

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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



**«ІННОВАЦІЙНІ ПРОБЛЕМИ СУЧАСНОГО ГАЛУЗЕВОГО
МАШИНОБУДУВАННЯ»**

Випуск 9

Збірник статей і тез доповідей

26 жовтня 2022
Харків 2022 р.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Шевченко В.О.	к.т.н., доцент, ХНАДУ, головний редактор
Пімонов І. Г.	к.т.н., доцент, ХНАДУ зам. головного редактора
Кириченко І. Г.	д.т.н., професор, ХНАДУ
Щербак О. В.	к.т.н., доцент, ХНАДУ, зам. головного редактора
Рагулін В.М.	к.т.н., доцент, ХНАДУ, відповідальний секретар

EDITORIAL BOARD

Shevchenko V.	Can. Sc., Eng., Assoc. Prof. KhNAHU, Editor-in-chief
Pimonov I.	Can. Sc., Eng., Assoc. Prof. KhNAHU, Deputy editor-in- chief
Kyrychenko I.	Prof., Dr. Sc., Eng., KhNAHU
Shcherbak O.	Can. Sc., Eng., Assoc. Prof. KhNAHU, Deputy editor-in- chief
Ragulin V.	Can. Sc., Eng., Assoc. Prof. KhNAHU, Executive secretary

ЗМІСТ

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ, БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНИХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Жолтіков А.Р. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РУХОМОЇ ТА НЕРУХОМОЇ ЩЕЛЕПИ ЗАХВАТНО-РУЙНУЮЧОГО ПРИСТРОЮ	6
Зятюк А.І. АНАЛІЗ СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА МЕХАНІЗМ ГРЕЙФЕРА В ПРОЦЕСІ ЗАЧЕРПУВАННЯ	13
Вороновський Д.В., Черненко І.Р. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВІРТУАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА.....	21
Корецький Я.С. МОДЕЛЮВАННЯ ХОДОВОГО ШАСІ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ПІДЙОМНИКА 1850SJ У ПРОГРАМІ AUTODESK INVENTOR	26

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МЗР, БДМ І ПТМ

Горлов К.О. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА	32
Пантелеєнко В.І., Карпушин С.О. Червоноштан А.Л., Абельцев Є.Д. СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНУРЕННЯ МОДЕЛЕЙ ОБОЛОНОК В ҐРУНТ.....	35
Колісник М.П., Шевченко А.Ф., Червоноштан А.Л., Абельцев Є.Д. ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СТІЛОВИХ КРАНІВ ПРИ РОБОТІ ІЗ ВІБРАЦІЙНИМ ТЕХНОЛОГІЧНИМ ОБЛАДНАННЯМ НА ГАКУ	39

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

Гамідов В.Р. ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ЯКОСТЕЙ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА	43
--	----

Бутенко Л.П. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА ГВИНТОПРОКОЛЮЮЧОЇ УСТАНОВКИ	47
Penkina N.P., Lamdaini Abdelatif, Kubenko M.K. METHOD OF EXPERIMENTAL STUDY OF LOADS OF A SMALL-SIZED FRONT LOADER	55
Пенкіна Н.П., Скосарев В.А., Кубенко М.К. МЕТОД ВИМІРУ НЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО МАЙДАНЧИКА	59
Ольховський О.В. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ЗАГВИНЧУВАННЯ В ГРУНТ ГВИНТОПРОКОЛЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ	70
Гмиря Д. І., Реброва А. О. МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА НАВАНТАЖУВАЧА Т-156Б	77
Преймак Ю. О., Реброва А. О. МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ПОЛКОВОЇ ТРАНШЕЙНОЇ МАШИНИ ПЗМ-2	84
Шевченко Д.М. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РЕГУЛЯТОРІВ РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ АКСІАЛЬНОПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ГІДРОСИЛА	91
Шевченко Р.Д. АНАЛІЗ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ГЛИБОКОМУ РІЗАННІ ЗВ'ЯЗАНИХ ГРУНТІВ З ВІБРАЦІЙНОЮ ІНТЕСИФІКАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ	100
Ліскун А.О. ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТО-РЕЙКОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН	106
Біленко Є.О. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПЕРЕДАТНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН	111
Чекуров І.С. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН	115

Любімов Ю.Ю., Ефименко П.О., Циганок О.П., Тур М.О. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ ОПЕРАЦІЙ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ОПЕРАТОРА.....	119
Погорілий І.В., Бондаренко Д.В. АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ЗАКОРДОННИХ АВТОГРЕЙДЕРІВ, ЩО ВИПУСКАЮТЬСЯ СЕРІЙНО.....	121

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Книшенко А.О., Васильченко А.Ю. ПЕРСПЕКТИВИ РОЗИТКУ КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ.....	128
Кібіш В. ВПЛИВ СИЛ ТЕРТЯ НА НАТЯГНЕННЯ КАНАТУ.....	132
Назаренко Д. ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ В ЕЛЕМЕНТАХ КАНАТА ПРИ НАВИВАННІ ЙОГО НА БАРАБАН.....	137
Літун А.М., Самборський Д.А. ЗАСТОСУВАННЯ І ОГЛЯД ГРЕЙФЕРНИХ МЕХАНІЗМІВ.....	142
Адамов Н.А., Ель Буаззаті Саїд_ ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ ГРЕЙФЕРА НА ЙОГО ЗАЧЕРПУВАЛЬНУ ЗДІБНІСТЬ.....	148
Любімов Ю.Ю., Ефименко П.О., Циганок О.П., Фролов О.Д. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНА.....	152

ТРИБОЛОГІЯ ТА КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Баженов В. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ ТРИБОСПОЛУЧЕННЯ.....	162
Борщ Я., СТАРІННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА ЯК ФАКТОР, ЩО ОБМЕЖУЄ ЙОГО ТЕРМІНИ СЛУЖБИ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ.....	165

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ, БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНИХ І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РУХОМОЇ ТА НЕРУХОМОЇ ЩЕЛЕПИ ЗАХВАТНО-РУЙНУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Жолтіков А.Р. бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На даний момент є актуальною задача створення робочого устаткування, яке зможе виконувати функції декількох машин, що дуже важливо для ведення робіт в зонах зруйнованих будівель, де важко робити маніпуляції працюючою технікою [1, 2]. Тому метою дослідження є аналіз напруженого стану робочого устаткування для демонтажу залізобетонних споруд на базі гідравлічного екскаватора ET-18. Розрахункове положення екскаватора (рис. 1) відповідає максимальному вилиту робочого устаткування в момент руйнування залізобетонної конструкції. Кут між віссю рукояті та ножами нерухомої щелепи дорівнює 180° .

На рухому щелепу діють сили опору $F_{\text{опору}}$ і зусилля гідроциліндра $F_{\text{гц}}$. Сила ваги рухомої та нерухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою, рукояті, перехідної ланки та рукояті прикладене до центра ваги відповідного елемента.

Для визначення внутрішніх силових факторів у поперечному перерізі елементів робочого устаткування спочатку потрібно визначити сили реакцій, що на них діють. Для цього був використаний кінематичний аналіз роботи захватно-руйнуючого пристрою [3], що був здійснений за допомогою середовища "Динамическое моделирование" у програмному продукту Autodesk Inventor (рис. 2).



Рисунок 1 – Розрахункова схема екскаватора

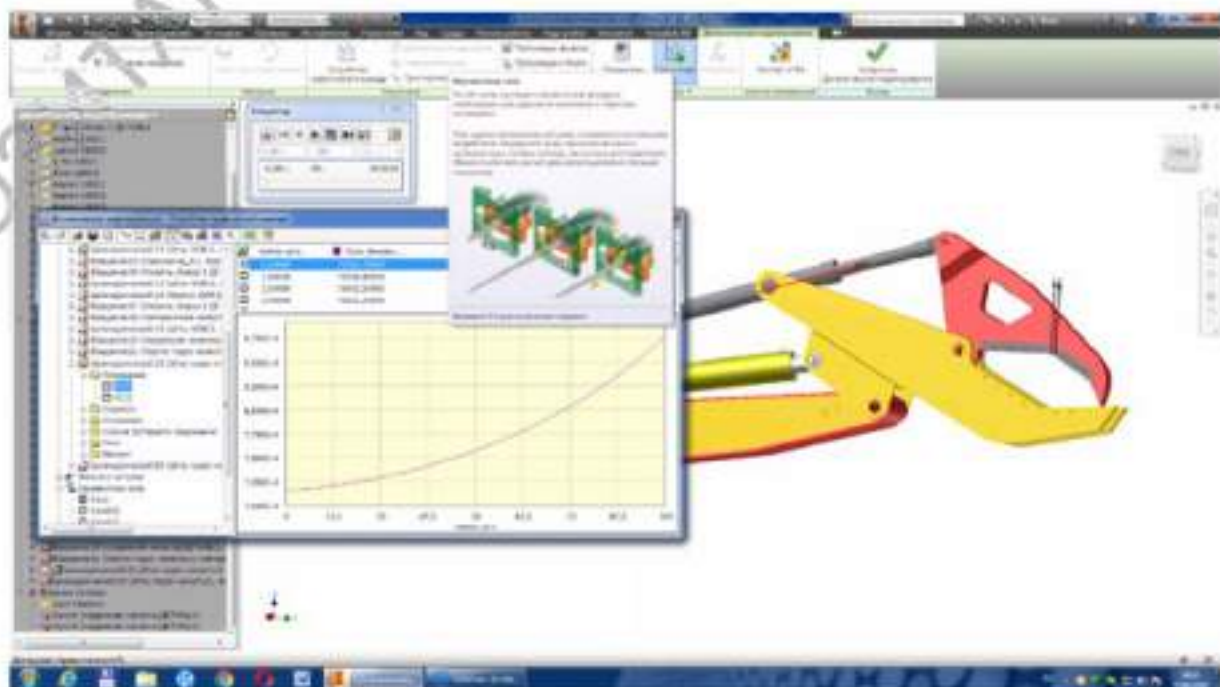


Рисунок 2 – Інтерфейс середовища "Динамическое моделирование"
програмного продукту Autodesk Inventor

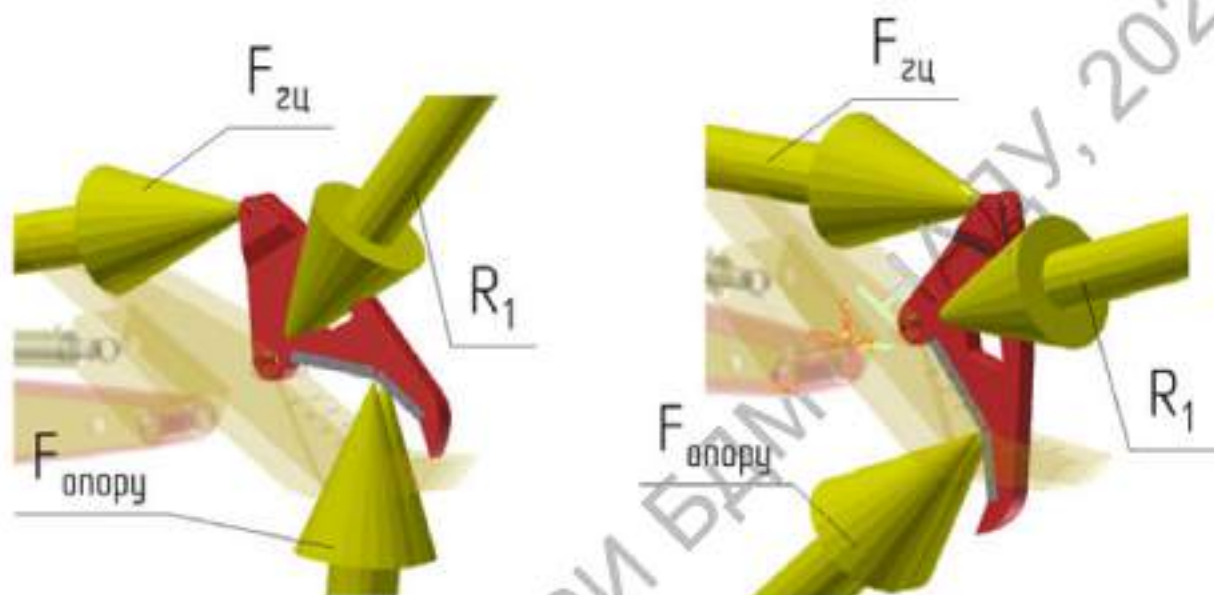


Рисунок 3 – Розрахункове навантаження рухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою

Кінематичний аналіз роботи захватно-руйнуючого пристрою виявив два розрахункових положення, які відповідають початковому та кінцевому етапу руйнування. Для рухомої щелепи розрахункова схема та значення реакції в залежностях наведені на рисунку 3 та таблиці 1, для нерухомої щелепи – рисунок 4, таблиця 2

Таблиця 1 – Сила реакції в залежностях рухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою

Найменування	1 розрахункове положення		2 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сила опору руйнуванню, $F_{\text{опору}}$	45000 Н	0 Н	45000 Н	0 Н
		274 Н		28213 Н
		44999 Н		35057 Н
Зусилля гидроциліндра, $F_{\text{гид}}$	72415 Н	0 Н	88484 Н	0 Н
		69541 Н		87240 Н
		20199 Н		14780 Н
Сила реакції в опорі, R_1	128271 Н	0 Н	165483 Н	0 Н
		-70090 Н		-143666 Н
		-107428 Н		-82125 Н

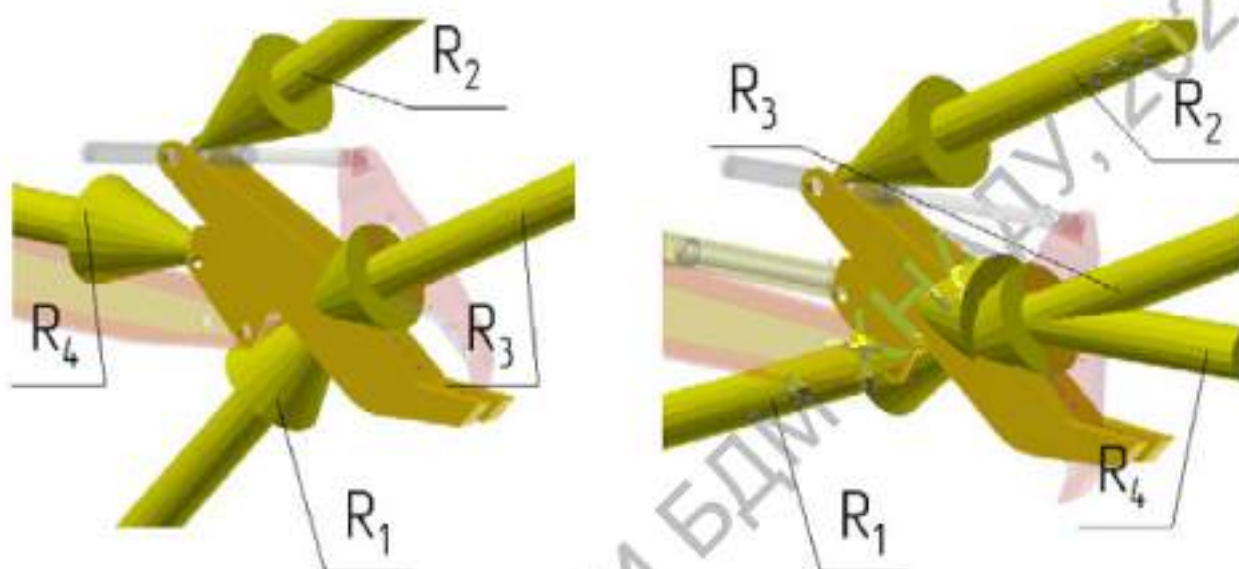


Рисунок 4 – Розрахункове навантаження нерухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою

Таблиця 4.2 – Сила реакції в залежностях нерухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою

Найменування	1 розрахункове положення		2 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сила реакції в опорі, R_1	128271 Н	0 Н	165483 Н	0 Н
		70090 Н		143666 Н
		107428 Н		82125 Н
Сила реакції в опорі, R_2	1238 Н	0 Н	1177 Н	0 Н
		-880 Н		-949 Н
		-870 Н		-696 Н
Сила реакції в опорі, R_3	187780 Н	0 Н	123417 Н	0 Н
		-151473 Н		-102910 Н
		-110982 Н		-68126 Н
Сила реакції в опорі, R_4	82998 Н	0 Н	40368 Н	0 Н
		82264 Н		-39806 Н
		11017 Н		-6710 Н

Розрахунок напружено-деформованого стану виконувався за допомогою середовища "Анализ напряжений" у програмному продукту Autodesk Inventor. Фізичні характеристики матеріалу металоконструкції рухомої та нерухомої щелепи наведені у таблиці 3.

Таблиця 4.3 – Властивості матеріалу

Ім'я	Сталь, вуглецева	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см ³
	Межа текучості	207 МПа
	Остаточна межа міцності розтягування	345 МПа
Напруга	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,3
	Модуль пружності при зрушенні	80,7692 ГПа

Скінченно-елементна модель рухомої та нерухомої щелепи представлена на рисунку 5.



Рисунок 5 – Скінченно-елементна модель рухомої та нерухомої щелепи

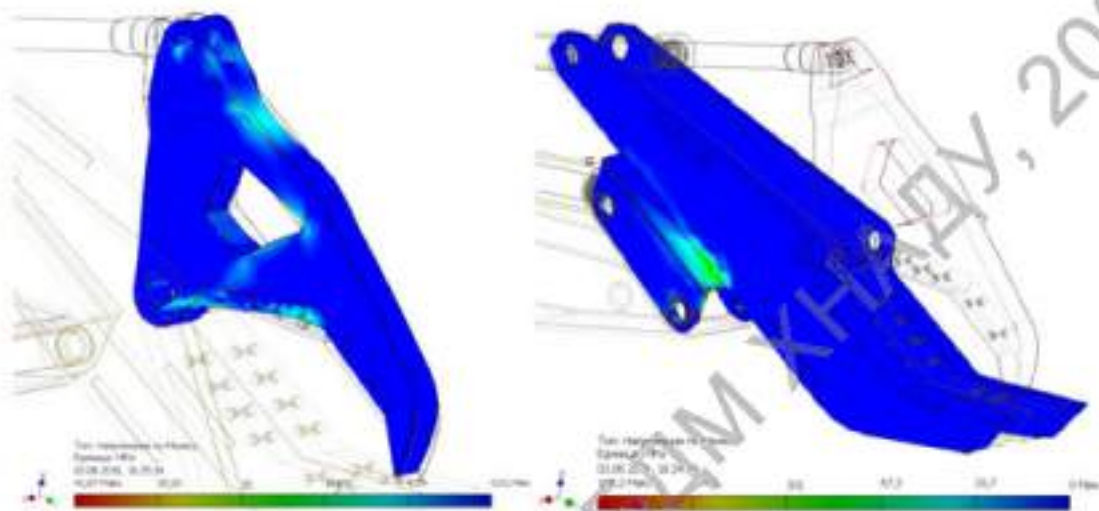


Рисунок 6 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу
(1 розрахункове положення)

Таблиця 4 – Результати розрахунків рухомої щелепи

	1 розрахункове положення	2 розрахункове положення
Об'єм	35960985 мм ³	
Вага	282,3 кг	
Максимальна напруга по Мізесу	41,67 МПа	43,99 МПа
Максимальний зсув	0,03563 мм	0,03899 мм
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	4,97	4,71

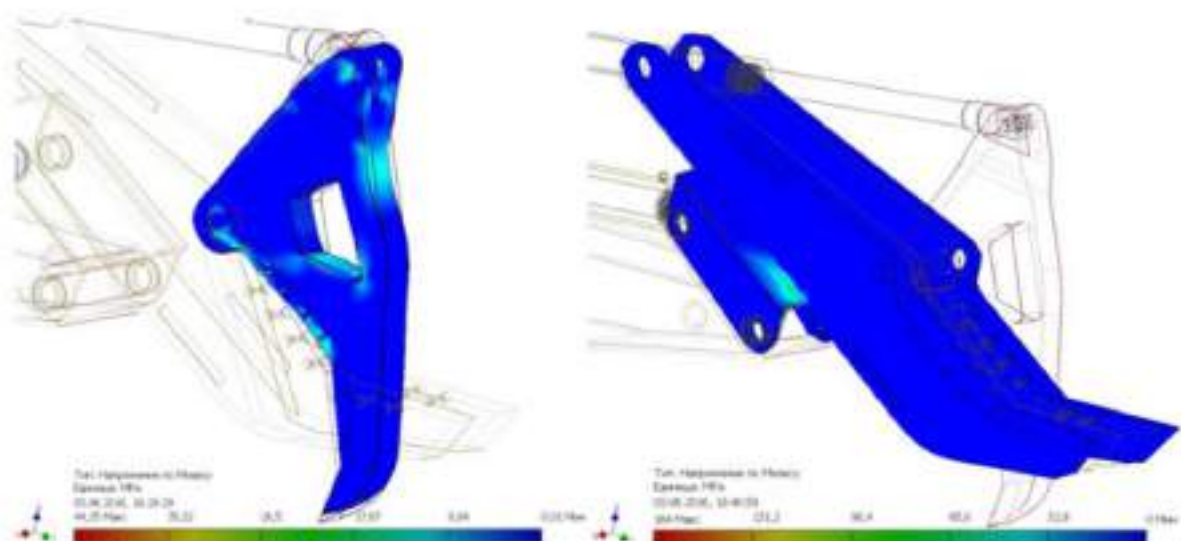


Рисунок 7 – Епюри розподілення еквівалентних напружень по Мізесу
(2 розрахункове положення)

Таблиця 4.5 – Результати розрахунків нерухомої щелепи

	1 розрахункове положення	2 розрахункове положення
Об'єм	85610252 мм ³	
Вага	672,1 кг	
Максимальна напруга по Мізесу	168,3 МПа	164 МПа
Максимальний зсув	5,284 мм	5,115 мм
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	1,23	1,26

Аналіз отриманих результатів дозволив зробити наступні висновки:

Умови міцності забезпечуються по всьому об'єму рухомої та нерухомої щелепи захватно-руйнуючого пристрою.

Найбільш важким для робочого устаткування екскаватора є початковий етап руйнування (1 розрахункове положення), так як навантаження що сприймаються рукояттю є найбільшими (сила реакції R_3 та R_4 в табл. 3).

Для подальшого аналізу напружено-деформованого стану рукояті та стріли екскаватора буде здійснені розрахунки для 1-го розрахункового положення захватно-руйнуючого пристрою.

Література

1. Спецтехніка та обладнання для руйнування будівель та споруд. URL: <https://oodrive.ru/uk/spectehnika-i-oborudovanie-dlya-razrusheniya-zdani-i-sooruzhenii.html> (дата звернення 01.09.2022)
2. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник / Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.
3. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

АНАЛІЗ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА МЕХАНІЗМ ГРЕЙФЕРА В ПРОЦЕСІ ЗАЧЕРПУВАННЯ

Зятюк А.І. бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ярижко О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На екскаваторах з гідравлічним приводом встановлюють жорстко підвішені грейфери, які кріплять на рукояті зворотної лопати замість ковша. Основна перевага жорстко підвішеного грейфера в порівнянні з канатним полягає в тому, що їм можна створити необхідний тиск на ґрунт при заглибленні, тобто незалежно від маси грейфера успішно розробляти щільні ґрунти.

