торкретування

Така структурна схема розроблена для зведення об’єктів із залізобетону з використанням способу мокрого торкретування.

Продуктивність технологічного комплекту, що пропонується, визначається продуктивністю базової машини-модуля. Для вищенаведеної структурної схеми такою машиною-модулем може бути або змішувач, або (розчино) бетононасос.

В якості базового змішувача заслуговують уваги нові машини, які пройшли апробацію в умовах будівництва і які захищені патентами України.

Це тривальний бетонозмішувач [1], бетонозмішувач гравітаційно- примусової дії [2], двороторний змішувач [3]. Усі ці машини єднає їх принцип дії - каскадний режим роботи [4].

Як було сказано раніше, продуктивність нових технологічних комплектів малогабаритного обладнання, що пропонуються, визначається продуктивністю їх базових машин.

Так, у випадку базової машини тривального бетонозмішувача продуктивність комплекту визначається як [5]:

$$П_{1\ техн} = 3600\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)b \cdot n \cdot z_л \cdot \sin\alpha \cdot К_З^{ср} \cdot К_П^{II}\ \text{м}^3/\text{год} \qquad (1),$$

де D – діаметр по торцю обертання лопаток середнього валу, м; d – діаметр середнього валу, м; b – ширина лопаток, м; n – частота обертання середнього валу, $с^{-1}$; $z_л$– кількість лопаток середнього валу; α – кут атаки лоптки, град.; $к_З^{ср}$ – коефіцієнт завантаження змішувача сумішшю відносно середнього валу; $к_П^{II}$ – коефіцієнт повернення суміші у другій зоні змішувача

При використанні в якості базової машини змішувача гравітаційно-примусової дії технічна продуктивність комплекту знаходиться відповідно залежності [4]

$$П_{2\ техн} = \left[\frac{\pi}{2}(R_к^2 \cdot k - r_n^2 z_н - r_в^2)L_к - (z_1 b_1 h_1 c_1 + z_2 b_2 h_2 c_2)\right] z_ц \cdot k_{30}^{I},\ \text{м}^3/\text{год} \quad (2),$$

де $R_к$ – радіус корпусу змішувача, м; $L_к$ – довжина корпусу змішувача, м; k – коефіцієнт, що враховує положення суміші в корпусі; $r_н, z_н, r_в$ – радіус, кількість ніжок, радіус валу змішувача та на горизонтальному валу машини; $b_1, b_2, h_1, h_2, c_1, c_2$ – відповідно довжина, висота та товщина лопатій корпусу і валу змішувача; k_{30}^{I} – коефіцієнт заповнення бетонною сумішшю корпусу бетонозмішувача.

Коли в якості базової машини-модуля комплекту, що пропонується використовується універсальний безпоршневий шланговий бетононасос, продуктивність такого комплекту визначається як [8]:

$$П_{З\ техн} = 3600 \cdot S_{шл} \cdot \mathcal{V}_{ср} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (3)$$

де $S_{шл}$ – площа поперечного перерізу по внутрішньому діаметру шланга, який укладено в корпусі бетононасоса, м^2; $V_{ср}$ – середня швидкість руху бетонної суміші по гнучкому шлангу, м/с; k_1 – коефіцієнт, який враховує наявність пульсацій тиску нагнітання при використанні шлангових бетононасосів різних конструктивних рішень робочого органу; k_2 – коефіцієнт, що враховує умови подачі суміші бетононасосом по гнучкому шлангу з урахуванням їх властивостей; k_3 – коефіцієнт, що враховує надійність роботи шлангової частини універсального шлангового бетононасоса з урахуванням виникаючих в ній напружень і граничного стану на розрив.

Таким чином, вищевказані нові машини-модулі, перш за все, визначають ефективність роботи універсальних комплектів малогабаритного обладнання.

Література

1 Змішувач для приготування будівельної суміші: Патент №74444 С2.Україна. МПК 7В28С 5/14/ І.А. Ємельянова, А.М.Баранов, В.В. Блажко, В.В Тугай; №20031213023 Заявл. 30.12.03. Опубл. 15.12.2005 Бюл.№12 – 2с: ип.

2 Змішувач для приготування будівельних сумішей: Патент №116003 С2.Україна. МПК В28С 5/22(2006.01), В28С 5/24(2006.01), В01F 9/08(2006.01)/ Ємельянова І.А., Блажко В.В., Аніщенко А.І. №201507961 Заявл. 10.08.2015 Опубл. 25.01.2018 Бюл.№2 – 2с: ип.

3 Універсальний шланговий бетононасос: Патент №112585.Україна. МПК F 04B 43/12 (2006.01), F 04B 15/02 (2006.01) /Ємельянова І.А., Задорожний А.О., Клименко М.В., Чайка Д.О.

4 Бетонозмішувачі з каскадним принципом прермішуваня/ І.А. Ємельянова, А.І. Аніщенко, С.М. Евель, В.В. Блажко, О.В. Доброхотова, Н.А. Меленцов. Харків. Тім Пабліш Груп.2012, 146с.

5 Сучасні будівельні суміші та облпднання для їх приготування/ И.А. Ємельянова, О.В. Доброходова, А.И. Анищенко. Навчальний посібник. Харків. Тимченко А.Н., 2010, 146с.

УДК 630.32.002.5

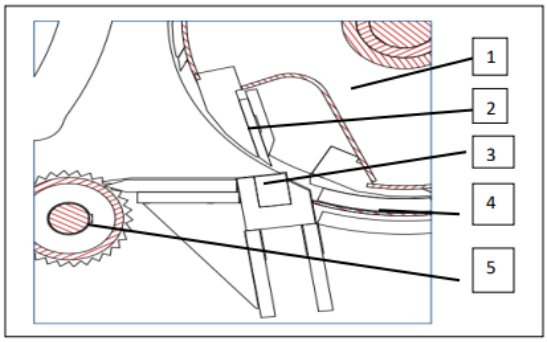
УДОСКОНАЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИРОБЛЯННЯ ТЕХНОЛОГІЙНОЇ ТРІСКИ НА БАРАБАННИХ РУБАЛЬНИХ МАШИНАХ

І. Т. Ребезнюк, Б. З. Барабаш

Національний лісотехнічний університет України

Удосконалено процес виробляння технологійної тріски на барабанних рубальних машинах поліпшуванням розташунку[1)] контрножа відносно різального ножа.

Ділянка подрібнювання та подавання матеріялів барабанної деревинорубальної машини (рис. 1) містить ножового барабана 1 з плоскими різальними ножами 2 [1]. Ножі закріплюють уздовж ножової западини, у яку потрапляє зрізана деревинна тріска. Контріж 3 слугує для встановлювання товщини різання (товщини тріски). Унаслідок колового руху зрізана тріска з підножової западини (кишені) потрапляє на калібрувальне сито 4, просівається і спадає в нижній бункер для вивантажування. Частини стружки, що не пройшли через сито доподрібнюються иншими ножами барабана на другому котрножі (на рис. 4 не показано) і знову просіюються через сито 4. Нижній урухомчий[2)] валець 5, отримуючи коловий рух від окремого електрорушія, подає деревину до ножового барабана із заданою швидкістю.



1– ножовий барабан; 2 – різальний ніж; 3 – контріж; 4 – калібрувальне сито; 5 – нижній зубчатий валець механізму подавання

Рис. 1. Схема ділянки подрібнювання та подавання матеріялів барабанної деревинорубальної машини

На підставі попереднього дослідження процесу різання деревини на тріску на рубальних барабанних машинах виявлено, що на якість різання впливає розташунок робочої поверхні контрножа стосовно до колового руху різального ножа.

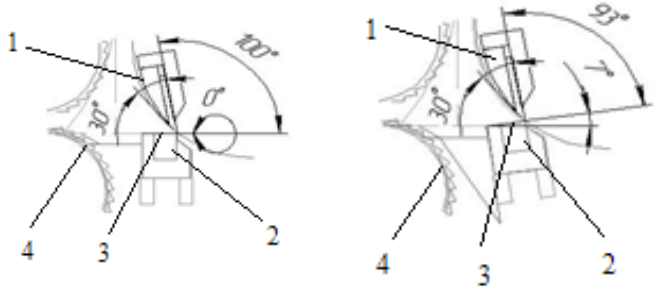
У конструкціях переважальної більшости барабанних рубальних машин робочу поверхню контрножа здебільшого розташовано однаково стосовно до напрямку

[1)] Згідно з ДСТУ 3966 [2], ДСТУ 2233 [3] і [4]: **розташу́нок** (*нр: розташува́ння*) – наслідок події *розташува́ння* (характер розміщености об’єктів на площині чи у просторі).

[2)] Згідно з ДСТУ 3966 [2], ДСТУ 2654 [5] і [4]: **у[в]рухо́мчий** (*рос. приводящий в движение*) – призначений урухо́млювати (надавати руху).

подавання деревини і відносно до напрямку колового руху різальних ножів. Такий розташунок робочої поверхні контрножа спричиняє під час торцево-поздовжнього різання нерівновласти́вісної (анізотропної) деревини за волокнами певні співвідносини[3)] торцевого та поздовжнього різання. До того ж, поздовжнє різання відбувається з ознаками розтягування волокон, що призводить до зростання витрат енергії на перерізування волокон.

Змінивши розташунка робочої поверхні на 7º, зменшили відсотка явища розтягування волокон під час різання (рис. 2). Рубання на експериментальній рубальній машині з таким розташунком контрножа підтвердило спадання використаної на різання електроенергії, а також зменшення заминання сировини на ділянці різання, що поліпшило якість отриманих деревинних частинок. Отже, важливо дослідити, на який кут найраціональніше треба змінювати розташунка контрножа.



1– різальний ніж; 2 – контріж; 3 – робоча поверхня котрножа; 4 – нижній зубчастий валець механізму подавання.

Рис. 2. Схеми розташунку робочої поверхні контрножа в барабанній деревинорубальній машині

Література

1. Онучин Е. М., Анисимов П. Н. История развития и перспектива технологий и технических средств заготовки и переработки древесини енергетического назначения: ПГТУ. г. Йошкар Ола. [Електронний ресурс]. URL: https://cyberleninka.ru/article/n/istoriya-razvitiya-i-perspektiva-tehnologiy-i-tehnicheskih-sredstv-zagotovki-i-pererabotki-drevesiny-energeticheskogo-naznacheniya (дата звернення: 14.02.2023).
2. ДСТУ 3966-2009. Термінологія. Засади і правила розроблення стандартів на терміни та визначення понять. [Чинний від 2010-07-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 2010. 31 с.
3. ДСТУ 2233:2021. Інструменти різальні. Терміни та визначення понять. [Чинний від 2022-09-01]. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 38 с.
4. Ребезнюк Ігор. Українське наукове слововживання : навч. посіб. Львів : Сполом, 2022. 400 с.
5. ДСТУ 2654:2021. Устаткóвання деревинообрóбче. Терміни та визначення понять. [Чинний від 2022-07-01]. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 19 с.

[3)] Згідно з ДСТУ 3966 [2] і [4]: **співвіднóсина** (*нр: співвідноúшення*) – наслідкóва характеристика, спричинена подією *співвіднéсення.*

УДК 629.01

ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ СШ 26

Н.М. Подригало

доцент кафедри ІКГ, д.т.н., ХНАДУ, Харків, Україна

На енергоефективність, динамічні та тягові властивості тракторів і самохідних шасі впливає вібростійкість моторно-трансмісійних установок. Співвідношення між частотою коливань, що збуджують (кругова частота крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння) і частотою вільних (власних) коливань системи «двигун – трансмісія – ведучі колеса –ґрунт – маса трактора, що рухається поступально» є визначальним для ККД трансмісії та тягового ККД трактора й тракторного агрегату.

В роботі [1] було показано, що поряд з дисипативними втратами енергії в трансмісії виникають втрати, що викликані накопиченням і витратою кінетичної й потенційної енергій інерційних і пружних ланок. Розглянуті цикловий і миттєвий ККД трансмісії та визначено взаємозв'язок між різними видами втрат енергії у трансмісії. У роботі [1] була отримана залежність для визначення циклового пружного ККД трансмісії, а у роботах [2,3] було зроблено уточнення його складових.

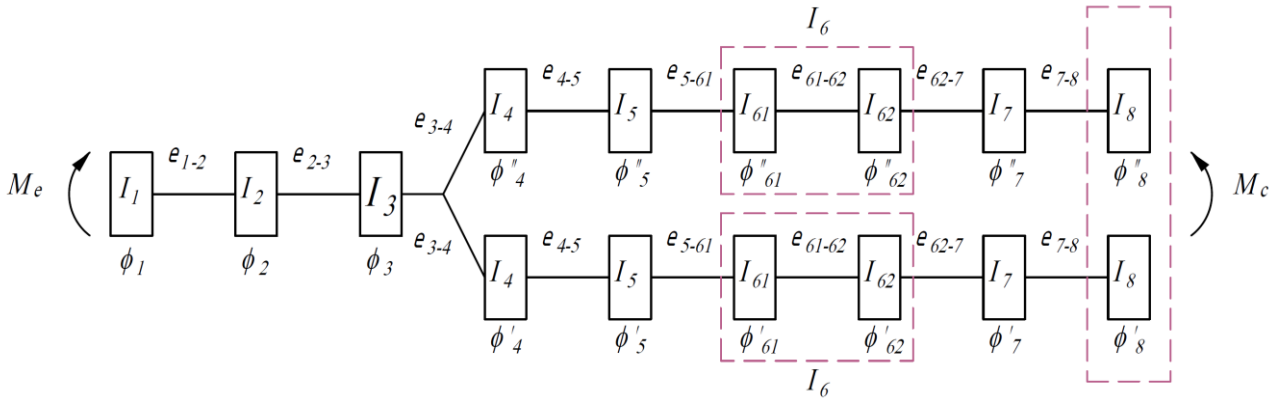
На величину пружного ККД впливають такі параметри [1]: амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ; середнє значення індикаторного крутного моменту ДВЗ; приведений до валу двигуна момент інерції трансмісії й маси трактора, що рухається поступально; середня кутова швидкість колінчастого валу за цикл коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ; кругова частота коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ; число циліндрів ДВЗ; кругова частота вільних (власних) коливань вхідного валу трансмісії; приведена до вхідного валу трансмісії жорсткість коливальної системи.

Метою даної роботи є оцінка енергоефективності трансмісії перспективного самохідного шасі СШ26 за показниками циклових пружних коефіцієнтів корисної дії та втрат трансмісії.

Трансмісія перспективного самохідного шасі СШ26 складається з уніфікованих блоків зубчастих коліс та має двоступеневу бортову передачу. За результатами дослідження у роботі [1] запропонований трициліндровий двигун MMZ-3LD потужністю 26 кВт з індикаторним крутним моментом – $104{,}4$ Нм та круговою частотою коливань індикаторного крутного моменту – $471{,}2\ c^{-1}$.

З використанням розрахункової схеми (рис. 1) моделі динамічної системи самохідного шасі класу 6кН, яка була запропонована в роботі [4], було визначено вплив обертових мас трансмісії перспективного самохідного шасі СШ26 й маси машини, що рухається поступально, та піддатливості валів трансмісії на значення циклових пружних коефіцієнтів корисної дії та втрат трансмісії. В табл. 1

представлені результати розрахунків долі приведеного моменту інерції кожного вузла трансмісії та поступально рухомої маси у її загальному приведеному до колінчастого валу двигуна моменті інерції та розрахунок показників значення циклових пружних коефіцієнтів корисної дії $\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}}$ та втрат трансмісії $\left(\psi_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}} = 1 - \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}}$ на різних передачах.



$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7, I_8$ – моменти інерції мас двигуна, головної передачі (з урахуванням привода ВВП і гідронасоса), коробки передач, планетарного механізму повороту, ротора гальмівного механізму, бортової передачі, ведучого колеса, приведеної половини маси самохідного шасі, відповідно;

$e_{1-2}, e_{2-3}, e_{3-4}, e_{4-5}, e_{5-61}, e_{61-62}, e_{62-7}, e_{7-8}$ – піддатливості ділянок валопроводів;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_{61}, \varphi_{62}, \varphi_7, \varphi_8$ – кути закручування валів

Рис. 1 – Розрахункова схема динамічного модуля «двигун –трансмісія – ведучі колеса – ґрунт – маса трактора, що рухається поступально» [4]

Таблиця 1 – Значення циклових пружних коефіцієнтів корисної дії та втрат трансмісії на різних передачах перспективного самохідного шасі СШ26

Параметр	Передача							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Передатне число трансмісії	205,13	149,69	109,23	79,708	58,166	42,445	30,973	22,602
$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}}$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
$\left(\psi_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}}, \%$	0,017	0,017	0,016	0,016	0,014	0,012	0,009	0,008

У результаті проведеного дослідження визначено, що найбільший вплив на величину приведеного до колінчастого валу двигуна моменту інерції трансмісії

перспективного самохідного шасі СШ26 надають двигун, коробка передач та поступально рухома маса самохідного шасі. Найбільший внесок у приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції $I_{\text{пре}}$ обертових мас і мас, що рухаються поступально, самохідного шасі надає коробка передач (60,7…83,5)%. Також великий внесок є від обертових мас двигуна та поступально рухомої маси самохідного шасі. Внесок бортової передачі незначний – від 0,002% до 0,062%.

Результати розрахунку циклового пружного коефіцієнта втрат $\left(\psi_{\text{тр}}^{\text{прж}}\right)_{\text{цикл}}$ показали, що трансмісія перспективного самохідного шасі СШ26 має високу енергоефективність за показником втрат у пружних ланках. Втрати енергії знаходяться у діапазоні від 0,011% до 0,006% на різних передачах.

Література

1. Подригало, Н. М. Концепція забезпечення ефективності і контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів : автореф. дис. ... док. техн. наук. М-во освіти і науки України, ХНАДУ. Х.: ХНАДУ, 2016. 36 с.
2. Подригало М.А., Подригало Н.М., Бобошко О.А., Коряк О.О. Вібростійкість моторно-трансмісійних установок з двигунами внутрішнього згоряння / Матеріали VIII-ої Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-15 квітня 2020 р. Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268-271.
3. М.А. Подригало, А.А. Кашканов, О.О. Коряк, «Забезпечення енергоефективності трансмісій автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ», ВМТ, вип. 13, вип. 1, с. 102–110, Лип 2021.
4. Панасенко С.М. Влияние кинематических и динамических качеств объемного гидропривода ходовой части трактора на тяговые и эксплуатационные показатели. Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. Харьков, ХАДИ, 1992. 236 с.

УДК 004:629.114

ІНФОЛОГІЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ВИБОРУ МІКРОАВТОБУСА

Ільге І.Г., Агошков В.С.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В сучасних умовах для ефективного використання наявного автопарку міського транспорту необхідно впровадження інформаційно-технологічних систем керування виробництвом, що мають достатній функціонал для автоматизації оформлення замовлень на автобусні перевезення, невелику вартість і можливості настроювання на потреби конкретної АТП.

Для розробки інформаційної системи даного типу природним є використання універсальних систем керування базами даних, що є відносно недорогими продуктами, мають достатній діапазон функцій та можуть бути легко адаптовані під вимоги організації-замовника.

Перед такою інформаційної системи постають наступні завдання:

- накопичення даних про характеристики доступних транспортних засобів підприємства;
- накопичення даних про водіїв транспортних засобів підприємства і водіїв-сумісників;
- накопичення даних про замовлення на перевезення, клієнтів підприємства, співробітників та маршрути;
- формування звітності про актуальні та виконані замовлення за визначений період;
- формування звітності про найбільш затребувані маршрути;
- формування звітності про ефективність роботи співробітників за визначений період;
- формування звітності про ефективність використання транспортних засобів підприємства;
- формування запитів для надання оперативних даних керівництву.

З наведених вище завдань випливає, що інформаційна система вибору мікроавтобуса повинна містити дані про наступні сутності:

- інформація про клієнтів;
- інформація про мікроавтобуси;
- інформація про водіїв;
- інформація про замовлення;
- інформація про співробітників;
- інформація про маршрути.

Атрибутами сутності «Інформація про клієнтів» є:

- код клієнта;
- організація;
- прізвище;
- посада;
- ім'я;

- по-батькові;
- адреса;
- місто;
- область;
- індекс;
- країна;
- телефон;
- факс;
- ідентифікаційний код.

Атрибутами сутності «Інформація про мікроавтобуси» є:
- код машини;
- державний номер;
- марка;
- опис;
- зображення;
- наявність;
- тариф;
- кількість місць;
- пробіг.

Атрибутами сутності «Інформація про водіїв» є:
- Код водія;
- Прізвище;
- Ім'я;
- Телефон;
- Стаж.

Атрибутами сутності «Інформація про замовлення» є:
- код замовлення;
- код клієнта;
- код співробітника;
- дата розміщення;
- дата подання;
- час подачі;
- дата вибуття;
- час вибуття;
- код маршруту;
- форма оплати;
- адреса подання;
- місто подачі;
- кількість пасажирів;
- вартість;
- кількість машин.

Атрибутами сутності «Інформація про співробітників» є:
- Код співробітника;
- Прізвище;

- Ім'я;
- Посада;
- Телефон.

Атрибутами сутності «Інформація про маршрути» є:

- код маршруту;
- назва;
- протяжність;
- час в дорозі.

Інфологічна модель системи вибору мікроавтобусу, побудована на основі наведених вище даних, показана на рисунку 1.

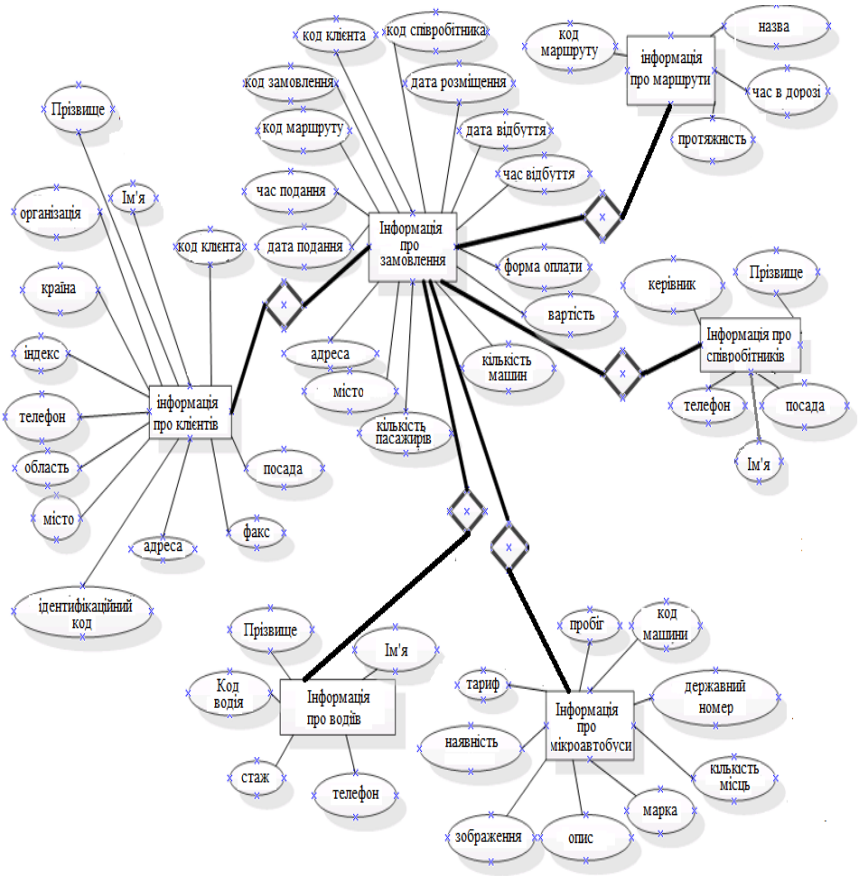


Рисунок 1 – Інфологічна модель системи вибору мікроавтобусу

Розроблена інфологічна модель є основою для створення інформаційної системи вибору мікроавтобусу, що може бути побудована в програмному середовищі однієї з універсальних систем управління базами даних.

Література

1. Підгорний М.В., Лук'янченко О.Ю. Дослідження інформатизації логістичних процесів як комплексу завдань програмування життєвого циклу автотранспортного підприємства / М.В. Підгорний, О.Ю. Лук'янченко // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. - Київ, 2021. - Том 32 (71) Ч. 2 № 2 С.200-205. DOI https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.2-2/31

УДК 629

ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ ТЯГОВИХ РАМ СКРЕПЕРІВ

М.В. Розенфельд

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Серед землерийних машин скрепер за поширеністю поступається лише бульдозерам та екскаваторам і особливо широко застосовується у дорожньому будівництві. Сезон виконання земляних робіт відносно нетривалий, і поломки, що виникають у цей період, особливо небажані. Ретельний розгляд навантаженості цього вузла дозволяє уточнити розрахунок напружень у цьому вузлу. Одним із найбільш навантажених вузлів скрепера є тягова рама, яка зазвичай має арочну конструкцію.

У спеціальній літературі минулих років [1] запропоновані методи розрахунку арки тягової рами, не враховують низку обставин. На шарнір, що забезпечує рамі щодо тягача три ступеня свободи, діють зусилля за напрямками трьох осей координат. Пропонується вважати небезпечним перетин, що проходить через верхню точку арки, і момент, що згинає, у цьому перерізі визначається, в основному, поздовжнім зусиллям від тягача [2].

У той же час згинальний момент у цьому перерізі не є максимальним, оскільки момент від вертикального зусилля в універсальному шарнірі в міру віддалення від початків арки значно зростає, а момент від горизонтального зусилля майже не знижується. Ця обставина потребує уточнення. Мета роботи – оцінити внесок кожного з трьох зусиль у створення сумарної напруги.