В процесі зачерпування діють сили опору [1], які можуть бути зведені до трьох груп: R_1 – сили, пов'язані з переміщенням ріжучого контура щелепи, що складається з постійної по довжині горизонтальної ділянки (рівного ширині щелепи); R_2 – сили, пов'язані з переміщенням бічного контура щелепи, що складається з двох похилих ділянок бічних щік щелеп, довжина яких змінюється залежно від ординати занурення щелепи; R_3 – сили, пов'язані з переміщенням зачерпуваного матеріалу по похилій площині, що утворюється в процесі зімкнення днище щелепи та опорами тертя матеріалу, що знаходиться усередині ковша.

Інерційні сили, що діють на механізм грейфера в процесі зачерпування, в більшості випадків незначні, тому ними нехтуємо і розглядаємо статистичне завдання.

Виведені формули, що базуються на вказаних вище групах сил опору, отримали підтвердження при порівнянні результатів аналітичних розрахунків з даними експериментальної перевірки. Тому можна вважати, що ці сили і є наслідком тих дійсних фізичних процесів, які протікають в період зімкнення щелеп і заповнення їх зачерпуваним матеріалом.

Нижче приводяться основні теоретичні розрахунки для визначення здатності грейфера, що зачерпує, залежно від фізико-механичних властивостей зачерпуваного матеріалу і параметрів грейфера.

Величини сил опору (рис. 1) можуть бути визначені по нижченаведених залежностях.

Сила опору на ножі щелепи

$$R_1 = B \cdot \delta \cdot \rho_0 \tag{1}$$

де B – довжина ножа, рівна ширині щелепи;

δ – товщина ножа;

ρ_0 – питомий опір різанню дрібного сипкого матеріалу або опір впровадженню деформатора (для кускових сипких матеріалів).

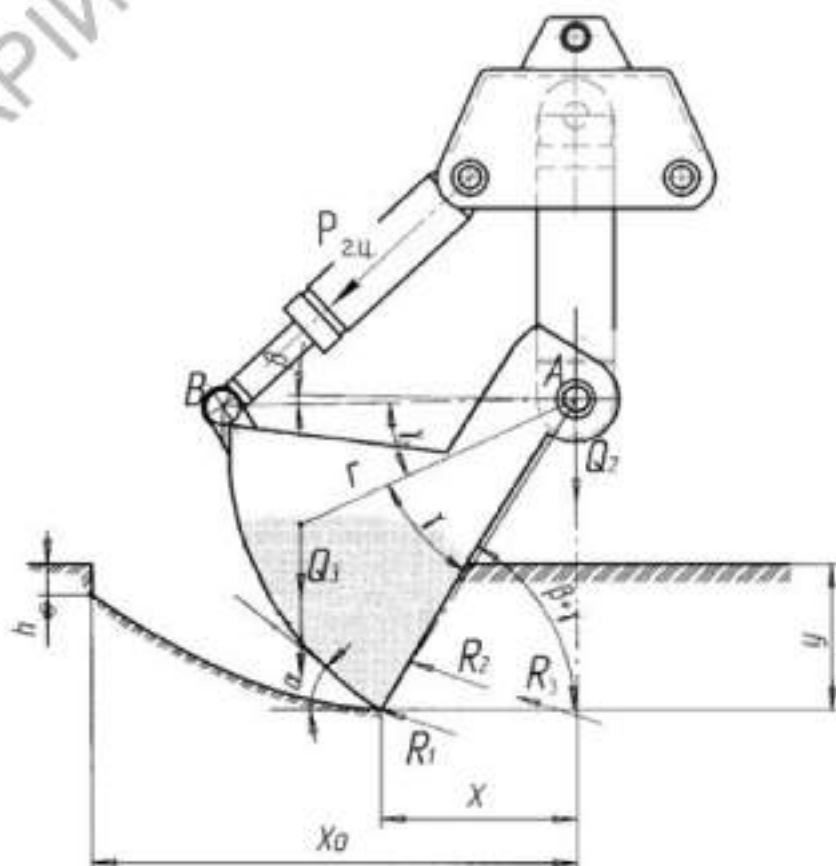


Рисунок 1 – Сили, що діють на механізм грейфера в процесі зачерпування

Сил опору на двох похилих бічних ділянках ножа

$$R_2 = \frac{B_\delta \cdot \delta_\delta \cdot \rho_0 \cdot y}{\sin(\beta + \gamma)} \quad (2)$$

де B_δ – ширина бічного ножа щелепи;

δ_δ – товщина бічного ножа;

y – поточне значення вертикальної ординати занурення ножа щелепи;

β – поточний кут повороту щелепи.

Розрахунковою величиною опору R_3 для всього процесу приймається поточне значення цього опору, виходячи з нелінійного закону зміни залежно від поточного кут повороту щелепи.

$$R_3 = F(\beta) \cdot B \cdot \gamma \cdot g \cdot \operatorname{tg}(\varphi) \quad (3)$$

де $F(\beta)$ – площа вирізаної стружки матеріалу залежно від поточного кут повороту щелепи;

γ – щільність матеріалу ;

g - прискорення вільного падіння;

φ - кут зовнішнього тертя матеріалу об метал.

Фізико-механічні показники зачерпуваного матеріалу: коефіцієнт внутрішнього тертя $f_0 = 0,7$ ($\varphi_0 = 35^\circ$); коефіцієнт тертя об сталь $f = 0,48$ початковий опір матеріалу зрушенню $\tau' = 0$; кут природного укусу матеріалу $\tau_0 = 45^\circ$. Поточне значення вертикальної ординати занурення ножа щелепи від поточного кут повороту щелепи будемо знаходити за допомогою кривої зачерпування.

Кривою зачерпування називають контур, що залишається в матеріалі після завершення процесу зачерпування і відриву грейфера від поверхні матеріалу. З погляду кінематики крива зачерпування є траєкторією кромки

щелепи, що залишається в процесі руху кромки з моменту занурення розкритого грейфера в матеріал до моменту закінчення зачерпування і зімкнення щелеп.

Кінематичний аналіз роботи грейфера був здійснений за допомогою середовища "Динамическое моделирование" у програмному продукту Autodesk Inventor [2].

Графічне зображення кривої зачерпування (рис. 2) та числові значення координат точок цієї кривої знайдено при динамічному моделюванні за допомогою інструменту "Трассировка".

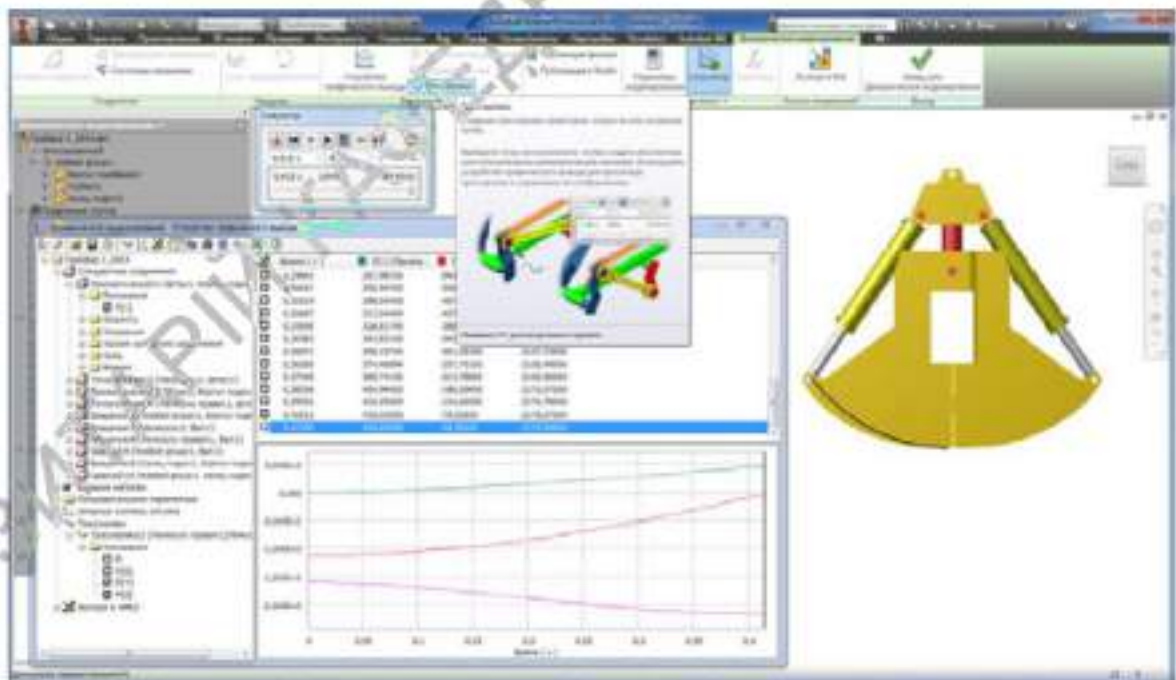


Рисунок 2 – Побудова кривої зачерпування за допомогою інструменту "Трассировка"

Обробка отриманих даних дозволила знайти залежність вертикальної та горизонтальної ординати занурення ножа щелепи від кута повороту. За допомогою функцій "regress" та "interp" програмного продукту Mathcad 14, що реалізують метод найменших квадратів, були знайдені коефіцієнти поліномів які апроксимують отримані залежності (рис. 3 – 4).

$$y(\beta) = -1,598 + 0,657 \cdot \beta + 0,136 \cdot \beta^2 + 0,0011 \cdot \beta^3 \quad (4)$$

$$x(\beta) = -2,827 + 24,61 \cdot \beta - 0,011 \cdot \beta^2 - 0,0011 \cdot \beta^3 \quad (5)$$

Для визначення площі вирізаної стружки матеріалу залежно від поточного кута повороту щелепи необхідно знайти площу, що обмежена кривою залежності $f(x, y)$ (рис. 5). Для цього вирахуємо інтеграл функції $f(x, y)$ для кожного значення кута повороту щелепи. Результати розрахунку складових сумарної сили опору наведені у таблиці 3.1.

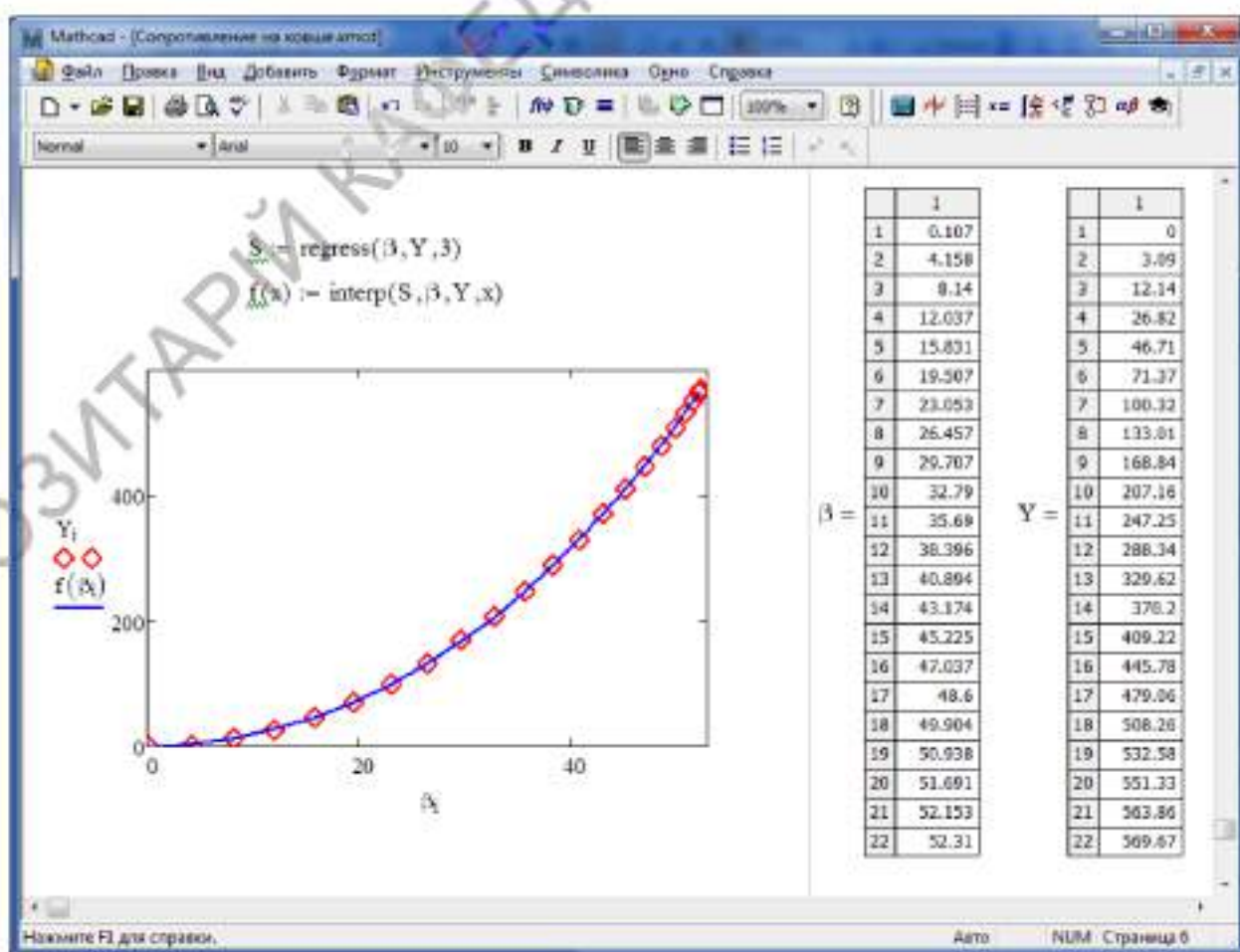


Рисунок 3 – Залежність вертикальної ординати занурення ножа щелепи від кута повороту

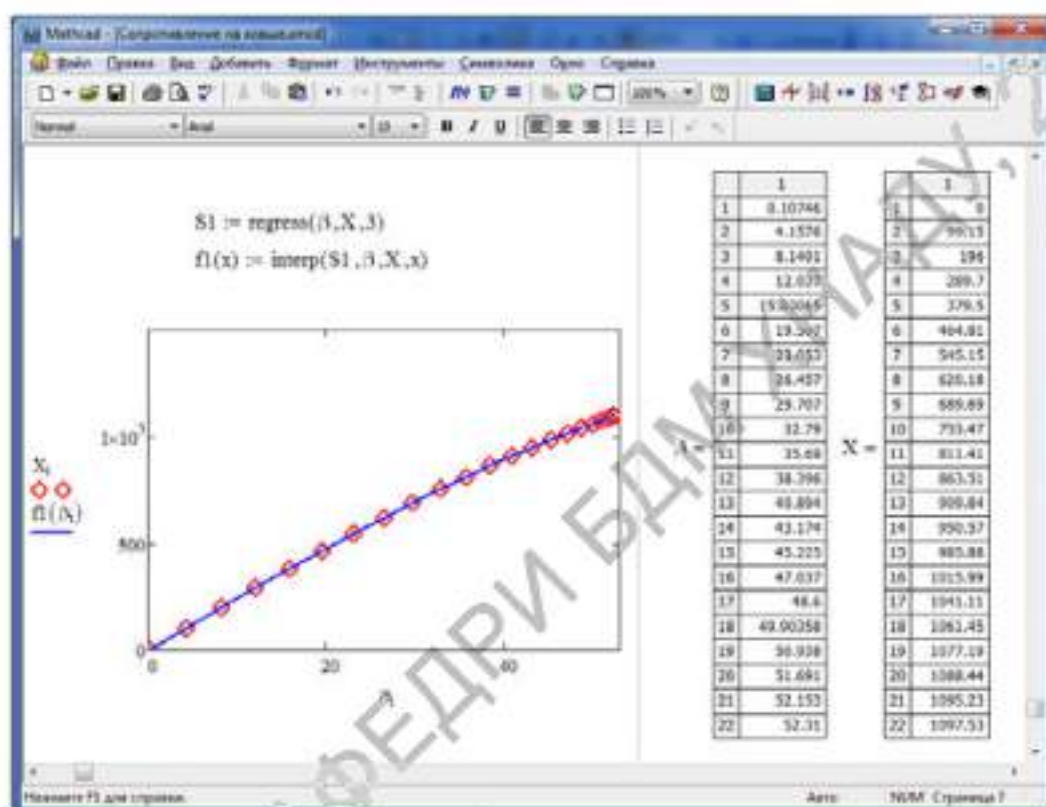


Рисунок 4 – Залежність горизонтальної ординати занурення ножа щелепи від кута повороту

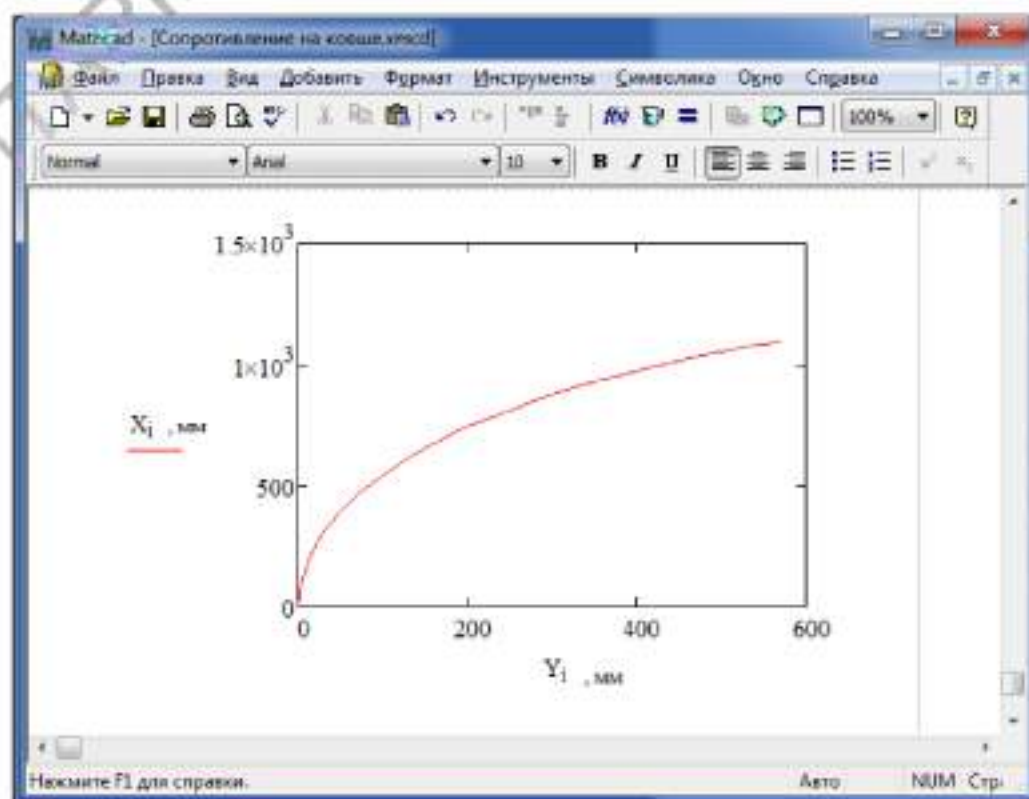


Рисунок 5 – Залежність траєкторія кромки ножа щелепи від кута повороту

Таблиця 1 – Результати розрахунків сумарної сили опору, що діють на механізм грейфера в процесі зачерпування

Кут повороту щелепи β , град	Вертикальна ордината ножа щелепи y , мм	Горизонтальна ордината ножа щелепи x , мм	Сила опору на ножі щелепи R_1 , Н	Сила опору на похилих бічних ділянках ножа R_2 , Н	Сила опору, що виникає у середній ковпі R_3 , Н	Сумарна сила опору R_4 , Н
0.107	0	0	3129.6	0	0	3129.6
4.157	3.09	99.15	3129.6	12.09	556.84	3698.53
8.140	12.14	196	3129.6	47	1092.35	4268.95
12.037	26.82	289.7	3129.6	102.15	1595.46	4827.2
15.830	46.71	379.5	3129.6	174.05	2058.02	5361.67
19.507	71.37	464.81	3129.6	259.01	2474.59	5863.2
23.053	100.32	545.15	3129.6	353.28	2842.13	6325.01
26.457	133.01	620.18	3129.6	453.23	3159.74	6742.57
29.707	168.84	689.69	3129.6	558.64	3428.23	7113.47
32.79	207.16	753.47	3129.6	657.72	3649.63	7436.95
35.69	247.25	811.41	3129.6	757.14	3827.34	7714.08
38.396	288.34	863.51	3129.6	852.04	3965.8	7947.44
40.894	329.62	909.84	3129.6	941.03	4070.19	8140.82
43.174	370.2	950.57	3129.6	1022.92	4145.98	8298.5
45.225	409.22	985.88	3129.6	1097.02	4198.6	8425.22
47.037	445.78	1015.99	3129.6	1162.72	4233.21	8525.53
48.6	479.06	1041.11	3129.6	1219.76	4254.41	8603.77
49.903	508.26	1061.45	3129.6	1267.91	4266.21	8663.73
50.938	532.58	1077.19	3129.6	1306.93	4271.91	8708.44
51.691	551.33	1088.44	3129.6	1336.66	4274.1	8740.36
52.153	563.86	1095.23	3129.6	1356.83	4274.64	8761.08
52.31	569.67	1097.53	3129.6	1367.21	4274.69	8771.5

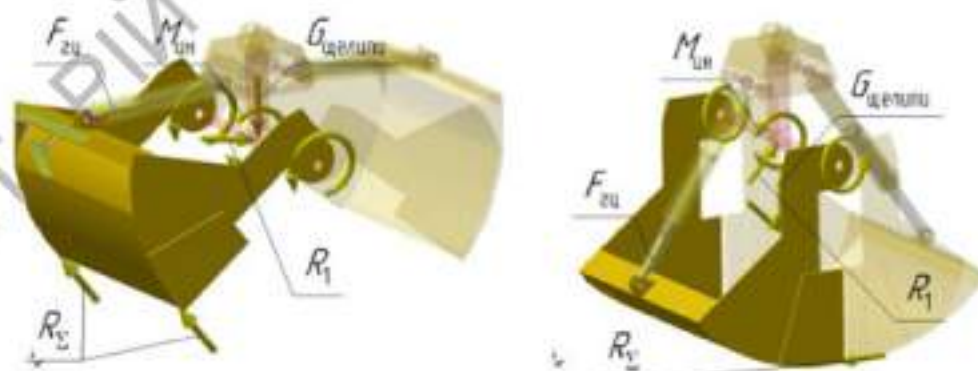


Рисунок 6 – Розрахункове навантаження щелепи грейфера

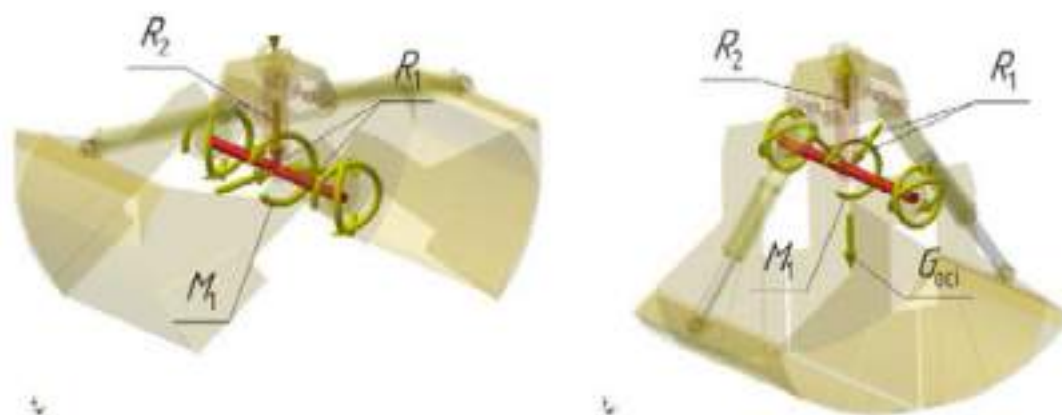


Рисунок 7 – Розрахункове навантаження на осі грейфера

Таблиця 2 – Сила реакції в залежностях щелепи грейфера

Найменування	1 розрахункове положення		2 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Сумарна сила опору, R_{Σ}	3129,6 Н	0 Н	8771,5 Н	0 Н
		-2320 Н		-8838 Н
		2984 Н		26 Н
Зусилля гідроциліндра, $F_{\text{гц}}$	43750 Н	0 Н	46443 Н	0 Н
		-43673 Н		-26089 Н
		-2591 Н		-38422 Н
Сила реакції в опорі, R_1	51047,7 Н	0 Н	69458,2 Н	0 Н
		50270,4 Н		47215,8 Н
		-8874,0 Н		50942,3 Н

Таблиця 3 – Інерційні складові навантаження на щелепу грейфера

Найменування	1 розрахункове положення		2 розрахункове положення	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Лінійне прискорення	151,9 мм/с ²	0,000 мм/с ²	95,9 мм/с ²	0,000 мм/с ²
		-150,9 мм/с ²		69,3 мм/с ²
		16,7 мм/с ²		-66,3 мм/с ²
Кутова швидкість	19,3 град/с	-19,3 град/с	186,8 град/с	-186,8 град/с
		0,000 град/с		0,000 град/с
		0,000 град/с		0,000 град/с
Кутове прискорення	964,8 град/с ²	-964, град/с ²	10,4 град/с ²	10,4 град/с ²
		0 град/с ²		0 град/с ²
		0 град/с ²		0 град/с ²

Кінематичний аналіз роботи грейферного обладнання дозволив виявити два розрахункових положення в яких комбінація навантажень на щелепу та ось грейфера максимальні, це початковий етап занурення грейфера в матеріал та кінцеве положення при зачерпуванні. Для рухомої щелепи розрахункова схема та значення реакції в залежностях наведені на рисунку 6 та таблиці 2, для осі грейфера – рисунок 7, таблиця 3.

Література

1. Таубер, Б. А. Грейферні механізми [Текст]/Б. А. Таубер, - 3-тє вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування, 1985. - 268 с.
2. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВІРТУАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Вороновський Д.В., аспірант,
Черненко І.Р., бакалавр
Науковий керівник – професор, д.т.н Кириченко І.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Комп'ютерна 3D-модель навантажувача, побудована в Autodesk Inventor, дозволяє ще на стадії проектування визначити критичні умови роботи машини, такі як: перекидання, наїзд на перешкоду, виникнення неприпустимо великих навантажень та ін. За допомогою цієї моделі можливе проведення ряду віртуальних експериментів, завдяки яким можна істотно скоротити витрати матеріальних і трудових ресурсів на проектування та експлуатацію.

Слід зазначити, що проведення експериментів на комп'ютері дає змогу моделювати заданий процес із необмеженою кількістю варіантів і повторів, змінювати при цьому необхідні для дослідження параметри – це у свою чергу дозволяє одержати більше даних, які надалі можуть бути використані для оптимізації умов експлуатації фронтального навантажувача (або іншої машини).

Завдяки широкому діапазону робіт, що здійснюються фронтальними навантажувачами, ці машини стають найбільш затребуваними серед всієї дорожньо-будівельної техніки. Фронтальні навантажувачі є універсальними механізмами широкого застосування. Ці машини призначені для підйому та

транспортування вантажів, використовуючи при цьому захвати, або ківші, які дають можливість працювати з піском, щебнем та ін. матеріалами. Маючи менші габарити та вагу, фронтальні навантажувачі мають кращу маневреність і можуть замінити більш дорогу техніку.

Комп'ютерна модель створювалася на базі реального фронтального навантажувача марки Hyundai HL 760-7, (рис.1). На побудованій моделі з необхідною точністю були враховані маса, габаритні розміри досліджуваної машини і її складових частин, а також параметри робочого обладнання.

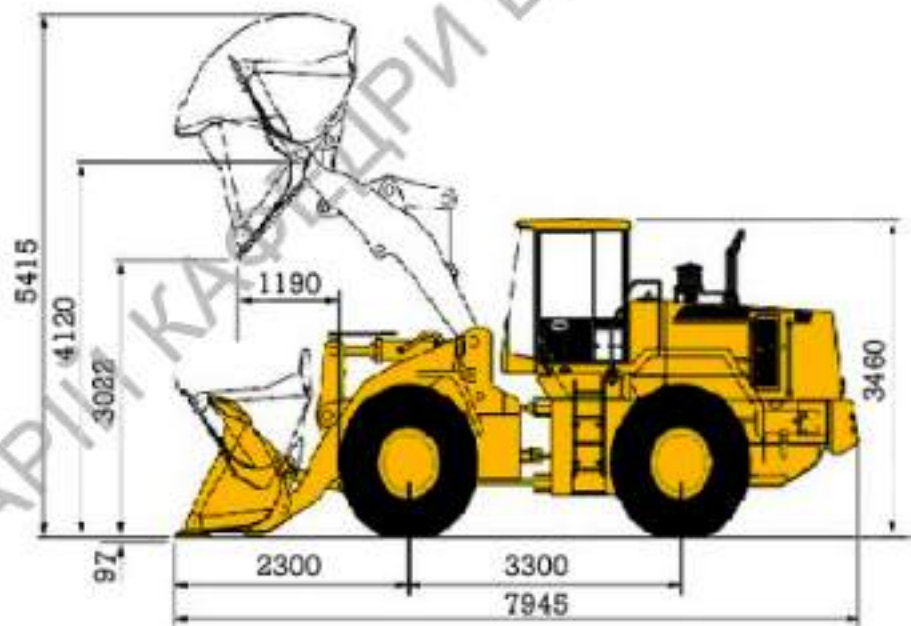


Рисунок 1 – Схема фронтального навантажувача

У додатковому модулі «Динамічне моделювання» були накладені необхідні з'єднання між елементами деталей даного навантажувача. Саме ці з'єднання дозволяють моделювати роботу механізму. Завдання стандартних з'єднань, крім зварювальних, у складанні дозволяє визначити можливі ступені свободи окремих деталей. У роботі розглянуті основні з'єднання, параметри які впливають на роботу віртуальної моделі. «Просторове з'єднання» – використовується для розташування тіла в просторі відносно базового елемента.

У моделюванні руху навантажувача є рушійним елементом, і дозволяє правильно встановити модель у просторі. «З'єднання обертання» – за

допомогою нього задається обертання коліс навантажувача та шарнірів робочого устаткування. При моделюванні важливо врахувати, що напрямки осей обертання коліс у просторі повинні збігатися. «3D контакт» – задається між ґрунтом і колесами, він не дає машині «провалюватися» крізь ґрунт і дозволяє враховувати коефіцієнти тертя, демпфування та жорсткості контакту. На додаток до комп'ютерної моделі ФН Hyundai HL 760-7, були побудовані моделі опорних поверхонь. Для моделювання руху були задані спеціальні «3D-контакти», що дозволяють відслідковувати взаємодію між різними елементами моделі, зокрема, між колесами та опорною поверхнею.

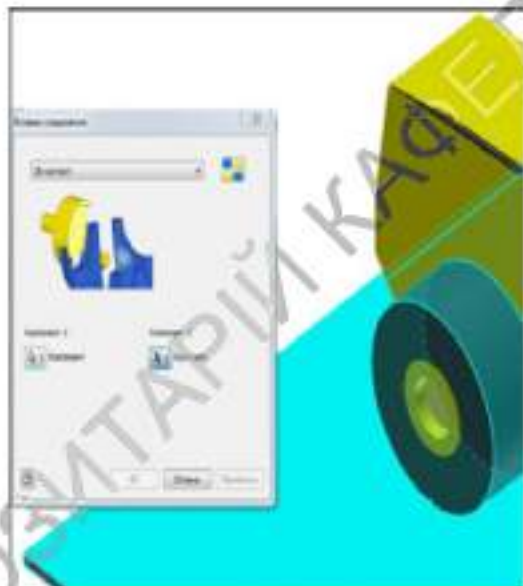


Рисунок 2 – 3D контакт

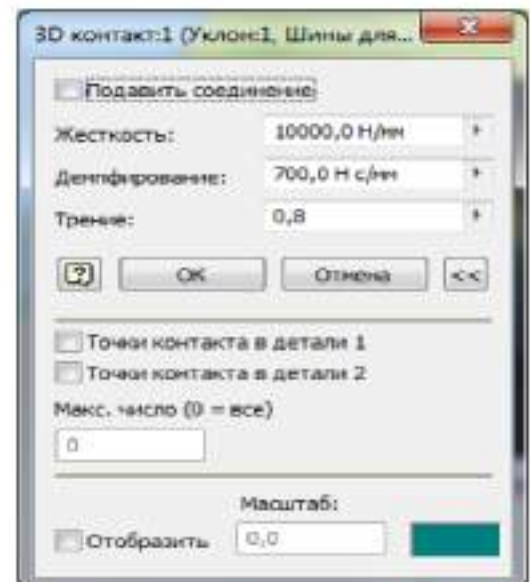
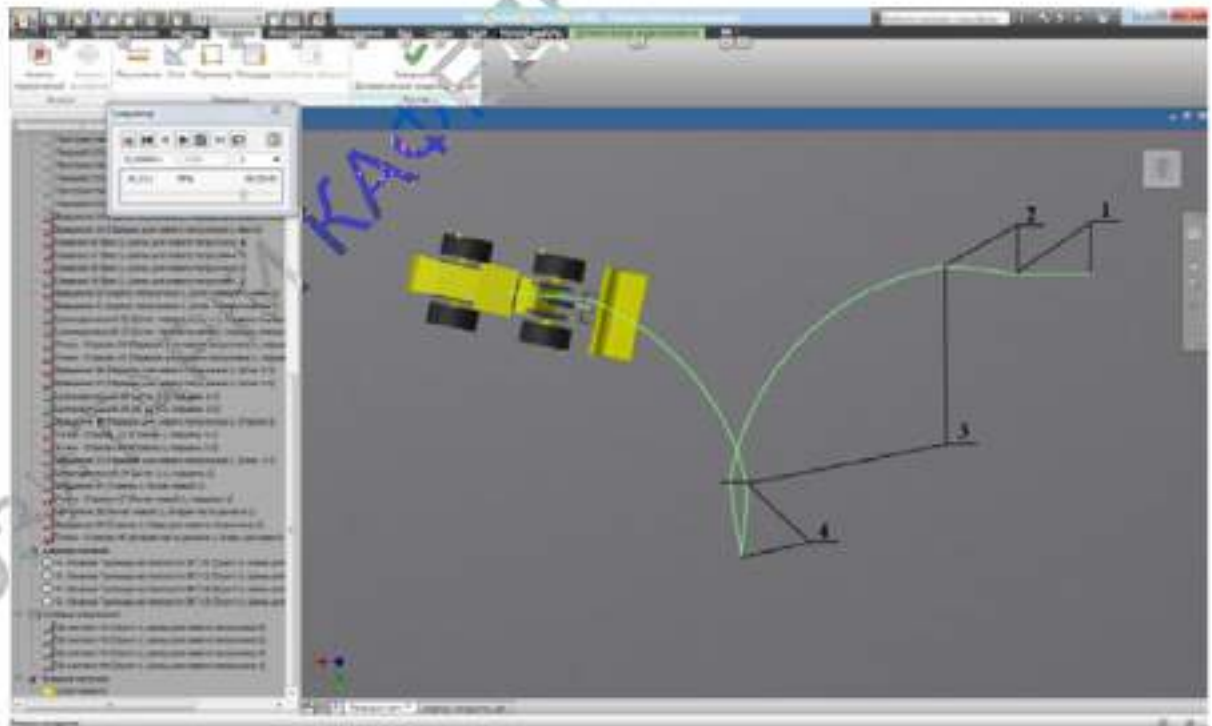


Рисунок 3 – Параметри 3D контакту

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. На додаток до комп'ютерної моделі ФН Hyundai HL 760-7, були побудовані моделі опорних поверхонь. Для моделювання руху були задані спеціальні «3D-контакти», що дозволяють відслідковувати 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. Було проведено моделювання руху навантажувача по заданій траєкторії, у тому числі й розворот (рис. 4). Були змодельовані два способи повороту, а саме: за допомогою графіків траєкторії руху машини в просторовому з'єднанні по осях x , y (параметричне подання) та обертання навколо осі z , а також за допомогою обертання ведучого вала та повороту рами.



1 – Рух навантажувача по прямій; 2 – Рух навантажувача та одночасний поворот ведучої рами; 3 – Рух із розгорнутими рамами;

4 – Рух і повернення рам у початкове положення

Рисунок 4 – Схема руху навантажувача по заданій траєкторії

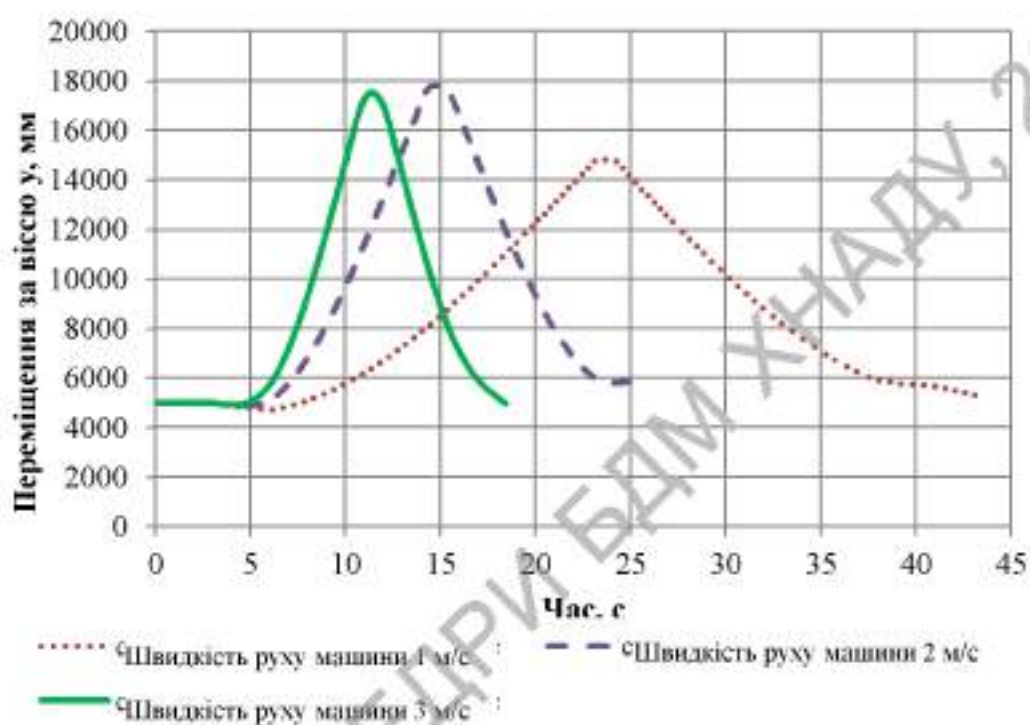


Рисунок 5 – Графік залежності переміщення навантажувача по заданій траєкторії за часом зі зміною швидкості руху машини

Далі проводився експеримент переміщення навантажувача по траєкторії з аналогічними початковими умовами, але зі зміною швидкості руху машини (рис. 5). Аналізуючи дану залежність, можна зробити висновок, що при однаковому куті повороту рам за тій самий час, при збільшенні швидкості руху фронтального навантажувача, радіус розвороту також збільшується.

Висновки та перспективи

У проведених дослідженнях були визначені основні напрямки проведення експериментів, пов'язаних з рухом навантажувача по заданій траєкторії. Завдяки створеній комп'ютерній моделі фронтального навантажувача можна легко одержати потрібні для проектування та експлуатації графіки: зміни швидкості руху, прискорення на початку та наприкінці руху, переміщення в просторі будь-якої точки машини, рушійної сили, крутильного моменту та ін.

У такий спосіб використовуюючи методи геометричного моделювання та комп'ютерного проектування, без значних витрат та у короткий термін можна розробити машину практично будь-якої конфігурації на вимогу замовника.

При цьому забезпечується можливість удосконалювання її основних показників на стадії проектування.

Проведені експерименти, враховуючі рух по заданій траєкторії, зазначенням швидкості руху машини та рух по дорозі з бічним ухилом, дають можливість досліджувати критичні режими роботи (швидкості, кути нахилу та т.д.) для забезпечення безпечної та ефективної експлуатації машини. Іншими словами може бути створена комп'ютерна лабораторія та тренажер для підготовки майбутніх операторів даного обладнання

Література

І.Кириченко І.Г., Черніков О.В., Ходирєв С.Я. Огляд досягнень та напрямки досліджень комп'ютерного моделювання машин і механізмів у ХНАДУ. Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. Випуск 87. Харків – 2019 р. стор. 7-13

МОДЕЛЮВАННЯ ХОДОВОГО ШАСІ ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ПІДЙОМНИКА 1850SJ У ПРОГРАМІ AUTODESK INVENTOR

Корецький Я.С., студент
 Науковий керівник – доцент, к.т.н Архіпов О.В.
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Параметрична комп'ютерна тривимірна модель промислового виробу, яка допускає досить широкі діапазони зміни його геометрії, дозволяє швидко оцінювати всі наочні, експлуатаційні, економічні плюси та мінуси тієї чи іншої конструкції, аналізувати те чи інше конструкторське рішення. Разом з тим, сучасні засоби комп'ютерного геометричного моделювання, які має програма Autodesk Inventor (AI) [1], дають широкі можливості для створення параметричних моделей, що допускають самі широкі діапазони зміни геометрії моделі. Метою роботи стала побудова на базі відповідної

поверхневої моделі тривимірної моделі ходового шасі телескопічного підйомника 1850SJ (рис. 1) для подальшого динамічного аналізу машини [2] у AI, цьому повинні сприяти додані при складанні залежності, та дослідження стану підйомника при навантаженнях.



Рисунок 1 – Зовнішній вигляд телескопічного підйомника 1850SJ

Моделювання шасі підйомника починаємо зі створення його бази, яка містить зварні листи металу товщиною від 10 до 25 мм. Використовуємо команди «Видавлювання» та «Спряження» програми AI. Виконуємо отвори під кріплення лап. На рисунку 2 наведено один з робочих ескізів та вигляд моделі бази шасі.

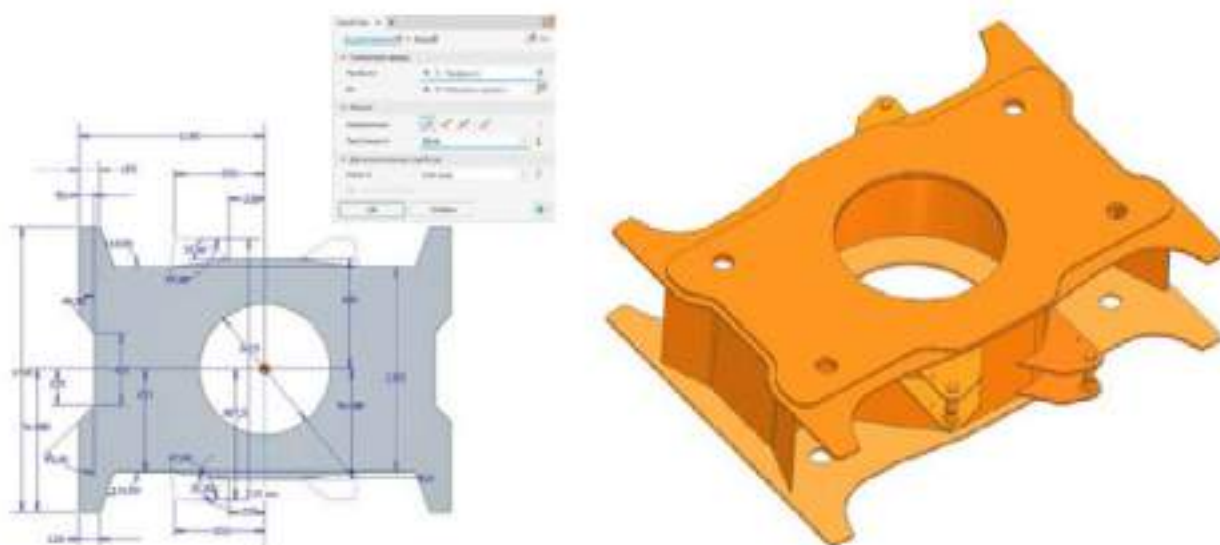


Рисунок 2 – Робочий ескіз та модель бази шасі

Лапа шасі моделювалася з застосуванням команди «Проекціювання геометрії», для побудови адаптивно пов'язаних деталей, та моделювання окремих деталей виконувалося безпосередньо у середовищі еклюдання (рис. 3).

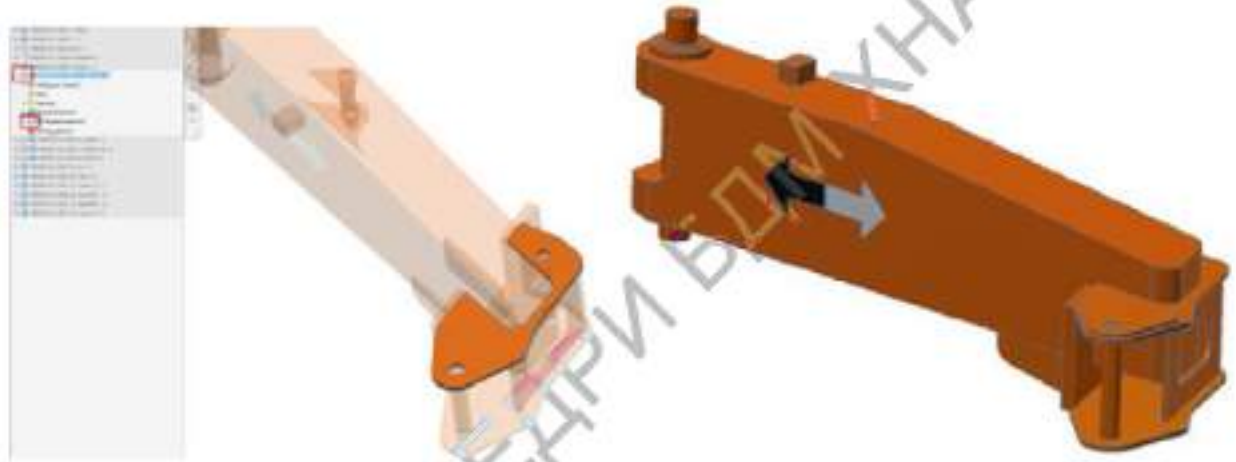


Рисунок 3 – Моделювання адаптивно пов'язаних деталей та модель лапи

Проекціювання геометрії дозволяє безпосередньо враховувати геометрію кожної окремої деталі при побудові інших, що спряжені з нею.

При побудові ходового колеса найбільш цікавим було моделювання протектора шини. Спочатку у побудованій за дотичною до майбутнього протектора робочій площині створювався ескіз одиночної западини, а потім створений за ним елемент видавлювання копіювався круговим масивом (рис. 4).