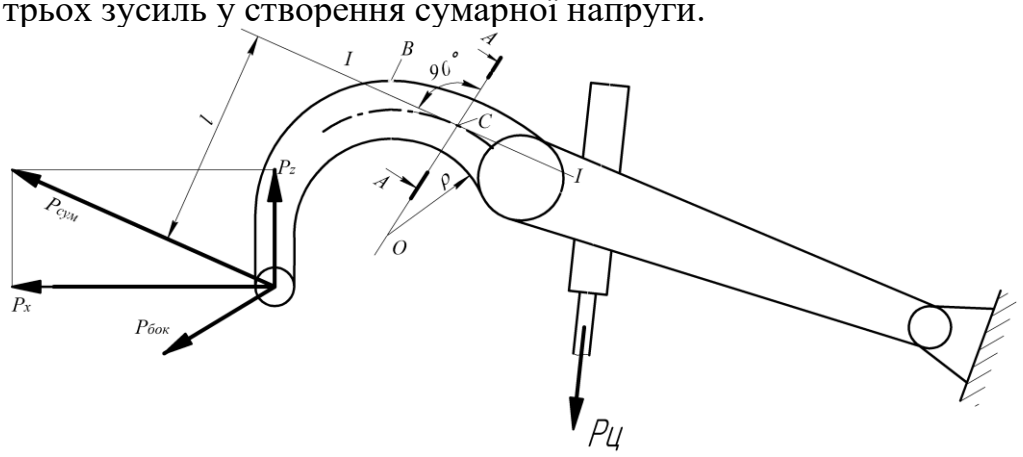
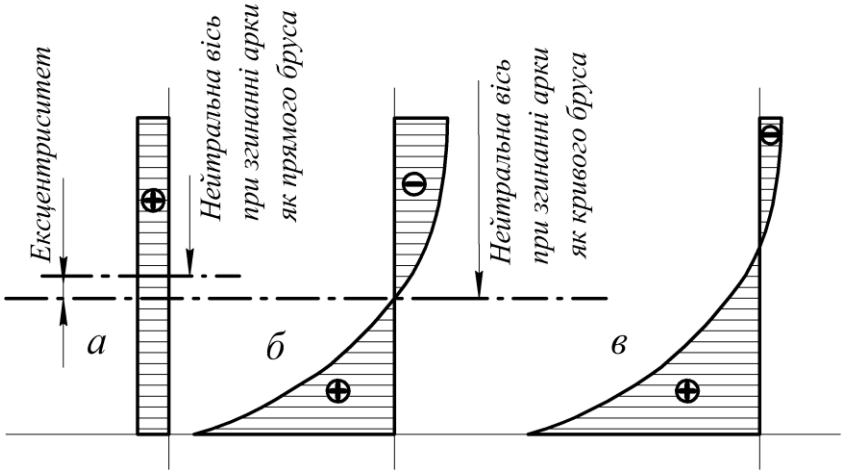


Рис.1 – Схема сил, які діють на арку тягової рами скрепера

Отже, небезпечним є переріз арки А-А, який перетинає арку в точці, де лінія, яка паралельна силі $P_{бок}$, торкається лінії, що проходить крізь центри ваги перерізів арки (Рис. 1.)

У небезпечному перерізі в поздовжній площині діють згинальний момент та осьове навантаження. Напруги, що виникають у волокнах, розташованих ближче до центру кривизни арки, мають один знак і складаються, а розташованих далі від цього центру віднімаються [3].

Арка тягової рами має криволінійну форму. Вигин такої конструкції викликає неоднакові напруги у зовнішніх і внутрішніх волокнах арки [4]. У внутрішніх волокнах відбувається підсумовування напружень, що розтягують, від трьох силових факторів, у той час як у зовнішніх волокнах напруги від зусилля, яке розтягує конструкцію, і від згинального моменту мають різний знак (рис. 2.)



а – від осьового навантаження; б – від згинального моменту; в – сумарні навантаження від сил P_x і P_y

Рис. 2 – Підсумовування напружень від розтягування та вигину

Поздовжні площини тягача і ковша далеко не завжди збігаються, в результаті в шарнірі, що з'єднує тягову раму і тягач, виникає бічне зусилля, що викликає вигин в поперечної площини і кручення арки. Напруження від поперечного вигину та від кручення накладаються на напруження від розтягування та від вигину в поздовжній площині.

Теоретичні дослідження процесу різання та переміщення ґрунту зазвичай розглядають рух машини по абсолютно рівній поверхні забою. Насправді після зняття першого шару ґрунту поверхня забою напевно не є плоскою. Це призводить до змінної глибини різання по ширині ножа. В результаті центр тиску ґрунту на ніж зміщується від середини ножа. Оскільки ківш з'єднаний з тягачем через шарнір, що допускає поворот причепа (напівпричепа) щодо поздовжньої осі тягача, причіп повертається, Сила різання не діє в поздовжній площині ковша.

Виникає бічне зусилля, яке через шарнір передається на арку тягової рами. Це зусилля викликає вигин та кручення арки тягової рами. максимальні дотичні напруги від кручення виникають у центрах верхнього та нижнього листів та у центрах бічних листів. У бічних листах виникають напруження від вигину арки. Таким чином, стає можливим збільшити точність визначення напруженого стану арки тягової рами та знайти шляхи підвищення її довговічності.

Внаслідок невизначеності механічних властивостей ґрунту, коливань скрепера під час руху по забою процес навантаження конструкції машини є випадковим. Визначення статистичних характеристик напружень в конструкції скрепера можливо тільки на аналізі даних про поверхню забою, про характеристики ґрунту і динамічні властивості самого скрепера.

Література

1. Медвідь С. Х. Методичні вказівки до вивчання дисципліни «Машини для земляних робіт». Рівне: НУВГП, 2019.–24 с.

2. Freitag, D., "Principles of Soil Cutting and Excavation: A Review of Russian Literature," SAE Technical Paper 880812, 2018, https://doi.org/10.4271/880812.

3. *ДБН* В.*2.6-198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування*. Зміна № 1. Чинний від 01.09.2022. Дата прийняття, Вид. офіц. Київ: Будстандарт 30.12.2021. Статус, Діючий.

4. Григор’єва Л. О., Левківський Д. В., Кошевий О. П. Опір матеріалів з основами теорії пружності: Курс лекцій. Київ: Видавництво Ліра-К, 2021. 270 с.

УДК 624.05

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРИ ВИКОНАННІ РОБІТ З ДЕМОНТАЖУ ТА МОНТАЖУ МОСТІВ

О.І. Безбабічева, М.В. Розенфельд

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Мостові споруди України вже багато років потребують масштабної реконструкції та відновлення внаслідок їх віку, стану, збільшення інтенсивності руху важких транспортних засобів. При цьому конструктивні рішення споруд, матеріали прогонових будов, розрахункові схеми та набір дефектів, що накопичилися за роки експлуатації суттєво різняться. І тому, підхід до відновлення кожної такої споруди з метою доведення її до сучасних нормативних експлуатаційних показників, є складною індивідуальною інженерною задачею, яка має параметри невизначеності, що утворювались роками на різних етапах життєвого циклу.

За програмою «Велике будівництво», яка ставила метою зокрема, приведення до ладу великої кількості інфраструктурних об'єктів, лише за 2 роки (з 2020 р по 2021р). були збудовані, реконструйовані та капітально відремонтовані 516 мостів на дорогах місцевого та державного значення [1]. В цей період також продовжувалось оновлення нормативної бази, яка закріплювала вимоги до забезпечення надійності та конструкційної безпеки об'єктів будівництва на всіх етапах життєвого циклу. Після 24 лютого 2022р. внаслідок військових дій були зруйнованими частково або повністю більше 340 мостових споруд, серед яких були і тільки-що реконструйовані мости. Такі мости, як важливі стратегічні та необхідні для транспортної інфраструктури об'єкти, мають бути відновленими в умовах ще більшої невизначеності стану несучих та допоміжних елементів, які залишились ззовні в придатному стані. Пошкодження, які отримали конструктивні елементи від вибухових впливів, додаткових динамічних ударів, пожеж та перенавантажень не були передбачені проектними вимогами, і тому могли призвести до появи додаткових внутрішніх дефектів, до ослаблення несучої здатності всіх елементів мосту.

Відновлення цієї групи мостів неможливо без системного урахування великої кількості ризиків. Перед проведенням відповідних робіт необхідно виявити характер руйнувань, провести аналіз придатності частин конструкцій для подальшого використання, і виконати проект організації робіт за діючими нормами. Обсяг таких робіт залежить від типу складності наслідків від дії руйнівних впливів [2]. Можливими видами таких наслідків є: наслідки, що усуваються з суттєвими втратами часу, матеріальних та інших ресурсів; наслідки, що усуваються з відносно незначними втратами часу, матеріальних та інших ресурсів; фатальні наслідки, які неможливо усунути і потрібно створювати нову споруду. Умови, коли бойові дії не зупиняються, потребують застосування нестандартних рішень та технологій, різних видів тимчасових мостових конструкцій, чіткої організації виконання всіх видів робіт, залучення значної кількості засобів механізації та спеціальної техніки.

Наслідки від технічних ризиків у вигляді недотримання технологічних норм, правил, недоліків організації будівельно-монтажних робіт, людського фактору найбільш розповсюджені і можуть бути руйнівними вже на початкових етапах проведення відновлювальних робіт.

Проведення робіт з відновлення мостових споруд в більшості випадків супроводжується механізованими роботами з демонтажу старих або пошкоджених конструкцій, різними за вагою та формою. Так, на споруді можуть виконуватись різноманітні роботи, починаючі з розбирання мостового полотна, зняття блоків тротуарів (рис.1) та огороджень(більш легкі засоби механізації), розбирання (зняття) прогонових будов важкою або спеціалізованою технікою (рис.2).

Рис.1 –Робочий момент демонтажу збірного тротуару (автор відео П. Авдокушин)

Рис.2 – Робочий момент демонтажу балки довжиною 33м важкою технікою (автор відео П. Авдокушин)

При цьому важка техніка встановлюється на старих дефектних конструкціях, на яких частково вже відсутні шари дорожнього одягу.

Роботи з демонтажу в середньому можуть становити 10-30% від загальної тривалості робіт з реконструкції. За діючими нормами має бути робочий проєкт демонтажу або окремі розділи робочого проєкту реконструкції, які відбивають технології та етапи, механізми і схеми демонтажу, рішення з техніки безпеки та охорони праці. Роботи з демонтажу виконуються на конструкціях іноді з непередбаченими властивостями та невідомим станом матеріалів. Тому, ретельне перед ремонтне обстеження та розробка проекту демонтажу на основі цих даних є важливими складовими безпеки при виконанні робіт. Велика кількість аварій та падінь мостових конструкцій відбувається саме під час виконання робіт з реконструкції [3]. Демонтажні та монтажні роботи часто виконується на висоті, в різних погодних умовах, з застосуванням великої кількості техніки, людей і супроводжується можливими аварійними ситуаціями. Обирати технології реконструкції та відновлення мостів, матеріали та схеми для виконання робіт потрібно, спираючись на стан всіх існуючих елементів, зокрема, опор та основ [4].

При розробці проектів демонтажу та монтажу мостових конструкцій останнім часом виконують розрахунки за допомогою сучасних ПК, наприклад, ПК ЛІРА, виконуючи скінчено-елементну модель споруди. Модель завантажують будівельним навантаженням, зокрема важкими кранами, в робочих положеннях їх на споруді. Таким чином, перевіряються розрахункові схеми мосту на дію реальних тимчасових монтажних навантажень в залежності від технологічних схем робіт, що виконуються. Подібне моделювання для етапів демонтажу та монтажу конструкцій має перспективу для виявлення та усунення небезпечних аварійних ситуацій під час виконання монтажних робіт на мостах.

Література

1.Велике будівництво. Кабінет міністрів України. url:https://bigbud.kmu.gov.ua

2. Безбабічева, О. І. Збільшення ризикових ситуацій при будівництві та відновленні мостових споруд. *In The 14 th International scientific and practical conference "Modern directions of scientific research development"(*July 13-15, 2022) BoScience Publisher, Chicago, USA. 2022. 420 p. (P. 122).

3. Безбабічева О. І., Волошин В. В. Робота над помилками, або чому падають мости. *Conference Proceedings of the 1st International Conference on Advanced Research in Science and Education. Barcelona,* Spain, 18 June 2021. (P. 6-12). https://ispic.ngo-seb.com/assets/files/1_conf_18.06.2021.pdf

4. Безбабічева О. І., Розенфельд М. В., Абу Мустафа Мохамед Ахмед. Реконструкція мостів та питання забезпечення надійності опор. *Scientific research in the modern world. Proceedings of the 2nd International scientific and practical conference. Perfect Publishing.* Toronto, Canada. 2022. Pp. 279-284.

УДК 629.017

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ВІД АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ

Подригало М. А.[1], Тарасов Ю. В.[2], Шеїн В. С[3].

[1] професор кафедри ТМ та РМ, докт. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[2] доцент кафедри ТМ та РМ, докт. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[3] доцент кафедри ТМ та РМ, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна

В умовах сьогодення постає значна проблема зниження витрати палива на автомобільному транспорті. Раціональне зниження максимальної потужності двигуна на етапі проектування автомобіля є одним із напрямків зменшення витрати палива. В свою чергу, енергоефективність автомобілів визначається їх аеродинамічними характеристиками, то вдосконалення та уточнення розрахунку останніх має супроводжуватися зміною методів і методик визначення залежності енергетичної ефективності від швидкості автомобіля.

Існує велике число показників і критеріїв такої експлуатаційної властивості, як енергоефективності автомобіля, оскільки вона характеризує використання енергії двигуна (або іншого джерела механічної енергії) у процесі виконання автомобілем транспортної роботи. У даній роботі використовується показник – рівень енергетичної ефективності, що представляє собою відношення кінетичної енергії, накопиченої автомобілем при усталеному русі до ефективної потужності двигуна, що витрачається на вказаний рух. При використанні удосконаленої моделі аеродинамічного опору руху отримані залежності енергетичної ефективності від швидкості автомобіля. Це дозволило проводити порівняльний аналіз різних моделей автомобілів за параметрами їх аеродинамічних характеристик.

Тривалий час основним показником, що визначав енергетичну навантаженість та енергетичну ефективність автомобілів, була питома потужність автомобіля, що представляла собою відношення максимальної ефективної потужності двигуна $N_{e\max}$ до повної маси автомобіля $m_П$.

У дослідженні [5] запропоновано в якості показника енергонавантаженості використовувати рівень енергонавантаженості автомобіля. В якості показника енергоефективності у робот [5] запропоновано використовувати величину E_W.

Опираючись на дослідження, зроблені на підставі аналізу статичних даних, і в яких доведено, що показник E_W має менше розсіювання, аніж питома потужність двигуна N_{num} і не залежить від часу створення, виду та класу автомобіля, автором роботи [5] було використано показник E_W в якості константи при виборі параметрів автомобіля на етапі проєктування.

Більшу частину свого часу роботи автомобілі працюють не на граничних режимах, що потребує оцінки їх енергоефективності на будь-якій можливій швидкості руху, що не перевищує $V_{a\max}$.

Виходячи зі сказаного, метою дослідження є підвищення енергоефективності автомобілів при всіх швидкостях руху за рахунок розробки рекомендацій щодо раціонального вибору параметрів аеродинамічного опору.

Якщо при визначенні E_W замість $V_{a\max}$ підставити поточне значення швидкості V_a, а також підставити поточне значення ефективної потужності N_e, що необхідне для здійснення усталеного руху автомобіля із вказаною швидкістю V_a, то в цьому випадку показник E_W=E_{Wv}, буде характеризувати енергоефективність машини за вказаною швидкістю.

У роботі [6] запропоновано розглядати опір коченню коліс як внутрішні витрати енергії у трансмісії автомобіля та вираховувати за допомогою ККД колісного рушія.

Визначення показника E_{Wv} з урахуванням усіх параметрів показує, що із зростанням величини m, $\eta_{тр}^{мит}$, $\eta_{к}^{мит}$, λ_{Np} і зниженням значень параметрів A_W, ρ, F відбувається збільшення показника E_{Wv} енергоефективності автомобіля. Вплив швидкості залежить від значення параметра n. При $n > 1$ із зростанням швидкості відбувається збільшення E_{Wv}, а при $n > 1$ – навпаки, зменшення. При $n = 1$ показник енергоефективності E_{Wv} не залежить від швидкості й має постійне значення у всьому швидкісному діапазоні від $V_a = 0$ до $V_a = V_{a\max}$.

У роботі [5] за результатами проведення методом вибігу дорожніх випробувань отримані для дев'яти моделей легкових автомобілів значення параметрів A_W та n (див. табл. 1).

При аналізі значень параметрів A_W та n, наведених у [5], було виявлено, що показник ступеня n змінюється у відносно невеликих межах [0,808÷1,298] для розглянутих моделей автомобілів. Діапазон зміни параметра A_w значно ширший. Значення вказаного параметра змінюються від $A_{W\min} = 1{,}822$ (м/с)^n до $A_{W\max} = 11{,}41$ (м/с)^n.

Якщо розглянути величини $(A_W)^{1/n}$, то діапазон зміни цієї величини буде складати від $\left(\sqrt[n]{A_W}\right)_{\min} = 2{,}094$ м/с до $\left(\sqrt[n]{A_W}\right)_{\max} = 6{,}519$ м/с. В останньому випадку цей діапазон вужчий.

У роботі [8] досліджувався вплив параметрів A_W та n на пристосованість автомобілів до підвищення потужності двигунів при модернізації. Використовувався критерій E_W. Визначено, що найкращим чином до модернізації пристосовані автомобілі, що мають $n > 1$.

Величина E_{Wv} відповідає рівню енергоефективності автомобіля при $n = 1$, тобто раціональному варіанту, при якому показник, що розглядається не залежить від швидкості руху. До такого варіанту необхідно прагнути при проектуванні автомобіля. Значення x_1 для дев'яти, наведених у таблиці 1 автомобілів, наведено у таблиці 2. При розрахунку показника x_1 приймалися наступні розрахункові параметри: m=$m_П$; $\eta_{тр}^{мит} = 0{,}8$; $\eta_{к}^{мит} = 0{,}8$; $\lambda_{Np} = 1{,}0$; ρ=1,225 кг/м^3.

Аналіз результатів розрахунку параметра x_1, наведених у таблиці 1, показує наступне:

– найбільше значення параметра x_1 (а отже найбільшу енергоефективність) із розглянутих має Daewoo Lanos – x_1 = 237,682 м$^{1-n}$·с^n;

– найменше значення параметра x_1 має автомобіль ВАЗ-2111, в якого x_1 = 35,676 $м^{1-n} \cdot с^n$.

Показник x_2 характеризує стабільність рівня енергоефективності автомобіля. Аналіз залежностей $x_2(V_a)$ при різних значеннях показника n, показав, що показник x_2, а, отже, й енергетична ефективність автомобіля зростає із зростанням показника n. При $n > 1$ відбувається значне зростання показника у всьому діапазоні швидкостей руху автомобіля. При $n < 1$ спостерігається різка зміна показника x_2 при $V_a < 10$ м/с (36 км/ч), що свідчить про нестабільність енергоефективності автомобілів у цьому діапазоні швидкостей.

Таблиця 1 – Розрахунок параметра x_1 для дев'яти моделей легкових автомобілів

Модель автомобіля	A_W, $(м/с)^n$	Показник ступеня n	F, $м^2$	Маса $m_П$, кг	x_1, $м^{1-n} \cdot с^n$
ВАЗ-2170	3,60484	0,977252	1,929	1578	118,456
ВАЗ-2110	2,697116	0,877632	1,931	1525	152,848
ВАЗ-2111	11,41	1,298592	1,962	1530	35,676
ВАЗ-2115	8,000009	1,124172	1,874	1450	50,487
ВАЗ-2121	5,401333	0,947272	2,204	1550	67,965
ЗАЗ-1103	3,837434	1,151153	1,753	1190	92,341
Toyota Corolla	2,385834	0,903548	1,953	1625	182,046
Daewoo Lanos	1,822555	0,808	1,922	1595	237,682
ВАЗ-2107	1,897	0,866	1,885	1430	208,751

Автомобілі ВАЗ-2170 «Пріора» та Toyota Corolla E110 мають гарну аеродинаміку, що забезпечує високий та стабільний рівень E_{Wv} енергоефективності, оскільки поряд із високим значенням x_1 мають високе та стабільне значення x_2.

Для оцінки стабільності рівня енергетичної ефективності автомобілів при русі із різними швидкостями використовували положення теорії чутливості та було введено функцію $F_ч = \frac{\Delta x_2}{\Delta V_a}$, яку назвали функцією чутливості енергоефективності автомобіля.

Проведена оцінка показала, що чим вище значення Δn, тим більше значення приймає функція чутливості $F_ч = \frac{\Delta x_2}{\Delta V_a}$. Найбільше значення вказаної функції має автомобіль ВАЗ-2111, а найменше ВАЗ-2170 «Пріора». При чому у ВАЗ-2170 «Пріора» вплив швидкості на вказаний показник практично не відбувається, що свідчить про стабільність рівня енергетичної ефективності.

При $\Delta n > 0$ спостерігається зростання показника $F_ч$ із збільшенням швидкості, а при $\Delta n < 0$, навпаки, зменшення. Слід зазначити, що $\Delta n < 0$ показник $F_ч$ змінюється в менших межах, аніж при $\Delta n > 0$. Чим вищою є абсолютна величина Δn, тим у більших межах змінюється $F_ч$ при зміні швидкості автомобіля.

Автомобіль ВАЗ-2121 при високій стабільності показника x_2 (n=0,903548) має погану енергоефективність за рахунок низького значення показника x_1=67,965 $м^{1-n} \cdot с^n$.

Запропонований показник-рівень енергетичної ефективності при поточному значенні швидкості руху автомобіля дозволяє проводити оцінку впливу аеродинамічних характеристик на енергоефективність вказаних машин. Для кваліметричної оцінки стабільності показників енергоефективності запропоновано використовувати коефіцієнт чутливості, що представляє собою похідну вказаного показника x_2 за швидкістю руху автомобіля. Найкращим з позиції стабільності E_{Wv} є значення $n = 1$, що забезпечує постійність значення енергоефективності автомобіля при всіх швидкостях руху.

Проведений на прикладі дев'яти легкових автомобілів порівняльний аналіз показників енергетичної ефективності показав наступне:

– найбільш близькі до одиниці значення n мають автомобілі ВАЗ-2170 «Пріора», ВАЗ-2121, Toyota Corolla E110, що забезпечує високу стабільність їх показника енергоефективності;

– автомобілі ВАЗ-2170 «Пріора» та Toyota Corolla E110 мають гарну аеродинаміку, що забезпечує високий та стабільний рівень енергоефективності, оскільки поряд із високим значенням x_1 мають високе і стабільне значення x_2;

– автомобіль ВАЗ-2121 при високій стабільності x_2 (n=0,903548) має погану енергоефективність за рахунок низького значення показника x_1=67,965 $м^{1-n} \cdot с^n$;

– автомобіль Daewoo Lanos має найкраще значення параметра x_1, що характеризує рівень енергоефективності при V_a = 1 м/с, але найгірший показник стабільності E_{Wv} через низьке значення показника ступеня n;

– автомобіль ВАЗ-2111 має найгірший показник рівня енергоефективності та його стабільності через найнижче значення x_1=35,676 $м^{1-n} \cdot с^n$ і показника n = 1,298.

Література:

1. Тарасов Ю. В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації : автореф. дис. … д-ра. техн. наук : спец. 05.22.02. Харків, 2021.40 с.

2. Asis Abdulgazis, Mikhail Podrigalo. A new approach to assessment of vehicles traction dynamics. Conf. Series : Materials Science and Engineering. YCMTMTE 2020. P. 1-7. DOI : 10.1088/1757-899X/971/5/052100

3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н. П. Артёмов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало и др. ; под ред. М. А. Подригало. Харків : Міськдрук, 2012. 220 с.

4. Оцінка пристосованості легкових автомобілів за аеродинамічними характеристиками до підвищення потужності двигунів при модернізації / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Є. О. Дубінін та ін. // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2021. №24. С 8-16.

АГРЕГАТ ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ РОСЛИН НА БАЗІ АВТОТРАКТОРА

С.П. Погорілий[1], Третяк В.М[2]., Присяжний В.Г.[3], Мірний В.Ю[4].

[1]д.т.н., с.н.с, завідувач відділу механіко-енергетичних проблем машинно-тракторних агрегатів.

[2]к.т.н., доцент, завідувач лабораторії проблем передачі енергії в машинно-тракторних агрегатах.

[3]к.т.н., с.н.с, провідний науковий співробітник відділу механіко-енергетичних проблем машинно-тракторних агрегатів.

[4]аспірант відділу механіко-енергетичних проблем машинно-тракторних агрегатів

У процесі вирощування сільськогосподарських культур вагоме місце займають технологічні операції з догляду та захисту рослин, невчасне виконання яких призводить до значних втрат урожаю через шкідників, хвороби, а також своєчасне підживлення рослин добривами тощо. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є застосування прямоточної технології та високопродуктивного агрегату у складі МЕЗ-115 «Автотрактор» та обприскувача, наприклад, ОА-3000.

МЕЗ-115 «Автотрактор» обладнаний двигуном потужністю – 85 (115) кВт (к.с.), має масу –3500 кг, колісну формулу – 4×4, максимальну швидкість руху – 90 км/год, начіпний пристрій, який дає можливість агрегатувати існуючі начіпні та причіпні сільськогосподарські машини без змін в їх конструкції. Завдяки системі агрегатування технологічних модулів, можливо встановлювати обладнання на раму машини без додаткового вантажопідйомного обладнання.

Обприскувач ОА-3000 об’ємом 3000 л, шириною захвату 18 м та робочої швидкості руху 20-25 км/год дає можливість досягти продуктивності основного часу 40-60 га/год, витрата пального (бензин) – 0,7 л.

Порівнюючи агрегати для внесення засобів захисту на базі МЕЗ-115 «Автотрактор» та трактора тягового класу 1,4-2, то агрегат на базі МЕЗ-115 «Автотрактор» має більшу продуктивність на 40 % за рахунок підвищення робочої швидкості руху та меншу собівартість виконання технологічної операції на 25%.

Агрегат у складі МЕЗ-115 «Автотрактор» та обприскувач ОА-3000 пройшов виробничу перевірку у Дослідному сільськогосподарському виробництві Інституту фізіології рослин і генетики Національної академії наук України на площі 25 га.

Висока транспортна швидкість ГАЗ-66 + ОА-3000 дає можливість використовувати прямоточну схему внесення засобів захисту чи добрив, що значно зменшує витрати на виконання технологічних операцій. Крім того, зникає необхідність у використанні додаткових технічних засобів для транспортування води чи добрив.

UDC 621. 863. 2

TENSION OF THE BRAIN CRANE DRUM

Fidrovska N.M., Khursenko S.O., Shtoda V.S., Prudnikova A.O.

Kharkiv National Automobile and Road University

. We assume that the forehead is a round plate that is loaded on the outer circle with asymmetric pressure

$$p = F\left(r, \varphi\right) \tag{1}$$

where r is the radius of the plate, φ -the angle calculated from the vertical diametrical line.

The deflections of the plate will depend on the coordinate r and on the angle φ and can be represented in the form

$$w\left(r, \varphi\right) = w\cos n\varphi \tag{2}$$

where n are numbers of a natural series.