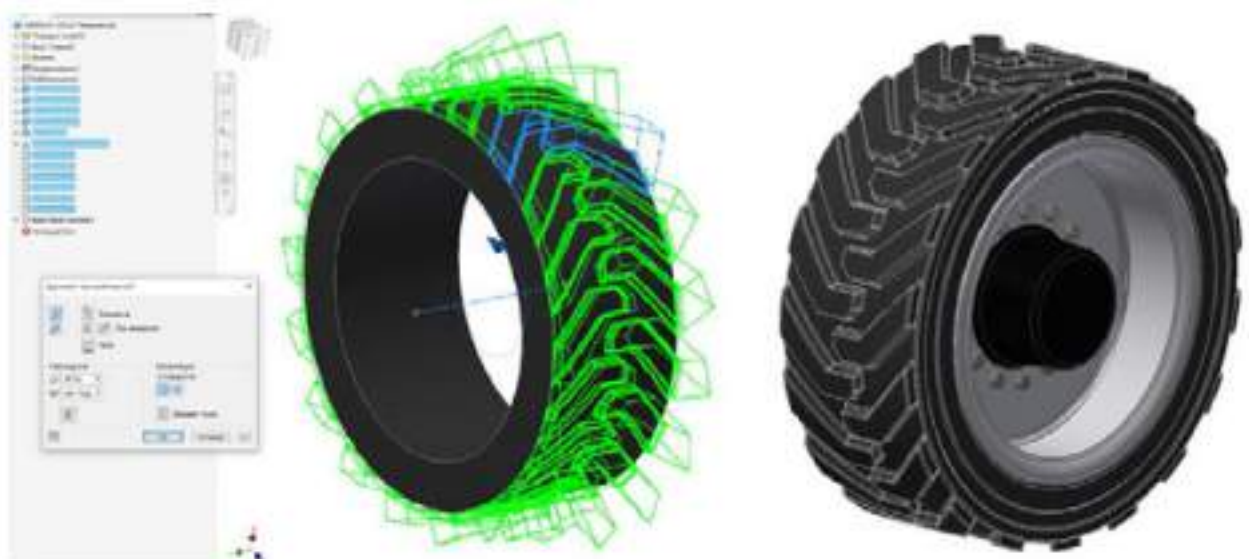


Рисунок 4 – Створення протектора та модель ходового колеса

У процесі моделювання гідроциліндра увагу потрібно приділити правильному заданню залежностей на етапі роботи в середовищі складання. Після виклику командою «З'єднання», ми обираємо площину, що буде кінцевою точкою стискання поршня гідроциліндра. У випадаючому вікні «Тип» обираємо режим «Циліндричний», а потім, не виходячи з діалогового вікна, задаємо в полі «Межі» можливий хід поршня – 360 мм (рис. 5).



Рисунок 5 – Складання та вигляд моделі гідроциліндра

Загальне складання ходового шасі підйомника починаємо з того, що вставляємо у новий файл складання базову платформу та обов'язково закріплюємо її в координатних осях як базову деталь. До неї додаємо лапу та колесо. З накладанням звичайних складальних залежностей закріплюємо лапу та колесо. Командою «Дзеркальне відображення» дублюємо лапи та колеса (рис. 6).

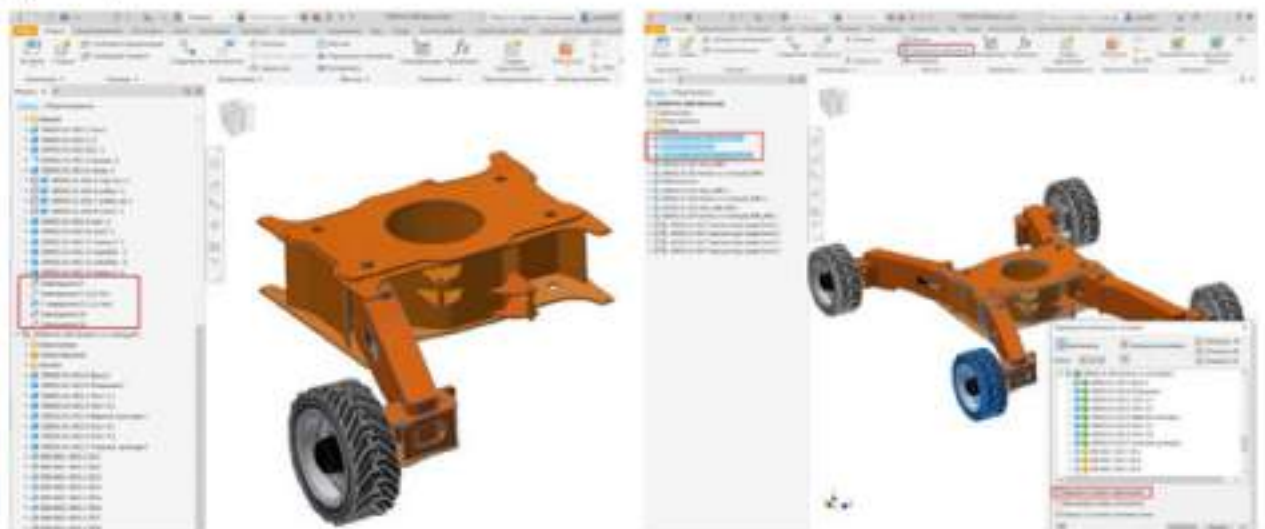


Рисунок 6 – Складання ходового шасі підйомника

При додаванні до складання гідروциліндрів обов'язково необхідно в браузері активувати кожен гідроциліндр (правим кліком мишки) та обрати опцію «Незв'язані компоненти», щоб залежності, які ми побудували для гідроциліндрів, працювали правильно, і лапи мали можливість зміщуватися тільки в діапазоні, який відповідає ходу поршнів гідроциліндрів у 360 мм (рис. 7).



Рисунок 7 – Додавання гідроциліндрів та їх крайні положення

На рисунку 8 наведено остаточні зображення побудованої моделі ходового шасі телескопічного підйомника 1850SJ у різних робочих станах.



Рисунок 8 – Зовнішній вигляд моделі ходового шасі підйомника 1850SJ

У подальшому планується продовжити роботу у напрямку модулювання – створити повну тривимірну комп'ютерну модель телескопічного підйомника на базі 1850SJ та виконати її аналіз.

Висновки

Побудовано тривимірну геометричну модель, яка достатньо повно відтворює ходове шасі телескопічного підйомника 1850SJ та його рух. Розроблена модель може бути застосована для подальшого статичного та динамічного розрахунків, визначення стійкості підйомника на базі моделі 1850SJ під час руху по поверхням з різним рельєфом та при роботі у різних умовах навантаження.

Література

1. Thom Tremblay. Autodesk Inventor 2013 and Autodesk Inventor LT 2013. Essentials. Autodesk Official Training Guide. Wiley Publishing, Inc. – 2012. – 400 p.
2. 1850SJ Ultra Series Telescopic Boom Lift. URL: <https://www.jlg.com/en-gb/equipment/engine-powered-boom-lifts/telescopic/ultra-series/1850sj> (20.10.2022)

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ МЗР, БДМ І ПТМ

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА

Горлов К.О., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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

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

Схема сил, що діють на скреперний агрегат, що складається з двох напівпричіпних пневмоколісних скрепера в режимі штовхання, представлена на рис. 1. Враховуючи, що жорсткість металокопніюкцій скреперов значно перевищує жорсткість пружного елемента зчіпного пристрою $C_1, C_2 \gg C$, а сила тяги машини T дорівнює силі тяги по зчепленню, визначається зчіпною вагою агрегату і коефіцієнтом зчеплення, складемо спрощену розрахункову схему, представлену на рис. 2.

Рівняння руху мас M_1 і M_2 запишемо у вигляді:

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

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

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

A – інтенсивність зростання опору копанню;

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

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

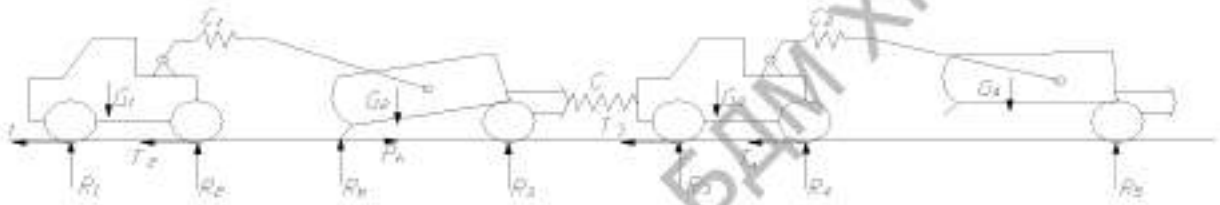


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на скреперний потяг

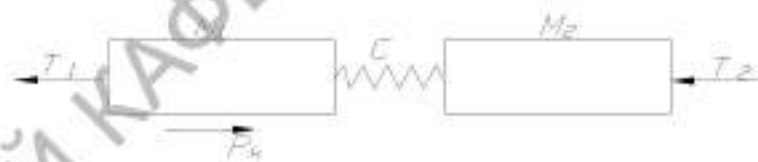


Рисунок 2 – Розрахункова схема скреперного потяга в штовхаючому режимі

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

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

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

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

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

Деформація пружного елемента зчпного пристрою визначається як:

$$S = x_2 - x_1 \tag{6}$$

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

$$P_{cu} = T_2 + V_H A \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\beta} \right) \cdot c / M_1 (\alpha^2 - \beta^2) \tag{7}$$

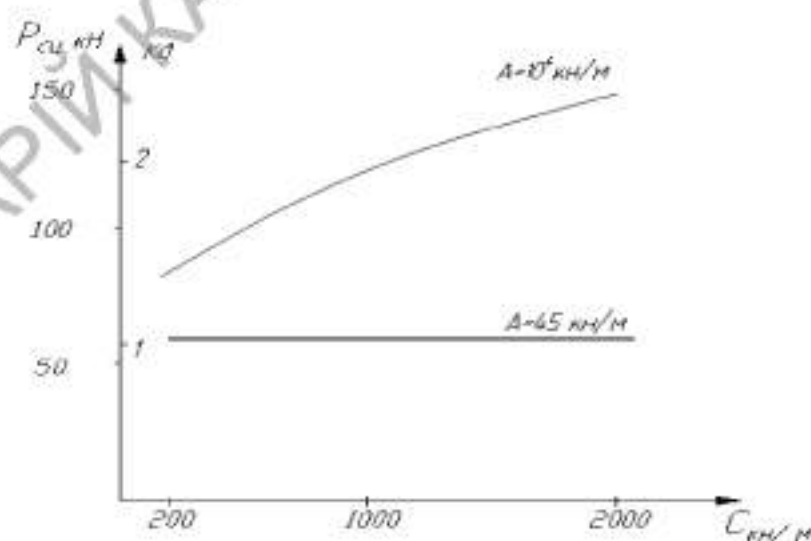


Рисунок 3 - Графік зусиль в зчпному пристрої

ВИСНОВКИ

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

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

Література

1. Краснокутський В.М. Розробка математичної моделі скреперного потяга / В.М. Краснокутський, С.Г. Ковалевський, Г.В. Кузнецов // Вестник ХНАДУ: сб. научн. трудов – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 57. – С. 121–124.
2. Хмара А.А. Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В. Машини для земляних робіт. // Навчальний посібник, Рівне–Дніпропетровськ–Харків, 2010.

СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАНУРЕННЯ МОДЕЛЕЙ ОБОЛОНОК В ҐРУНТ

Пантелеєнко В.І., доцент, к.т.н.,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Карпушин С.О. доцент, к.т.н.,
Центральноукраїнський національний технічний університет
Червоноштан А.Л., інженер
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури
Абельцев С.Д., магістрант
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

При зведенні будівель невеликої етажності застосовуються пустотілі конічні цільноформовані бетонні блоки.

Застосування конічних блоків дозволяє в 3...4 рази скоротити об'єм земляних робіт, майже повністю виключити опалубні роботи в порівнянні із звичайними стрічковими, стовпчиковими і палями, понизити витрату бетону в 2...2,5, металу в 2 рази, трудовитрати і кошторисну вартість робіт нульового циклу на 40%. [1, 2].

Занурення робочих елементів в тому числі і конічних блоків може здійснюватись, як ударним так і статичним навантаженням [3 - 5]. На даному етапі надається перевага машинам, що здійснюють занурення методом вдавлення, який на даному етапі являється більш прогресивним, в зв'язку з тим, що дає можливість занурення будівельних елементів при реконструкціях будівель де є необхідність занурювати палі чи оболонки на невеликі відстані від самої будівлі. При зануренні способом забивки таке не можливо в зв'язку з вібрацією ґрунту, що може призвести до руйнування будівлі.

В разі швидкого занурення будівельних елементів в ґрунт лобовий та боковий опір буде збільшуватись, що може призвести до деформації та руйнуванню занурювальних елементів, а якщо занурювати зі швидкістю меншою оптимальної, то продуктивність обладнання зменшується.

З економічної точки зору доцільно змоделювати процес занурення оболонок в ґрунт методом вдавлення за допомогою стану, який дозволяє вибрати обладнання таким чином, що поряд з ефективним зануренням моделей оболонок в ґрунт, зберігалась їх бездефектність.

Тому автори запропонували конструкцію стану для дослідження процесу занурення моделей оболонок в ґрунт рис. 1 [6], який складається з ґрунтового контейнеру 1, виконаний у вигляді коробки зварної конструкції, в якому знаходиться ґрунтове середовище 2, прямокутної раму 3, на боковій поверхні якої закріплено реостат 4 гідроциліндра 5, що шарнірно закріплено на верхній частині прямокутної рами 3 штоком вниз, та насосної станції, яка складається з гідророзподільника 6, масляного насоса 7, масляного фільтра 8, електродвигуна 9 та маслобаку 10.

На ґрунтове середовище 2 встановлюється модель оболонки 11 на верхній зріз якої встановлено наголовник 12, який сприймає зусилля штоку гідроциліндра 5 через тензометричний ланцюг, що складається з чотирьох датчиків 13 встановлених на внутрішніх і зовнішніх стінках кільця 14. Стенд обладнано контрольно-вимірювальною апаратурою рис. 2, яка складається з

датчиків 13, підсилювача сигналу 15, осцилографа 16, випрямлювача 17 та блоку живлення 18.

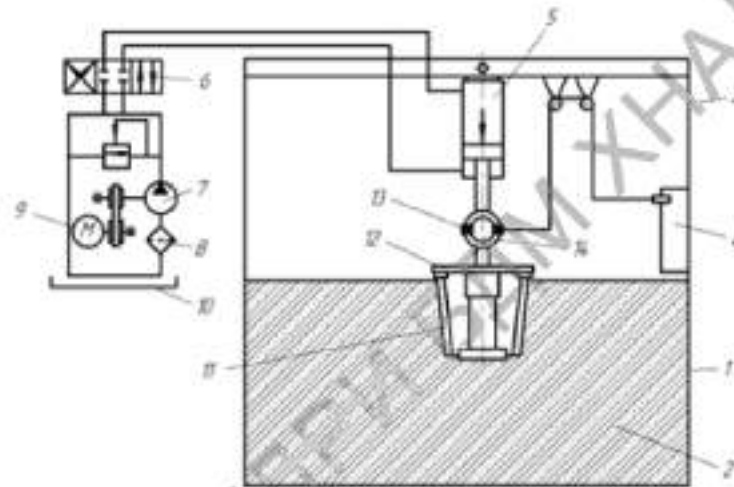


Рисунок 1 – Схема стенду для дослідження процесу занурення моделей оболонок в ґрунт

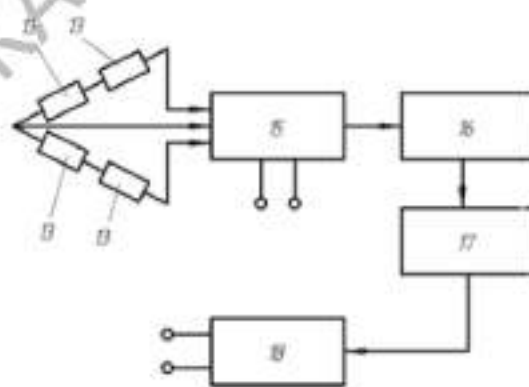


Рисунок 2 – Блок-схема системи контролю-вимірювальної апаратури стенду

В залежності від глибини занурення різних моделей оболонок при різних фізико-механічних властивостях ґрунту стенд дає можливість отримувати одночасно зусилля опору занурення моделі оболонки 11 в ґрунтове середовище 2 і переміщення поршня гідроциліндра 5, і реально імітувати роботу системи «наголовник-оболонка-ґрунт», що дає змогу раціонально вибрати параметри обладнання для занурення фундаментів-оболонок.

Таким чином, запропоновано стенд для дослідження процесу занурення моделей оболонок в ґрунт, що дозволяє в лабораторних умовах реально імітувати роботу системи «наголовник-оболонка-ґрунт».

Література

1. Хмара Л.А., Пантелеєнко В.І. Інноваційний енергоефективний спосіб устрою поглиблень нульового циклу без виїмки ґрунту // «Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные строит. и дор. машины и оборудование»// Сб.науч.тр. №107. Днепр. ГВУЗ «ПГАСА». 2019. С.136–144.
2. Машини для погруження свай, фундаментов-оболочек и устройства углублений без выемки ґрунта: Монографія / Л.А.Хмара, В.И. Пантелеєнко, М.Г.Малич – Павлоград, ТОВ «ІМА-прес». 2017 – 205с.
3. Пантелеєнко В.І, Червоноштан А.Л., Хомчик М.С. Дослідження напруженого стану конічних бетонних блоків та особливості формування ущільненої зони при їх зануренні у ґрунт. Науковий вісник будівництва. Т. 99, №1. Харків, ХНУБА, 2020. – С. 154 – 159.
4. Пантелеєнко В.І, Карпушин С.О., Червоноштан А.Л., Ігнатов А.Б. Дослідження напруженого стану металевих штампів під фундаменти для будівель різного призначення / Науковий вісник будівництва. Науково-технічний журнал Харківського національного університету будівництва та архітектури ХНУБА. Харків 2020, т.101 №3. – С 99-107.
5. Борщ В.С., Пантелеєнко В.І., Карпушин С.О. Стенд для дослідження процесу виштампування поглиблень //Тези доповідей І Всеукраїнської студентської науково-практичної конференції “Досвід впровадження у навчальний процес сучасних комп’ютерних технологій”. - Кропивницький: ЦНТУ, 2019. – с 35.
6. Пат. 144354 Україна, МПК Е 05 D 13/00. Стенд для дослідження процесу занурення моделей оболонок в ґрунт / Пантелеєнко В.І., Червоноштан А.Л. № u202001989; заявл. 23.03.2020; опубл. 25.09.2020, Бюл. №18.

ОБГРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СТРІЛОВИХ КРАНІВ ПРИ РОБОТІ ІЗ ВІБРАЦІЙНИМ ТЕХНОЛОГІЧНИМ ОБЛАДНАННЯМ НА ГАКУ

Колісник М.П., професор, к.т.н.,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Шевченко А.Ф., доцент, к.т.н.,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Червоноштан А.Л., інженер
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Абельцев Є.Д., магістрант
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,

У процесі експлуатації стрілові самохідні крани (ССК) піддаються великим динамічним та вібраційним навантаженням. Так, наприклад, робота крана в перехідних режимах роботи при підйомі вантажу з жорсткої основи і гальмуванні при його опусканні супроводжується значними динамічними навантаженнями у вантажному поліспасти, яка може досягати дворазових значень статичного навантаження.

Робота кранів обладнаних грейфером або вантажним електромагнітом пов'язана з миттєвим частковим розвантаженням вмісту. Тому, при використанні вантажних електромагнітів та іншого обладнання на вантажно-розвантажувальних роботах крім динамічних навантажень, що виникають у процесі розвантаження, додаються також динамічними навантаження навантаженнями від примагнічування електромагніту до металевої основи на якому знаходиться вантаж з магнітного матеріалу, або впливом, що характеризується широким використанням різноманітного навісного вібраційного технологічного обладнання (віброзанурювачі, віброплити, глибинні ущільнювачі ґрунту і бетону, вібробадді та ін.).

Враховуючи вищевикладене одним з важливих завдань при експлуатації стрілових самохідних кранів є підвищення їх безпеки за рахунок використання

науково обґрунтованого використання ефективних сучасних віброзахисних та віброізолюючих засобів а також пружнодемпфуючих пристроїв, що знижують динамічні навантаження до рівня статичних і в межах допустимих санітарно-гігієнічних норм [1 - 3].

Сутність в тому, що схематично ССК розглядається як сукупності окремих мас, з'єднаних між собою пружними зв'язками, на які діють відповідні сили, що викликають їх переміщення (лінійні або кутові) із врахуванням сил і моментів сил інерції при складанні їх динамічних та математичних моделей у вигляді систем диференціальних рівнянь при їх власних та вимушених коливаннях.

В результаті аналізу літературних джерел, а саме періодичних видань: журналів, збірників наукових праць, тез науково-практичних конференцій та ін. матеріалів з даної тематики, до цього часу за винятком робіт авторів наведених досліджень не вдалося знайти робіт з дослідження динаміки стрілових кранів як в встановленому так і в перехідних режимах роботи джерел вимушеної сили, що діють на конструкцію стрілового крана у вигляді багатомасової системи [1 - 5].

Крім перелічених вище завдань, ці дослідження спрямовані у подальшому на виконання порівняльного аналізу результатів, отриманих при аналітичних дослідженнях динамічних моделей на всіх режимах роботи з різними джерелами вимушеної сили. Розглянуто модель з 11-ма масами, що володіє 15-ма ступенями вільності, з подальшим зменшенням кількості мас до мінімально допустимого за збереження адекватних результатів, підтверджених експериментальними дослідженнями.

При цьому враховувались режими, які відповідають основним режимами роботи крана:

- на гаку крана зовнішнє збудження відсутнє;
- на гаку крана є зовнішнє збудження від вібратора;
- підйом та опускання вантажу;
- сумісна дія механізму підйому вантажу та збудження від вібратора.

Для дослідження руху механічної системи «стріловий кран-вантаж», використані рівняння Лагранжа другого роду.

Кінетична та потенційна енергії системи, а також дисипативна функція Π -ти масової механічної системи ССК з дванадцятьма пружними зв'язками, визначаємо як функції узагальнених координат, та їх похідних.

Кінетичну енергію системи визначимо як суму кінетичних енергій тіл, що входять до системи, а кінетичну енергію кожного з тіл знайдемо за теоремою Кеніга: «Кінетична енергія дорівнює сумі кінетичної енергії її центру мас, вважаючи, що в ньому зосереджена вся маса системи щодо центру мас».

Потенціальну енергію пружних сил системи визначаємо за теоремою Клапейрона, як алгебраїчну суму потенційних енергій, накопичених за рахунок пружних деформацій елементів, що з'єднують відповідні маси.

Диференціюючи кожен складову потенційної енергії системи за відповідними узагальненими переміщеннями і склавши їх з відповідними виразами, отриманими після диференціювання, кінетичної енергії, отримали систему з п'ятнадцяти диференціальних рівнянь другого порядку руху для визначення власних та вимушених коливань крана.

В ході виконання роботи обґрунтовані розрахункові схеми, розроблені динамічні та математичні моделі стрілових самохідних кранів для різного числа мас, що описують рухи механічної коливальної системи стрілового самохідного крана із жорстким підвісом стріли з вібраційним технологічним обладнанням на гаку, на основі яких можуть бути отримані залежності для амплітудно-частотних характеристик, переміщень, швидкостей, прискорень та зусиль в пружних зв'язках, які в подальшому дозволяють, визначити їх раціональні значення та характеристики, а також визначені передумови для складання комп'ютерних програм для визначення чисельних значень параметрів систем: переміщень, швидкостей, прискорень, зусиль та моментів.

Література

1. Розрахунки будівельних стрілових кранів: навчальний посібник / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги. 2015. – 816 с.

2. Динамические модели грузоподъемных кранов с навесным вибрационным технологическим оборудованием // Шевченко А.Ф., Колісник М.П. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2002. – №1-2. – С. 93-100.

3. Шевченко А.Ф., Колесник Н.П., Червоноштан А.Л. Преобразование математической модели механической системы «кран-вибрационное технологическое оборудование» для разработки математической программы расчетов на ЭВМ. // Сборник научных трудов «Строительство, материаловедение, машиностроение». Выпуск 79. Днепропетровск, 2014. – С. 214-224.

4. Колесник Н.П., Шевченко А.Ф. Исследование системы «кран-виброгруз» с переменной массой на крюке. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2003. – № 2. – С. 19-28.

5. Шевченко А.Ф., Колісник М.П., Червоноштан А.Л. Віброзахист стрілового самохідного крана з вібраційним технологічним обладнанням на гаку. // «Проблеми розвитку дорожнього-транспорту і будівельного комплексів»: Збірник статей і тез між нар. Наук.-практ. конф., 03-05 жовтня 2013 р. – Кіровоград, ПП «Ексклюзив-Систем», 2013. – С. 148-151.

МАШИНИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ЯКОСТЕЙ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА

Гамідов В.Р., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Ковалевський С.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Робота скреперів у складі потяга дозволяє збільшити обсяг ґрунту, що набирається в ківш, за рахунок реалізації максимального тягового зусилля. Тягово-зчіпні якості напівпричіпного скрепера істотно залежать від зчіпної ваги. Найбільш сприятливі умови роботи пневмоколесного двигуна трактора забезпечуються при рівномірному розподілі зчіпної ваги по осях.

Сили, що виникають у сідельно-зчіпному пристрої, при різних режимах роботи скреперного потяга, призводять до зміни нормальних реакцій на колесах тягачів скреперов. Конструкція важільного сідельно-зчіпного пристрою, встановленого на скрепері, дозволяє змінювати умовну крапку докладання сил, що діють із боку скрепера на трактор.

Таким чином виникає необхідність визначення оптимальних значень розташування важелів сідельно-зчіпного пристрою, що відповідають рівномірному розподілу реакцій ґрунту на провідних колесах.

Розглянемо схему сил, що діють на напівпричіпний скрепер, що працює у складі потяга (рис. 1). До сил, обумовлених масою агрегату, належать: G_T - вага трактора, G_C - вага скрепера, G_G - вага ґрунту в ківші. На пневматичні колеса діють реакції ґрунту N_1, N_2, N_3 .

На скрепер, який набирає ґрунт, діють сили x, y з боку скрепера помічника. Якщо копання здійснює передній скрепер, а задній виконує функції штовхача, сили x, y прикладені до буфера переднього скрепера, якщо ж копає задній, а передній є додатковим тягачом, то сили x, y прикладені до рами трактора скрепера, що копає.

Вертикальні складові реакцій у зчпному пристрої можуть бути визначені за відношенням:

$$\Psi = \frac{y_1}{x_1} = \frac{y_2}{x_2}, \tag{1}$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від конструкції зчпного пристрою та змінюється у досить широкому діапазоні.

До ножа скрепера прикладаються горизонтальна та вертикальна реакції ґрунту R_x і R_y . На провідних колесах трактора діє сила тяги P_T та сили опору коченню N_1f і N_2f .

З рівнянь статички складених окремо для трактора і скрепера отримаємо такі вирази, зумовлені залежно від режиму копання.

Для одиночного скрепера вертикальна координата в сидельно-зчпному пристрої визначиться за формулою:

$$C = \frac{G_T(d - 2e) - N_2(d - 2e)}{2[P_T - f(G_T + N_2)]}, \tag{2}$$

Вертикальна складова реакції в сидельно-зчпному пристрої дорівнює:

$$N_2 = \frac{G_C[b + f(c + h)] + R_x[(c + h) + b_1f(c + h) + b_1m]}{a + b + f(c + h)}, \tag{3}$$

Для переднього скрепера в режимі копання вертикальна координата реакції в сидельно-зчпному пристрої визначається залежністю:

$$C = \frac{G_T - N_2(d - 2\varphi)}{2[P_T - f(G_T + N_2)]}, \quad (4)$$

Вертикальна складова реакції в сидельно-зчіпному пристрої дорівнює:

$$N_2 = \frac{G_C[b + f(c + h)] + R_x[b_1m + c + h + b_1f(c + h)] + x[b_2\rho + n - c - h - b_2f(c + h)]}{a + b + f(c + h)}, \quad (5)$$

Для заднього скрепера в режимі копання вертикальна координата реакції в сидельно-зчіпному пристрої дорівнює:

$$C = \frac{G_T(d - 2e) - N_2(d - 2\varphi) + x[2n - b_2(2S + d)]}{2[P_T + x - f(G_T + N_2 - b_2x)]}, \quad (6)$$

Вертикальна складова реакції у сидельно-зчіпному пристрої визначається за формулою:

$$N_2 = \frac{G_C[b + f(c + h)] + R_x[(c + h) + b_1f(c + h) + b_1m]}{a + b + (c + h)f}, \quad (7)$$

Аналіз результатів розрахунків (рис.2) показує, що взаємне розташування важелів сидельно-зчіпного пристрою має забезпечувати зміну умовної вертикальної координати точки застосування сил в діапазоні від -1 до +0,8м щодо опорної поверхні рушія.

Рациональне значення умовної координати точки О визначається етапом роботи скреперного потяга. Так, наприклад, при копанні ґрунту одиночним скрепером точка "О" повинна бути розташована нижче опорної поверхні і змінюється від 0 до 0,7 м зі зростанням об'єму ґрунту в ковші.

При копанні ґрунту переднім скрепером точка докладання сил повинна розташовуватися нижче за опорну поверхню і змінюється від 0 до 1 м. Під час заповнення ковша заднього скрепера точка повинна мати значення від 0,2 до 0,8 м і розташовуватися вище за опорну поверхню ґрунту.

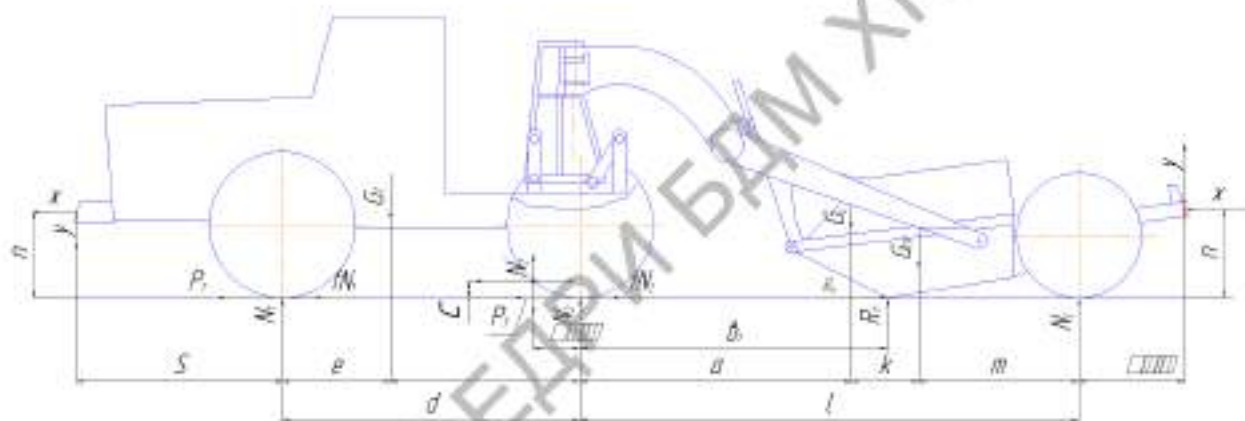


Рисунок 1 – Схема сил, що діють на скрепер при роботі у складі потяга

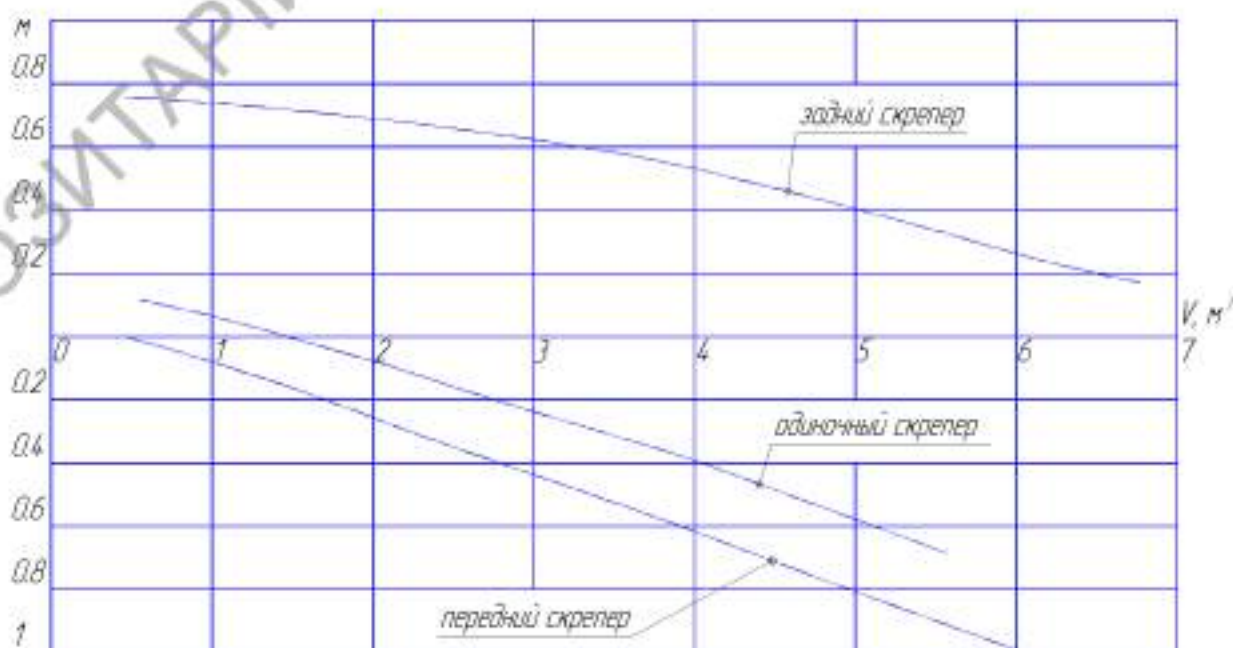


Рисунок 2 – Раціональні значення умовної координати залежно від об'єму ґрунту в ковші

ВИСНОВКИ

Знайдені діапазони зміни розташування точки застосування сил, що діють з боку скріпера на тягач, дозволяють забезпечити реалізацію максимального тягового зусилля тягачами скріперного потяга. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні сидельно-зчпного пристрою напівпричпних скреперів, що працюють ускладі скріперного поїзда

Література

1. Хмара А.А. Машини для земляних робіт. / А.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке, Л.В. Назаров // Навчальний посібник, Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010.
2. Ковалевський С.Г. Дослідження тягових якостей скреперного поїзда / С.Г. Ковалевський, С.В. Лукін // Вісник ХНАДУ: зб. наук. праць – Харків: ХНАДУ, 2007. – Вип. 38. - С. 145-148.
3. Кириченко І.Г. Аналітичне дослідження модульних шарнірно-зчленованих пневмоколісних машин / І.Г. Кириченко // Проблеми машинобудування. - 2002. - Том 5. № 2 - С. 151-159..

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА ГВИНТОПРОКОЛЮЮЧОЇ УСТАНОВКИ

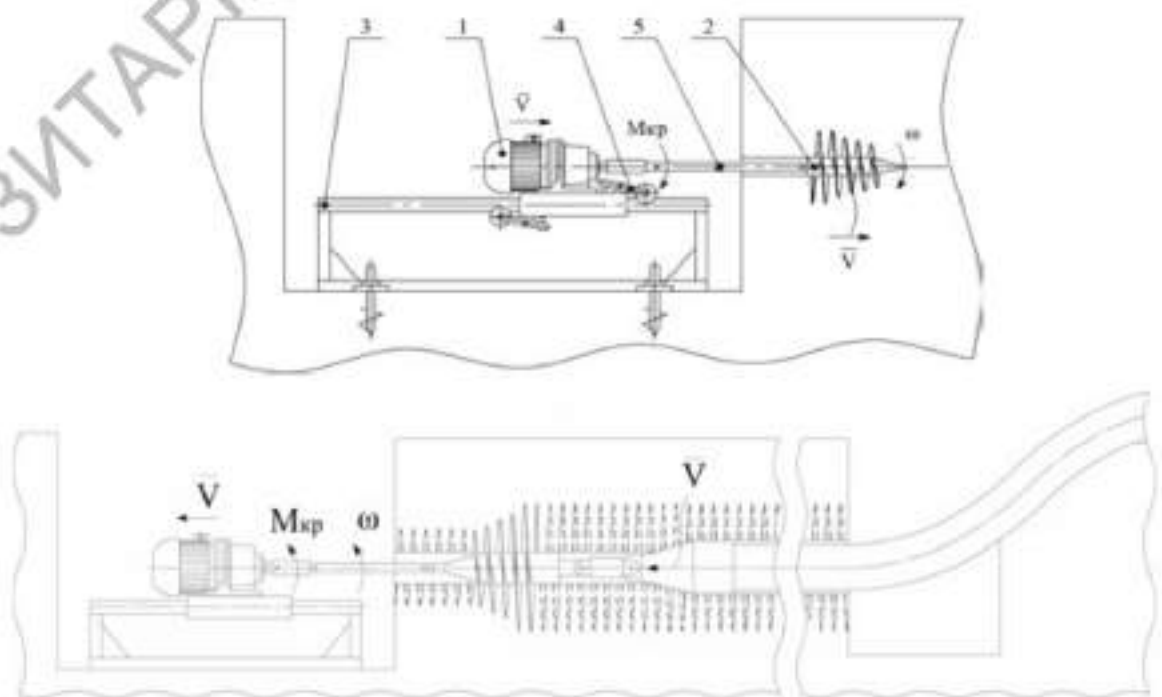
Бутенко Л.П., бакалавр
Науковий керівник – професор, д.т.н. Супонев В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для безтраншейного прокладання розподільних мереж з відносно невеликим діаметром трубопроводів та кабелів різного призначення в умовах щільної забудови міст кафедрою будівельних і дорожніх машин було запропоновано метод утворювання комунікаційних порожнин за допомогою

гвинтового робочого органу [1, 2]. Схема установки для прокладання комунікацій таким методом наведено на рис. 1. Завдяки тягучої силі від гвинтової пари «лопать – ґрунт» необхідність в осьовій задавлюючій силі для переміщення робочого органу в ґрунті на відміну від поширеного методу формування свердловини статичним проколюванням ґрунту робочим органом з циліндрично-конічним наконечником [3, 4] відпадає. В порівнянні з методом статичного проколу, це дозволяє суттєво підвищити точність проколу ґрунту та збільшити довжину його прольотів. Крім того зменшується радіальна напруженість від ущільнення ґрунту та підвищується темп виконання робіт.

Системним аналізом технічної літератури були встановлені області застосування установок проколу ґрунту в різних ґрунтових умовах. Це дозволяє рахувати, що в реальних умовах процеси проколу ґрунту носять ймовірний характер як по діаметру і довжині свердловини, так і по його типу.

Очевидно, що на стадії проектування приймаються максимально можливі навантаження на обладнання $\sum P_{OC} \rightarrow \max$, тобто $\sum P_{OC}^{MAX}$.



1 – лідерна свердловина; 2 – стартовий та приємний котловани; 3 – гвинтовий робочий орган; 4 – обертальні штанги; 5 – привід обертання
Рисунок 1 – Схема конструкції запропонованої установки для безтраншейного прокладання комунікацій за допомогою гвинтового робочого органу

Приймаючи до уваги, що активне силове зусилля в способі проколу, який розглядається у роботі, відбувається за рахунок перетворювання активного моменту M_A^{OC} в необхідну осьову силу $Q_{OC} > P_{OC}^{MAX}$, яку можливо виразити як:

$$M_A^{OC} = Q_{OC} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{D_{\text{л}}^*}{2} \quad (1)$$

де α – кут нахилу гвинтової лопаті;

$D_{\text{л}}^*$ – діаметр, на якому прикладається усереднена сила тертя, $D_{\text{л}}^* \approx 0,66D_{\text{л}}$, [5].

Для реалізації активного моменту M_A^{OC} у гвинтовій парі «лопоть – ґрунт» необхідно ще подолати моменти сил опору на ріжучій кромці M_O^P , момент опору на штангах M_O^{III} та момент опору на конусному наконечнику M_O^K . З урахуванням сказаного потрібний момент приводу установки можливо записати так:

$$M_{\text{пр}} = M_A^{OC} + M_O^P + M_O^{\text{III}} + M_O^K \quad (2)$$

Ураховуючи дослідження [69, 79] можливо рахувати, що моменти опору ($M_O^P + M_O^{\text{III}} + M_O^K$) складають не більш (0,1...0,15) M_A^{OC} .

Тоді для інженерних розрахунків приводу установки можливо записати:

$$M_{\text{пр}} = (1,1 \dots 1,15) M_A^{OC} \quad (3)$$

З урахуванням залежності (1) потрібний момент приводу через зусилля проколу представляємо у вигляді:

$$M_{\text{пр}} = (1,1 \dots 1,15) Q_{OC} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{D_{\text{л}}^*}{2},$$

або:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ГР}} &= (1.1 \dots 1.15) \cdot Q_{\text{OC}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot 0.66 \frac{D_{\text{Л}}}{2} = \\
 &= (1.1 \dots 1.15) \cdot Q_{\text{OC}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot 0.33 \cdot D_{\text{Л}} = \\
 &= (0.363 \dots 0.3795) \cdot Q_{\text{OC}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot D_{\text{Л}}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Залежність (4) наочно показує, що визначними у долі потрібного крутного моменту, являються: осьова сила опору Q_{OC} , параметри гвинтової лопаті α і $D_{\text{Л}}$, характеристика ґрунту φ . Існує пропорційна залежність $M_{\text{КР}}$ від осьової сили Q_{OC} і діаметру лопаті $D_{\text{Л}}$.

Сучасні найбільш поширені проколюючі гідравлічні установки долають, точніше створюють осьове зусилля проколу до 250 кН.

Дослідженнями [6, 7] встановлено, що для забезпечення процесів загвинчування гвинтових палів та якорів, щоб не було розбурювання ґрунту ріжучою кромкою лопаті, крок лопаті необхідно приймати рівним $\alpha_{\text{Л}} \approx (0.3 \dots 0.35) \cdot D_{\text{Л}}$ та оберти штанги (лопаті) при загвинчуванні $n_{\text{об}} \approx 30 \dots 35$ об/хв. При проколі число обертів гвинтового робочого органу можливо зменшити до $n = 10$ об/хв. Це відобразиться не тільки на крутному моменті, що потребує, тобто потужності приводу, але і швидкості проколу. Кут нахилу гвинтових ліній на лопаті залежить від їх розташування: на стержні він рівняється:

$$\alpha_{\text{СТ}} = \text{arctg} \frac{\alpha_{\text{Л}}}{\pi \cdot \alpha_{\text{СТ}}},
 \tag{5}$$

а на торці:

$$\alpha = \text{arctg} \frac{\alpha_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_{\text{Л}}}.
 \tag{6}$$

Приймаємо розрахунковий кут нахилу гвинтової лінії рівним:

$$\alpha^* = \operatorname{arctg} \frac{\alpha_{\text{Л}}}{\pi \cdot 0.66 \cdot D_{\text{Л}}} . \quad (7)$$

При $\alpha_{\text{Л}} = 0,2 \cdot D_{\text{Л}}$ можливо записати $\operatorname{tg} \alpha^* = \frac{0,2 \cdot D_{\text{Л}}}{\pi \cdot 0.66 \cdot D_{\text{Л}}} = 0,096$, тоді

$$\alpha^* \approx 6^\circ .$$

З урахуванням зроблених вище уточнень, залежність (2.64) можливо записати у наступному вигляді:

$$M_{\text{ГП}} = (0.363 \dots 0.3795) Q_{\text{ОС}} \cdot \operatorname{tg}(\alpha^* + \varphi) \cdot D_{\text{Л}} . \quad (8)$$

Кут тертя для суглинків і супесів складає $\varphi \approx 20 \dots 30^\circ$, приймаємо для інженерних розрахунків $\varphi \approx 25^\circ$. Тоді усереднене значення крутного моменту, що потребує процес, можливо записати як:

$$M_{\text{ГП}} = 0.371 \cdot Q_{\text{ОС}} \cdot \operatorname{tg} 31^\circ \cdot D_{\text{Л}} = 0.371 \cdot 0.6009 \cdot Q_{\text{ОС}} \cdot D_{\text{Л}} = 0.22 \cdot Q_{\text{ОС}} \cdot D_{\text{Л}} .$$

Розрахункову потужність приводу тягнучого гвинтового органу можливо записати як:

$$N_{\text{ДВ}} = 0.22 \cdot Q_{\text{ОС}} \cdot D_{\text{Л}} \cdot \frac{\pi \cdot n_{\text{ОБ}}}{30} , \quad (9)$$

або:

$$N_{\text{ДВ}} = 0.023 \cdot Q_{\text{ОС}} \cdot D_{\text{Л}} \cdot n_{\text{ОБ}} , \text{ кВт} . \quad (10)$$

Попередніми теоретичними дослідженнями було показано, що зрив процесу проколу ґрунту можливо відбувався при повороті із гвинтовим

робочим органом деякого ґрунтового тіла. При цьому момент $\sum M_{\text{ср}}^c$ росте пропорційно кількості витків гвинтового робочого органу.

Кількість витків лопаті в проколюю чому робочому органі необхідно приймати не більш $n_B \approx 6$. Згідно теорій Жуковського Н.Е., Лебського С.Л., Сирнікова Е.П. та інших [5] основне навантаження у гвинтовій парі сприймають перші шість витків.

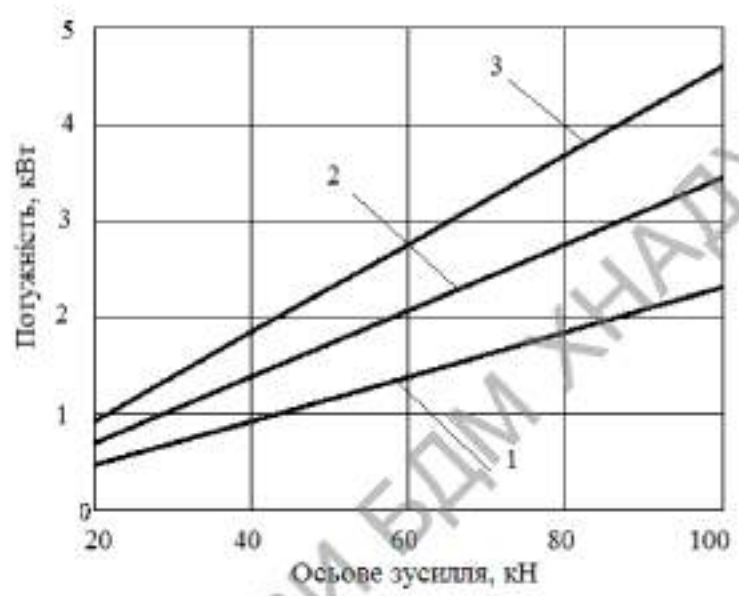
У гвинтовій парі «робочий орган – ґрунт» останній податливий і за рахунок зсуву ґрунту навантаження $Q_{\text{ос}}$ на окремі витки може вирівнюватися і бути рівною:

$$Q_{\text{ос}}^n = \frac{Q_{\text{ос}}}{n_B} . \quad (11)$$

Для установлення потрібної потужності приводу можна використати розподіл сил, приведених до одного витку.