The equation of the total potential energy of the plate per unit length along the radius r without taking into account shear deformation

$$\Gamma = \int_0^{2\pi} \left[\frac{1}{2} m_r \chi_r + \frac{1}{2} m_\varphi \chi_\varphi + m_{r\varphi} \chi_{r\varphi} - p_n\left(\varphi\right) \cos n\varphi w\left(r\varphi\right) \right] r d\varphi \tag{3}$$

The external load of the frontal drum is taken according to the formula

$$p = \frac{T_0}{R} e^{-kf\varphi} \tag{4}$$

where T_0 - is the tension of the rope coming off the drum,

k - the coefficient that takes into account the elastic and geometric parameters of the rope and the drum, $k = \dfrac{E_b d}{E_k \sqrt{R_b \delta}}$, f - the coefficient of friction of the rope and the drum, φ - the winding angle of the rope, R- the outer radius of the front face, R_b - the radius of the drum, E_b, E_k - respectively, the modulus of elasticity of the drum and the rope, d - the

diameter of the rope, δ - the thickness of the custom. Substituting all the above formulas into equation (9) we get

$$\Gamma = \left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{2}\left[\frac{d^2w}{dr^2}+\mu\left(\frac{1}{r}\frac{dw}{dr}-\frac{n^2}{r^2}w\right)\right]\frac{d^2w}{dr^2}+\frac{D}{2}\left(\frac{1}{r}\frac{dw}{dr}-\frac{n^2}{r^2}w+\mu\frac{d^2w}{dr^2}\right)\left(\frac{1}{r}\frac{dw}{dr}-\frac{n^2}{r^2}w\right)+ \\ +D(1-\mu)\left(\frac{n}{r}\frac{dw}{dr}-\frac{n}{r^2}w\right)^2-\frac{T_0k\mu e^{-kf\varphi}}{R_b\left(k^2f^2+n^2\right)} \end{array} \right\}\pi r \quad (5)$$

We solve the problem using the Euler equation of the variational problem

$$\frac{\partial\Gamma}{\partial w}-\frac{d}{dr}\left[\frac{\partial\Gamma}{\partial\left(\frac{dw}{dr}\right)}\right]+\frac{d^2}{dr^2}\left[\frac{\partial\Gamma}{\partial\left(\frac{d^2w}{dr^2}\right)}\right]=0 \quad (6)$$

We obtain a differential equation of the 4th degree

$$r^4\frac{d^4w}{dr^4}+2r^3\frac{d^3w}{dr^3}-\left(1+2n^2\right)\frac{d^2w}{dr^2}+\left(1+2n^2\right)\frac{dw}{dr}+n^2\left(n^2-4\right)w=\frac{r^4T_0kf\left(e^{-2\pi kf}-1\right)}{DR\left(k^2f^2+n^2\right)} \quad (7)$$

The most possible deformation of the front face of the rope drum is when n=2. At the same time, equation (7) takes the form [1]

$$r^4\frac{d^4w}{dr^4}+2r^3\frac{d^3w}{dr^3}-\left(1+2n^2\right)\frac{d^2w}{dr^2}+\left(1+2n^2\right)\frac{dw}{dr}=\frac{r^4T_0kf\left(e^{-2\pi kf}-1\right)}{DR\left(k^2f^2+n^2\right)} \quad (8)$$

The partial solution of equation (8) will have the form

$$y_{has}=\frac{T_0\left(e^{-2\pi kf}-1\right)kf}{DR\left(k^2f^2+n^2\right)\left(64-17n^2+n^4\right)} \quad (9)$$

The general solution of equation (8) will be

$$y=C_1e^{k_1r}+e^{k_4r}\left(C_2\sin k_5r+C_3\cos k_5r\right)+\frac{T_0\left(e^{-2\pi kf}-1\right)kf}{DR\left(k^2f^2+n^2\right)\left(64-17n^2+n^4\right)} \quad (10)$$

where

$$C_3 = \frac{T_0 kf\left(e^{-2\pi kf} - 1\right)}{DR\delta b_1\left(k^2 f^2 + n^2\right)\left(64 - 17n^2 + n^4\right)}\left[1 - \left(1 - \frac{e^{a_1 R_c}}{e^{a_1 R}}\right) b_2\right] \tag{11}$$

$$C_2 = \frac{1}{e^{-\frac{a_1 R_c}{2}} \sin a_2 R_c - e^{-\frac{3a_1 R}{2}} e^{a_1 R_c} \sin a_2 R}\Big[C_3 b_1 + \frac{T_0 kf\left(e^{-2\pi kf} - 1\right)\left(1 - e^{a_1 R_c} e^{-a_1 R}\right)}{DR\delta\left(k^2 f^2 + n^2\right)\left(64 - 17n^2 + n^4\right)}$$

$$C_1 = \frac{T_0 kf\left(e^{-2\pi kf} - 1\right)}{DR\delta e^{a_1 R}\left(k^2 f^2 + n^2\right)\left(64 - 17n^2 + n^4\right)} - e^{-\frac{3}{2}R}\left(C_2 \sin a_2 R + C_3 \cos a_2 R\right)$$

де $b_1 = e^{-\frac{3a_1 R}{2}} e^{a_1 R_c} \cos a_2 R - e^{-\frac{a_1 R_c}{2}} \cos a_2 R_c$

$$b_2 = \frac{\sin a_2 R + \frac{a_2}{2}\cos a_2 R}{\sin a_2 R_c - e^{-a_1 R} e^{-\frac{a_1 R_c}{2}} \sin a_2 R}$$

The obtained solution for determining the deformation of the front face of the rope drum under the action of the rope that is wound on the shell of the drum. This will make it possible to calculate the loading of the frontal lobe and assess the need to strengthen it with stiffening elements.

Література

1. Фідровська Н.М. Навантаження лобовини канатного барабана /Н.М.Фідровська, К.Ю.Лесавицький, С.В.Хурсенко, О.С.Писарцов // Машинобудування: зб. наук. пр./ Укр.інж.-пед. акад.- Харків: 2018. Вип.21-С.38-42.

UDC 621.83

STRENGTH OF A THREE-LAYER CYLINDRICAL SHELL

Fidrovska N.M. [1] ***, Slepuzhnikov E.D.*** [2] ***, Perevoznik I.A.*** [1] ***, Ponicarovska S.V.*** [1]

[1]*Kharkiv National Automobile and Road University*[1]
[2]*National University of Civil Defense of Ukraine*[2]

Many well-known scientists worked on three-layer shells. When constructing the equations for the outer layers, the Kirchhoff-Leav hypothesis is used, for the middle layer - the aggregate - the hypothesis about the incompressibility of the material in the direction of the z axis.

If the shell has several layers, the shear energy of the aggregate must be taken into account when calculating it.

We will consider the total bending moments in the form

$$m_\phi = m_{\phi_0} + m_{\phi_{dod}} = \xi(x)\beta(\phi), \tag{1}$$

where are given $m_{\phi_0} = \xi_0(x)\beta(\phi)$, $\xi(x)$ is a statically undefined function that is variable along the shell. In this case, the dependence changes (at $\mu = 0$)

$$m_\phi = -\frac{D_t}{R^2}\left(\frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n\right) \tag{2},$$

where w_n - total values of radial displacements

$$w_n = w_0 + w_{dod} = \xi(x)\beta(\phi)$$

This is explained by the fact that in the case of a three-layer shell, χ_ϕ the curvature of the shell occurs not only due to the action of bending moments m_ϕ , but also due to the effect of transverse forces Q_ϕ that cause tangential stresses of the aggregate $\tau = \frac{Q_\phi}{F}$, where $F = h$ is the thickness of the aggregate

The equation for changing the curvature of a separate ring is presented in the form

$$\frac{1}{R^2}\left(\frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n\right) = -\left(\frac{m_\phi}{D_t} + \frac{p_0}{G_{zap}F}\right). \tag{3}$$

where $p_0 = -\frac{1}{R}\frac{\partial Q_\phi}{\partial \phi}$ - radial load intensity ,

$\frac{p_0}{G_{zap}F}$ - change in the curvature of the ring as a result of the shift of the aggregate.

Consider the case when the load on the shell is distributed along one generating line at $\phi = 0$. In the plane of symmetry at x = 0, the normal stresses are determined by the formula

$$\sigma_{x_0} = \frac{M_z}{J_z} y = \frac{pL^2}{8\pi R^3 \delta} R\cos\phi = 0,04\frac{p}{\delta}\left(\frac{L}{R}\right)^2 \cos\phi \qquad (4)$$

Bending moment in an arbitrary section of a ring of unit width due to the action of load p and tangential forces

$$m_{\phi_0} = \frac{pR}{2\pi}\left[1 + 0,5\cos\phi - (\pi - \phi)\sin\phi\right] \qquad (5)$$

Taking into account dependence (5), equation (3) takes the form

$$\frac{1}{R^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + w\right) = \xi(x)\left[\frac{1,5\cos\phi + (\pi - \phi)\sin\phi}{G_{zap}R^2F} - \frac{1 + 0,5\cos\phi - (\pi - \phi)\sin\phi}{D_t}\right], \qquad (6)$$

After solving equation (6), we get the expression for radial displacements [1]

$$w_n = R^2\xi(x)\left\{\frac{1}{D_t}\left[\phi(0,5\pi\cos\phi - 0,75\sin\phi + 0,25\phi\cos\phi) - 1\right] + \right.$$
$$\left. + \frac{1}{G_{zap}R^2F}\left[\phi(0,25\phi\cos\phi + 0,25\sin\phi - 0,5\pi\cos\phi)\right]\right\} \qquad (7)$$

We make an expression for potential energy

$$\Gamma = \oint\left[\frac{1}{2}m_\phi\chi_\phi + \frac{\delta_{n.cp}}{2}\sigma_{xdod}\varepsilon_x - m_{\phi 0}\chi_\phi\right]Rd\phi \qquad (8)$$

Substitute the appropriate expressions and get

$$\Gamma = E\left(\frac{\partial^2\xi(x)}{\partial x^2}\right)^2\left[\frac{33266,89}{G_{zap}^2R^4F^2} - \frac{58923}{D_t^2}\right] - \frac{\xi^2(x)}{R}\left(\frac{33,43}{D_t} - \frac{2,28}{G_{zap}R^2F}\right) -$$

$$-\frac{p}{2\pi R}\left(\frac{103,2}{D_t}-\frac{39,71}{G_{zap}R^2F}\right).$$

Euler's equation of the variational problem

$$\frac{\partial\Gamma}{\partial\xi(x)}-\frac{d}{dx}\left(\frac{\partial\Gamma}{\partial\xi'(x)}\right)+\frac{d^2}{dx^2}\left(\frac{\partial\Gamma}{\partial''\xi(x)}\right)=0$$

This leads to a linear inhomogeneous differential equation of the fourth degree with respect to the function $\xi(x)$

$$\frac{\partial^4\xi(x)}{\partial x^4}+4k_n^4\xi(x)=kp(x) \qquad (9)$$

where $k_n=\dfrac{\left(\dfrac{2,28}{G_{zap}R^2F}-\dfrac{33,44}{D_t}\right)}{RE\left(\dfrac{33266,89}{G_{zap}^2R^4F^2}-\dfrac{58923}{D_t^2}\right)}$.

$$k=\frac{\left(\dfrac{103,2}{D_t}-\dfrac{39,71}{G_{zap}R^2F}\right)}{2\pi R^2E\left(\dfrac{33266,89}{G_{zap}^2R^4F^2}-\dfrac{58923}{D_t}2\right)}$$

The solution to equation (9) will be the expression [2]

$$\xi(x)=e^{-k_nx}\left(C_1\sin k_nx+C_2\cos k_nx\right)+e^{k_nx}\left(C_3\sin k_nx+C_4\cos k_nx\right)+\xi_{hast} \qquad (10)$$

The obtained solution to the problem of the strength of a three-layer cylindrical structure allows to determine the stress in the shell depending not only on its geometric parameters, but also on the shear modulus of the aggregate, which improves the reliability of the design and operation of such structures

Literature

1. Фідровська Н.М. Визначення напружень в циліндричній трьохшаровій конструкції / Н. М. Фідровська, Є. Д. Слепужніков О. В. Чернишенко // Машинобудування : зб. наук. пр. Х.: Укр. інж.-пед. акад. , 2014. Вип. 14. С. 59–63.

2. Фідровська Н.М. Міцність трьохшарової циліндричної оболонки / Н. М. Фідровська, Є. Д. Слепужніков О. В. Чернишенко // Науковий вісник будівництва : зб. наук. пр. Х.: Харк. нац. ун-т будівництва та архітектури, 2015. Вип. 1(79). С. 190–193.

УДК 661.968

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ, ЯК ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

В.О. Настасенко[1], В.О. Проценко[1], М.В. Бабій[2]

[1]професор кафедри ТТМІ, д.т.н., ХДМА, Херсон, Україна
[2]доцент кафедри ЕСЕУ, к.т.н., ХДМА, Херсон, Україна

Вступ. Автомобільний транспорт утворює до 22% від загальних шкідливих викидів в атмосферу, серед яких основну долю складають гази CO, CO_2 парникової групи. Потреба їх зменшення є актуальною задачею для людства, оскільки веде до загрози парникового ефекту, тому саміт COP-21 висунув вимогу щорічного зменшення цих викидів на 7,4%. Переведення автомобілів на використання енергоносіїв, альтернативних нафтовому і газовому паливу, дає змогу успішного вирішення цієї задачі.

В сьогодення її вирішення здійснюється в основному 2-ма шляхами:

1) переходом на водневе паливо;
2) переходом на використання електричного струму.

Однак кожний з цих шляхів має свої недоліки.

Виявлення цих недоліків і розробка рекомендацій з їх подолання становить головну мету і наукову новизну виконуваної роботи.

Результати роботи та їх обговорення. Програма переходу на водневе паливо в т.ч. автомобілів, була висунута від імені президента США Буша в 2001 році, але стикнулася з багатьма проблемами. Тому в 2006 році президент Клінтон для автомобільного транспорту замінив її на електричну.

Зараз електричний транспорт набуває все більшого поширення. Однак для вироблення електричного струму в основному використовується робота ТЕЦ, які працюють на вугіллі, це найбільш дешеве паливо, або на природному газі, який більш дорогий, тому його замінюють на вугільне паливо.

Але найбільші викиди CO і CO_2 виникають при спалюванні вугілля, основу якого складає вуглець C:

$C+O_2 = CO_2 =12$ (кг/моль)$C + 32$ (кг/моль)$\downarrow O_2 = 44$ (кг/моль)$\uparrow CO_2$.

Тобто 12 кг/моль вугілля вилучає з атмосфери 32 кг/моль кисню і повертає в неї 44 кг/моль вуглецю. У перерахунку на 1 кг вугілля утворюється 3,67 кг діоксиду.

Для газового палива (базовим є метан, який складається з молекул CH_4), баланс речовин складе:

$CH_4+2O_2 = CO_2 + 2H_2O = 16$(кг/моль) $+ 2\times32$ (кг/моль) $= 44$(кг/моль) $+ 2\times18$ (кг/моль).

Вилучення з атмосфери 64 кг/моль кисню і повернення 44 кг/моль вуглецю, теж не дуже гарний результат. У перерахунку на 1 кг цього газу утворюється 2,75 кг діоксиду. Для пропану і бутану, який зазвичай використовується в автомобільному

транспорті, оскільки метан більш вибухонебезпечний, ця пропорція погіршується: 1 кг газу утворює 3,03 кг діоксиду. Однак зменшення теплотворної спроможності газу на 10 – 15% відносно вугілля веде до збільшення його витрат і відповідного збільшення викидів діоксиду до 3,3 – 3,46 кг.

Оскільки ККД системи ТЕЦ-автомобіль не складає 100%, тому загальні викиди CO і CO_2 не зменшуються, а фактично збільшуються. Таким чином, повернення від електричних програм до водневих є зрозумілим практичним і актуальним кроком.

Однак проблеми переходу на водневе паливо при цьому залишилися. Основні з них:

1. Проблема виробництва.
2. Проблема зберігання і транспортування.
3. Проблема використання.

Найбільш економічним варіантом виробництва є отримання H_2 хімічним шляхом на базі метану CH_4. Однак ці процеси ведуть до виділення газів парникової групи, оскільки 75% масової долі метану складає вуглець.

Більш перспективним для екології є використання аміаку NH_3, оскільки азот становить 80% складу атмосфери, але цей процес більш енерговитратний, ніж для метану.

Існує варіант добування водню із сірководню H_2S Чорного моря, Однак для цього потрібні установки, подібні нафтодобувним платформам. Оскільки їх ще треба розробити, це веде до великих інвестицій, які окупляться лише через десятки років. Окрім того, немає куди дівати велику кількість сірки, яка є забруднювачем, оскільки окислюється і вилучає O_2.

Отримання H_2 електролізом води усуває викиди CO і CO_2, Однак даний процес у 2...3 рази дорожчий за хімічні, а для електроенергії, що виробляється ТЕЦ, необхідне спалювання вугілля або газу, що веде до сумарного збільшення викидів CO_2, що було розглянуто вище. Для усунення цього недоліку можливе використання альтернативної енергетики – сонячної, вітряної, або гідрохвильової, Однак вони мають свої проблеми, в першу чергу – в 2 -3 рази більшу вартість, а наявність такої електричної енергії дозволяє напряму використовувати її для електромобілів, минаючі стадію вироблення водню.

Проблема зберігання і транспортування обумовлена тим, що водень відноситься до найменшої відомої молекули матеріального світу, яка відносно вільно проникає крізь кристалічну решітку заліза, з якого виробляють балони і трубопроводи для цих цілей.

Зберігання у кріогенному стані в судинах Дьюара – найбільш ефективний варіант, однак він небезпечний при зіткненнях автомобілів, складний і дорогий у виробництві та використанні, оскільки температура зрідження водню 22°К.

Найкращим сучасним варіантом є зберігання водню у гідридному стані, в якому молекули H_2 утримується в хімічно або фізично пов'язаному стані сорбентами, а потім вивільняється при їх нагріванні. Недоліки – висока вартість сорбентів, з яких найкращим є цирконій (не тільки дорогий, а й дефіцитний матеріал), а також вага утворюваних ними елементів, що зменшує провізну спроможність автомобільного транспорту.

Найбільш перспективним є варіант використання емностей і трубопроводів з графену, проте поки це дуже дорогий варіант, який потребує великого часу на промислове впровадження.

Загальною великою проблемою є потреба розвитку інфраструктури для виробництва і зберігання водню, яка потребує значних затрат і певного часу на її створення.

Вирішення проблеми використання водню в автомобілях можливе 2-ма шляхами:

1. Прямим використанням в ДВЗ, яке утруднене процесами згоряння, оскільки вони протікають в 9 разів швидше, ніж згоряння нафтового і газового палив. Це значно збільшує динамічні навантаження на рухомі деталі, особливо для масивних поршнів потужних двигунів. Але обмеження потужності ДВЗ до 200 кВт зменшує дані проблеми.
2. Прямим застосуванням в електрохімічних паливних елементах, яке утруднено їх високою вартістю та малим часом роботи (до 0,5 року, після чого мембрани засмічуються і потребують заміни). Однак це найбільш перспективний варіант у разі поліпшення чистоти виробництва водню і здешевлення виробництва мембран.

Таким чином, всі перелічені проблеми потребують свого вирішення.

Висновки.

1. Водень є найбільш перспективним паливом, оскільки повністю вилучає викиди газів парникової групи.
2. Найбільш перспективним і екологічним шляхом виробництва водню є електроліз води, оскільки її запаси невичерпні, а при спалюванні водню знову утворюється вода.
3. Для електролізу найбільш доцільним є використання альтернативної енергетики.
4. Електроліз водню на місцях заправки зменшує витрати на його доставку, але для цього потрібен розвиток виробничої інфраструктури та вирішення питань безпеки.
5. Використання водневих ДВЗ невеликої потужності більш перспективне, ніж заміна їх електрохімічними паливними елементами, тому потрібне збільшення уваги і інвестицій в цій сфері.

UDC 621.863

APPLICATION OF RIGIDITY RING FOR MINES DRUMS

Fidrovska N.M. , Khursenko S.O., Karavan R.O., Skripnik N.S.

Kharkiv National Automobile and Road University

Stiffening elements, which are installed in many cases to increase stability in those structures where there is a suspicion of their insufficient stiffness, do not always have a positive meaning. Often, in places where rings or other stiffening elements are welded, there are local stress concentrations that can exceed the stress from the applied loads.

During the operation of mine hoisting installations, deformation of the casing is noted on many drums. The reason for this is the presence of overloads or dynamic forces and significant wear of the drum lining, which also serves the purpose of unloading the drum shell. The deformed shell is straightened using a hydraulic jack and reinforced with additional stiffeners.

. Calculations of mine drums, which have ribs and stiffening rings, do not take into account the concentration of stresses that occur in places of welding.

Consider a rope drum supported by stiffness rings as a mixed variational system, the potential energy of which is a functional with additional terms

$$U = \int_{x_0}^{x_1} \Gamma\left(x, f, f', f''\right) dx + \eta_1\left(x_0, f_0, f_0', f_0''\right) + \eta_2\left(x_1, f_1, f_1', f_1''\right) \qquad (1)$$

where η_1 is the potential energy of the frontal lobe; η_2 -potential energy of the stiffness ring.

$$\eta_0 = \oint \frac{EJ_{0l}}{2D_h^2} R f^2\left(x\right) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0l} R\pi}{2D_h^2} f^2\left(x\right) \qquad (2)$$

$$\eta_1 = \oint \frac{EJ_{0k}}{2D_h^2} R f^2\left(x\right) \cos^2 n\varphi = \frac{EJ_{0k} R\pi}{2D_h^2} f^2\left(x\right) \qquad (3)$$

EJ_{0l}, EJ_{0k} - bending stiffness, respectively, of the frontal plate and the stiffness ring.

The natural boundary conditions for solving the mixed variational problem will have the form

$$\left[\frac{\partial \Gamma}{\partial f'} - \frac{d}{dx}\left(\frac{\partial \Gamma}{\partial f''} \right) + \frac{\partial \eta_0}{\partial f} \right]_{x=x_0} = 0 \qquad (4)$$

$$\left[\frac{\partial\Gamma}{\partial f'}-\frac{d}{dx}\left(\frac{\partial\Gamma}{\partial f''}\right)+\frac{\partial\eta_2}{\partial f}\right]_{x=x_1}=0 \tag{5}$$

Then we get a system of two equations

$$\begin{cases}\dfrac{D\left(n^2-1\right)(2-\nu)}{R}\dfrac{\partial f}{\partial x}-\dfrac{DR}{2}\dfrac{\partial^3 f}{\partial x^3}+\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{0l}R}{\delta^3}f(x)\Big|_{x=0}=0\\ \dfrac{D\left(n^2-1\right)(2-\nu)}{R}\dfrac{\partial f}{\partial x}-\dfrac{DR}{2}\dfrac{\partial^3 f}{\partial x^3}+\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{0k}R}{\delta^3}f(x)\Big|_{x=l}=0\end{cases} \tag{6}$$

The solution of this system makes it possible to determine the coefficients C_1 i C_2 [1]

$$C_1=\frac{AE\pi k\mu\delta^6 e^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}}{72\left(1-\nu^2\right)^2 J_{ol}Rh}\left[\frac{\pi k\mu R}{h}-\frac{\left(n^2-1\right)(2-\nu)}{R}-1\right]-$$
$$-Ae^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}\frac{1-\dfrac{\pi Ek\mu\delta^6}{6\left(1-\nu^2\right)J_{ol}Rh}\left[\dfrac{\pi k\mu R}{h}-\dfrac{\left(n^2-1\right)(2-\nu)}{R}\right]}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}}-$$
$$-A\frac{\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}}}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}R\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}} \tag{7}$$

$$C_2=Ae^{-k\mu\frac{2\pi l}{h}}\left\{1-\frac{\pi Ek\mu\delta^6}{6\left(1-\nu^2\right)J_{ol}Rh}\left[\frac{\pi k\mu R}{h}-\frac{\left(n^2-1\right)(2-\nu)}{R}\right]\right\}-$$
$$-A\frac{\dfrac{12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}Re^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}}}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\kappa l\right)}}{1+\dfrac{\delta^3\lambda_1 e^{-\rho\cos\varphi l}-12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{-\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\varphi l\right)}{\delta^3\lambda_1 e^{\rho\cos\varphi l}+12\left(1-\nu^2\right)J_{oh}\mathrm{Re}^{\rho\cos\varphi l}\cos\left(\rho\sin\gamma l\right)}} \tag{8}$$

where

$$\lambda_1 = D\left\{ A\frac{2\pi k\mu}{h} e^{-2\pi k\mu\frac{L-l}{h}} \left[\frac{\left(n^2-1\right)\left(2-\nu\right)}{R} - \frac{2\pi^2 Rk\mu^2}{h^2} \right] - \rho\varphi\sin\varphi l\cos\left(\rho\sin\varphi l\right) \right\}$$

Annular normal stresses in the frame are determined by the formula

$$\sigma_\varphi = \frac{w(x)}{R}E \tag{9}$$

where $w(x)$- are the radial displacements determined by the formula

$$w(x) = f(x)\cos n\varphi \tag{10}$$

Stresses in the weld seam are determined by the formula

$$\sigma = \frac{M_o}{W} + \frac{Q_o}{F} = \frac{6m_o}{c^2} + \frac{Q_o}{c} \tag{11}$$

where c is the leg of the seam, m_o - transverse bending moments,
Q_o - transverse force

$$m_o = D\left(\chi_\varphi + \nu\chi_x\right), \quad Q_o = \frac{\partial m_o}{R\partial\varphi} + \frac{\partial m_{x\varphi dod}}{\partial x}$$

We will calculate for the following values: T =40000N, $\delta = 15$ mm, R=250mm, t =18mm, l=500mm, r=200mm, c=7mm, $\delta_k = 12$ mm, $d_k = 15,5$ mm, $E_k = 85\cdot10^3$ MPa. Annular normal stresses, which are determined by formula (9), will be equal to $\sigma_\varphi = 46,92$ Mpa. Local stresses that will arise in the zone of welds, determined by formula (11), are 125.7 MPa.

Literature

1. Фідровська Н.М. Канатні барабани / Н.Н.Фідровська .- Монографія.- Харків, «НІМІ». -2012.-195с.

УДК 004.92

ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ В СЕРЕДОВИЩІ ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ AUTODESK INVENTOR

О.В. Черніков, М.В.Тодоров, І.О. Шпортко

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Важливою особливістю сучасних програм комп'ютерного моделювання є можливість відтворення роботи виробу, що проектується. В програмі Autodesk Inventor це досягається завдяки використанню середовища динамічного моделювання. В процесі вивчення його можливостей для моделювання режимів роботи механізмів, зокрема, роботів-маніпуляторів різного призначення, було вирішено розробити модель пристрою, відомого як «стопохід Чебишева» (рис. 1).

Модель стопохідного механізму створена за допомогою пакету Autodesk Inventor 2023. Для побудови були використані кресленики та формули П.Л. Чебишева [1].

Особливістю механізму є те, що він перетворює обертальний рух на прямолінійний. Для цього перетворення використовується так званий «лямбда механізм», який здобув свою назву через свій вид схожий на грецьку букву «лямбда» (рис. 2).

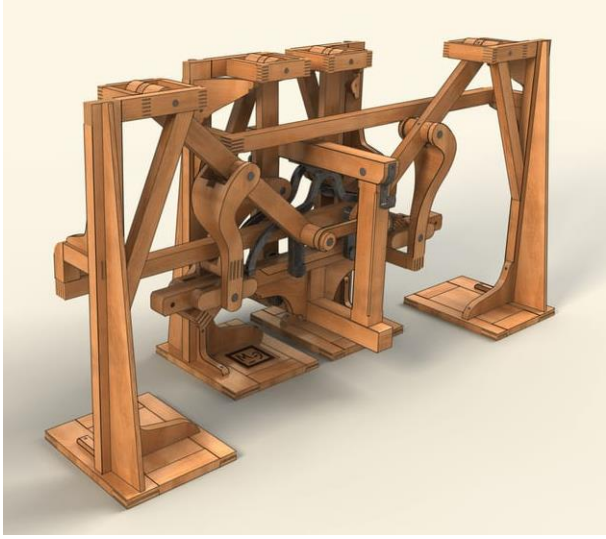


Рис. 1. Загальний вигляд механізму за [1]

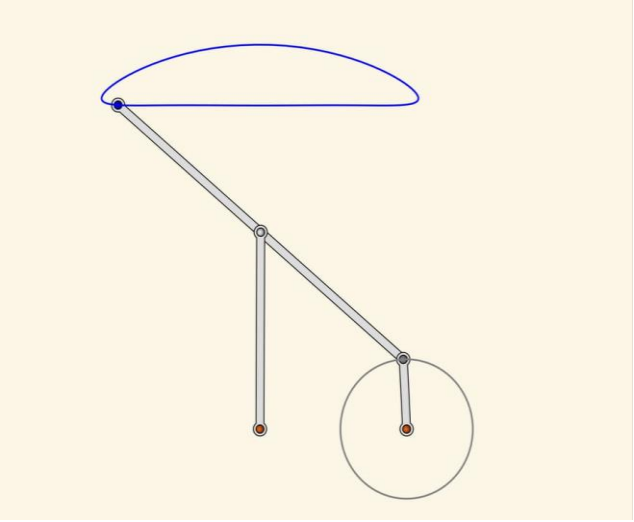


Рис. 2. Принцип роботи лямбда механізму

До лямбда механізму прикріплено 4 ланки, які симулюють функцію ніг механізму (рис. 3). При тому, як привідна ланка обертається по колу, ведений шарнір описує траєкторію схожу на капелюшок гриба. За допомогою додаткових ланок узгоджуються фази обертання двох дзеркальних сторін механізму. Для з'єднання та

придання стійкості двох частин використовується загальна платформа, з якою з'єднані осі механізму.

Для приведення механізму в рух використано середовище динамічного моделювання в Inventor [2]. Зокрема, використані спеціальні з'єднання «обертання», «просторовий контакт», «3D-контакт». Було задано швидкість обертання ведучим ланкам, встановлено 3D контакт «ступней» механізму з умовною платформою, яка імітує поверхню «землі» для стопоходу. За рахунок дії сили тяжіння та встановлених параметрів тертя, демпфування та жорсткості (рис. 4) стопохід здійснює повноцінні кроки.

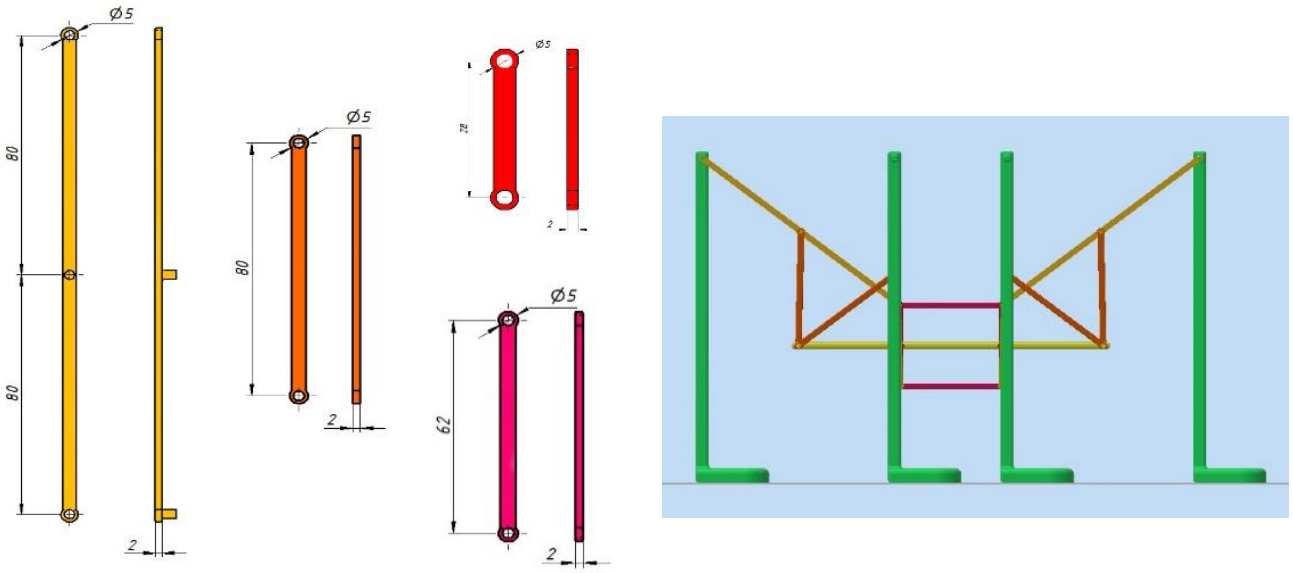


Рис. 3 – Основні ланки моделі та загальний вид механізму

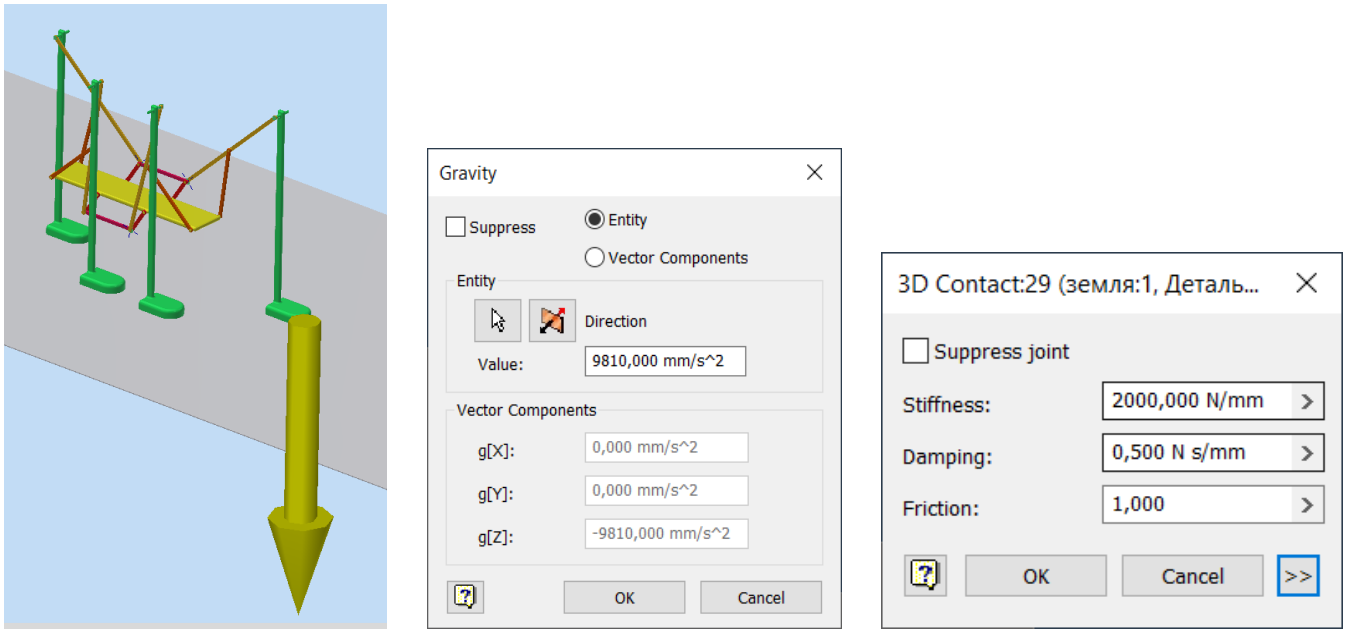


Рис. 4 – Завдання параметрів 3D-контактів

Також є можливість відображати та дослідити траєкторію руху будь-яких точок механізму, наприклад, кінцевих та проміжних точок деяких ланок (рис. 5).

Подивитись анімацію роботи механізму можна за посиланням: https://youtu.be/Js_VEBdHJtg .

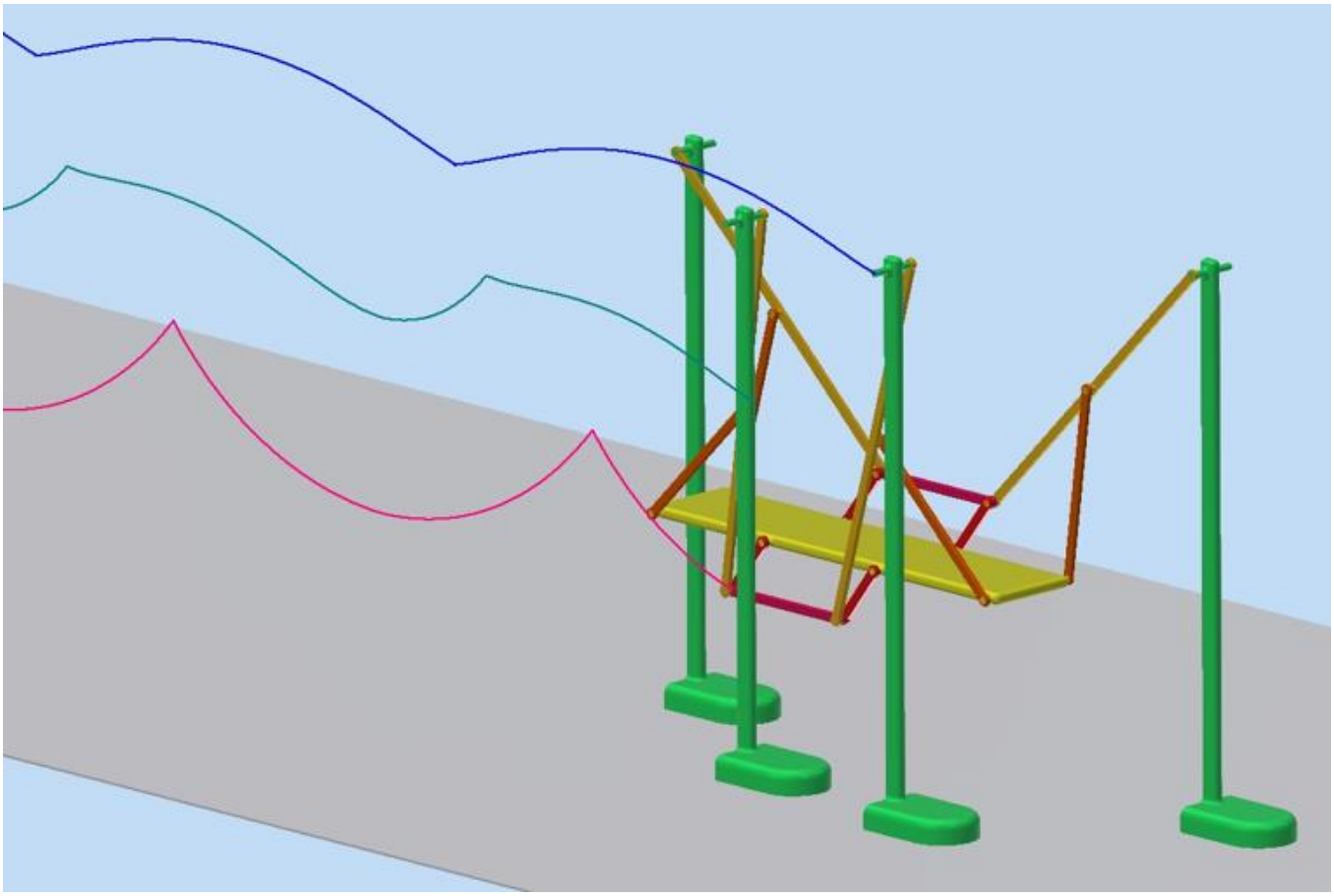


Рис. 5 – Рух механізму з траєкторіями опорних точок

Висновки

В роботі досліджено вплив параметрів з’єднань на моделювання руху багатоланкового механізму. Розроблено 3D модель стопохідного механізму та проведено дослідження його руху. Визначені траєкторії руху точок на кінцях ведучих та ведомих ланок, а також їх швидкості та прискорення.

Література

1. Стопохідна машина Чебишева URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Chebyshev_lambda_linkage (доступ 23.03.2023).

2. Shawna Lockhart, Daniel T. Banach & Travis Jones Autodesk Inventor 2021 Essentials Plus. SDC Publications. 2020. 534 p.

УДК 629.113:621.43

РОЗРОБКА ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЦИКЛУ, ЩО ІМІТУЄ РУХ БАЗОВОГО ШАСІ ПЛУЖНО-ЩІТКОВОГО СНІГООЧИСНИКА

***В.В. Мороз*[1]**

[1] *доцент кафедри ІМТБ, канд. техн. наук, НТУ, Київ, Україна*

Вступ Інтенсивність дорожнього руху у великих містах впливає на їх екологічний стан. Крім того збільшення припаркованих автомобілів на вулицях міст заважають роботі комунальній техніці (машин по утриманню доріг), як в денний так і в нічний час.

З вище наведеного постає питання стосовно ускладнення маневрування машин по зимовому утриманню доріг у денний і нічний час, що в свою чергу приводить до підвищення витрати палива, а відповідно і збільшенню викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) дизеля [1].

Мета роботи. Розробка випробувального циклу, що імітує рух базового шасі плужно-щіткового снігоочисника

Виклад основного матеріалу дослідження. Методику дослідження експлуатаційних властивостей базового шасі (вантажного автомобіля) в системі “водій – автомобіль – дорога” було розроблено в роботі [2,3]. Обмеження, які накладено на систему також приведено у вищезгаданій роботі. Тому на основі даної методики, яка визначає вплив певних факторів та їх взаємодію з використанням системного підходу були проведені заходи, щодо уточнення математичної моделі руху базового шасі, обладнаного дизелем, повною масою більше 3,5 т за нище наведеним випробувальним циклом, рис.1.

Вхідними змінними в математичній моделі є величина та швидкість переміщення керуючого органу, обрана передача, час переключення передач, швидкість руху, яку обрав водій, втрати в трансмісії та двигуні, дорожні умови (величина коефіцієнта опору коченню дороги та кут підйому дороги) навантаження на базове шасі та обраний випробувальний цикл.

Вихідними параметрами є витрата палива, викиди шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами дизеля, показники ефективності використання транспортного засобу.

Особливістю математичної моделі є реалізація робочого і транспортного режимів випробувального циклу.

При аналізі обраного випробувального циклу визначаються типові режими руху базового шасі та відповідно режими роботи дизеля:

1. Робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу.
2. Розганяння дизеля базового шасі в режимі активного холостого ходу.
3. Розганяння базового шасі з дизелем при буксуючому зчепленні.

4. Розганяння базового шасі при зблокованому зчепленні (розганяння дизеля базового шасі при роботі в режимі часткових навантажень або при повному навантаженні).

5. Рух базового шасі при перемиканні передач.

6. Усталений рух базового шасі.

7. Уповільнення базового шасі з приєднаним до трансмісії двигуном.

8. Уповільнення базового шасі з від'єднаним від трансмісії двигуном.

9. Уповільнення базового шасі з використанням гальмів (гальмування).

10. Зупинка базового шасі та робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання активного холостого ходу.

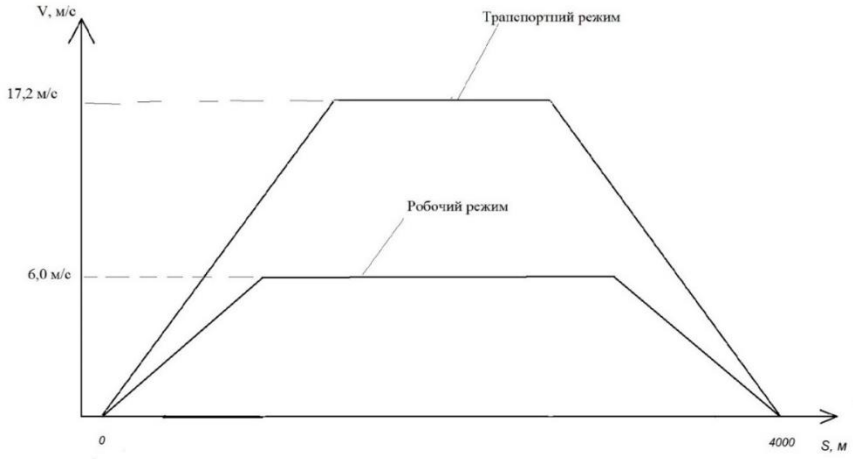


Рис. 1 – Випробувальний цикл, що імітує рух базового шасі плужно-щіткового снігоочисника в координатах V-S в робочому і транспортному режимах

Висновок. Випробувальний цикл для базового шасі містить всі необхідні режими руху (розгін, усталений рух, і уповільнення), що імітують рух базового шасі з навісним обладнанням у вигляді плужно-щіткового снігоочисника при виконанні технологічних операцій по розчищенню снігу.

Література

1. Мороз В.В. Визначення показників базової машини для монтажу обладнання по утримання доріг / В.В. Мороз, Д.С. Щастний // Тези доповідей 76 наукової конференції професорсько-викладацького складу Національного транспортного університету. – Київ: НТУ, – 2020. – С. 17

2. Екологія автомобільного транспорту: навчальний посібник. / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. – Київ: Основа, 2002. – 312 с.

3. Мороз В.В. Математична модель дизеля для використання в системі водій–автомобіль–дорога / В.В. Мороз // Системні методи керування, технологія, та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. – 2003. – № 16. – С.147-151.

УДК 621.87

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНЬОЇ МАШИНИ З НЕПОВНОПРИВІДНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

С.Г. Ковалевський, К.М. Погодін

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Проектування сучасних будівельних машин потребує створення розрахункових схем та використання сучасних програмних засобів, що дозволяє дослідити питання навантаження робочого обладнання більш докладно та отримати достовірні результати [1,2]. Аналіз місць експлуатації малогабаритних навантажувачів свідчить про часті випадки проведення вантажних робіт в стиснених умовах поряд будівельниками, що накладає підвищені вимоги до міцності робочого обладнання [3,4].

З метою визначення розрахункових навантажень у вузлах металоконструкції машини розглянемо розрахункове положення, в якому рукоять робочого обладнання розташована горизонтально та на неї діє максимальний вантаж (Рис. 1).

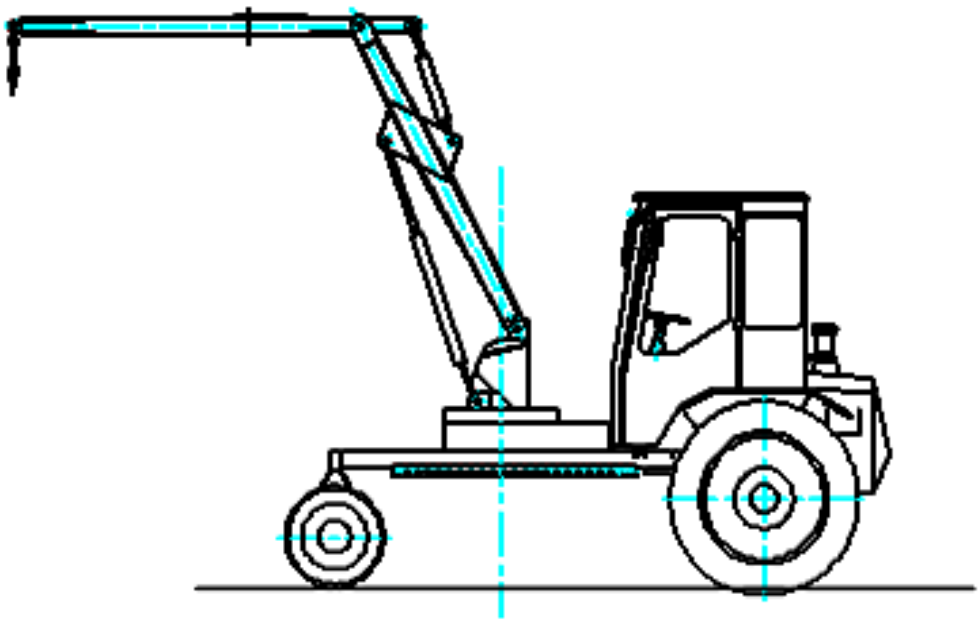


Рис. 1. Схема горизонтального розташування рукояті

За розрахункове навантаження *P,* прийнято максимальну вагу вантажу з урахуванням динамічного коефіцієнта.

$$P = k_{\partial} \cdot m \cdot g\,, \tag{1}$$

де: k - динамічний коефіцієнт, $k_\partial = 1,25$;

m – маса вантажу, кГ.

Розрахунковим положенням для стріли, є положення найбільшого моменту, що вигинає, тобто положення при максимальному вильоті (Рис.2).

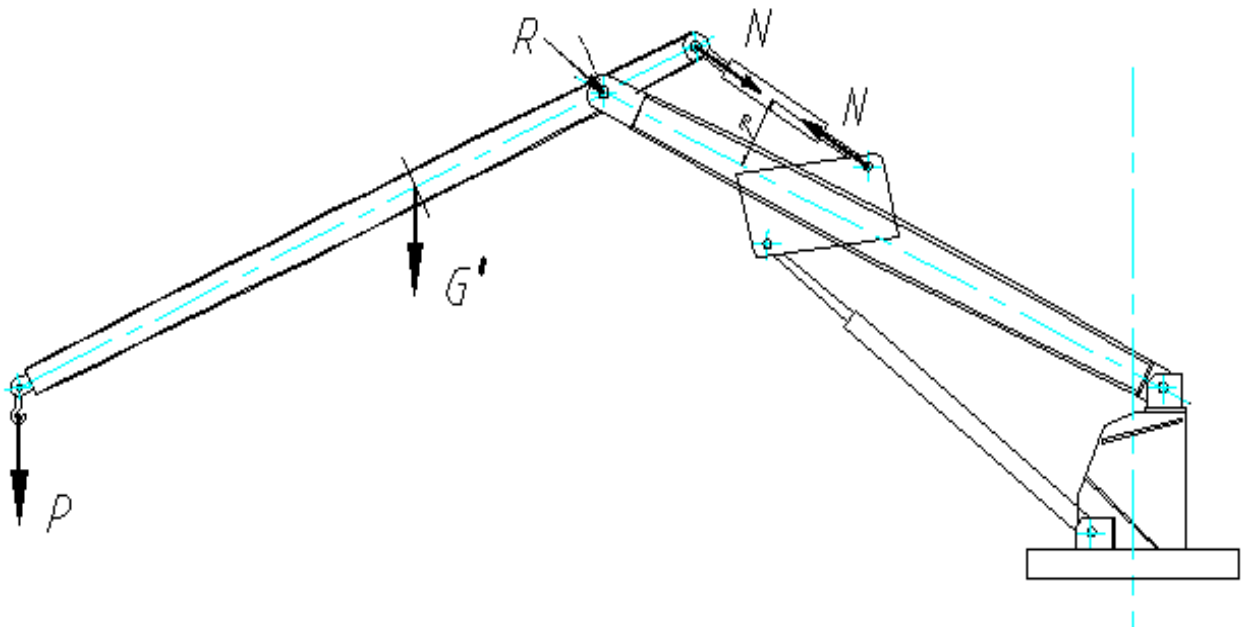


Рис.3 Схема розташування стріли на максимальному виліті

Рівняння рівноваги стріли:

$$\begin{cases} \sum F_x = P \cdot \sin 25^o + G^I \cdot \sin 25^o + H_A - \\ -N \cdot \cos 57^o \\ \sum M_A = \left(2015 \cdot P + G^I \cdot 832\right) \cdot \cos 25^o \\ \sum M_B = \left(2330 \cdot P + G^I \cdot 1147\right) \cdot \cos 25^o \end{cases} \quad (2)$$

Результати розрахунку зусиль, що діють в рукояті при вазі вантажу m = 4000Н та 4500Н, та коефіцієнті динамічності к, що дорівнює 1, 1,1 …1,5, напружень, що діють в рукояті, в залежності від висоти перерізу приведені на рис.4.

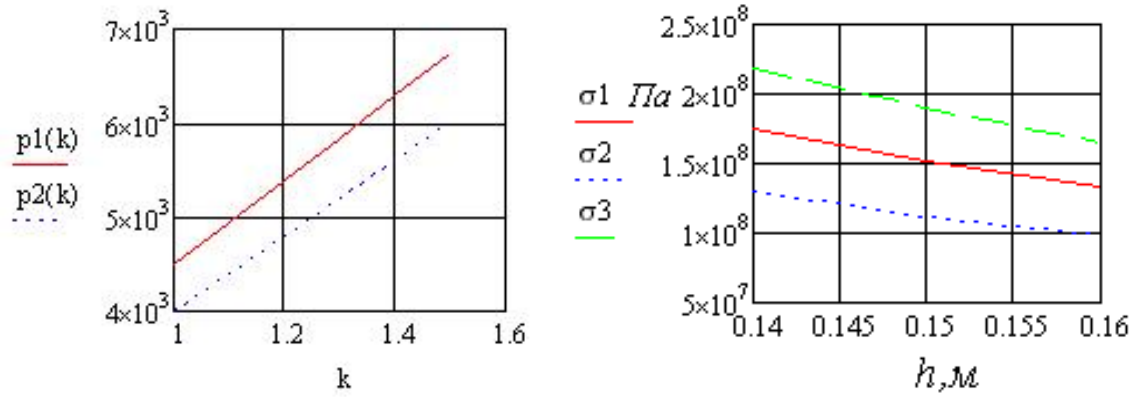


Рис. 4 Залежність зусиль в рукояті від коефіцієнта динамічності та напружень в рукояті від висоти перерізу

Аналіз залежності діючих напруг від ваги вантажу та коефіцієнту динамічності дав змогу запропонувати рекомендації з раціональних режимів роботи навантажувача, які складаються з обмеження величини вантажу величиною 4500Н, а коефіцієнта динамічності в межах 1,3-1.4 при висоті перерізу рукояті 0,14м та товщині стінки 0,05м.