Найбільш вірогідні параметри гвинтового проколюючого органу $d_{\text{ст}} = 0.050$ м; $D_{\text{л}} = 0.1$ м; $n_{\text{об}} = 10$ об/хв. Розглянемо залежність потужності приводу установки для цього випадку, а також оцінимо вплив діаметру лопатей з більшим розміром. Діапазон можливих зусиль розглянемо в межах 100 кН, що відповідає осьовим зусиллям для найбільш поширених випадків при статичному проколі ґрунту конусним стержнем при прокладанні розподільних мереж, у яких діаметр знаходиться у межах 150 мм. Графічне відображення залежності потужності приводу обертання гвинтового робочого органу від осьового опору ґрунту та діаметру лопаті наведено на рисунку 2.

Слід визначити, що величина сила опору ґрунту проколу окрім параметрів робочого органу визначається міцністю ґрунту та може відрізнятись у декілька разів.



1 - $D_{л}=0,1$ м; 2 - $D_{л}=0,15$ м; 3 - $D_{л}=0,2$ м.

Рисунок 2 – Залежність потужності приводу обертання гвинтового робочого органу від осьового опору ґрунту та діаметру лопаті

Висновки

З отриманих розрахунків технологічних параметрів гвинтопрокоючої установки та наведеного графіку на рисунку 2 можна зробити наступні висновки:

1) при постійному значенні діаметру стержню $d_{СТ} = 0.050$ м та збільшенні потрібної осьової сили від тягнучої сили пропорційно збільшується потужність приводу установки. Так, при зростанні осьової сили опору проколу ґрунту в 5 разів з 10 кН до 50 кН потужність приводу збільшується при $D_{л}=0,1$ м в 3,7 рази, а для $D_{л}=0,2$ м відповідно в 4,8;

2) для того ж випадку діаметру стержню зміна діаметру лопаті до $D_{л} = 0.15$ м та $D_{л} = 0.2$ м потужність приводу в залежності від потрібної осьової сили опору зростає в 1,4 рази.

3) збільшення діаметру лопаті від $D_{л} = 0.1$ м до $D_{л} = 0.2$ м при однакової сили опору ґрунту призводить до збільшення потужності майже у 2 рази.

Наведені висновки свідчать про необхідність при виборі потужності установки та її ефективної експлуатації приймати раціональні параметри

робочого органу відповідно до діаметру утворюваної свердловини та фізико-механічним властивостям ґрунту.

Література

1. Патент на корисну модель UA 109838 U, МПК E21B10/44 (2006.01). Пристрій для безтраншейної прокладки інженерних комунікацій / Вівчар С.М. - Оубл. 12.09.2016. – Бюл. № 17.

2. Патент на корисну модель UA 11733 U, МПК E21B17/22 (2006.01). Установа з гвинтовим ґрунтопроколюючим робочим органом для безтраншейної прокладки підземних комунікацій/ Вівчар С. М. - Оубл. 25.11.2016. – Бюл. № 22.

3. Кравець С.В., Супонев В.М., Посмітюха О.П., Балесний С.П. Наукові основи та практика створення мінімальноенергоємних робочих органів для формування комунікаційних порожнин в ґрунті. Монографія. Харків, ХНАДУ, 2021. 304 с.

4. Руднев В.К., Кравец С.В., Супонев В.М., Каслин Н.Д. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций: учеб. пособие. Харьков: ООО «Фавор», 2008. 256 с.

5. Пенчук В.А. Винтовые сваи и анкеры для опор: монография. – Донецк: изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение), 2010. – 179 с.

6. Лебедев, С.В. Сопротивление завинчиванию винтовой сваи в грунт / Н.Е. Ромакин, С.В. Лебедев // Строительные и дорожные машины. - 2011. - №9. – С. 37-42.

7. Lebedev, S.V. Torque and Axial Force at the Surface of a Blade in a Conical Helical Anchor / Russian Engineering Research. - 2011. - Vol. 31. - No. 5. - pp. 424-427. - ISSN 1068- 798X (© Allerton Press, Inc., 2011).

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

Penkina N.P., graduate student
Lamdani Abdelatif, bachelor
Kubenko M.K., engineer

Scientific supervisor. Ph.D., Associate Professor Shevchenko V.A.
Kharkiv National Automobile and Road University

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

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

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

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

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

- processing and analysis of the obtained results.

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

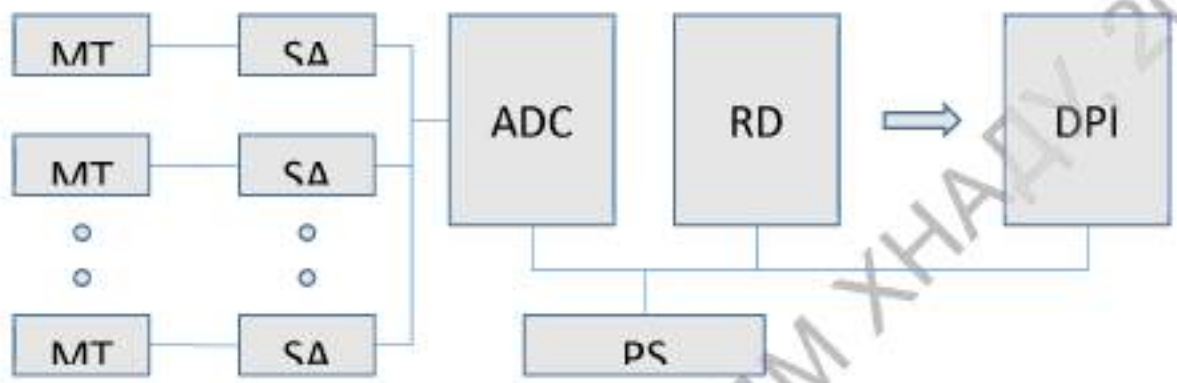
The set goal can be achieved by solving the tasks specified in the experimental methodology.

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



Figure 1 – A small-sized front-mounted single-bucket loader UNC-060

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



MT – measuring transducer (sensor); SA – signal amplifier; ADC – analog-to-digital converter; RD – recording device; PS – power supply; DPI - device for presenting information (laptop)

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

In Fig. 2, the following symbols are used:

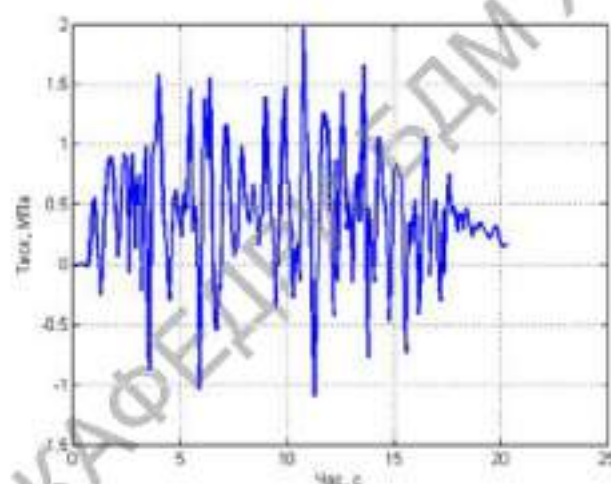
The manufactured information measuring system was installed on a small-sized front loader, fig. 3.



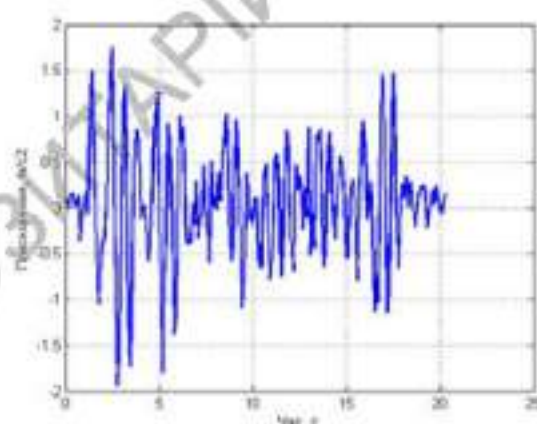
Figure 3 – Information measuring system installed on a small-sized front loader

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

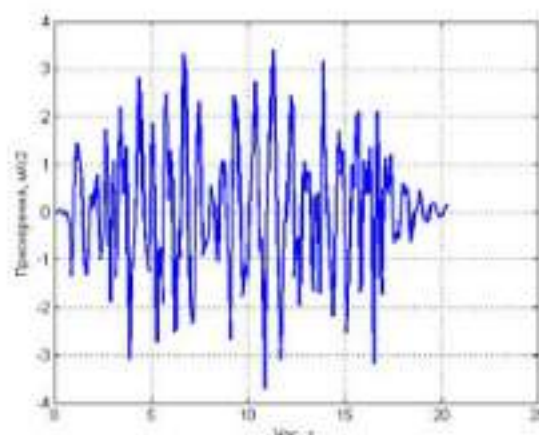
The results of experimental studies were processed on a computer using a special program and presented in the form of graphs, fig. 4.



a



b



c

a – graph of the change in time of overpressure in the rod cavities of boom hydraulic cylinders; b - a graph of the change in the acceleration time of the front loader in the transverse direction; c - graph of the change in the acceleration time of the front loader in the vertical direction.

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

Findings

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

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

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

МЕТОД ВИМІРУ НЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ РОБОЧОГО МАЙДАНЧИКА

Пенкіна Н.П., аспірант
Скосарев В.А., бакалавр
Кубенко М.К., інженер

Науковий керівник – доцент, к.т.н Шевченко В.О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аналіз відмов навантажувальних машин показує, що значна їх частина відбувається в процесі переміщення машини в транспортному режимі. Пояснюється це наявністю на машині консольно встановленого робочого устаткування, яке спирається на пружну опору у вигляді стрілових гідроциліндрів. Під час руху ця система починає розгойдуватися (коливатися), що призводить до появи і зростання втомних тріщин в металоконструкції робочого органу, прискореному зносу елементів ущільнювачів гідроциліндрів і так далі. Ця проблема вимагає додаткового поглибленого вивчення.

Основною причиною, що викликає коливання навантажувача у вертикальній і поперечній площинах, є нерівності опорної поверхні. Слід враховувати, що під час пересування навантажувача в межах робочого майданчика, він може рухатись по будь-якій траєкторії. Для теоретичного вивчення умов навантаження стрілових гідроциліндрів дослідники повинні

мати надійну методику визначення висоти нерівностей на всій площині опорної поверхні майданчика.

Виходячі з означених зауважень метою дослідження є розробка методики виміру нерівностей опорної поверхні робочого майданчика, на якому працює навантажувач.

Встановлена мета може бути досягнута за рахунок виконання наступних завдань:

1. Виконати огляд методів та пристосувань для виміру нерівностей опорної поверхні робочого майданчика.
2. Розробити власну методику виміру нерівностей опорної поверхні робочого майданчика.

Для якісної і кількісної оцінки коливальних процесів навантажувача необхідно знати не лише характеристики його динамічної системи, але і характеристики джерела збурення [1, 2].

Більшість дослідників стверджують, що навантаження навантажувача в транспортному режимі визначається в першу чергу мікропрофілем опорної поверхні і швидкістю руху машини. Обом ці чинникам визначають спектр дії на навантажувач, як на динамічну систему [1, 2]. При заданій швидкості руху основні і досить повні дані для побудови спектру дії дає мікропрофіль опорної поверхні.

Для визначення характеристик випадкової функції, що описує мікропрофіль опорної поверхні пропонується на початковому етапі виконати вимір висоти нерівностей на заданій ділянці. Оскільки вимір нерівностей носить дискретний характер, то надалі для визначення випадкових характеристик автори рекомендують використовувати наступну методику:

- 1) провести дискретні виміри нерівностей опорної поверхні;
- 2) нормувати отримані експериментальні дані. Для цього проводиться умовна горизонтальна площина так, щоб не було негативних висот нерівностей, тобто через дно найглибшої западини;

3) визначити математичне очікування висоти нерівностей за залежністю

$$M(h) = \sum_{i=1}^n p(h_i) h_i, \quad (1)$$

де $p(h_i)$ - частота появи нерівності заввишки h_i ;

4) визначити дисперсію випадкових величин

$$D(h) = \sum_{i=1}^n p(h_i) [h_i - M(h)]^2, \quad (2)$$

де $[h_i - M(h)]$ - центрована висота нерівності.

5) визначити кореляційну функцію випадкових величин

$$K(\tau) = M[h(t) \cdot h(t + \tau)]. \quad (3)$$

Отримані експериментальним шляхом дані використовуються надалі при складанні диференціальних рівнянь вертикальних і подовжньо-кутових коливань навантажувача і його робочого устаткування.

Вимір рівності опорної поверхні - процес визначення як самих нерівностей, так і характеру їх дії на вимірювальну установку.

У світовій практиці відома безліч конструкцій приладів для виміру рівності покриттів і опорних поверхонь.

За принципом дії розрізняють прилади [3, 4]:

реєструючі геометричні параметри нерівностей - рейки, профілографи, виаграфи, уклономіри, профілометри, нівеліри та ін.;

імпульсної дії, вимірюючі коливання або переміщення окремих елементів автомобіля, - різні штовхоміри (прилади із зворотною реакцією), акселерометри;

інерційної дії, що динамічно перетворюють подовжній профіль дороги.

Крім того, методи виміру рівності діляться на контактні і безконтактні, дискретні і безперервні, прості і з аналізуючим пристроєм.

Існуючі методи для визначення рівності автомобільних доріг можна умовно об'єднати в дві групи (рис. 1):

методи, що дозволяють визначати нерівність покриттів при проїзді ділянки дороги по дії дорожніх нерівностей на вимірювальний пристрій, встановлений в кузові автомобіля або причепі;

методи, що дозволяють безпосередньо виміряти нерівності поверхні покриття відносно деякої умовної лінії.

У першому випадку застосовують штовхоміри, що вимірюють при русі автомобіля суму прогинів ресор, і акселерометри, реєструючі вертикальні прискорення.

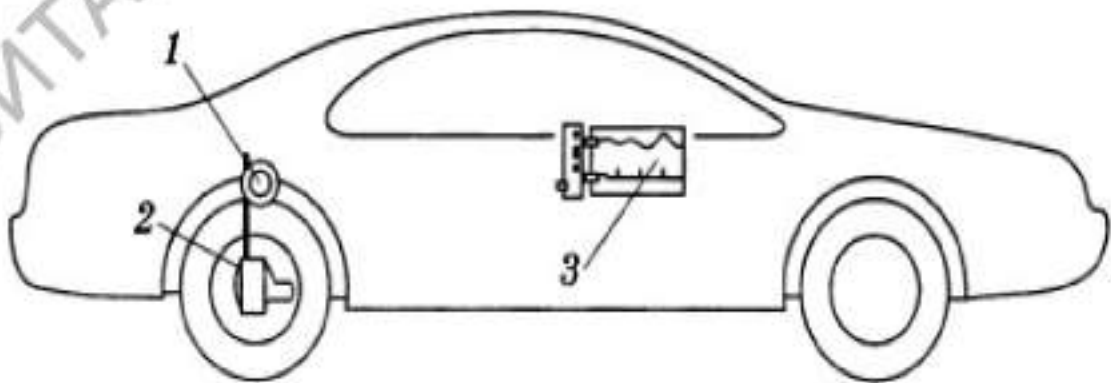


Рисунок 1 – Класифікація методів вимірювання рівності поверхні

У другому випадку – різноманітні вимірювальні пристосування.

При установці штовхоміра на мікроавтобусі (легковому автомобілі, легкій вантажівці) або буксированому причепі з одним або двома колесами вимірюється зворотна реакція дороги, а не самі її нерівності. Серед відомих і популярних пристроїв можна назвати: штовхомір ХАДІ, запропонований проф. А. К. Біруля (рис. 2). Також розповсюджені штовхоміри, встановлені на причіпі (рис. 3).

Вимірювальні системи з штовхомірами багато в чому залежать від різного роду випадковостей, що впливають на якісні характеристики вимірів. Навіть у разі коли автомобілі стандартизовані, відмінності між ними залишаються, хоча слід було б вважати, що вони ідентичні. Що ще більше ускладнює проблему, так це те, що якість автомобіля (навантаження в кузові, тиск в шинах, жорсткість ресор, нерівності шин) змінюється з часом.



1 – штовхокомір; 2 – вимірювальний міст; 3 – регіструючий пристрій

Рисунок 2 Figure 1 – Вимірювальна система, обладнана штовхоміром



Рисунок 3 – Динамометричний причіп ПКРС-2У

Таким чином, вимірювальна система, обладнана штовхоміром, залежить від динаміки транспортного засобу і має два небажані ефекти:

1. Методи виміру рівності не є стабільними в часі, тобто виміри, виконані на даний момент, не можуть по надійності порівнятися з тими, які були виконані кілька років тому.

2. Виміри рівності не універсальні, тобто виміри, виконані одним типом приладу, не репродукуються на інший тип приладу за відсутності раніше виконаної кореляції між ними.

До приладів, що безпосередньо вимірюють мікропрофіль поверхні, відносяться рейки, профілографи, профілометри, ультразвукові ехолоти, лазерні вимірники і ін.

До високошвидкісних приладів, що дозволяють безпосередньо вимірювати мікропрофіль поверхні, відносяться профілографи і профілометри. Ці прилади монтуються на транспортний засіб або буксирований причіп. Отримувана таким чином вимірювальна установка може оснащуватися лазерними, оптичними, ультразвуковими безконтактними датчиками спільно з акселерометрами і гіроскопами, а також датчиками, як правило, кутових переміщень та ін. (рис. 5).



Рисунок 4 – Варіанти триметрових вимірювальних рейок



Рисунок 5 – Приклади лазерних профілографів

Досвід експлуатації показує, що під час переміщення одноківшевого фронтального навантажувача по робочому майданчику, він може сприймати істотні коливання, викликані нерівністю опорної поверхні. При цьому фіксуються коливання не лише у вертикальному і подовжньому напрямі, але і в поперечній площині. Викликано це тим, що структура подовжнього профілю опорної поверхні під правим і лівим бортами ходового устаткування може бути різною і не співпадати між собою.

При підготовці експериментальних досліджень необхідно промірити профіль усього робочого майданчика, по якому переміщатиметься навантажувач. Оскільки розміри експериментального майданчика відносно невеликі і лежать в межах 25м x 25м, було запропоновано використовувати методику виміру нерівностей, розроблену на кафедрі БДМ ХНАДУ.

Відповідно до пропонованої методики як основний вимірювальний прилад пропонується використовувати лазерний рівень (лазерний нівелір). Найбільш поширений варіант - призмові лазерні рівні. У корпусі цього пристрою вбудовано декілька спеціальних світлодіодів і оптичних пристроїв - призм. Промені від світлодіода заломлюються в призмах, дозволяючи будувати вертикальні і горизонтальні площини (рис.6). На поверхнях вони відображуються у вигляді червоних або зелених ліній, по яких зручно вести розмітку, перевіряти відхилення від вертикалі і горизонталі. Перш ніж користуватися лазерним рівнем, його потрібно виставити вертикально. Є два типи приладів - з автоматичним коригуванням положення і без нього. Якщо прилад не має автонастроювання, в нім є бульбашкові рівні і регульовані ніжки. На початковому етапі необхідно підкрутити ніжки так, щоб повітряні бульбашки виявилися точно в центрі шкали. Після цього нівелір можна включати.

Технологія виробництва вимірів включає наступні операції:

1. Вибір майданчика, на якому вироблятимуться експерименти.
2. Розмітка на майданчику точок виміру висоти нерівностей. Для експерименту відстань між точками виміру знаходилася в межах 10 – 20 см.

3. Вибір лазерного нівеліра. Слід пам'ятати, що ротаційний рівень здатний виконати проекцію на відстань до 100 метрів. При цьому похибка складає не більш 0,3 – 1,0 мм на 10 метрів.

4. Виставити лазерний нівелір згідно інструкції з експлуатації.

5. Встановити по черзі в розмічених точках майданчика лінійку і по положенню генерованої нівеліром горизонтальної площини зафіксувати висоту нерівностей (рис. 7).



Рисунок 6 – Площини, генеровані лазерним нівеліром

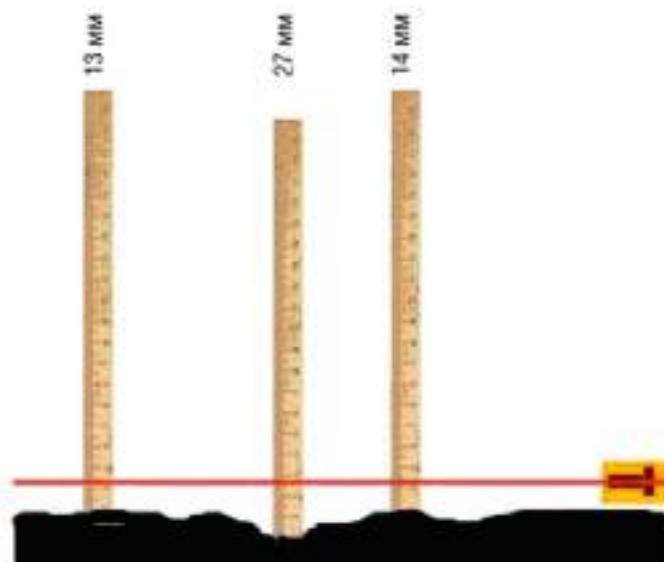


Рисунок 7 – Схема виміру висоти нерівностей

В процесі розробки методики і планування експерименту було прийнято рішення провести експерименти на двох типах опорних поверхонь : асфальтобетонному покритті і ґрунтовій основі. Експерименти проводилися на науково-навчальній базі ХНАДУ. Підготовка і попередній вимір висот нерівностей опорної поверхні були проведені відповідно до розробленої методики.

Аналіз графіків (рис 8, 9) дозволяє зробити наступні висновки:

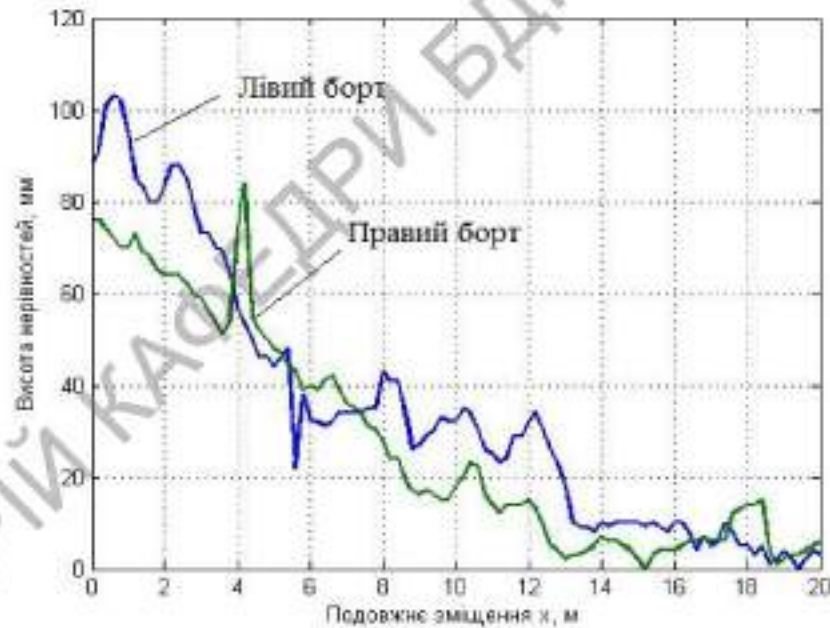


Рисунок 8 – Подовжній профіль асфальтобетонної поверхні

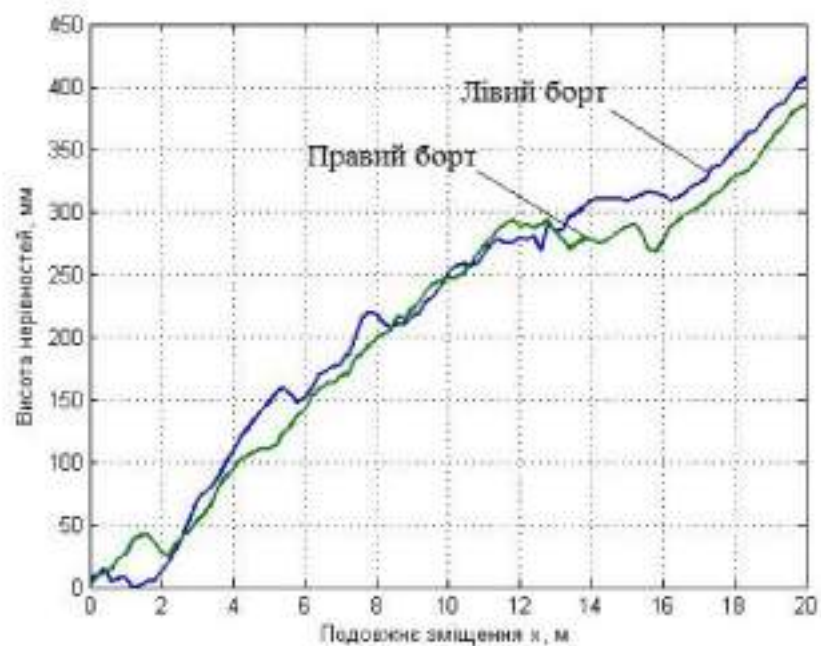


Рисунок 9 – Подовжній профіль ґрунтової поверхні

1. Зміна висоти нерівностей носить випадковий характер.
2. На графіках видно, що обидві поверхні мають глобальний ухил.
3. На асфальтобетонній поверхні максимальні відхилення висоти нерівностей не перевищують 100 мм, тоді як на ґрунтовій основі досягають 400 мм.

Висновки

Запронована методика виміру нерівностей опорної поверхні передбачає використання лазерного нівеліра. Завдяки тому, що цей прилад генерує стабільну базову поверхню, дослідник має змогу виміряти нерівності на всій площині робочого майданчика. Отримані дані дозволяють математично змоделювати поверхню майданчика та в подальшому вивчати навантаженість стрілових гідроциліндрів під час пересування навантажувача в межах майданчика по будь-якій траєкторії.

Література

1. Яценко, Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей [Текст] / Д-р техн. наук Н. Н. Яценко, канд. техн. наук О. К. Прутчиков. – М. ; Машиностроение, 1969. - 217 с.
2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. - М., Машиностроение, 1972. – 192 с.
3. Road and off-road vehicle system dynamics. Handbook / Edited by Giampiero Mastinu and Manfred Ploechl. – Taylor & Francis Group, LLC, 2014.
4. Леонович И.И. Диагностика автомобильных дорог / И.И. Леонович, С.В. Богданович, И.В. Нестерович. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. – 350 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ЗАГВИНЧУВАННЯ В ГРУНТ ГВИНТОПРОКОЛЮЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ

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

Одним з напрямів створення обладнання для безтраншейного прокладання підземних комунікацій є установки, які формують ґрунтову порожнину шляхом загвинчування в ґрунт гвинтопроколюючого робочого органу (ГПРО) [1, 2, 3, 4].

Для перевірки математичних моделей процесу, які були отримані теоретичними дослідженнями кафедри будівельних і дорожніх машин ХНАДУ [5], необхідно було розробити та створити пристрій для заміру зусиль загвинчування ГПРО в масив ґрунту.

В силу того, що вимірювання крутного моменту необхідно проводити у місці передачі оберту від вихідного валу силового приводу оберту на штангу, котра в процесі роботи не тільки обертається, але й знаходиться у поступовому та зворотному русі - передача електричних сигналів від тензометричних датчиків, які встановлені на проміжній муфті, до аналого-цифровому перетворювачу і комп'ютеру по з'єднаним дротам утруднено. Тому було вирішено розробити та виготовити спеціальний бездротовий вимірювальний комплекс, який перетворює та реєструє отримані сигнали на прямо на місці його установки, тобто на проміжній муфті (рис. 1).

Визначення крутного моменту здійснюється шляхом перетворення зміни електричних сигналів від тензодатчиків, наклеєних на проміжній муфті по мостовій схемі у цифровому виді, згідно відомої методики.



а – загальний вид з проміжною муфтою; б – принципіальна схема
Рисунок 1 – Електронний комплекс для вимірювання крутного моменту

Для реєстрації показників датчиків був використаний спеціально розроблений вимірювальний комплекс на базі мікроконтролера ATmega 128, який дозволяє перетворювати посилену напругу з тензомоста у цифровий сигнал, який записується на Flash SD карту з розширенням файлу *.dat. Частота опиту каналу може бути від 1 Гц до 1 кГц. Вимірювальний блок компактний і повністю автономний. Живлення здійснюється через дисплей за допомогою кнопок управління.

Після запису сигналів на Flash SD-карту вона витягується і переноситься в стаціонарний комп'ютер, де дані оброблюються в програмних продуктах, таких як Mathcad, Matlab та ін.

Система реєструє зміни вхідної напруги в діапазоні 0...4,5 В, розбиваючи його на 4096 крапок, що відповідає 12 розрядному вихідному коду. Таким чином є можливим відслідкувати зміни напруги у розмірі 0,001 в у вказаному діапазоні.

Коротка технічна характеристика вимірювального комплексу представлена у таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики вимірювального комплексу

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Кількість каналів	шт.	2
Живлення	В	12
Вхідна напруга	В	0-45
Споживчий ток	мА	575
Вхідна частота	Гц	0-500

Вимірювальний комплекс був встановлений на експериментальній установці, яка представлена на рис. 2.

Невід'ємною часткою апаратури, що реєструє є програмне забезпечення, яке складається з трьох програм. За допомогою цих програм виконують: запис даних, перегляд записаних результатів і конвертацію збережених файлів з розширенням `adc` у файли з розширенням `dat`, в яких результати вимірювань представлені у виді матриці, що дозволяє обробку даних стандартними математичними засобами.



Рисунок 2 – Комплекс для вимірювання крутного моменту встановлений на експериментальному стенді

Для трансформування сигналів, які поступають від перетворювачів тиску в реальну величину, необхідно було провести градуїровку вимірювального комплексу з апаратурою, що реєструє.

Слід відмітити, що міцність перехідної муфти на скрутність була розрахована у межах пружних деформацій сталі 20, з якої вона виготовлена, для робочих навантажень у межах максимального обертового моменту установки - 375 Н·м.

Для використання замірного комплексу у якості замірного приладу необхідно було довести його до вимірювального приладу, та встановити його похибку замірів [6]. Точність заміру крутного моменту визначається надійною роботою та якісною взаємодією силової проміжної муфти з тензодатчиками та електронного блоку, який призначений для управління та запису показників датчика (представлений на рис. 3).

Заміри крутного моменту відбувається шляхом перетворювання змін електричних сигналів від тензодатчиків, наклеєних на проміжній муфті по мостовій схемі згідно [7] у цифровий вид. Для доведення замірного комплексу до рівня приладу необхідно було провести тарировку його блоку управління, яка полягала у наступному.

Для тарировки замірного комплексу, далі датчика крутного моменту, необхідно було виконати наступне.

1. По-перше, треба перевірити обладнання, яке задіяне при тарировці, на достовірність результатів, а саме динамометра. Динамометр повинен мати дійсний акт державної повірки від центру метрології.

2. Далі необхідне підготувати замірний комплекс. Для цього його необхідно закріпити у слюсарних тисках та підключити блок управління та запису показників датчику. Потім встановити попередньо підготовлений важіль у отвір муфти.

3. Підготувати трос, який буде регулювати силу, яка прикладається до важілю. Для цього один його кінець треба закріпити до важілю через

динамометр, а другий пропустити крізь блок для прикладання до нього навантаження.

4. Зняти нульові показники без навантаження та запису DAN5, DAN6.

5. Провести по 3 заміру для кожного випадку прикладання сили: 2, 4, 6, 8, 10 кг та зрівняти їх з показниками на динамометрі. Час зняття замірів 30 секунд.

Таким чином, згідно з методикою було перевірено показники динамометру на достовірність та проведена тарировка датчиків замірною комплексу за допомогою контрольних тарированих ваг.

Після тарировки головною вимогою є створення графіку залежності маси від отриманих показників при тарировці.

Ці дані потребують обробки по формальному значенню приведення по контрольній вазі:

$$m = (r - r_0)/k, \quad (1)$$

де m — маса (або сила);

r — показники датчику у вигляді «сирих» чисел, які передаються Arduino;

r_0 — показники датчику, які прийняті за нуль (початок підрахунку);

k — коефіцієнт пропорційності.

Для того щоб визначити нульовий показник r_0 , достатньо засікти число, яке буде видаватись при відсутності загрузки на датчик. Отриманий графік по даним першого блоку тарировки представлений в додадку А.

Коефіцієнт пропорційності знаходиться наступним чином. Спочатку необхідне було прикласти до датчика відому вагу, наприклад в 5 кілограм. Можна замість ваги прикласти силу з відомою кількістю Ньютонів, яка контролюється за допомогою динамометру. Цю масу (або силу) будем означати m_k .

Потім необхідне засікти, яке значення в цей момент видає Arduino, це число обозначимо як r_k .

Підставляючи дані числа у вище вказану формулу (1):

$$m_k = (r_k - r_0)/k. \quad (2)$$

Отримаємо значення:

$$k = (r_k - r_0)/m_k. \quad (3)$$

Після того отримані дані були перетворені в відому масу, яка представлена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Другий блок тарировки даних

Прикладена нагрузка, кг·м	5,2974	10,5948	15,8922	21,1896	26,487
Отримані значення	256,66	257,53	259,66	261,69	264,40

По отриманим даним побудуємо тарировочний графік, рисунок 3.

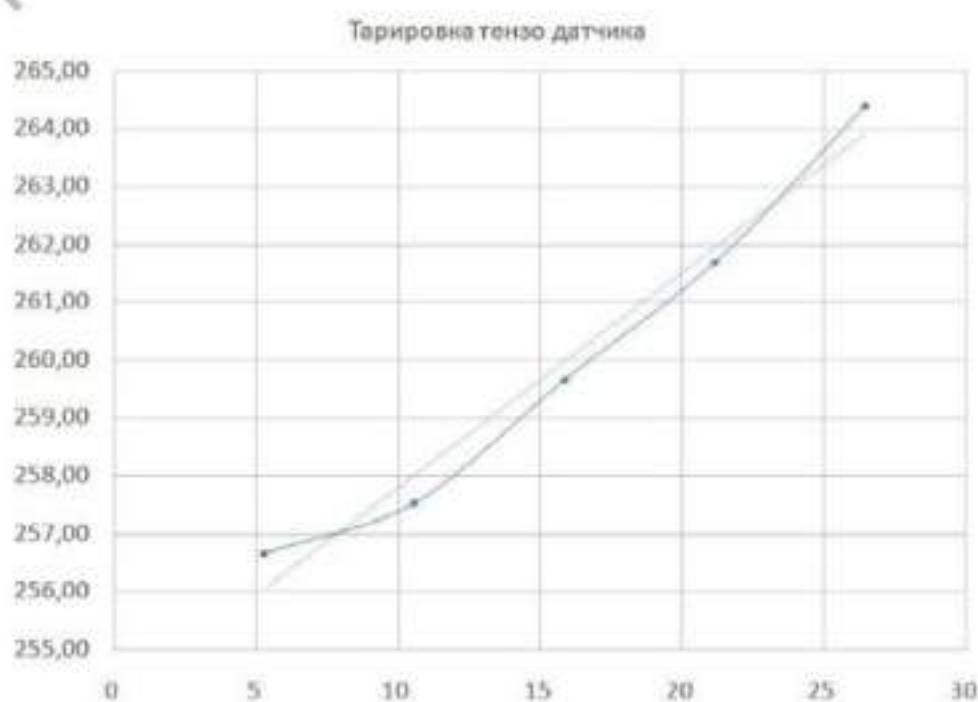


Рисунок 3 – Тарировання тензومترного датчика.

Після того, як були отримані ці значення, можна вчислити масу (силу), яка прикладається до датчика, виходячі з чисел, що видаються Arduino.

Висновки

Запропоновано пристрій для визначення крутного моменту обертового обладнання будівельних машин, який може бути використаний при дослідженні бурових гвинтопроколюючих установок.

По результатам проведеної тарировки можна зробити висновок, що тензOMETричний датчик адекватно реагує на прикладену до нього загрузку та відповідно реєструє їх. Таким чином замірний комплекс можна рахувати атестованим замірним приладом, який можна застосувати при подальших дослідженнях для заміру крутних моментів, які виникають на гвинтовому робочому органі.

Література

1. Руднев В.К., Кравец С.В., Супонев В.М., Каслин Н.Д. Машины для безтраншейной прокладки подземных коммуникаций: учеб. пособие. Харьков: ООО «Фавор», 2008. 256 с.
2. Патент на корисну модель UA 109838 U, МПК E21B10/44 (2006.01). Пристрій для безтраншейної прокладки інженерних комунікацій / Вівчар С.М. - Опубл. 12.09.2016. – Бюл. № 17.
3. Патент на корисну модель UA 111733 U, МПК E21B17/22 (2006.01). Установка з гвинтовим ґрунтопроколюючим робочим органом для безтраншейної прокладки підземних комунікацій/ Вівчар С. М. - Опубл. 25.11.2016. – Бюл. № 22.
4. Пенчук В.А. Винтовые сваи и анкеры для опор: монография. – Донецк: изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение), 2010. – 179 с.

5. Вивчар С.М. Технология и оборудование для прокола грунта с использованием тянущей пары сил «винтовая лопасть – грунт». Вивчар С.М.// – Харків: ХНАДУ, 2016. – Вип.73 С. 196-201.

6. Кравець С.В. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації /С.В. Кравець, О.П. Лук'янчук, О.Ю. Тимейчук // Навчальний посібник. Рівне: НВУВГП, 2011. – 240с.

7. Крушельницька О.В. Методологія і організація наукових досліджень / О.В. Крушельницька // Навч. Посібник. К.: Кандор, 2003. – 192с.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА НАВАНТАЖУВАЧА Т-156Б

Гмиря Д. І., магістр
кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова,
Реброва А. О., бакалавр
кафедра системного аналізу та інформаційно-аналітичних технологій,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
Науковий керівник – доцент, к.т.н Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

На тракторі-навантажувачі об'ємні гідроприводи застосовуються в технологічному обладнанні та рульовому керуванні [1].

В теперішній час на тракторі-навантажувачі ХТЗ-156Б (рис. 1) використовується шестеренний насос НШ100А-4, моноблоковий гідророзподільник Р160 і дві пари гідроциліндрів з діаметром поршня 125 мм – підйому стріли Ц1 і Ц2 (хід 710 мм) і повороту ковша Ц2 і Ц3 (хід 400 мм). Насос Н приводиться в обертання двигуном ДВЗ, робоча рідина всмоктується з гідробака Б і нагнітається до гідророзподільників Блоку А. До складу Блоку В входять робочі гідророзподільники Р2 і Р3, та гідророзподільник Р1, який може бути підключеним до зовнішніх робочих органів за допомогою швидкороз'ємних з'єднань (муфт) БРС1 і БРС2, а також запобіжний клапан

непрямої дії, який складається з основного КП1 та пілотного (керуючого) КП2 клапанів. Всі гідророзподільники P1...P3 з ручним управлінням мають єдину схему: чотири робочих позиції та восьми провідне виконання за розміщенням каналів: *p* – нагнітання або високого тиску; *T* – зливу робочої рідини; *A* і *B* – канали для з'єднання з гідроциліндрами Ц1, Ц4. Робочі позиції дозволяють мати нейтральне положення (як показано на рисунку), підйом-опускання робочого органу та плаваючу (крайню зліва) позиції. В нейтральному положенні золотників тиск в ОГП має мінімальне значення, тобто насос від тиску розвантажений. Гідророзподільники забезпечені автоматичними системами самоповернення золотників в нейтральне положення при досягненні в ОГП тиску, близького до налаштування пілотного клапану КП2. Такі системи з розвантаженням золотників в нейтральному положенні та їх самоповерненням при перевантажу тиском є ефективними з точки зору енергозбереження.

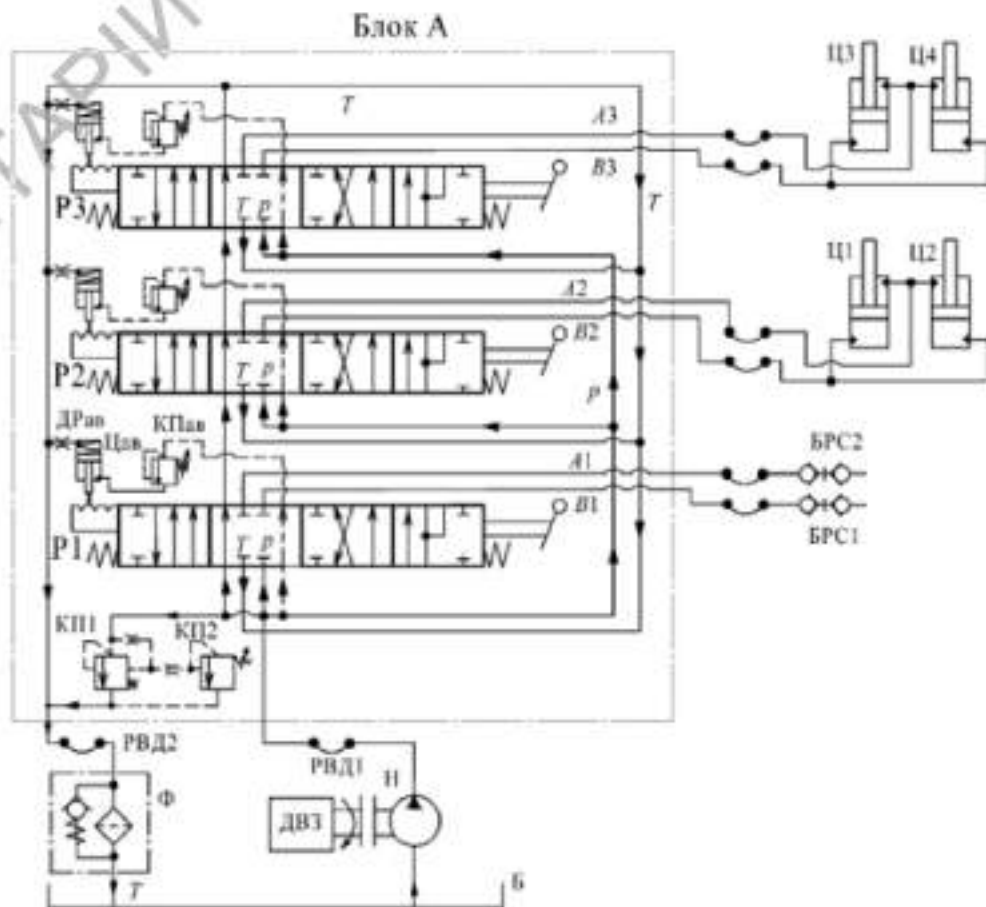


Рисунок 1 – ОГП технологічного обладнання навантажувача ХТЗ-156Б з гідророзподільником P160

Більш сучасна система ОГП технологічного обладнання встановлена на промислового гусеничному тракторі-бульдозері ТС-10 [2] і призначена для управління бульдозерним відвалом (підйом-опускання і перекид) і розпушувачем (рис. 2).

Для підйому-опускання бульдозерного відвалу встановлені гідроциліндри Ц1 і Ц2, для перекошу відвалу гідроциліндр Ц3, для підйому-опускання розпушувача гідроциліндри Ц4 і Ц5. Для функціонування гідроциліндрів використовується шестеренний насос Н з робочим об'ємом 56 см³, який змонтований на задній кришці тандему аксіальнопоршневих насосів ОГП бортового пересування трактора. На вході в гідроциліндри Ц1 і Ц2 відвалу встановлений дросель ДР1 зі зворотним клапаном, а на гідроциліндрі Ц3 перекошу встановлений двосторонній гідрозамок ЗМ. Функціонування гідроциліндрів забезпечується за допомогою секційного гідророзподільника (блок Р типу SX14), що включає три пропорційних трипозиційних шестипровідних золотникових гідророзподільника Р1...Р3, переміщення яких здійснюється від блоків управління з редуційними клапанами КР1...КР6. РР до золотників подається від насоса підживлення ОГП переміщення трактора. Гідророзподільники забезпечені клапанами тиску КД1...КД3 (інша назва – компенсатори тиску), що утворюють систему розподілу потоків РР типу LUDV. На вході в блок Р розміщені клапан тиску КП1 з гідравлічним управлінням, що забезпечує розвантаження насоса Н при пуску і в період пауз роботи технологічного обладнання, і запобіжні клапани основного потоку КП2 і потоку управління $P_{упр}$ – КП3.

При пуску насоса золотник клапана КП1 зміщений вліво за допомогою пружини, але так як з каналів управління РР зливається через дросель ДР2 в гідробак Б, то золотник клапана зміщується вправо і розвантажує насос від тиску. При переміщенні будь-якого з трьох золотників в лінії управління з'являється тиск, що діє на правий торець золотника клапана КП1, зміщуючи його вліво в положення, наведене на рисунку. В гідросистему гідроциліндрів

РР надходить через клапани тиску КД1...КД3, розміщені на виході з золотників гідророзподільників Р1...Р3, і далі через зворотні клапани КО1...КО3 і відводи А1...А3 і В1...В3.