Розроблена методика дослідження пропонується для використання при експлуатації малогабаритного навантажувача в різних режимах, а також при проектуванні робочого обладнання навантажувачів подібного класу та конструктивного виконання.

Література

1. Ловейкін В. С., Міщук Д. О. Області збереження енерговитрат у вантажних маніпуляторах на транспортних засобах // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2010. №. 75. С. 37–42.

2. Єфименко О.В., Плугіна Т.В., Мусаєв З.Р. Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: науковий журнал / Северодонецьк. 2017. Вип. 4. С. 98 – 102.

3. Єфименко О.В. Мусаєв З.Р. Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду // Молода наука роботизація і нано-технологіїсучасного машинобудування:
153тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції, м. Краматорськ, 09 – 10 квітня 2019 р., Краматорськ, 2019. С. 88 – 92

4. Вороновський Д.В. Результати статичного, фізичного і комп’ютерного моделювання в віртуальних дослідженнях малогабаритних навантажувачів / Матеріали конференції КІТ-2022, Харків, ХНАДУ, 23.11.2022

УДК 621.869

ДОСЛІДЖЕНЯ І ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ НАНЕСЕНЯ НА ПОВЕРХНЮ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

О.В. Щукін, С.О. Зінов'єв

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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

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

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

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

Далі розраховувалося рівняння регресії першого порядку :

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

Результати розрахунку його коефіцієнтів представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів регресії

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

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

Далі було розраховано рівняння регресії другого порядку :

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

Результати розрахунку коефіцієнтів регресії наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів лінійного рівняння регресії

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

Далі визначали найменше значення функції Y в області

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

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

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

яка в даному випадку має вигляд:

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

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

$$X_1^0 = \frac{-2b_{22}b_1 + b_2b_{12}}{4b_{11}b_{22} - b_{12}^2}, \quad (6)$$

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

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

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

Література

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

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

УДК 625.73

ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБКА РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТОВОГО НАСИПУ АВТОМОБІЛЬНИХ І ЗАЛІЗНИЧНИХ ДОРІГ З РЕЛЬЕФНИМИ РОБОЧИМИ ПОВЕРХНЯМИ

К.Ц. Главацький[1], М.Г. Брильова[2], А.О. Пікало[3]

[1] доцент кафедри ПММ, канд. техн. наук, УДУНТ, Дніпро, Україна
[2] асистент кафедри ПММ, УДУНТ, Дніпро, Україна
[3] студент групи ПМ2011, УДУНТ, Дніпро, Україна

Вібротрамбівки використовують при ущільнені спорудженого земляного насипу автомобільної дороги чи залізничної колії, у зв'язку з тим, що перспективна тенденція організації швидкісного руху, який пов’язаний з якістю утворення нижньої і верхньої будови дороги і колії. Зокрема, нижня будова дороги і колії суттєво залежить від якості ущільнення грунту.

Основна перевага трамбівок перед котками у тому, що цими машинами можна продуктивно ущільнювати шари ґрунту значної товщини, проводити ущільнення окремих ділянок насипу та використовувати їх в комплексі з іншими ущільнюючими машинами. Ефективне ущільнення ґрунтів можливе з використанням віброплощадок і вібротрамбівок. Область їх використання поширюється на роботи, пов’язані з локальним ущільненням грунту у місцях, важкодоступних чи взагалі не доступних для машин коткового типу. Такі машини можуть бути використані не тільки для остаточного оздоблення ущільненої поверхні, а і для проміжного ущільнення грунту.

Всі відомі ГУМ статичної і динамічної дії побудовані з урахуванням основного принципу ущільнення ґрунтів, а саме створення на поверхні грунту напружень, що не перевищують межу пластичності грунту.

Доцільно застосувати ці машини для зв’язних ґрунтів, створивши на поверхні контакту робочого органу і машини напруження, що перевищують межу пластичності, тим самим прискоривши процес ущільнення грунту під робочим органом (оскільки розповзання грунту знижує продуктивність машини). А те, що грунт буде переміщуватись у вертикальному напрямку, можливо використати як корисну річ. За рахунок цього вже ущільненого грунту ми отримуємо передавальну ланку від поверхні робочого органу до шарів не ущільненого грунту, і при цьому можливо їх додатково ущільнити.

Основна перевага трамбівок і віброплощадок перед котками у тому, що цими машинами можна продуктивно ущільнювати шари ґрунту порівняно значно більшої товщини.

Модернізація робочих органів таких машин за модульним принципом має суттєві переваги перед іншими варіантами. Вони полягають у тому, що:

- по-перше, окремі їх конструктивні елементи можна виконувати у вигляді уніфікованих блоків – модулів, з яких, залежно від технологічних вимог, можна зібрати потрібну конфігурацію робочого органу (РО) ущільнювальної машини;

- по-друге, не погіршується початковий стан базового РО машини, до якого, при необхідності, можна повернутися у кожний момент;

- по-третє, зменшується номенклатура конструктивних елементів і машин у цілому, оскільки кожна машина може комплектуватися змінними модулями РО, що призводить до поліпшення їх якості за рахунок глибокого пропрацювання.

Перевагами розробки поверхонь блокуючої дії є можливість обмеження вислизання грунту з-під блокуючої поверхні РО і використання грунту, як передаючої ланки для ущільнення нижніх шарів.

В основі розробки РО з поверхнею блокуючої дії лежить традиційний РО віброплити. Для виконання перспективно-пошукових досліджень запропоновані варіанти профілю РО:

а) П-подібний профіль РО постійного поперечного перерізу з висотою, рівною товщині свіжо відсипаного шару грунту, призначеного для наступного ущільнення;

б) аналогічний варіанту (а) профіль з вертикальними тонкими подовжньо розміщеними пластинами, висотою, рівною висоті П-подібного профілю, що поділяють обмежену ним зону ущільнення грунту на певну кількість частин заданої форми;

в) аналогічний варіанту (б) профіль зі змінною шириною пластин, постійною впродовж усієї їх довжини;

г) аналогічний варіанту а) профіль робочої поверхні трикутного і хвилястого поперечного перетину (кількість вставок змінна);

д) варіанти, аналогічні (а), (б), (в), (г), зі змінним перетином перерізом по висоті, ширині чи одночасно пропорційно по двох вказаних параметрах.

Основним параметром при визначенні продуктивності роботи робочого органу з різним видом поверхні та кількістю ребер є об’єм ущільнення, зменшення якого пропорційно зменшенню площі поперечного перетину ущільненого грунту. При цьому власними дослідженнями перевірено, що для різних ґрунтів максимальне зменшення об’єму при його ущільненні складає від 15 до 40%.

З метою порівняння результатів експерименту з відомими машинами висоту відсипаного шару грунту беремо стандартну для більшості віброплит.

Геометричні параметри робочого органу вибираємо з умови, що обмежувачі будуть при роботі доходити до заздалегідь ущільненого грунту та ширина в передній частині робочого органу буде постійною і дорівнювати ширині класичної віброплити.

Виконання робочої поверхні РО рельєфною призведе до збільшення її контактної площі з ґрунтом, а, отже, і до зменшення питомого тиску на грунт. Це дозволить більш плавного видаляти з ущільненого масиву газоподібну і рідинну фазу грунту. Рельєфність зовнішньої поверхні ущільненого шару грунту створюватиме умови для додаткового блокування наступного насипаного шару грунту при його ущільненні. Застосування змінних робочих поверхонь ґрунтоущільнювальних машин блокуючої дії дозволить інтенсифікувати процес стабілізації ущільненого масиву грунту за умови збільшення продуктивності машин і розширення їх технологічних можливостей.

УДК 621.879.3.064.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ГРУНТУ БУЛЬДОЗЕРНИМ НЕПОВОРОТНИМ ВІДВАЛОМ З ПРОСТОРОВОЮ НОЖОВОЮ СИСТЕМОЮ

Ю.О. Горбенко[1], С.В. Ракша[2], К.Ц. Главацький[3]

[1] здобувач кафедри ПММ, УДУНТ, Дніпро, Україна
[2] професор, зав. кафедри ПММ, докт. техн. наук, УДУНТ, Дніпро, Україна
[3] доцент кафедри ПММ, канд. техн. наук, УДУНТ, Дніпро, Україна

Доцільність проведення досліджень обумовлена тим, що в наш час велику увагу приділяють модернізації існуючих або розробці нових машин для земляних робіт та підвищення їх енергоефективності. Відомі дослідження і конструктивні рішення плоских ножових систем (НС): традиційного типу із розміщенням ріжучих країв ножів на одній лінії; з виступним середнім ножем, з виступними ножами і бічними косинками, а також просторових НС з розміщенням ножових пластин по прямокутному профілю, а також НС з ножовими пластинами трапецієподібної форми. Їх проведення на рівні наукових робіт свідчить про актуальність розробки нових видів НС для бульдозерів.

Актуальність досліджень полягає у тому, щоб підвищити ефективність та продуктивність використання неповоротного бульдозерного відвала за рахунок використання у ньому просторової ножової системи (ПНС).

Оскільки запропоновані варіанти використання НС на бульдозерах у науково-технічній літературі відсутні, то вони запатентовані.

Метою роботи є розробка ефективної конструкції ПНС для неповоротного бульдозерного відвала на основі застосування косого різання і копання грунту.

Теоретичні і експериментальні дослідження процесу взаємодії робочих органів (РО) бульдозерів з ґрунтом призведуть до спільного результату – зниження енергоємності процесу копання ґрунту та зменшення коефіцієнта питомого опору копання.

Технічна задача спрямована на зниження енергоємності копання ґрунту бульдозерним відвалом, поліпшення нагромадження та переміщення ґрунту по відвалу і зменшення втрат ґрунту в бічні валики – вирішується шляхом використання виключно косого копання ґрунту, створення умов спрямування відділеної від масиву ґрунтової стружки всередину призми ґрунту перед відвалом, заміни блокованого копання ґрунту напіввільним чи вільним і утворення плоскої чи неплоскої поверхні ґрунту бульдозерним відвалом.

Запропонована нова конструкція відвала бульдозера з ПНС включає традиційний неповоротний відвал, ріжучі ножі з ріжучими краями та бічні косинки. Ріжучі ножі виконані з окремих пластин і з’єднані між собою попарно і з відвалом. Ріжучі краї, відрізки яких позначені точками А, В, С ножів, можуть знаходитися в одній чи в різних площинах, розташовані симетрично відносно подовжньої вертикальної

площини симетрії відвала під заданим кутом між собою у фронтальній і вертикальній проекції, можуть бути прямолінійними чи криволінійними, кількість пар може бути задана, а кут нахилу пластин ножів до горизонталі задається розміщенням ножової системи в межах глибини копання традиційного ножа, або дорівнює його раціональному значенню для бульдозерів. Відвал з ПНС має перевагу тому, що при його роботі створюється безступінчастий розподіл зусиль в межах фрагменту НС. ПНС включає в себе фрагмент, що складається з пари зустрічно направлених ножів. При цьому розміщення ПНС з боку лобової площини відвала бульдозера характеризується розмірами H_1, H_2, H_3, які характеризують пропорційний розподіл загальної товщини стружки $H_{коп}$, вирізаної виступаючими точками А і В вперед на величину L і вище на величину H_2 точки С ріжучого краю ПНС. Розмір H_3 характеризує розміщення точок А і В попереду і нижче точки С.

Основні параметри РО бульдозера з ОНС, що оптимізуються: подовжня відстань між точками А-В-С, зміна якої характеризує на яку відстань L будуть віддалені точки А і В від точки С в горизонтальній площині; вертикальна відстань між точками А-В-С, зміна якого характеризує на яку величину Н2 чи Н3, будуть зміщені точки А і В відносно точки С у вертикальному напрямку; товщина стружки h; кількість пар ножів від однієї до п’яти.

Для теоретичного визначення питомого коефіцієнта опору грунту копанню ПНС використано рівняння тягового балансу бульдозера. Для визначення довжини ріжучого краю ножа для ПНС з ламаною лінією лез ножів виконано теоретичний розрахунок для горизонтального та вертикального зміщення точок А-В-С ПНС на базі фізичної моделі відвала бульдозера у масштабі 1:10.

Для розрахунку параметрів для горизонтального зміщення країв ножів визначена довжина ріжучого краю ножа для горизонтального зміщення (точки А-В-С у одному рівні) та вертикального зміщення (точки А-В-С вище або нижче рівня), а також питомий коефіцієнт опору копанню для ПНС.

Побудований графік залежності питомого коефіцієнта опору різанню від довжини ріжучої частини ножів та постійної подовжньої відстані точок А-В-С.

Для розрахунку параметрів для вертикального зміщення країв ножів (точок А-В-С). визначена довжина ріжучого краю ножів та коефіцієнт питомого опору копанню для вертикального зміщення (точки А-В-С вище або нижче рівня.

Визначено довжину ріжучого краю ножів для усіх випадків вертикального зміщення точок А-В-С. При кожному зміщенні точок ріжучого краю визначено питомий коефіцієнт опору копанню для довжин ріжучого краю ножів.

Отриманий графік залежності питомого коефіцієнта опору різання від довжини ріжучого краю ножів та вертикального зміщення точок А-В-С.

Згідно планування експериментальних досліджень проведена перша серія дослідів для 15-ти варіантів ПНС з трикратним повторенням кожного досліду.

Дослідження проведені з використанням сучасної вимірювальної системи з програмним забезпеченням та виводом результатів на монітор комп’ютера та записом у відповідні файли, а також з використанням аналого-цифрових перетворювачів для наглядності контролю сил опору копання грунту.

Перед кожним дослідом: 1) задавалася глибина копання грунту від 5 до 30 мм з кроком 5 мм; 2) створювалася потрібна щільність і вологість грунту.

Під час кожного досліду: 1) виконувалося відео фіксування процесу копання грунту; 2) записувалася сила та час копання грунту до набору повної призми перед відвалом.

Після кожного досліду вимірювалися: 1) шлях копання грунту до набору повної призми перед відвалом; 2) об'єм призми волочіння грунту; 3) втрати грунту у бічні валики. На основі отриманих результатів для кожного досліду розраховано: 1) швидкість копання; 2) потужність копання; 3) енергоємність копання; 4) коефіцієнт питомого опору копанню.

Отримана фотограма процесу копання ґрунту бульдозерним відвалом з ПНС з характерними положеннями робочого обладнання і, зокрема, відвала. При цьому слід звернути увагу на характерні зсуви ґрунту у призму, що сприяє зменшення його втрат та на довжину шляху набору ґрунту у призму. Ці особливості процесу копання сприяють зменшенню питомої енергоємності та підвищенню продуктивності.

Висновки. 1. Досліджена фізична модель неповоротного відвала бульдозера з ПНС має суттєві переваги порівняно з неповоротним відвалом бульдозера з традиційною НС за всіма основними дослідними параметрами, а саме: середнє значення продуктивності збільшилося на 5%, середня сила копання зменшилася на 30%, середня питома енергоємність зменшилася на 41% а середній питомий коефіцієнт опору копанню зменшився на 40%.

2. Найбільший відсоток позитивної зміни вказаних показників відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з ПНС з подовжнім зміщенням країв ножів X_1=50 мм та однією парою ножів, (X_2=1).

3. Найменший відсоток позитивної зміни вказаних параметрів відповідає фізичній моделі неповоротного відвала бульдозера з ПНС з подовжнім зміщенням країв ножів X_1=55 мм та двома парами ножів (X_2=2), причому у цьому випадку середня сила копання фізичної моделі неповоротного відвала бульдозера з ПНС більша на 3,4% за відповідну силу для неповоротного відвала бульдозера з традиційною НС, а продуктивність – менша на 35% за продуктивність неповоротного відвала бульдозера з традиційною НС.

4. Серед варіантів фізичних моделей неповоротного відвала бульдозера з ПНС другою за ефективністю є модель з X_1=50 мм та X_2=5 пар ножів, третьою – модель з X_1=50 мм та X_2=4 пари ножів, четвертою – модель з X_1=50 мм та X_2=3 пари ножів.

Слід зазначити, що збільшення призми волочіння ґрунту перед відвалом відбувається у тому числі і за рахунок встановлення бічних косинок відвала збільшених розмірів.

Загальне зменшення питомої енергоємності процесу копання ґрунту відбувається і за рахунок заміни блокованого копання ґрунту напіввільним.

У подальших дослідженнях на основі отриманих результатів досліджень планується побудувати регресійні моделі для визначення діапазонів раціональних та оптимальних параметрів процесу копання грунту неповоротним відвалом бульдозера з ПНС, а також порівняти результати теоретичних та експериментальних досліджень.

УДК 625.73

УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ УЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТІВ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА АВТОМОБІЛЬГИХ ДОРІГ ТА ЗАЛІЗНИЦЬ

***К.Ц. Главацький*[1]**

[1] *доцент кафедри ПММ, канд. техн. наук, УДУНТ, Дніпро, Україна*

При будівництві автомобільних і залізничних доріг стабільність їх просторового розміщення визначає гарантована жорсткість ґрунтового насипу дороги протягом встановленого терміну її експлуатації за умови виключення факторів, які можуть змінювати задані фізико-механічні властивості ущільненого грунту. Тобто, переміщення часток грунту у масиві повинно бути лише в межах пружних деформацій, а один з основних фізичних параметрів – вологість грунту – в межах допустимих норм. За цих умов необхідну жорсткість грунту визначатиме якість його ущільнення робочими органами (РО) ґрунтоущільнювальних машин (ГУМ).

При виборі ГУМ для даного технологічного процесу ущільнення земляного насипу автодоріг та залізниць важливими є забезпечення максимально можливої у даних обставинах продуктивності та мінімальної собівартості виконання робіт. Це можливо при прискоренні ущільнення грунту, скороченні витрат часу та енергоносіїв і зменшенні загальної кількості ГУМ, задіяних у технологічному процесі ущільнення. Скорочення витрат часу та енергоносіїв можна досягти підвищивши інтенсивність ущільнення грунту, тобто активізувавши ущільнювальну дію на нього РО ГУМ, наприклад, використовуючи РО блокуючої дії на грунт і змінюючи в широкому діапазоні їх загальне привантаження. Зменшити загальну кількість ГУМ можна шляхом створення машин нового покоління, компонувальні структурні схеми яких включали б РО коткового і площадкового пересувного типу статичної і динамічної дії.

Дослідженнями встановлено, що традиційні групи ГУМ, що випускаються різними фірмами-виробниками, мають досить розрізнені діапазони абсолютних і відносних показників, обумовлені певними типорозмірними рядами машин та рекомендованою областю їх раціонального застосування. На практиці це призводить до використання у машинному комплексі для ущільнення грунту одночасно декількох типів ГУМ.

Щоб порівняти ефективність роботи різних груп ГУМ різних виробників запропонована методика визначення відносних та узагальнюючих показників даних машин на основі відомих їх технічних характеристик. При цьому, на основі узагальнюючих показників роботи ГУМ рекомендовані зміни розрахункових діапазонів їх основних і допоміжних параметрів на стадії проектування з метою розширення області раціонального використання машини при ущільненні грунту за різними технологічними схемами. Розрахунок і вибір раціональних діапазонів параметрів ГУМ виконується на основі математичного моделювання їх ефективної

взаємодії з грунтом. Розширення діапазону застосування ГУМ забезпечує введення в їх структуру вібраційних систем (ВС). Традиційні ГУМ мають, переважно ВС з жорстко фіксованими параметрами (вектор збурюючої сили, амплітуда, частота коливань), що суттєво обмежує технологічні умови їх використання. У сучасних ГУМ комбіноване застосування різнотипних РО обмежене, як правило, спільним типом, до якого вони відносяться (наприклад, для котків застосовуються тільки вальці, що відрізняються конфігурацією зовнішньої поверхні: циліндричні гладенькі, решітчасті і т. ін.).

Модернізація ГУМ за модульним принципом має суттєві переваги перед іншими варіантами: по-перше, окремі їх конструктивні елементи (особливо робоче обладнання та РО) можна виконувати у вигляді уніфікованих блоків – модулів, з яких, залежно від технологічних вимог, можна зібрати потрібну конфігурацію ГУМ; по-друге, не погіршується початковий стан машини, до якого, при необхідності, можна повернутися у кожний момент; по-третє, зменшується номенклатура конструктивних елементів і машин у цілому, оскільки кожна машина може комплектуватися змінними модулями, що призводить до поліпшення їх якості за рахунок глибокого припрацювання.

Суть пропозиції у дослідженні і розробці дебалансного модуля, у склад якого входять автономно керовані і, у той же час, логічно пов’язані за допомогою керуючого блоку дебалансні елементи. Використання при цьому приводу з дистанційним керуванням та різного поєднання дебалансних елементів щодо їх кількості і напрямку збурюючої сили дозволить не тільки спрямовувати збурюючу силу у потрібному напрямку, але й за її рахунок зменшувати початковий статичний тиск на грунт ГУМ. Спрямування ж збурюючої сили у горизонтальному напрямку щодо поверхні грунту дозволить створити у його масиві поряд з вертикальними горизонтальні коливання, сприятливі для більш ефективного виходу зі скелету грунту рідинної і газоподібної фаз.

Виконані дослідження, систематизація і наглядне представлення співвідношень міх технологічними параметрами віброкотків для визначення діапазонів їх раціональних значень і оптимальних показників роботи. Для прикладного використання запропонованих рішень автором розроблені компонувальні схеми машин з РО у вигляді котків і віброплит.

Традиційно ущільнення грунту при його укладанні у технологічну споруду забезпечується певною послідовністю застосування комплексу машин для земляних робіт, серед яких першу групу складають машини, що застосовуються для копання, транспортування, укладання і профілювання грунту (екскаватори, бульдозери, скрепери, грейдери), а другу групу – власне ГУМ. При цьому, машини першої групи під час роботи частково ущільнюють грунт своїми опорно-ходовими пристроями (гусеницями і колесами), а машини другої групи остаточно стабілізують кожний з проміжних і останній шари грунту.

Для інтенсифікації процесу попереднього ущільнення грунту для землерийно-транспортних машин першої групи (зокрема для бульдозерів) запропоновані варіанти технічних рішень бульдозерно-ущільнювальних робочих органів, на які отримані патенти України на винаходи.

При поєднанні в одній ГУМ різних типів РО (котків, віброплощадок, трамбівок) суттєво зміняться її технологічні можливості, а також скоротиться парк ГУМ. Автором запропоновані котки з багатьма робочими вальцями різних діаметрів і форми їх робочих поверхонь блокуючої дії на грунт, та котки, на базі яких встановлені віброплощадки і трамбівки з робочими поверхнями блокуючої дії на грунт, які, за потреби, можна замінити на традиційні. Прикладом нових видів ГУМ з комбінованими РО є ряд запатентованих автором технічних рішень.

Загальною характерною особливістю всіх запропонованих технічних рішень є їх будова за модульним принципом, особливо стосовно швидкозмінних робочих органів чи їх робочих поверхонь, а також ВС модульного типу (ВСМТ), що сприяють інтенсифікації процесу ущільнення грунту шляхом поступового підвищення тиску в зоні контакту робочих поверхонь РО з ґрунтом за рахунок використання додаткової збурюючої сили. При цьому вектор збурюючої сили може задаватися як дискретно, так і у автоматичному режимі, залежно від ступеня ущільнення грунту, що вимірюється або дискретно спеціальними переносними вимірювальними пристроями, або постійно в процесі роботи ГУМ за рахунок вмонтованої в її конструкцію слідкуючої вимірювальної системи.

Базовою гіпотезою при розробці нових видів ГУМ є створення напружень на поверхні контакту їх РО з ґрунтом, що перевищують межу пластичності, з одночасним забезпеченням обмеження вислизання грунту з-під їх робочих поверхонь, тобто блокування грунту. При цьому очікується підвищення продуктивності ущільнення грунту за рахунок скорочення часу доведення масиву грунту до стану максимально можливого ущільнення.

Особливістю запропонованих конструкцій РО ГУМ є їх універсальність, яка, крім іншого, передбачає можливість блокованого ущільнення грунту, що безумовно призведе до збільшення їх продуктивності за рахунок збільшення питомого тиску на грунт РО з ВС і створення умов не вислизання грунту з-під контактуючої з ним поверхні РО.

Робочі поверхні РО блокуючої дії розроблені та досліджуються для усіх видів ГУМ. При цьому визначені діапазони їх раціональних параметрів.

Порядок роботи РО ГУМ характеризується або поступовим зменшенням їх контактної площі з ґрунтом за рахунок зміни розмірів і форми їх робочої поверхні, наприклад, поступове зменшення діаметра циліндричного металевого котка, встановлення на його поверхню змінних бандажів з кулачками змінних розмірів та профілю, поступове збільшення тиску в пневматичних котках, або поступове збільшення навантаження на РО за рахунок ВСМТ, ефективність роботи якої визначається зокрема за рахунок раціонального вибору форми і розмірів дебалансів.

Запропоновані розробки принципових варіантів технічних рішень РО ГУМ для прискореного блокованого ущільнення ґрунту забезпечать досягнення очікуваного результату за рахунок прискорення процесу ущільнення ґрунту шляхом збільшення робочого напруження ґрунту під поверхнею РО за рахунок його блокування. Процес ущільнення ґрунту під блокуючою поверхнею РО ГУМ буде не тільки у вертикальному, але і у горизонтальному та похилому напрямку, що підвищить ефективність і якість і ущільнення.

УДК 625; 625.574-83

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ КАНАТНИХ ДОРІГ

О.Л. Краснощок

аспірант кафедри «Прикладна механіка та матеріалознавство», УДУНТ, Дніпро, Україна

Канатні дороги – вид канатного транспорту, який використовує канати для перевезення людей або вантажів з однієї точки в іншу [1]. Це популярний вибір у гірських регіонах і туристичних напрямках, також альтернативний вид міського транспорту, що забезпечує як зручність, так і мобільність у складній місцевості.

Історично так склалося в Україні, що канатні дороги як транспорт не потрапили у сферу активного дослідження та виробництва як, наприклад, автомобільний та залізничний транспорт. В Україні є кілька канатних доріг, які є популярними туристичними пам'ятками. Ось деякі з них:

Канатна дорога Буковель (Івано-Франківська область): Ця канатна дорога знаходиться в курортному комплексі Буковель в Карпатах. Вона пропонує панорамні види на гори та призначена для перевезення лижників та туристів.

Канатна дорога "Драгобрат" (Закарпатська область): Розташована на гірськолижному курорті "Драгобрат", ця канатна дорога також надає можливість милуватися мальовничими гірськими краєвидами.

Канатна дорога "Хом'як" (Львівська область): Ця канатна дорога знаходиться у національному парку "Сколівські Бескиди". Вона веде на вершину гори Високий Верх і пропонує чудовий краєвид на навколишню місцевість.

Метою роботи є визначення силових параметрів приводу канатних доріг.

Канатні дороги є транспортними системами, привід яких складається з різних компонентів для забезпечення плавної, надійної та безпечної роботи. Ці компоненти працюють у системі, щоб рухати кабіни канатної дороги вздовж кабелів, забезпечуючи пасажирам унікальний і приємний спосіб пересування.

Привідний двигун є силовою установкою системи канатної дороги. Він забезпечує необхідну потужність для руху кабін уздовж кабелів. Електродвигуни зазвичай використовуються в сучасних системах канатних доріг, оскільки вони пропонують ефективну та контрольовану подачу електроенергії. Ці двигуни приводять у рух головний шків приводу, який відповідає за захоплення та переміщення канату. У канатних дорогах із вагонами самохідної конструкції привід забезпечує переміщення кабіни відносно нерухомого несучого канату.

Головний ведучий шків, який іноді називають кулісним колесом, — це велике колесо, розташоване на верхній станції системи канатної дороги. Він служить точкою контакту між приводним двигуном і тяговим канатом. Головний привідний шків обертається, дозволяючи захоплювати канат і переміщувати його канавками або ручками. Обертанням головного приводного шківа керує приводний двигун,

визначаючи швидкість і напрямок руху кабін канатної дороги. У канатних дорогах із самохідними вагонами роль ведучого шківа виконує привідне колесо.

Тяговий канат – це міцний сталевий канат, який безперервно проходить по всій системі канатної дороги. Він відповідає за перенесення ваги кабін і забезпечення необхідного натягу для руху. Тяговий канат надійно закріплений на обох кінцях системи та рухається петлею, проходячи над головним приводним шківом на верхній станції та повертаючись під кабіни на нижній станції. У канатних дорогах із самохідними вагонами тяговий канат відсутній. Його роль передачі несучої здатності виконує несучий кабель.

Механізм захоплення є критично важливим компонентом, який дозволяє кабінам канатної дороги захоплювати та відпускати тяговий канат за потреби. Він складається із затискачів, які зачіпаються з канавками канату або затискачами головного приводного шківа. Механізм захоплення призначений для надійного утримання канату під час роботи та відпускання його за необхідності, наприклад під час технічного обслуговування або в екстрених ситуаціях.

Система натягу виконує функцію підтримання належного натягу тягового канату, має вирішальне значення для безперебійної роботи системи канатної дороги. Системи натягу, як правило, із застосуванням противаг або гідравлічних систем, гарантують, що канат завжди залишається під відповідним натягом. Це допомагає запобігти провисанню кабелю та забезпечує послідовне та надійне переміщення кабін.

При проєктуванні канатної дороги одним із найважливіших силових параметрів приводу є потужність приводу. Загальна формула для розрахунку потужності приводу канатної дороги залежить від кількох факторів, включаючи вагу вагона, ухил канатної дороги, швидкість вагона та ефективність системи приводу.

Однією з поширених формул для розрахунку необхідної потужності приводу є [3]:

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta}, \qquad (1)$$

де P – необхідна потужність приводу, Вт;
F – сила, необхідна для переміщення візка вгору по схилу, Н;
v – швидкість руху вагона, м/с;
η – ефективність системи приводу.

Для двоканатних доріг кільцевого типу, сила супротиву переміщенню вагону і є окружним зусиллям на шківі тягового приводу та визначається за формулою [4]:

$$F = t_{нб} - t_{об}, \qquad (2)$$

де $t_{нб}$ – зусилля у набігаючій вітці канату, Н;

$t_{об}$ – зусилля у збігаючий вітці канату, Н.

Для канатних доріг із самохідними вагонами, сила супротиву переміщенню вагону може бути обчислена за наступною формулою [3]:

$$F = W_{тр} + W_{вн} + W_{ух}, \quad (3)$$

де $W_{тр}$ – опір сил тертя, Н;
$W_{вн}$ – опір пересуванню від вітрового навантаження, Н;
$W_{ух}$ – опір пересуванню від ухилу, Н.

Після підрахунку сили супротиву переміщенню вагону (2, 3), можна підставити значення у формулу (1) та визначити необхідну потужність приводу канатної дороги.

Отже, перевезення канатною дорогою є ефективним видом транспортування; канатний транспорт пропонує ефективність процесу перевезення [2], особливо в районах, де традиційні дороги або залізниці важко побудувати через пересічену місцевість або екологічні обмеження. Також він дозволяє швидко й безпечно перевозити людей і вантажі через складні ландшафти, заощаджуючи час і зусилля. Вказані формули дозволяють визначити необхідну потужність приводів канатних доріг. Подальший аналітичний аналіз формул та складових дозволить підвищити енергетичну ефективність процесу перевезення канатними дорогами. Так як потужність є одним із базових параметрів, який прямопропорційно впливає на витрати енергії.

Література:

1. Канатна дорога. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Канатна_дорога (дата звернення 15.05.2023).

2. Куроп’ятник О. С. Обґрунтування шляхів підвищення енергоефективності канатних доріг. Modern methods, innovations, and experience of practical application in the field of technical sciences (International research and practice conference; Radom, Republic of Poland, December 27–28, 2017). P. 159–162.

3. Ракша С. В. Розрахунки механізмів козлових кранів: Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування / Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. – Д., 2005. 46 с.

4. Raksha S. V., Kuropiatnyk O. S., Krasnoshchok O. L. Justification of Criteria for Ropeways Energy Efficiency. Nauka ta progres transportu Science and Transport Progress 2019. № 6 (84). Pp. 60–71. DOI: 10.15802/stp2019/195601

УДК 624.132

ВИКОРИСТАННЯ КЛИНОВО-ПРИЗМАТИЧНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ПРОКЛАДАННЯ ПІДЗЕМНИХ КОМУНІКАЦІЙ СПОСОБОМ СТАТИЧНОГО ПРОКОЛУ ҐРУНТУ

Посмітюха О. П.

Український державний університет науки і технологій

Будівництво нових ліній електромереж в умовах сьогодення вимагає використання безтраншейних технологій, що забезпечують мінімальне руйнування міської інфраструктури, та знижують собівартість проведення робіт. Для збереження, комунікації прокладаються в пластикових або стальних футлярах, які в залежності від вимог прокладаються поодинці або групами від 2 до 9 шт. в одній порожнині. Традиційно форма технологічної порожнини у ґрунті (ТПҐ) вибирається круглого перетину, що забезпечується робочими органами, що обертаються або мають конусно-циліндричну форму.

Отримання технологічних порожнин можливе різними способами: шнекове буріння, горизонтально направлене буріння (ГНБ), ущільнення пневматичним пробійником з подальшим розширенням або статичним проколом у всіх варіантах отвір матиме перетин круглий (рис. 1, а). Але ефективність використання порожнини буде різною від максимальної – при прокладанні 1 футляру до мінімальної при одночасному прокладанні 2 футлярів.

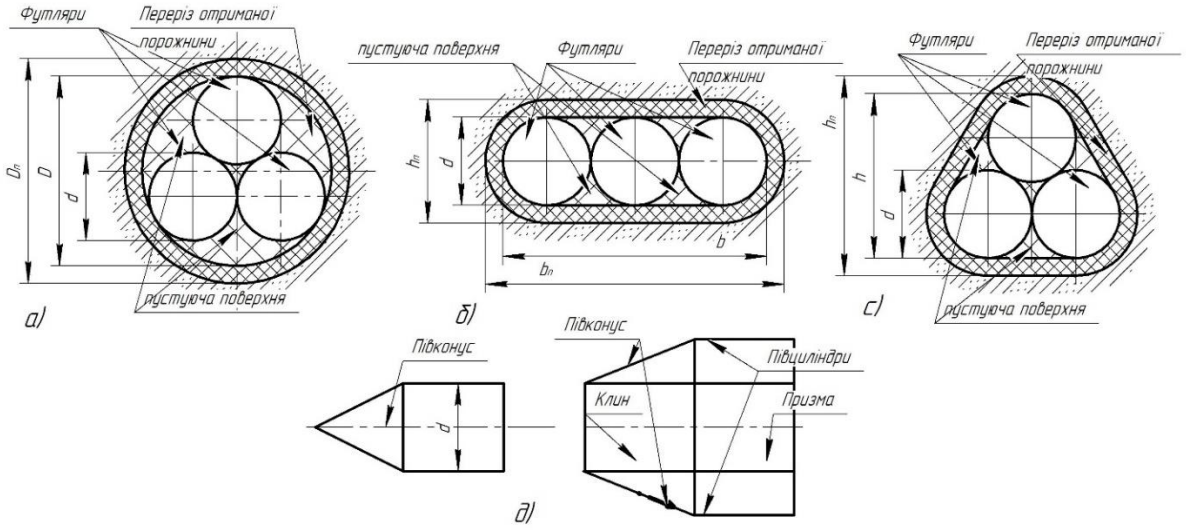


Рис. 1. Форма технологічних порожнин у ґрунті для одночасного прокладання 3 футлярів: а) – традиційний круглий перетин; б) - запропонована плоска зі округленими краями; с) – перспективна наближена до форми розташування футлярів; д) – клиново-призматичний робочий орган.

Мною запропонована конструкція робочого органу (рис. 1, д) для одночасного прокладання двох та більше футлярів, який складається із клинової частини з півконусами та калібруючої прямокутної призми з півциліндрами по краях. Дана форма розроблена, захищена патентом на корисну модель, виготовлена в металі та випробувана в умовах лабораторного стенду кафедри прикладної механіки та матеріалознавства УДУНТ, а також для неї розроблені методики визначення робочих зусиль й впливу на ґрунтовий масив або комунікації, що розташовані поряд.

Лобовий опір занурення клиново-призматичного наконечника шириною $h_{кл} = (n-1)d$ та висотою, що дорівнює діаметру розміру двох крайніх півконусів еквівалентних опору одного конуса.

$$P_{кл.}^{лоб.} = P_{кл.} + P_{кон.} = \frac{(n-1)d^2}{2} E_{гр}(1 + f\,\mathrm{c}tg\beta) + \\ + \frac{\pi}{8} d^2 E_{гр}(1 + f\,\mathrm{c}tg\beta) \quad . \qquad (1)$$

Для випадку конічного наконечника для n – футлярів, що прокладаються одночасно, формула (2.31) прийме вигляд

$$P_{пр.кон.}^{лоб.} = \frac{\pi}{8}\left(\left(1 + \frac{1}{\sin \pi/n}\right)d\right)^2 E_{гр}(1 + f \cdot c \cdot tg\beta) \quad . \qquad (2)$$

Співвідношення лобових опорів проколювання ґрунту клиново-призматичними та конічно-циліндричними наконечниками.

$$\frac{P_{пр.кон.}^{лоб.}}{P_{пр.кл.}^{лоб.}} = \frac{\pi D^2}{\left[\pi + 4(n-1)\right]d^2} \quad . \qquad (3)$$

У загальному випадку для будь-якої кількості футлярів:

$$D = \left(1 + \frac{1}{\sin \pi/n}\right)d \quad . \qquad (4)$$

Як добре видно з рисунка (рис. 1) найбільш неефективне є використання ТПҐ круглого перетину (рис. 1, а), адже площа пустот складає близько 35% від необхідної, для запропонованого клиново-призматичного робочого органу (рис. 1, б) – 15,4%, а перспективна форма (рис. 1, с) має лише 13% пустот. Зменшення пустуючих площ, призводить до зменшення об’єму ґрунту який потрібно деформувати або викопати, що зменшує енерговитрати та ймовірність пошкодження поверхні ґрунту в результаті просідання.

УДК 62-93

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЄВ АДАПТАЦІЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДО ЗОВНІШНІХ УМОВ

В.О. Шевченко

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Характерними рисами експлуатації землерійно-транспортних машин (ЗТМ) є:

- робота ЗТМ у різноманітних ґрунтових умовах. При цьому варіюються як показники оброблюваного середовища, так і показники, що характеризують опорну поверхню;

- виконання ЗТМ різноманітних технологічних операцій, що приводить до зміни характеру формування зовнішнього навантаження;

- використання різних робочих органів, що також приводить до зміни режиму навантаження машини.

Перераховані фактори приводять не тільки до постійної зміни силового впливу на ЗТМ, але й до можливого погіршення показників ефективності машини. Пояснюється це тим, що параметри, які характеризують роботу ЗТМ (швидкість руху, координати розташування в просторі робочого органа й т.д.), визначаються оператором інтуїтивно, або на підставі спрощених рекомендацій без обліку особливостей самої технологічної операції, властивостей розроблювального середовища й динаміки формування силового навантаження.

Для більш ефективного використання ЗТМ необхідно адаптувати її до виконання конкретної технологічної операції в конкретних ґрунтових умовах.

У загальному вигляді завдання адаптації або оптимального керування припускає визначення вектор-функції координат машини і її робочого обладнання $x(t) \in R^n$ і вектор-функції змінних параметрів, що характеризують машину $u(t) \in R^m$ за умови, що функціонал $I = I(x,u)$ досягає свого максимуму або мінімуму. Для вирішення поставленого завдання додатково повинні бути визначені диференціальні зв'язки в системі $\dot{x} = f(x,u,t)$, які в нашому випадку є диференціальними рівняннями руху ЗТМ і її робочого органа. Крім цього, повинні бути визначені певні обмеження на функції $x(t)$ та $u(t)$, а також призначені крайові умови.

Принциповим завданням є визначення критеріїв адаптації ЗТМ, які й формують функціонал $I = I(x,u)$ у вигляді вектор-функції. У теорії оптимізації подібні функціонали називають цільовою функцією.

Оскільки ЗТМ є робочими машинами, тобто машинами, призначеними для обробки й переробки ґрунтів, одним з основних параметрів, що характеризують їх, є

силовий вплив на виконавчі системи: гідропривід робочого обладнання $P(x,\dot{x},u,t)$ та рушії $\Sigma W(x,\dot{x},u,t)$.

Як критерії адаптації ЗТМ ми пропонуємо використати показники ефективності, що явно залежать від діючих у системі робочих зусиль. До таких показників можна віднести: продуктивність машини, енергоємність виконуваної технологічної операції, надійність машини, показники якості виконаної технологічної операції.

При визначенні критерію продуктивності ми виходили з наступного положення: максимальна продуктивність ЗТМ досягається в тому випадку, коли кожний етап технологічної операції виконується за мінімальний проміжок часу. У цьому випадку для машини циклічної дії функціонал продуктивності може бути записаний у вигляді:

$$I_{П} = \frac{k_{н}}{k_{p}} \cdot \frac{V}{\sum\limits_{i} \int\limits_{x_i}^{x_{i+1}} \frac{dx}{\dot{x}(x,u,t)}} \to \max \quad , \tag{1}$$

де V – обсяг ґрунту, що перебуває усередині робочого органу (ківша) або перед робочим органом (відвалом); $k_{н}$, k_{p} - відповідно коефіцієнти наповнення та розпушення грунту; і – кількість етапів у технологічному циклі.

Для машини безперервної дії в сталому режимі руху

$$I_{П} = \frac{1}{k_{p}} \cdot \frac{\int\limits_{t_0}^{t_к} F(u,t)\dot{x}(x,u,t)dt}{t_к - t_0} \to \max \quad , \tag{2}$$

де $F(u,t)$ - площа перерізу розроблювального матеріалу, t_0, $t_к$ - відповідно початковий і кінцевий час виконуваної технологічної операції.

При визначенні критерію енергоємності виконуваного процесу ми виходили з наступного положення: мінімум енергоємності процесу визначається мінімальними витратами енергії на кожному етапі технологічної операції, де враховується як переміщення самої ЗТМ, так і переміщення її робочого обладнання

$$I_N = \sum_j \left\{ \frac{1}{\eta_{mp}} \left[\int_{t_j}^{t_{j+1}} \Sigma W\left(x,\dot{x},u,t\right)\cdot \dot{x}\left(x,u,t\right)dt + \right.\right.$$
$$\left. + \int_{t_j}^{t_{j+1}} \Sigma W\left(x,\dot{x},u,t\right)\cdot\left(\dot{x}_m\left(x,u,t\right) - \dot{x}\left(x,u,t\right)\right)dt \right] +$$
$$\left. + \frac{1}{\eta_{гп}} \int_{t_j}^{t_{j+1}} P\left(x,\dot{x},u,t\right)\cdot \dot{x}\left(x,u,t\right)dt + p_{jp}Q_{jp} \right\} \to \min, \tag{3}$$

де j – кількість ділянок робочого циклу, на яких відбувалася зміна положення ЗТМ, а також зміна положення робочого обладнання відносно ЗТМ.

У наведеному виразі перший інтеграл відповідає витратам енергії при переміщенні ЗТМ, другий інтеграл - витратам енергії на буксування ЗТМ, третій інтеграл - витратам енергії на переміщення робочого обладнання відносно ЗТМ. Доданок $p_{jp}Q_{jp}$ враховує витрати енергії в гідроприводі в ситуації, коли робоче обладнання перебуває в зафіксованому положенні.

Критеріїв, що оцінюють якість виконаної робочої операції досить багато. До них відносять показники, що характеризують рівність поверхні, поздовжній і поперечний ухил поверхні, відхилення ЗТМ від заданої траєкторії руху й т.д. У всіх цих випадках для оцінки показника якості виконується порівняння нормативного значення показника $y_н(x)$ та реального показника, отриманого в результаті виконання технологічної операції $y\left(x,\dot{x},u,t\right)$:

$$\left|y_н(x) - y\left(x,\dot{x},u,t\right)\right| \le \left[y\right], \tag{4}$$

де $\left[y\right]$ - припустиме відхилення від нормативного показника.

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити наступні висновки:

1) всі розглянуті критерії залежать від фазових координат ЗТМ і її робочого обладнання;

2) для вирішення завдання адаптації ЗТМ необхідно визначати диференціальні зв'язки у вигляді системи диференціальних рівнянь руху як самої машини, так і її робочого обладнання;

3) оскільки переміщення машини відбувається на значні відстані, то для складання рівнянь руху доцільно використовувати положення динаміки великих переміщень.

УДК 621.7; 621.771.63; 621.8; 621.9.04; 658.012

ПРАВИЛА ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ІЗ ЛИСТОВОГО МЕТАЛУ

В.І. Олексин[1], В.М. Рагулін[2]

[1] доцент кафедри ІКГ, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна
[2] доцент кафедри ІКГ, канд. техн. наук, доцент, ХНАДУ, Харків, Україна

При проектуванні деталей з листового металу слід враховувати ряд параметрів, які при виготовленні можуть впливати на точність, якість і взагалі на саму можливість процесу виготовлення.

До очевидних і основних параметрів можемо віднести геометрію деталі, яка випливає з функціонального призначення.

До напівочевидних параметрів можемо віднести технологію виготовлення, що обумовлено верстатним парком підприємства.

До неочевидних відносимо фізико-механічні властивості металу, напрям прокату, та емоційний стан працівників, які залучені до процесу виготовлення деталі.

На етапі проектування інженер-конструктор задає форму і геометрію деталі виходячи з техніко-економічне обґрунтування, тобто уже закладаючи в ідею створення деталі процес її виготовлення. А саме вибирає матеріал та технологію виготовлення. Якщо мається на увазі виготовлення на власному підприємстві, відповідно, у розробку закладаються технологічні можливості власного підприємства. У даному випадку технологія виготовлення є очевидно.

У випадку, коли виконується розробка проекту, наприклад, шафи з релейним управлінням де частина роботи буде виконуватись з залученням сторонньої підрядної організації (аутсорсинг) в даному випадку шафи, яка має бути металевою. В такому випадку необхідно визначитись по якій технології буде виконуватись обробка листового металу. Це використання гільйотини, яка виконує лише прямолінійні різи, чи застосування більш складних сучасних верстатів з ЧПУ (верстати з плазменною різкою, лазерною чи координатно-пробивні преси КПП). Або використання процесу штампування, який доцільно застосовувати для серійного чи масового виробництва. Здебільшого для обробки листового металу при виготовлені різноманітних шаф чи конструкцій використовують верстати з лазерною різкою чи КПП, або комбіновані верстати де поєднані ці два принципи обробки. Наявність на підприємстві по обробці листового металу такого комбінованого комплексу є скоріш виняток а ніж закономірність у зв’язку з його суттєвою вартістю.

Особливими відмінностями застосування обладнання, які треба враховувати при конструюванні деталей, між лазерними і КПП верстатами є неможливість створення рельєфного формування «пукльовок» на лазерному обладнанні. В той час суттєвим обмеження для КПП є різання листового матеріалу по складній траєкторії у вигляді сплайну, або з переходом одних спряжень певного радіусу у інші. Тобто виконання художного вирізання з листа металу на верстатах КПП неможливе. Слід зазначити,

що обладнання КПП використовує інструмент для створення отворів у листі у вигляді кола, квадрату, прямокутника, пазоподібної форми і т. д., або спеціальних пукльовочних форм. Якщо необхідно на деталі виконати велику кількість дрібної перфорації, то бажано використовувати КПП у порівнянні з лазерним обладнанням. Така рекомендація обумовлена великою кількість врізання лазерного променя на кожний окремий отвір, що суттєво уповільнить процес і зменшить пропускну спроможність обладнання.

В такому випадку очевидні і напівочевидні параметри мають бути визначені вже на старті розробки проекту в цілому і відповідних деталей зокрема.

До неочевидних параметрів відносимо ті на які інженер-конструктор не може впливати але має враховувати. Одним таким параметром є фізико-механічні властивості матеріалу, які виражаються при згинанні матеріалу та визначають розмір розгортки. До такого параметру належить К-фактор – коефіцієнт, який визначає положення нейтрального шару при згині, його значення коливається у межах 0,35-0,5 [1]. Здебільшого цей коефіцієнт визначається на підприємстві экспериментальным шляхом для даного типу обладнання і партії листового прокату, та даються рекомендації по його застосуванню для певного діапазону товщин матеріалу і кута згину. Наприклад у програмі Autodesk Inventor коефіцієнт К-фактор за замовчуванням встановлений К=0,44, що повність задовольняє вимогам по побудові простих деталей. Чим точніше буде значення цього коефіцієнту тим точнішими будуть розміри розгортки, і відповідно, розміри деталі у згорнутому стані.

До другого неочевидного параметру можна віднести фактор оператора станка, який підбирає відповідний інструмент для гнуття деталі. Це особливо стосується підбору матриці, що відповідно буде впливати на радіус згину. Так, наприклад, якщо для листа товщиною 1 мм використати матрицю V6 то радіус згину складе 1 мм, я якщо V8 то радіус уже буде 1,3 мм і т.д [2], що теж буде мати своє відображення на розгортці деталі.

Таким чином можна підсумувати викладене вище у наступних рекомендаціях:

- на етапі розробки треба визначитись з технологією виготовлення заготовок (деталей у розгорнутому стані), з наявним інструментом, який буде використовуватись при згинанні, та застосовувати рекомендований коефіцієнт К-фактор.
- Передбачити у деталі та конструкції в цілому певні компенсаційні елементи у вигляді повздовжніх та поперечних пазів.

Література

1. https://www.autodesk.com/support/technical/article/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/How-to-check-a-K-factor-of-sheet-metal-part-in-Inventor.html.
2. https://polygonal.com.ua/ua/gibka_listovogo_metalla.php.

УДК 621.81(075.8)

ПРИЧИНИ КОВЗАННЯ В ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКО МОДУЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

В.О. Малащенко[1], О.В. Щербак[2], О.І. Сороківський[3], Б.Т. Матвіїв[4]

[1] професор кафедри ТМДМ, докт. техн. наук, НУЛП, Україна,
[2] доцент кафедри БДМ, канд. техн. наук, ХНАДУ, Харків, Україна,
[3] доцент кафедри АБ, канд. техн. наук, НУЛП, Україна,
[4] член кор. інженерної АН, канд. техн. наук, м. Дубно, Україна.

Термін роботи зубчастих передач залежить від матеріалів та термообробки зубчастих коліс, швидкостей обертання, стану робочих поверхонь, температури навколишнього середовища, рівномірного розподілення навантаження, конструктивного виконання тощо. А у велико модульних передачах (рис. 1) внаслідок великої висоти зубців виникають значні питомі ковзання робочих профілів одного відносно іншого, що також впливає на пришвидшене їх спрацювання. Відомо, що зона чистого перекочування профілів зубців займає незначну частину робочої лінії зачеплення. Тому внаслідок цього у точках контакту виникає відносний рух, що приводить до появи швидкості ковзання, вектори яких направлені за спільною дотичною до спряжених евольвент, які проведені через точки доторкання.

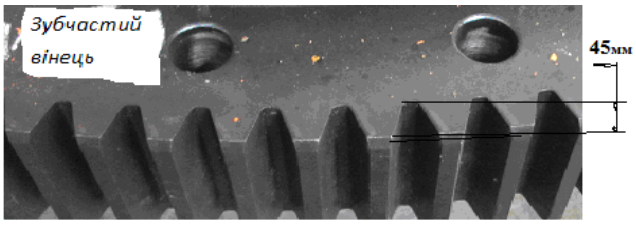


Рис.1.Вінець велико модульної зубчастої передачі

Основні параметри такої передачі: міжосьова відстань – 2490 мм; ширина шестірні – 440 мм; ширина колеса – 430 мм; кількість зубців – 29 і 220; модуль зубців – 20 мм; ділильні діаметри шестірні та колеса – 580 і 4400 мм.

Для таких великих габаритів, що здатні передавати потужності в декілька сотень кіловат для обертання важко навантажених машин та механізмів раціональніше проводити комп'ютерне дослідження причин та величини спрацювання профілів зубців. Таке дослідження є основною задачею даних тез та визначає їхню актуальність. Відомо, що стандартні профілі зубців відповідають евольвентам основних кіл зубчатих коліс, що в декартових координатах записуються у вигляді:

$$x = r_b \cos\varphi + r_b \varphi \sin\varphi;$$

$$y = r_b \sin\varphi - r_b \varphi \cos\varphi.$$

Для комп'ютерної побудови профілів зубців рівняння (1) записуємо:

$$x = r_b\left(\cos(\varphi - \delta) + \varphi\sin(\varphi - \delta)\right);$$

$$y = r_b\left(\sin(\varphi - \delta) - \varphi\cos(\varphi - \delta)\right),$$

де r_b – радіус початкового кола; φ – кут нахилу відрізка, що проведений від осі зубчастого колеса до дотичної початкового кола; δ – кут нахилу евольвенти до осі X, який прийнято для зручності побудови евольвенти.

Для розглянутого конкретного випадку визначено величини радіусів початкових кіл шестірні та колеса - 272,511 та 2067,324 мм.

Визначалася висота зубця та половина його товщини у будь-якому горизонтальному перерізі (рис.2). Для цього застосовувались електронні таблиці “Microsoft Excel”. Для використання обчислень необхідно у програму вносити наступні параметри шестірні та колеса: ділильні діаметри d_1 і d_2, діаметри виступів d_{a1} і d_{a2}, діаметри впадин d_{f1} і d_{f2}, (табл. 1) та кути φ і δ.

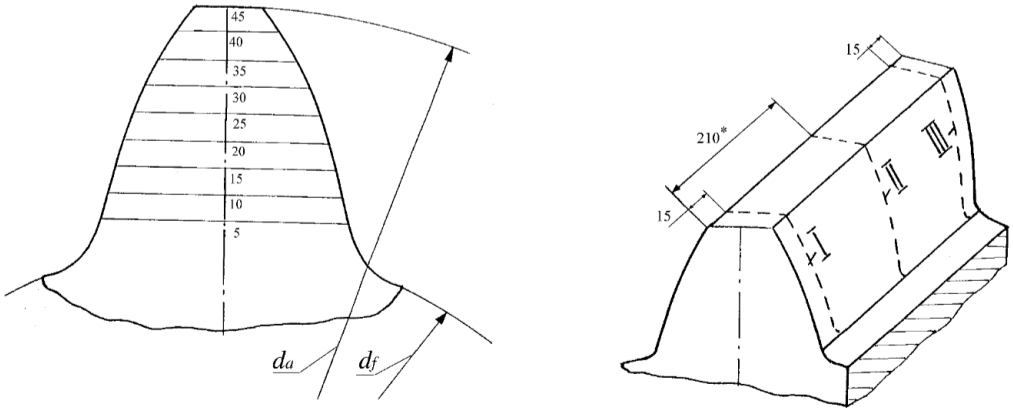


Рис. 2. Розмітка стандартного профілю зубця

Таблиця 1 - Розміри зубців

Результати вимірювань та обчислень дозволили побудувати графіки профілів

Шестірня		**Колесо**	
Висота зуба, мм	Ширина зуба, мм	Висота зуба, мм	Ширина зуба, мм
5	43,934	5	42,923
10	41,645	10	39,828
15	38,755	20	33,381
20	35,323	25	30,032
25	31,382	30	26,600
30	26,955	35	23,088
35	22,054	37	21,661
40	16,687	40	19,496
45	10,855	45	15,824

стандартних евольвентних та профілі спрацьованих поверхонь зубців для трьох площин I-III. При чому середня площина II, на якій проводились вимірювання, була розташована на віддалі 210 мм від торця колеса та на віддалі 215 мм від торця шестірні. Дві крайні I і III – на віддалі – 15 мм від торців шестірні та колеса.

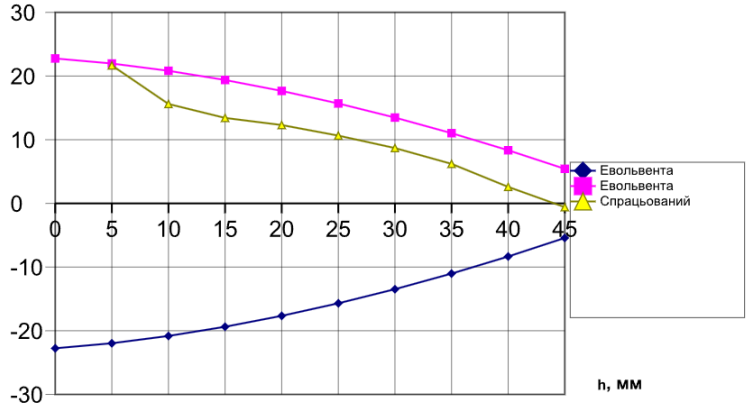


Рис. 3. Профілі зубця шестірні на площині I лівого торця

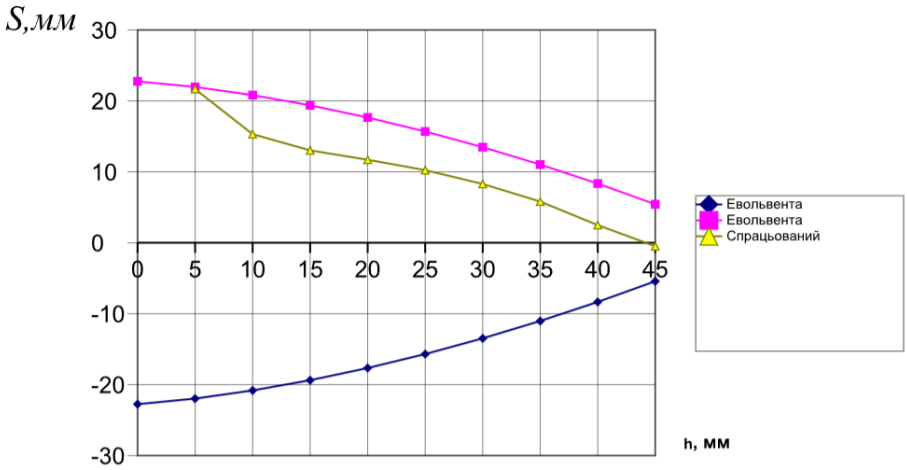


Рис. 4. Профілі зубця шестірні на площині посередині

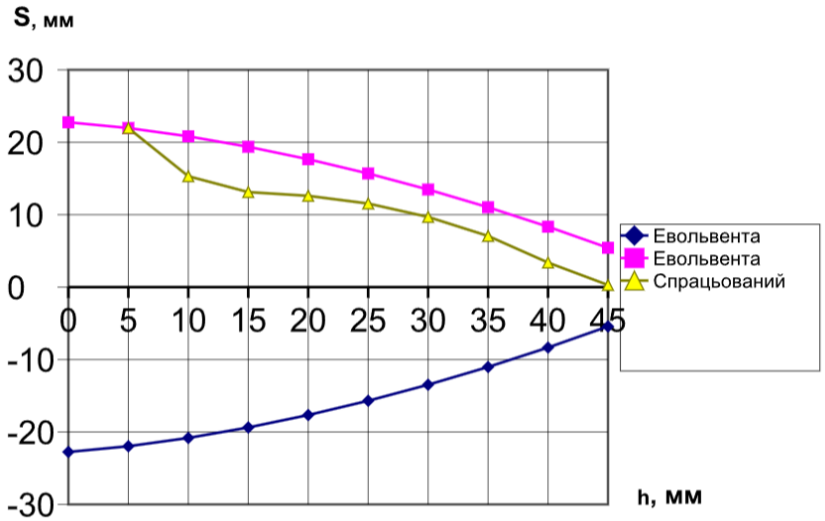


Рис. 5. Профілі зубця шестірні на площині правого торця

Отримані комп'ютерні результати дослідів, що наведено на рис. 3-5 дають можливість оцінювати величину спрацювання робочих поверхонь зубців шестірні як різниця між наведеними теоретичними та експериментальними їхніми профілями. На

всіх цих кресленикаx верхня і нижня криві – це теоретичні профілі зуба шестірні, а крива між ними є робочою поверхнею спрацьованого її зуба. Для практичного застосування цю розбіжність між теоретичними підрахунками глибини спрацювання профілів зубців шестірні і експериментальними її значеннями легко підраховуються за отриманими величинами, що наведено у табл. 2.

Таблиця 2 - Величина спрацювання профілів зубців шестірні

Висота зуба, мм	Шестірня		
	Початок	Середина	Кінець
5	0,301	0,267	0,001
10	5,212	5,478	5,512
15	5,955	6,355	6,222
20	5,356	5,990	5,090
25	5,049	5,482	4,149
30	4,789	5,122	3,822
35	4,821	5,221	3,988
40	5,754	5,854	4,920
45	6,022	6,122	5,288

Для наочності та зручності практичного використання за даними табл.2 побудовано графіки спрацювання робочих профілів зубців шестірні (рис. 6), що дозволяє оцінити величину спрацьовування робочих поверхонь зубців за їх висотою та довжиною. Встановлено, що профіль зубців шестірні більше спрацьовується посередині довжини зубця, що підтверджує теоретичні положення, які наведено в технічній літературі.

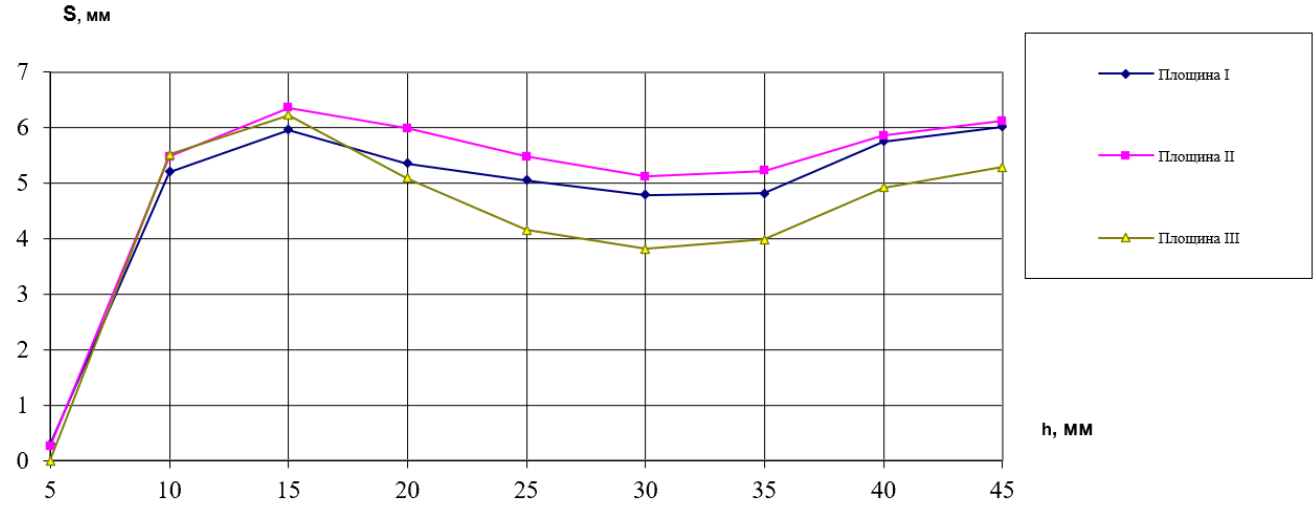


Рис.6. Графічне зображення спрацювання зуба шестірні

Одержані графіки дозволяють установити залежності величини спрацювання зубців за їх висотою та довжиною. Вони підтверджують теоретичні положення стосовно більш інтенсивного спрацювання зубців шестірні біля їх кореня та біля

вершин (рис.6). Це підтверджується також оглядом відпрацьованих свій ресурс велико модульних зубчастих коліс млинів Ш-12.

Отримані результати є корисними тому, що направлені на розв'язання актуальної для практики задачі – підвищення довговічності велико модульних зубчастих передач за рахунок визначення основних чинників, що впливають на інтенсивність спрацювання робочих поверхонь великих за висотою зубців різноманітних приводів машин транспортного спрямування. Для позитивного розв'язування поставленої задачі розроблено та запропоновано методику комп'ютерного аналізу процесу функціонування велико модульних зубчастих передач з визначенням закономірностей спрацювання робочих їх поверхонь в різних за висотою та шириною зубців. Дана методика та результати її застосування можуть бути використані при проектуванні та експлуатації велико габаритних зубчастих передач вугле розмелювальних млинів, екскаваторів та інших технічних засобів важкого машинобудування.

Література:

1. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласаян //. – Харків. Основа, 1991. – 276 с.
2. Малащенко В.О. Деталі машин / В.О. Малащенко//. – Львів. Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.
3. Малащенко В.О. Графічні методи розрахунку деталей машин / В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець //.– Рівне. Видав. НУВГП, 2013. – 320 с.
4. Малащенко В.О. Проектування елементів механічного привода / В.О. Малащенко, В.В. Янків//. – Львів, Новий світ – 2000, 2011. – 256 с.
5. Малащенко В.О. Експериментальні визначення величини спрацювання зубців відкритої зубчастої передачі / В.О. Малащенко, О.І. Сороківський, Г.П. Куновський, І.Є. Кравець//. Збірн. наукових праць. Асоціація "Автобус", Вип. 6, 2002, – С. 120 – 126.
6. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин. /В.Т. Павлище//. – Львів. Афіша, 2003. – 558 с.
7. Homisin J., Jurco M. Dominantny vplyv plynneh media na zmenu charakteristickych vlastnosti pneumatickeho ladica. Inzenyrska mechanika/ J. Homisin, M. Jurco //. Brno 1997, CR. - C.1.
8. Dudita F. Optimizarea strukturala a mecanismelor / F. Dudita, D. Diagonescu //. Editura Technica. Bucurest, 1967. – 292 s.
9. Karelin V.S. The srtucture of a gear-and-lever mechanisms / V.S. Karelin//. – Vol. III. – Bucharest. – 1989. - P. 207-214.
10. Miller S. Uklady kinematyczne / S. Miller//. Podstawy Projektowania. WNT. Warszawa, 1988. – 316 s.
11. Volmer I. Getriebetechnik / I. Volmer//. VEB. Verlag Technik. Aerlin, 1969. – 351 s.

УДК 620.178.3

РОЗРАХУНОК КРАНОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ, ЯК СИСТЕМ ІЗ ЗМІННОЮ СТАТИЧНОЮ ВИЗНАЧЕНІСТЮ

Мартовицький Л.М., Глушко В.І., Шаніна З.М., Фролов Р.О., Козак Д.С.
Національний університет «Запорізька політехніка»

В практиці проєктування й експлуатації металоконструкцій вантажопідйомних кранів існують випадки, коли конструкція протягом одного робочого циклу може змінювати характер своєї статичної визначеності.

Так поводять себе мости двобалкових мостових кранів, чотирьохопорні вантажні візки, портали козлових, баштових і портальних кранів, тобто, конструкції, які завантажуються рухомими силами. Мости мають чотирьохточкове опирання крана (чотири опорно-ходових колеса) на підкранові рейки. Таку ж чотирьохточкову опорну конфігурацію мають рамні металоконструкції вантажних візків більшості двобалкових мостових, козлових, стрілових і інших вантажопідйомних кранів. Такі конструкції останнім часом називаються пласко-просторовими рамами Із класичної механіки відомо, що чотири точки опирання для пласкої системи призводять до статичної невизначеності, а для статичної визначеності системи достатньо трьох опорних точок. Таким чином, всі металоконструкції вантажопідйомних кранів мостових, козлових, портальних, баштових і інших кранів є один раз статично-невизначеними.

При цьому чотирьохопорна жорстка металоконструкція, яка є основою мостового, козлового і інших вантажопідйомних кранів кожну мить перебуває фактично у стані трьохопорної, тобто статично-визначеної структури.

В процесі експлуатації чотирьохопорна пласко-просторова рама мостового крана має в кожному конкретному положенні вантажного візка вздовж прогону крана фактично три конкретні точки опори, комбінація яких у залежності від переміщення візка з вантажем може змінюватися. При русі візка назад попередня комбінація опорних точок відновлюється. Сполучення опорних точок також постійно змінюється і відновлюється під час руху мостового крана з вантажем вздовж підкранової колії. Отже, під час переходу візка з вантажем через критичне положення відбувається миттєве обертання моста крана відносно його діагональної вісі. При обертанні моста вибирається зазір між колесом, яке до цього не було опорним, та підкрановою рейкою і в ту ж мить утворюється зазір під діагонально-протилежним колесом. Вказані зазори є результатом допускної та експлуатаційної нерівномірності діаметрів усіх чотирьох опорно-ходових коліс, експлуатаційного зносу коліс, нормативного і не нормованого відхилення підкранової колії від горизонтальності з експлуатаційних причин, а також допускних відхилень розмірів металоконструкції моста при його виготовленні. Ці зазори особливо відчутні для короткопрогінних і жорстких мостів і менш суттєві для довгих та податливих мостів.

Під час переміщення завантаженого візка вздовж прогону відбувається подолання критичного положення, при цьому головна балка миттєво стає двоопорною статично-визначеною.

Відповідно, лінії впливу реакцій опор A, згинальних моментів M_{max} для балки змінюють свій характер. В цю ж мить лінія впливу згинального моменту M_{max} головної балки, як основного розрахункового фактора, змінює знак на протилежний. Якщо для консольної балки верхній пояс є розтягнутим, а нижній – стиснутим, то для двоопорної балки, навпаки, верхній є стиснутим, а нижній – розтягнутим. За повний цикл переміщення візка вздовж такої балки її верхній і нижній пояси завантажуються знакозмінними циклами з напруженнями, близькими до симетричного циклу. Часто при експлуатації малопрогінних кранів великої вантажопідйомності з важкими режимами роботи спостерігається наявність поперечних втомних тріщин як на верхніх, так і на нижніх поясах, що є доказом присутності в поясах знакозмінних напружень. Ці обставини слід враховувати при розрахунках головних балок на втому.

Статистичні дані по пошкодженнях і тріщинах металоконструкцій свідчать про те, що місце пристиковки головної балки до кінцевої є найбільш вразливе і таким, де виникає більшість втомних тріщин.

З метою уникнення статичної невизначеності кранових мостів зараз пропонуються різні заходи, наприклад, статично визначені мости. Але всі ці заходи малоефективні та невиправдані із затратних міркувань.

Прагнення уникнути статичної невизначеності пласко-просторової рами моста вантажопідйомного крана однозначно призводить до статичної невизначеності пласко-просторової рами вантажного візка. Відбувається декомпозиція зазорів пропорційно співвідношенню геометричних розмірів моста крана і візка.

Рекомендується для короткопрогінних (до 20 м) мостів вантажопідйомних кранів, які працюють у режимах *A5...A8*, виконувати розрахунок місць пристиковки головних балок до кінцевих на опір втомі від знакозмінних напружень, які виникають в результаті зміни характеру статичної визначеності пласко-просторових рам кранових мостів за кожний повний цикл роботи крана.

Необхідно також дотримуватись при експлуатації вантажопідйомних кранів нормативних відхилень стану підкранових та підвізкових рейок, не перевищувати допускних відхилень при виготовленні та монтажу ходових коліс та металоконструкцій вантажних візків кранів.

УДК 621.657

ОСНОВНА НОМЕНКЛАТУРА ПОКАЗНИКІВ, ЯКІ НЕОБХІДНІ ДЛЯ ОЦІНКИ ЯКОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРТОВИХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Олексій НЕМЧУК[1], Микола ЗУБКО[2], Артем РЕМІНЬ[3]

[1] *професор кафедри ПТМ та ІПТО, докт. техн. наук, ОНМУ, Одеса, Україна*

[2] *професор кафедри ПТМ та ІПТО, канд. тех. наук, ОНМУ, Одеса, Україна*

[3]*здобувач кафедри ПТМ та ІПТО, PhD зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», ОНМУ, Одеса, Україна*

Ефективність роботи порту у сфері основної виробничої діяльності практично однозначно визначається якістю структури парку перевантажувального обладнання та якістю його експлуатації. На жаль, сьогодні відсутня методика комплексної оцінки якості устаткування та його експлуатації, і навіть номенклатура показників, що дозволяє приймати ефективні рішення на різних рівнях управління, зокрема під час формування інвестиційної політики.

Згадана номенклатура показників насамперед має забезпечувати можливість вирішення завдань, пов'язаних з перспективним та оперативним (добовим) плануванням використання машин, їх ТО, ремонту та інше.

На сьогодні система АСУ-ПОРТ автоматизує логістичні процеси, пов’язані з транспортування вантажів та перевантаженням їх в порту.

Ефективною і, отже, прийнятною інженерами, зайнятими в системі експлуатації перевантажувального обладнання, може бути система, що реалізує не тільки інформаційні, але також аналітичні функції щодо вирішення хоча б частини експлуатаційних завдань і видачі відповідних управлінських рекомендацій. Наприклад, до таких задач можна віднести оцінку якості парку перевантажувальних машин порту чи окремого перевантажувального комплексу.

Слід зазначити, що більшість фірм проектувальників та виробників портового обладнання мають свої інформаційні атоматизовані системи, необхідні для покращення конструкції, підвищення надійності експлуатації, організації ремонту та технічного обслуговування власними центрами.

Функціонально ці системи не пристосовані до потреб портів.

Якісна система такого типу може бути створена лише після розробки повного комплексу оптимізаційних задач, алгоритмів та програм їхнього рішення в частині технологічної та технічної експлуатації парку машин. Враховуючи високу ефективність таких систем, їх інвестування вимагає не меншої уваги ніж інвестування в головне обладнання перевантажувального комплексу.

УДК 621.657

ОЦІНКА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ МАШИН БЕЗПЕРЕВНОГО ТРАНСПОРТУ З УРАХУВАННЯМ ВІБРАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Євген КОКОШКО[1], Максим СТАРИКОВ[2], Олексій НЕМЧУК[3]

[1] старший викладач кафедри ПТМ та ІПТО, здобувач PhD зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», ОНМУ, Одеса, Україна

[2] старший інженер з аналізу та моделювання, Liebherr Mining Equipment, США

[3] професор кафедри ПТМ та ІПТО, докт. техн. наук, ОНМУ, Одеса, Україна

Проблема забезпечення довговічності та безвідмовної роботи машин безперервного транспорту (МБТ) залишається актуальною і зараз. Вона охоплює широкий спектр питань, одним із яких є питання оцінки втомної міцності їх металоконструкцій.

Металоконструкції машин безперервного транспорту в процесі експлуатації схильні до впливу як статичних, так і динамічних навантажень. У процесі проектування МБТ найчастіше враховують лише статичні навантаження від ваги власних елементів машини, ваги вантажу, що перевантажується, і вітрові навантаження. При цьому динамічні навантаження, наприклад, від перекочування стрічки по роликоопорам, незбалансованості частин приводу, що обертаються, та інші, при проектуванні не враховують. Однак, як показує досвід експлуатації даних машин, ігнорування розрахункових випадків, що включають вібраційні навантаження, призводить до передчасної появи втомних тріщин вже через кілька років експлуатації та їх подальшого прискореного поширення. При цьому локальним посиленням проблемних вузлів ця проблема не вирішується. Деякі виробники даного типу обладнання враховують вплив вібраційних навантажень за допомогою вимірювань параметрів вібрації на моделях, що діють, при якомусь усередненому режимі експлуатації.

Пропонується дослідити такі важливі для розрахунку металоконструкцій машин безперервного транспорту з урахуванням вібрації питання:

- виділити найбільш значущі джерела вібрації, характерні для МБТ;
- для знайдених джерел вібрації побудувати моделі, якими можна було б встановити характерні спектри вібрації;
- порівняти отримані спектри з реальними значеннями, які планується заміряти на реальних машинах;
- з урахуванням отриманої інформації створити підхід до оцінки втомної міцності металоконструкцій МБТ;
- виконати перевірку пропонованого підходу, використовуючи для цього одну з існуючих машин.

УДК 621.873.004.15

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ВТОМЛЕНОГО ПОШКОДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Олексій НЕМЧУК[1], Анатолій КОНОПЛЬОВ[2], Ірина ЛЕГЕЦЬКА

[1] професор кафедри ПТМ та ІПТО, докт. техн. наук, ОНМУ, Одеса, Україна

[2] завідувач кафедри «Машинознавство», професор, докт. техн. наук, ОНМУ, Одеса, Україна

[3] асистент кафедри ПТМ та ІПТО, здобувач PhD зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», ОНМУ, Одеса, Україна

У портах України експлуатується близько 95 тисяч вантажопідйомних машин (ВПМ). При цьому велика частина з них (72%) вичерпала свій нормативний ресурс. Середній термін їх експлуатації перевищує 30 років, а фізичний знос наближається до 90%. Поповнення парку ВПМ здійснюється в основному за рахунок техніки, яка була в експлуатації, а відсоток нової не перевищує 20%. Слід також зазначити, що така ситуація в різних портах країни неоднакова. Так в Чорноморському морському торговому порту середній термін експлуатації ВПМ складає 40 років. В цей же час в порту «Південний» він коливається в межах 20 - 30 років. Тому актуальною стає проблема оцінки пошкодження і залишкового ресурсу ВПМ. Необхідно також враховувати, що наднормативна експлуатація ВПМ збільшує об'єми ремонтних робіт і при несвоєчасних або неякісних ремонтах може представляти підвищену небезпеку.

В процесі експлуатації ВПМ стан їх металоконструкцій змінюється. Зокрема, може відбуватися окрихчення металу, зниження його межі витривалості, корозійне руйнування та ін. Для визначення деградації фізичних властивостей металу застосовують руйнівні і неруйнівні методи контролю. Перші допускають проведення випробувань зразків, що вирізаються з небезпечних вузлів металоконструкції, які надалі випробовують на опір втоми. Методи цієї групи мають наступні недоліки: порушення цілісності металоконструкції; послаблення небезпечних місць ремонтним; витрати на виготовлення і випробування зразків; витрати на проведення ремонту пошкоджених ділянок металоконструкції ВПМ.

Альтернативою цим методам є методи неруйнівного контролю, які позбавлені цих недоліків і, отже, є перспективнішими. Серед них найбільш поширеними є методи, що ґрунтуються на аналізі коерцитивної сили, твердості поверхневого шару металу, акустико-емісійному контролі і так далі. Основною вимогою для застосування якого-небудь параметра в якості критерію при проведенні неруйнівного контролю металоконструкції є його значна, монотонна зміна в процесі деградації металу.

Основні методи неруйнівного контролю, які використовуються нині для оцінки пошкодження металоконструкції і прогнозування її залишкового ресурсу: 1)метод зразків-свідків; 2)метод датчиків інтегрального типу; 3)магнітний метод.

Загальноприйнятого підходу до визначення пошкодження металоконструкцій ВПМ на сьогодні не існує.

УДК 62-523

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИВОДУ КОНВЕЄРА АСФАЛЬТОЗМІШУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДС-185

О.Г. Гурко, О.В. Щербаков

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розвиток транспортної інфраструктури є ключовим фактором економічного відновлення та подальшої розбудови країни. Важливу роль при цьому відіграватимуть асфальтобетонні заводи, які можуть виробляти матеріали для будь-яких типів транспортних об'єктів.

Головним елементом асфальтобетонного заводу є асфальтозмішувальна установка. Однією з найбільш розповсюджених на території України є асфальтозмішувальна установка ДС-185 продуктивністю 48 т/год виробництва ПрАТ «Кредмаш» [1]. Удосконалення цих установок сприятиме підвищенню економічної ефективності виготовлення асфальтобетонної суміші та її якості. Під час виготовлення суміші транспортування складових компонентів здійснюється стрічковими конвеєрами, електропривід яких працює в складних умовах постійних динамічних навантажень. В асфальтозмішувальній установці ДС-185 у якості приводу конвеєра використовується мотор-редуктор МТС 42А/20-Р1 з вітчизняним двигуном АІР 3х1500. Метою роботи є моделювання та дослідження процесу прямого пуску цього двигуна.

Моделювання здійснювалося з використанням бібліотеки блоків SimPowerSystems пакету Simulink, що входить до складу пакету прикладних програм MATLAB. Побудована модель (рис. 1) складається з джерел синусоїдальної напруги, асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором, блока для вимірювання основних параметрів двигуна, осцилографа для вимірювання струмів статора, електромагнітного моменту та швидкості обертання ротора.

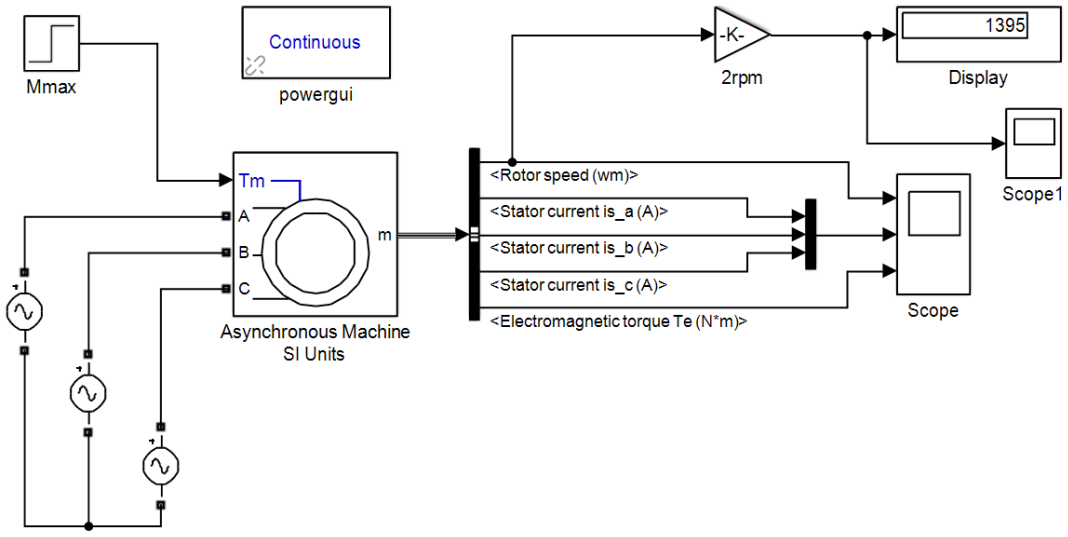


Рис.1. Модель прямого пуску асинхронного двигуна АІР 3х1500

До вікна параметрів блоку «Asynchronous Machine SI Units» введено значення параметрів двигуна AIP3x1500, що попередньо розраховані на основі паспортних даних [2]. Результати моделювання відображують рис. 2 – 4.

Рис. 2 показує розгінну характеристику двигуна у залежності від часу моделювання. З цього рисунка видно, що час перехідного процесу становить приблизно 0,4 с і двигун розганяється практично до номінальної швидкості 1395 об/хв. Під час пуску двигуна присутні коливання швидкості, які б у реальності привели до вібрації обладнання, що також зменшили термін його служби.

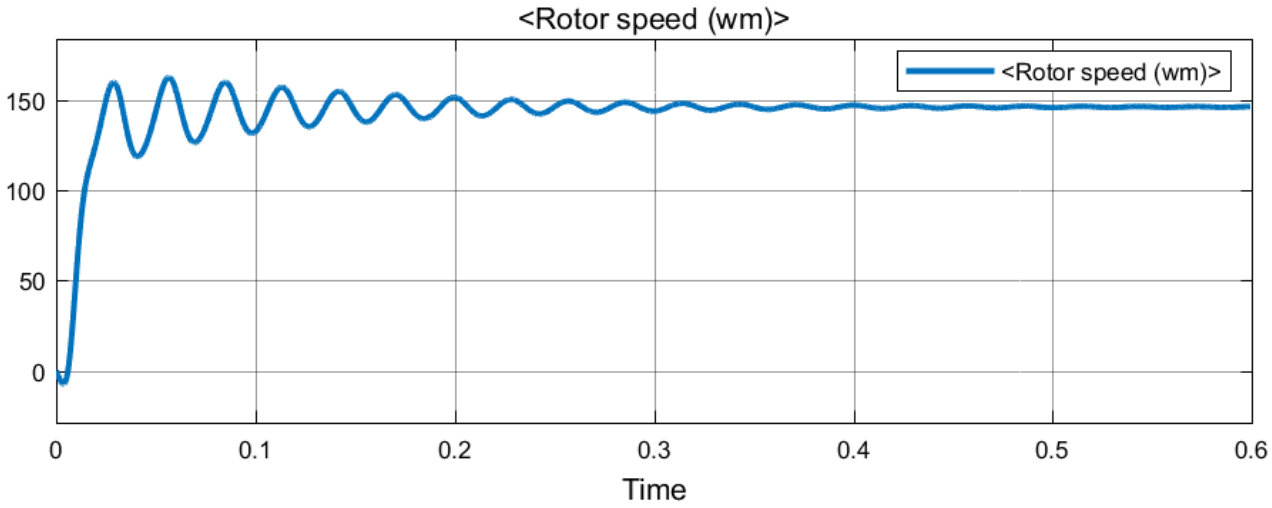


Рис. 2. Розгінна характеристика двигуна

На рис. 3. показано значення струму статора: у момент пуску двигуна пусковий струм набуває значення 78,4 А, після чого знижується до 11,1 А, тобто відношення пускового струму до номінального лише незначно перевищує зазначене в паспорті значення і становить 7,06 замість 7,0.

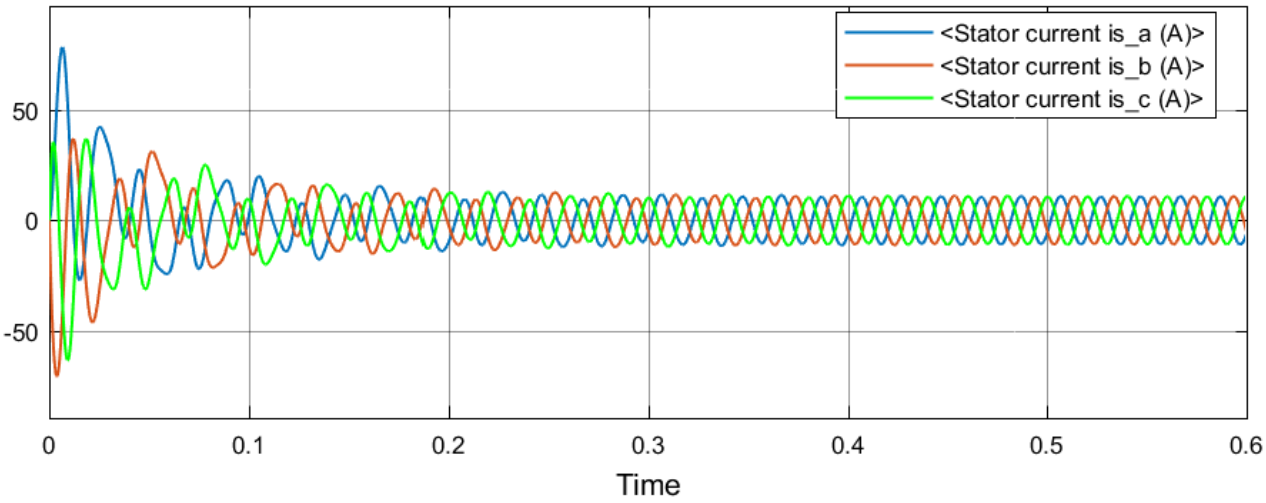


Рис. 3. Залежність струмів статора від часу

Рис. 4 відображає залежність електромагнітного моменту на валу двигуна від часу моделювання. Електромагнітний момент двигуна має коливальний характер, що призводить до погіршення пускових властивостей двигуна. Під час запуску двигуна його пусковий момент становить 178,1 Н·м, що у 3,8 разів перевищує допустиме значення 46,75 Н·м. Робоче значення електромагнітного моменту дещо більше розрахункового і становить 26,7 Н·м замість 20,32 Н·м.

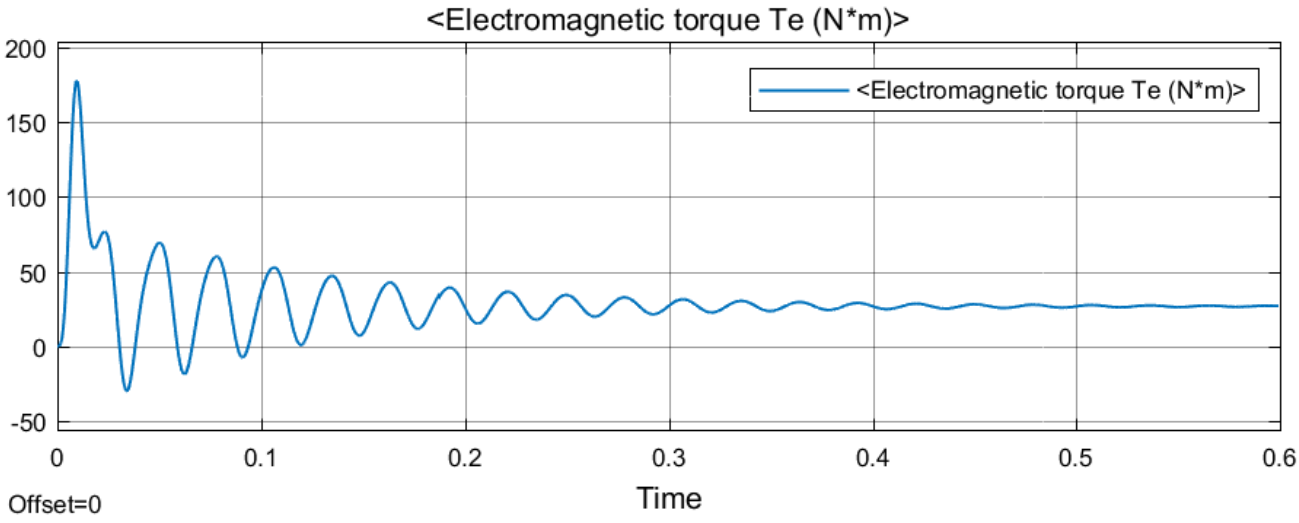


Рис. 4. Графік електромагнітного моменту на валу двигуна
під час прямого пуску

Таким чином, результати моделювання показують, що прямий пуск не цілком підходить для даного електродвигуна. При підвищеному пусковому струмі й електромагнітному моменті електропривід споживатиме набагато більше електричної енергії з мережі і швидше вийде з ладу. Виходом із зазначеної ситуації може бути застосування частотного керування електроприводом стрічкового конвеєра асфальтозмішувальної установки ДС-185. Це забезпечить його плавний пуск і зупинку під навантаженням, регулювання швидкості руху стрічки, а також дозволить виявити перевантаження і запобігти виведенню приводу з ладу.

Література

3. Асфальтобетонний завод й асфальтозмішувальна установка: в чому різниця? *Офіційний сайт ПрАТ «Кредмаш» Кременчуцький завод дорожніх машин*. URL: https://kredmash.com/ua/blog/asfaltobetonnyy-zavod-i-asfaltosmesitelnaya-ustanovka-v-chem-raznitsa (дата звернення: 27.03.2023).

4. Електродвигун AIP. *ТОВ«СИСТЕМАКС»*. URL: https://systemax.ua/ua/elektrodvigateli/trehfaznye-obshepromyshlennye-elektrodvigateli/air/ (дата звернення: 05.04.2023).

УДК 613.6.01

АНАЛІЗ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕКСКАВАТОРА

Н. Ю. Філь, І. В. Древаль

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Будівництво сучасних автомагістралей це трудомісткий та технологічно складний процес. Тільки застосування спеціалізованої дорожньо-будівельної техніки дозволяє проводити роботи своєчасно та якісно.

Дорожньо-будівельна техніка повинна відповідати технологічним вимогам і підбирається, ґрунтуючись на здатність машини виконувати поставлені завдання. Дорожньо-будівельна техніка стрімко розвивається, впроваджуються передові засоби механізації та автоматизації, але людський фактор залишається основним при експлуатації техніки. Тому при інжинірингу нових видів техніки виробники все більше уваги приділяють саме ергономічним характеристикам.

Ергономіка, це наука яка вивчає реакцію людини на процеси роботи, які вона виконує, продуктивність та інтенсивність її праці. Предметом вивчення ергономіки є характеристики взаємодії людини з технічними засобами та їх закономірності [1].

Багато зарубіжних та українських вчених проводять дослідження ергономічних показників дорожньо-будівельної техніки, зокрема екскаваторів, як одним із найбільш затребуваних механізмів у дорожньому будівництві.

Так в роботі [2] зазначено, що оператори екскаватора часто проводять довгі години в кабіні – іноді навіть більше 8 годин на день. Наприкінці робочої зміни оператори екскаватора відчувають фізичні болі та втому в області шиї/плечей і попереку. Сидіння є одним із найважливіших компонентів у кабіні та впливає на положення тіла оператора. Конструкція сидіння повинна заохочувати оператора екскаватора приймати правильну позу. Комфорт кабіни екскаватора можна підвищити шляхом покращення комфорту сидіння, зробивши його зручним.

Автори проводили дослідження особливостей сидіння екскаватора. Було використано два типи сидінь екскаватора: сидіння типу А та сидіння типу В (рис. 1) в різних популярних марках екскаваторів. Сидіння типу А використовується в більшості марках екскаваторів. Сидіння типу В має більший діапазон регулювання висоти сидіння, діапазон кута нахилу спинки та великий діапазон регулювання сидіння вперед і назад. Крім того, сидіння типу В має систему гідравлічної підвіски та легке автоматичне регулювання висоти сидіння під час праці відповідно до ваги оператора. За результатами проведених експериментів сидіння типу В отримало кращу оцінку, ніж сидіння типу А, за всіма характеристиками сидіння для оператору екскаватору [2].

Загальні ергономічні принципи та рекомендації, які були розроблені в ході дослідження щодо умов сидіння оператора екскаватора, були враховувано при ергономічному інжинірингу конструкції сидінь екскаватора для отримання найкращої сидячої пози для оператора [2].

а) б)

Рис. 1 Конфігурація сидіння типу А (а) і сидіння типу В (б)

У статті [3] описано професію оператора екскаватора, враховуючи сферу діяльності, кваліфікацію та навички, необхідні для роботи за цією професією. Розглянуто загрози, що виникають у робочому середовищі оператора екскаватора. Проведено аналіз ергономічних факторів, що впливають на комфорт оператора екскаватора, зокрема тих, які можуть викликати надмірне навантаження на опорно-рухомий апарат. Обговорено конструкцію та обладнання кабіни екскаватора, які впливають на безпечність, ергономічність і комфортність роботи. Всі елементи кабіни повинні бути пристосовані до антропогенних характеристик оператора екскаватора, мати легке та інтуїтивно зрозуміле управління та ергономічне розташування. Велике значення має освітлення кабіни, місце знаходження пристроїв керування екскаватором.

Кінематичний контролер, який покращує ергономіку роботи екскаватора описується в роботі [4]. Завдяки контролеру збільшується швидкість роботи та зменшується втома оператора екскаватора. Описано кінематичні алгоритми, які дають оператору екскаватора контролювати швидкість ківшу в ергономічно ефективній системі координат. Завдання синхронізації виконується контролером, а не

оператором екскаватора. В роботі розглянуто шляхи вдосконалення ергономіки джойстика в кабіні екскаватора [4].

Ефективним засобом ергономічного проєктування є системи автоматизованого проєктування (САПР), що складаються з ЕВМ, графічних пристроїв вводу-виводу та різноманітних пакетів програмного забезпечення. Автоматизовані системи ергономічного проєктування стрімко розвиваються.

3D-візуалізація дозволяє користувачам не тільки отримувати моделі об’єктів, а також витрачати менше часу та усувати потребу в дорогих пристроях, зменшує вплив людської помилки під час проведення експерименту. У роботі [5] представлено розробку системи ErgoSystem, яка автоматизує ергономічну оцінку об’єкту на основі 3D-моделювання з підтримкою зручної платформи для швидкого проєктування робочого місця. Система дозволяє провести порівняння різних способів розміщення, щоб продемонструвати, як зміна рухів корелює зі зміною дизайну робочого місця.

В роботі [6] розглянуто вимоги до інформаційної моделі контрольно-вимірювального приладу або системи ергономічного моделювання. Автори розробили універсальні форми виконання документів ергономічного проєктування, що дозволило не тільки візуалізувати результати ергодизайнерських досліджень, а також виконувати аналіз і перевірку ергономічного проєкту у відповідності з рекомендаціями стандарту ДСТУ ISO 9001–2001.

Для підвищення якості роботи та ефективності діяльності оператора екскаватора, збереження його здоров'я необхідне подальше вдосконалення конструкції екскаваторів з метою оптимізації ергономічних показників робочого місця.

Література

5. Сердюк С. М. Ергономічні питання проектування людино-машинних систем: навчальний посібник. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2014. – 334 с.

6. Lin, Chin-Chiuan. Ergonomic Assessment of Excavator Seat. International Journal of Applied Science and Engineering Int. J. Appl. Sci. Eng, 2011, 9, pp 99-109.

7. Pałęga M. Rydz D. Work safety and ergonomics at the workplace an excavator operator. Transport. Safety and ecology. Logistics and management, 2018, Vol. 3, Issue 1, pp 25-29.

8. Schaefer P J M, Howard D. Improving Excavator Ergonomics. Through the Application of Kinematic Controls. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering,1992, 206:3, pp 151-156.

9. Li Xinming, Han SangHyeok, Gül Mustafa, Al-Hussein Mohamed. Automated post-3D visualization ergonomic analysis system for rapid workplace design in modular construction. Automation in Construction, 2019, Vol. 98, pp 160-174.

10. Бойко Т.А., Бойко Є.О. Принципи і методи створення образно-знакових моделей для побудови інформаційних моделей систем «Людина-Машина». Вісник НТУУ “КПІ”. Серія Приладобудування. 2004, № 27. С.117-122.

УДК 004: 623.437.42

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ВИБОРУ МІНІ-ТРАКТОРА

І.Г. Ільге, О. О. Бондарев

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В сучасних умовах постає проблема доцільного вибору дорожньо-будівельної техніки виходячи з критеріїв необхідної функціональності і економічної ефективності. Вирішити цю проблему можна лише на основі аналізу масиву даних про зразки машин, представлених на ринку, використовуючи сучасні інформаційні технології.

Ринок тракторної техніки України є дуже складним, структура його зазнає останнім часом суттєвих змін. В цих умовах для успішного вибору тракторів необхідно застосування сучасних інформаційних технологій, що базуються на використанні баз даних, які містять інформацію про параметри тракторів, про їх постачальників і виробників і враховують вимоги клієнтів.

Інформаційна пошукова система вибору міні-трактора повинна задовольнити наступним вимогам:

- забезпечити засоби накопичення і зберігання масивів даних щодо моделей тракторів, використаних в дорожньому будівництві, і їх техніко-економічних параметрів;

- забезпечити засоби накопичення і зберігання масивів даних щодо постачальників, виробників і замовників тракторів;

- мати ефективні засоби пошуку моделей тракторів з прийнятними технічними і економічними параметрами;

- мати засоби накопичення і зберігання інформації щодо замовлень на трактори і співробітників організації, що відповідають за реалізацію цих замовлень;

- мати засоби формування необхідної для організації ефективного пошуку звітної документації.

СУБД вибору трактора має містити сутності, що описують предметну область.

Основними є сутності, що несуть інформацію:

- про трактори;

- про виробників;

- про постачальників;

- про замовлення;

- про співробітників;

- про клієнтів.

Інформація про трактори містить код трактора, марку трактора, використаний ресурс, ціну, опис, зображення, тип трактора, клімат, тип ходової частини, тип двигуна, потужність двигуна, марку двигуна, тип приводу, тип змінного устаткування, ємність бака, масу, робочі розміри.

Дані про співробітників включають код співробітника, прізвище, ім'я, телефон, E – mail.

Інформація про постачальників містить код постачальника, назва установи, контактну особу, місто, адресу, регіон, індекс, e-mail, факс, телефон, країну.

Інформація про виробників містить код виробника, назву установи, контактну особу, місто, адресу, регіон, індекс, e-mail, факс, телефон, країну.

Інформація про замовлення містить код замовлення, код екскаватора, код клієнта, дату виконання, дату розміщення, вид операції, кількість, адресу отримувача, тип доставки, вартість доставки, ціну, скидку.

Інформація про клієнтів містить код клієнта, назву установи, контактну особу, посаду, адресу, індекс, e-mail, телефон.

Формування інфологічної моделі СУБД вибору трактора базується на інформації про сутності, що була подана вище. Також треба враховувати, що існують зв’язки між сутностями, а саме інформація про трактори пов’язана з інформацією про постачальників і з інформацією про виробників, а інформація про замовлення пов’язана з інформацією про трактори, інформацією про клієнтів і з інформацією про співробітників.

З урахуванням цих даних розроблено інфологічну модель СУБД вибору трактора, яка подана на рисунку 1.

Кількість записів в СУБД вибору трактора гарантовано не може перевищити тисяч, навіть якщо враховувати окремі модифікації однієї й тієї марки екскаватора. Разом з тим, необхідності у застосуванні розподіленої СУБД для даної предметної області немає. Таким чином, вибір обмежується СУБД настільного типу.

Враховуючи переваги часу і зручності розробки готового додатк, пропонується обрати як базову СУБД для створення інформаційної системи програмний продукт MS Access.

Література

1. Машини для земляних робіт / [Л.А. Хмара , С.В. Кравец , Л.В. Назаров , В.В. Нічке та ін.] — Х: ХНАДУ, 2009. — 545 с..

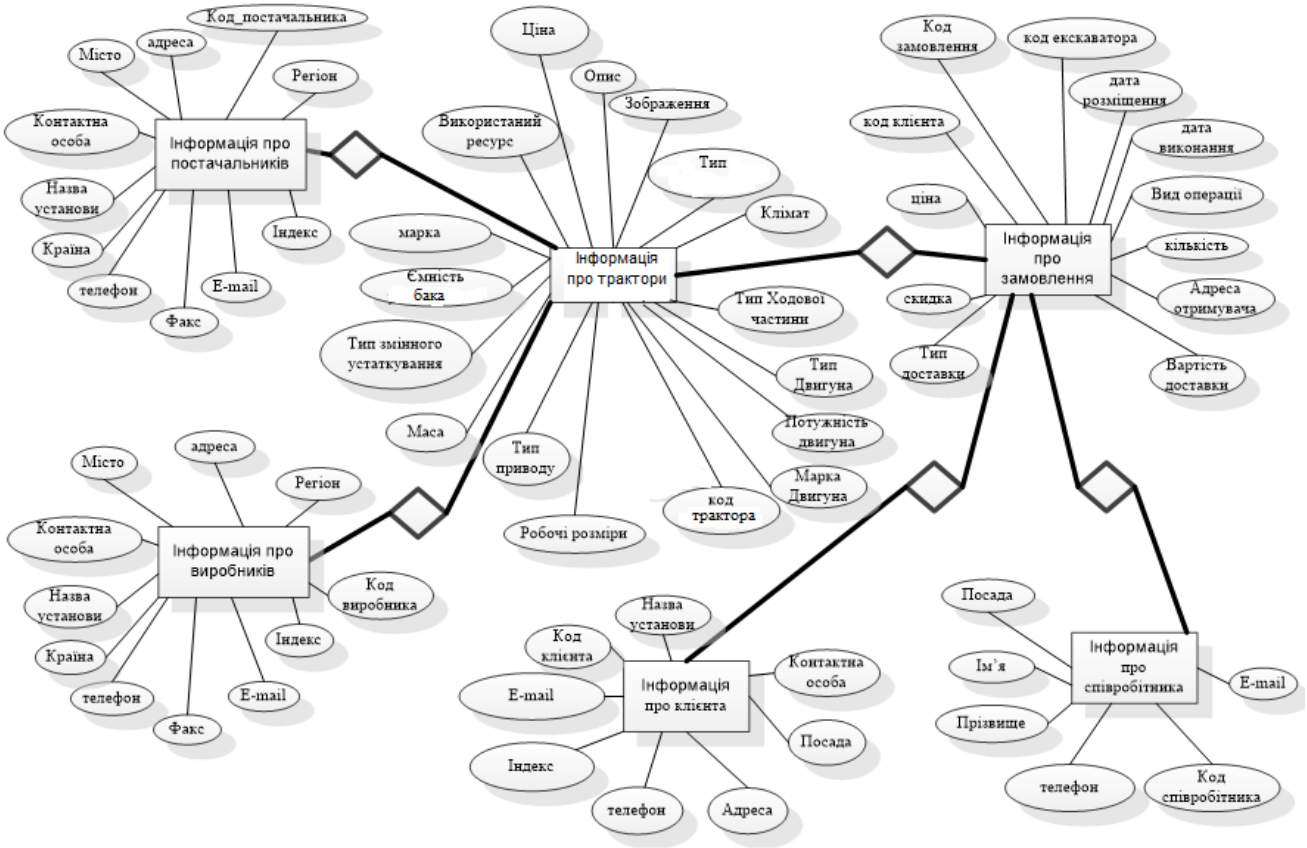


Рис. 1. Інфологічна модель вибору трактора