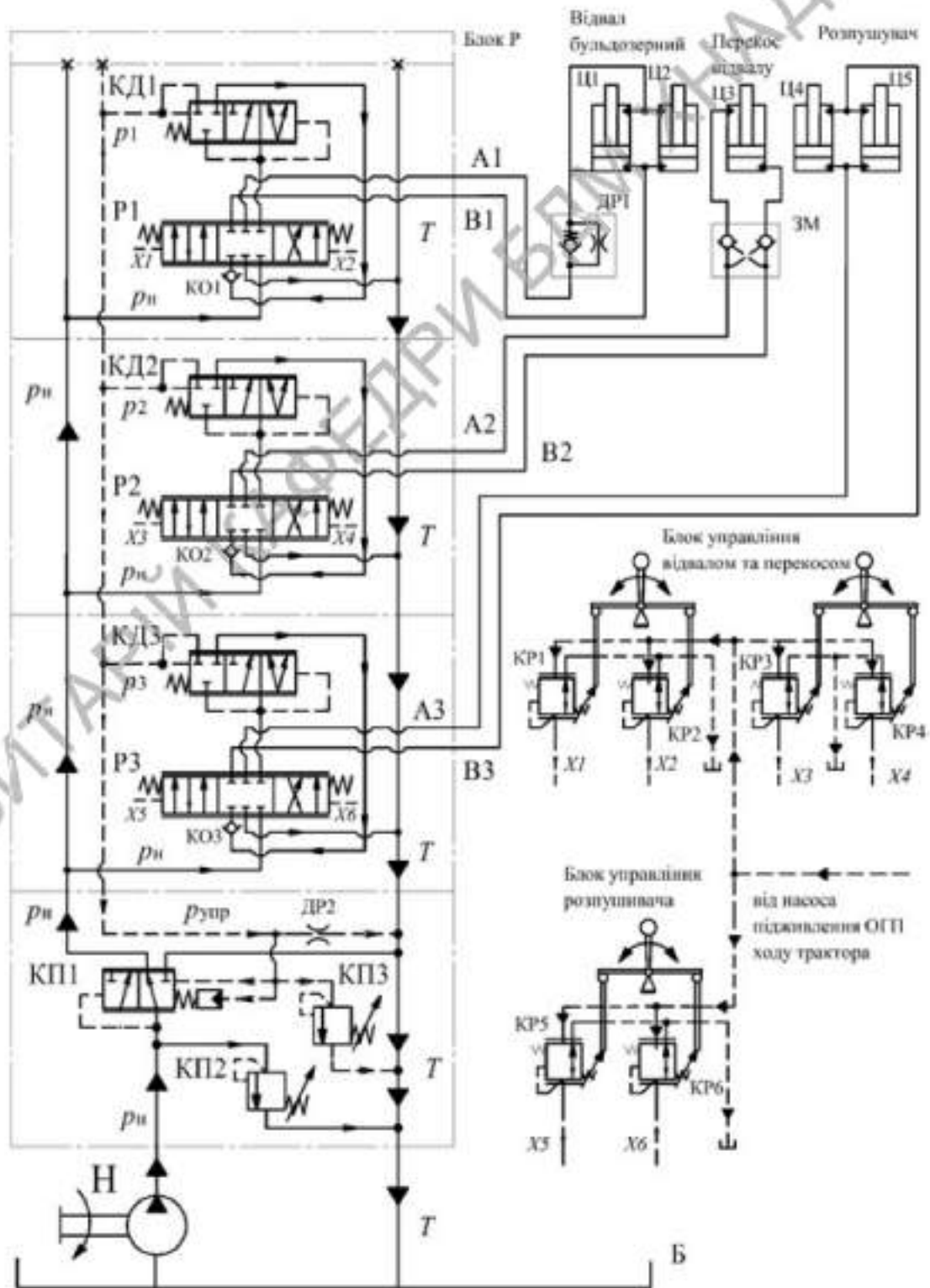


Рисунок 2 – Гідравлічна принципова схема ОГП технологічного обладнання трактора-бульдозера ТС-10

В основу системи LUDV [3] закладений принцип одночасного забезпечення всіх споживачів (гідродвигунів) витратою РР незалежно від діючих на них навантажень. Більшій за значенням тиск управління $p_{упр}$ передається на всі торцеві камери з лівого боку клапанів тиску КД1...КД3

$$p_{упр} = p_1 = p_2 = p_3. \quad (1)$$

Завдяки цьому на всіх золотниках перепад тисків встановлюється постійним, наприклад в разі, коли золотники зміщені вліво

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3, \quad (2)$$

де $\Delta p_1 = p_n - p_{A1}$; $\Delta p_2 = p_n - p_{A2}$; $\Delta p_3 = p_n - p_{A3}$,

і розподіл РР відбувається незалежно від навантаження пропорційно до положень золотників, тобто значень відкриттів ними прохідних щілин. Таким чином, забезпечується синхронність руху всіх гідродвигунів, хоча і зі зниженням швидкості при обмеженні настановної потужності насоса.

Вважається, що система LUDV має переваги перед системою LS завдяки забезпеченню синхронного функціонування всіх робочих органів одночасно. Мається на увазі те, що при нестачі подачі РР для всіх робочих органів із заданими максимальними швидкостями, їх функціонування триватиме зі зниженими швидкостями, пропорційними відкриттям щілин золотників.

Система LUDV застосовується в екскаваторах, маніпуляторах і підйомних кранах, забезпечуючи одночасну роботу будь-якої кількості споживачів. Також вважається за доцільне застосування цієї системи з великою кількістю споживачів при малій ймовірності їх спільної роботи. В цьому випадку можна застосувати насос зниженої подачі, який тим не менше забезпечить роботу будь-якої кількості одночасно працюючих механізмів.

Якщо подачі насоса недостатньо, щоб «заповнити» перетину регульованих дроселів для роботи всіх споживачів, то Δp_1 і Δp_2 знижуються. Завдяки найбільшому сповіщувальному сигналу про тиск навантаження на всі компенсатори тиску розподіл витрат відбувається незалежно від тиску навантаження пропорційно до положень золотників.

На основі огляду застосування сучасних гідроприводів технологічного обладнання в тракторах та навантажувачах пропонується така методика модернізації навантажувача Т-156Б:

На першому етапі встановити аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом і автоматичним регулятором постійності тиску та регулювання витрати. Замість моноблокового гідророзподільника Р-160 встановити секційний гідророзподільник з системою LUDV та дистанційним керуванням за аналогією з трактором-бульдозером ТС-10;

На другому етапі для підживлення насоса-дозатора системи рульового керування використати насос технологічного обладнання в комбінації з пріоритетним клапаном, що суттєво спрощує гідропривод завдяки використанню тільки одного насоса.

На рис. 3 представлена гідравлічна принципова схема модернізованого гідропривода з застосуванням аксіальнопоршневого насосу з автоматичним регулятором тиску та витрати та гідророзподільника з системою LUDV.

До гідроциліндрів підйому-опусканні стріли Ц1 і Ц2 та повороту ковша Ц2 і Ц3 робоча рідина підводиться від гідророзподільників Р1 і Р2 блоку Б. Для встановлення гідроциліндрів в заданому положенні застосовані гідрозамки ЗМ3 та ЗМ4 (в гідророзподільниках Р1 і Р2 також встановлені гідрозамки ЗМ1 і ЗМ2). Пілотні гідророзподільники P_a та P_b з пропорційними електромагнітами забезпечують дистанційне та безступінчасте керування основними золотниками Р1 і Р2. Клапани тиску КД1 і КД2 автоматично виконують розділ потоків РР згідно з системою LUDV. В блок Б також вмонтовані зворотні клапани КО1 і КО2.

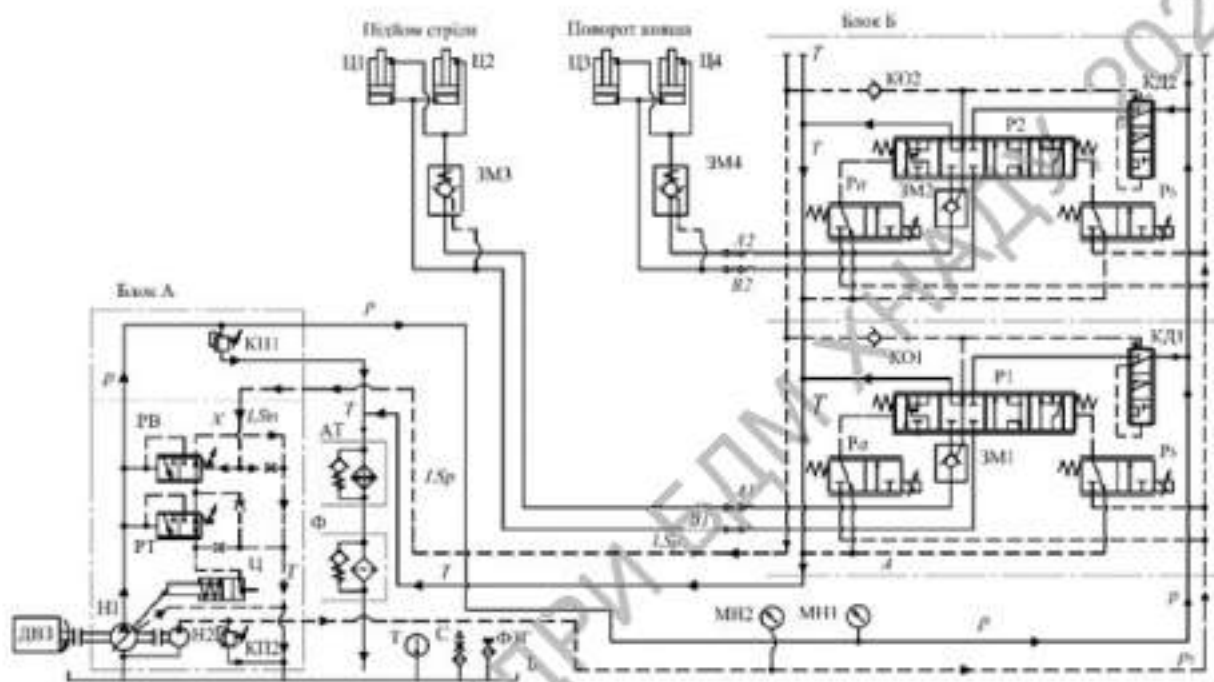


Рисунок 3 – Модернізована гідросистема технологічного обладнання навантажувача Т-156Б

Подача РР до гідророзподільників Р1 і Р2 Блоку Б здійснюється від аксіальнопоршневого насоса Н1 з автоматичними регуляторами тиску РТ та витрати РВ. На задньому кінці валу насоса Н1 встановлений допоміжний шестеренний насос Н2, який використовується для керування гідророзподільниками Р1 і Р2. Приводним двигуном насосів є основний ДВЗ навантажувача. Для захисту від перевантажень встановлені запобіжні клапани КП1 і КП2.

Кондиціонування РР здійснюється за допомогою фільтра Ф на оливахолоджувача АТ, які встановлені в зливній магістралі гідропривода.

Для контролю тиску в гідросистемі встановлені манометри МН1 і МН2, а для температури РР в гідробаку встановлений термометр Т. На кришці гідробаку Б встановлені також повітряний фільтр С та фільтр с заливною горловиною ФЗГ.

Таким чином, модернізація гідропривода технологічного обладнання навантажувача Т-156Б спрямована на енергозбереження за допомогою насоса з регульованим робочим об'ємом, дистанційне безступеневе регулювання

швидкості переміщення гідроциліндрів за допомогою системи пропорційного управління гідророзподільниками та одночасне регулювання потоків робочої рідини за допомогою системи LUDV в блоці гідророзподільників.

Висновки

Запропонована гідравлічна схема модернізації навантажувача Т-156Б, яка за допомогою аксіальнопоршневого насоса з регульованим робочим об'ємом та сучасного гідророзподільника дає суттєві енергозберігаючі переваги при експлуатації навантажувача.

Література

1. 146. Т-156Б Погрузчик. Руководство по эксплуатации. 156.00.000 РЭ. ОАО «Харьковский тракторный завод. – Харьков. – 2000. – 200 с.
2. . Трактор ТС-10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе». Харьков. 2008. 114 с.
3. Гидрораспределитель секционный LUDV. Тип SX14, SX14S. Rexroth Bosch Group. – R-RS 64125/02.11. – 22 с.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ПОЛКОВОЇ ТРАНШЕЙНОЇ МАШИНИ ПЗМ-2

Преймак Ю. О., магістр
кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова,
Реброва А. О., бакалавр
кафедра системного аналізу та інформаційно-аналітичних технологій,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
Науковий керівник – доцент, к.т.н Аврунін Г. А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянемо технологічне обладнання та рульове керування машини ПЗМ-2 з метою його модернізації до сучасного технічного рівня.

З початку 60-х років минулого століття всі колісні трактори та вантажні автомобілі мали рульове керування так званого інтегрального типу зі вбудованим гідропідсилювачем, що суттєво знижало зусилля водія на рульовому колесі. На рис. 1 приведена конструкція такого механізму на колісному тракторі Т-150 та тягачі Т-155 [1-5]. Основні деталі такого механізму: 1 і 4 – підшипники картера; 2 – підшипник сектора; 3 – черв'як; 5 – втулка шліцьового валу; 6 – кришка; 7 – підшипники валу; 8 – склянка картера.

Ця конструкція є виключно надійною, оскільки зберігає постійний механічний зв'язок між рульовою колонкою і колесами, навіть при випадку відмови гідропідсилювача. Але з початку 80- років для рульових механізмів позашляхових транспортних засобів зі швидкістю руху до 50 км/год (колісні екскаватори та бульдозери, дорожні котки, навантажувачі, трактори, сільськогосподарські збиральні комбайни та ін.) стали застосовувати гідроприводи, що включають гідроциліндри для повороту коліс, насос-дозатор для подачі регламентованого об'єму робочої рідини у порожнині гідроциліндрів пропорційно куту повороту рульового колеса і насос для подачі рідини у гідросистему. Такі гідроприводи рульового керування дозволяють істотно знизити зусилля на рульовому колесі, а сполучення насоса-дозатора з гідроциліндрами керування колесами за допомогою рукавів високого тиску забезпечує зручність компонування рульового приводу на машині.

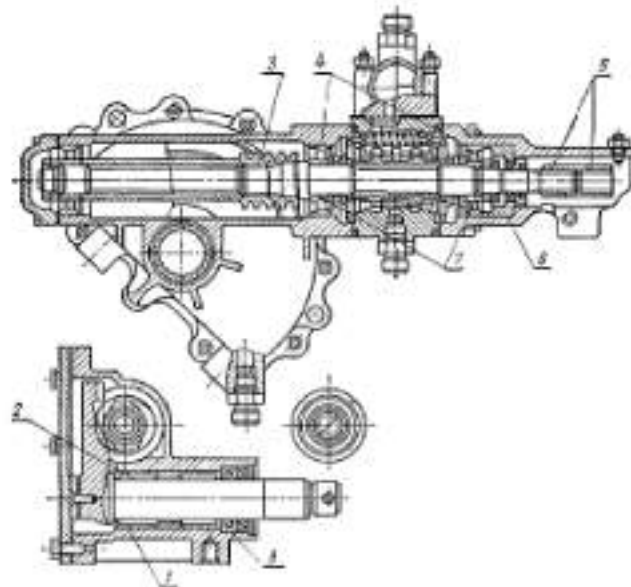


Рисунок 1 – Конструкція гідромеханічного рульового керування колісного трактора Т-150 перших випусків

З початку 80-х років конструкції рульового керування колісних тракторів стали модернізувати, спочатку введенням двох гідроциліндрів замість одного при збереженні інтегрального механізму в цілому, а потім почався перехід на сучасні конструкції з насосами-дозаторами [6-8].

На рис. 2 приведена гідравлічна принципова схема технологічного обладнання ПЗМ-2, до якої віднесено як першочерговий крок з модернізації об'ємний гідропривод сучасної конструкції з насосом-дозатором НД.

В складі штатного обладнання використовувались шестеренний насос Н1 (НШ-32), гідроциліндри Ц1...Ц8, аксіальнопоршневий гідромотор (НПА-64), гідроапаратура функціонування гідродвигунів та захисту їх від перевантажень, а також гідробак Б і фільтр Ф1 для очищення робочої рідини (РР) від забруднень.

Розглянемо характеристики окремих гідропрістроїв.

Насоси:

Н1 – шестеренний насос НШ32 приводу гідроциліндрів Ц1...Ц8;

Гідроциліндри:

Ц1 і Ц2 – підйому-опускання бульдозерного відвала;

Ц3 і Ц4 – підйому-опускання робочого органу;

Ц5 і Ц6 – подання РО для риття котловану;

Ц7 і Ц8 – подання РО для риття траншеї.

Гідророзподільники:

Р1 і Р3 – чотирьопозиційні (позиції: підйом-опускання- нейтраль-плаваюча), шестилінійні, з ручним управлінням, механічним фіксатором і пружинним поверненням в нейтральне положення. У нейтральному положенні забезпечують розвантаження насоса від тиску;

Р2 – двопозиційний, шестилінійний, з ручним управлінням і механічним фіксатором;

Р4 і Р5 – трипозиційні (позиції: підйом-опускання-плаваюча), шестилінійні, з електромагнітним управлінням;

Р6 і Р7 – трипозиційні, трилінійні, з електромагнітним управлінням.

Клапани запобіжні та інша гідроапаратура:

КП1 – основний запобіжний клапан;

КП2 і КП3 – «вторинні» для захисту при динамічних навантаженнях.

ДР1 – дросель регульований;

ДР2 і ДР3 – дросель із зворотним клапаном;

ДР4...ДР7 – дроселі нерегульовані;

КО1 і КО2 – клапани зворотні;

Ф1 – фільтр зливний.

Функціонування гідропривода штатної ПЗМ-2.

Робота бульдозерного відвала.

1. Р1 переміщують вліво і РР поступає до Ц1в і Ц2в, переміщуючи поршні усередину, з порожнин Ц1а і Ц2а РР витісняється через Р1 в лінію злива Т, фільтр Ф1 і гідробак Б.

2. Р1 переміщують управо і РР поступає до Ц1а і Ц2а, переміщуючи поршні назовні, з порожнин Ц1в і Ц2в РР витісняється через Р1 в лінію Т, фільтр Ф1 і гідробак Б.

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

Підйом-опускання робочого органу. При переміщенні гідророзподільника Р1 управо РР поступає безпосередньо через дросель ДР6 в гідроциліндр Ц4а і гідророзподільник Р9 і дросель ДР4 в гідроциліндр Ц3а. Відбувається висунення поршнів гідроциліндрів Ц3 і Ц4, а злив РР з порожнин

Ц3в і Ц4в здійснюється через дроселі ДР5 і ДР7, і гідророзподільник Р3 в лінію злива *T*, фільтр Ф1 і гідробак Б. При зміщенні гідророзподільника Р3 вліво РР поступає через дроселі ДР5 і ДР7 в штокові порожнини гідроциліндрів Ц3в і Ц4в. Відбувається рух поршнів усередину гідроциліндрів. РР з поршневих порожнин Ц3а і Ц4а зливається в гідробак Б двома шляхами: з Ц3а і ДР4 через гідророзподільників Р9 і Р3 через в лінію злива *T* у фільтр Ф1; з гідроциліндра Ц4а і дросель ДР6 по лінії зливу *T* у фільтр Ф1. Гідророзподільник Р9 дозволяє робити гідроциліндрам Ц3 і Ц4 по черзі, для чого необхідно перевести золотник гідророзподільника Р9 управо.

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

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

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

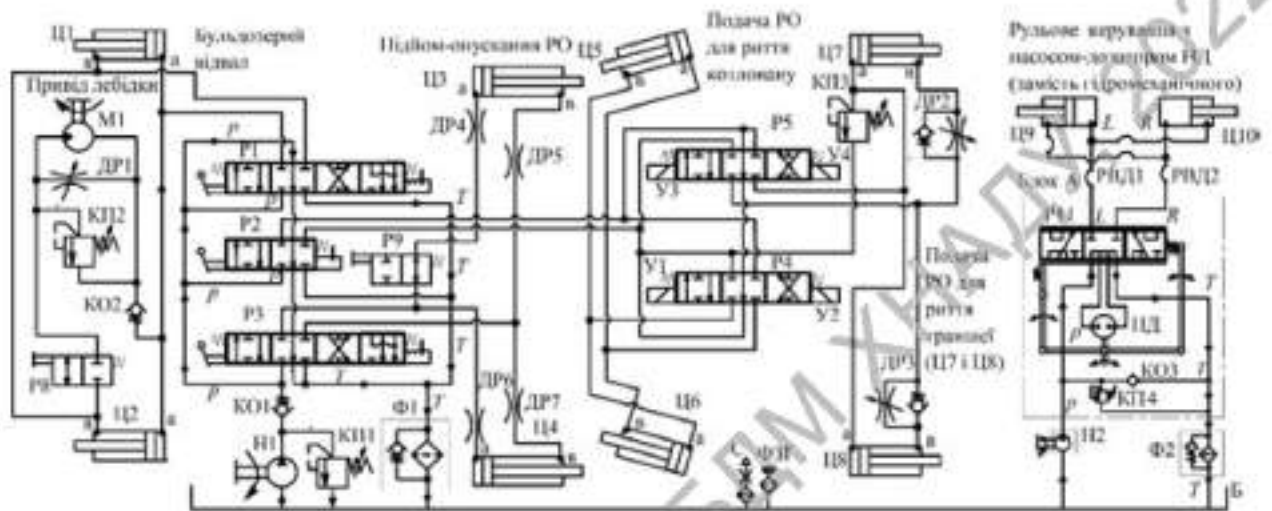


Рисунок 2 – Гідравлічна принципова схема технологічного обладнання ПЗМ-2, яка доповнена сучасним рульовим керуванням з насосом-дозатором

До складу насоса-дозатора НД входять гідророзподільник Р11, запобіжний клапан КП4 для захисту від перевантажень насоса Н2, зворотний клапан КО3 в лінії нагнітання насоса, гідроциліндри Ц9 і Ц10. Гідроциліндри повідомлені з насосом-дозатором за допомогою рукавів високого тиску РВД1 та РВД2. Позначення *L* і *R* відповідають підводам РР до гідроциліндрів Ц9 і Ц10 для забезпечення повороту ПЗМ-2 «вліво» або «вправо». Штрихпунктирною лінією обведена гідросхема насоса-дозатора НД. На зливі РР в гідробак Б встановлено фільтр Ф2. При повороті рульового колеса і пов'язаного з ним гідророзподільника Р11 лінія нагнітання *p* насоса сполучається з відповідними порожнинами гідроциліндрів.

В цілому, слід відзначити велику увагу, яка приділяється модернізації траншеєкопачам в останній час, зокрема що до підвищення тактико-технічних характеристик та вдосконалення гідропривода технологічного обладнання.

Висновки

1. Запропонована модернізація полкової траншейної машини ПЗМ-2, першочерговим етапом якої є перехід на рульовий механізм з насосом-дозатором.

2. Розглянуті матеріали плануються до використання в дипломних роботах, зокрема при виконанні розрахунку динаміки гідропривода рульового керування [9].

Література

1. <http://allspectech.com/stroitel'naya/jekskavatory/transhejnye/vidy.html>
2. https://www.techstory.ru/exco_mn/tex/etc252_tex.htm
3. <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%97%D0%9C-2>
4. <http://miltorg.com/kolesnaya-tehnika/pzm-2-polkovaja-zemlerojnaja-mashina>
5. Малахов В. С. Ремонт тракторів Т-150 и Т-150К / В. С. Малахов, А. С. Мудрук, П. М. Кривенко. – М.: Колос, 1982. – 222 с.
6. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
7. Сучасні тенденції розвитку систем гідрооб'ємного рульового керування / М. І. Іванов, О. М. Переяславський, С. А. Шаргородський, О. Р. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика – 2011. – 4(34). – С. 109-112.
8. Модернізація об'ємних гідроприводів навесного обладнання колесних тракторів ПАО «ХТЗ ім. С. Орджонікідзе» / Г. А. Аврунін, В. И, Аносов, В. Н. Рулев, В. Б. Самородов // Промислова гідравліка і пневматика – 2014. – №4(46). – С. 71-82.
9. Аврунін Г.А. Використання динамічного моделювання VisSim у вивченні дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» / Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Збірник наукових праць. – Вісник ХНАДУ. – 2019, вип. 87. – С. 13-17.

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РЕГУЛЯТОРІВ РОБОЧОГО ОБ'ЄМУ АКСІАЛЬНОПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ГІДРОСИЛА

Шевченко Д.М., аспірант
Науковий керівник – професор, д.т.н Кириченко І.Г.
доцент, к.т.н. Аврунін Г.А.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Розглянемо гідравлічні принципові схеми аксіальнопоршневих гідромашин (АПГ) виробництва «Гідросила» (м. Кропивницький) з регульованим робочим об'ємом для об'ємних гідроприводів (ОГП) із замкненим ланцюгом циркуляції РР. Ці гідромашини – насоси та гідромотори широко застосовуються в мобільних гідроприводах, зокрема в автобетонозмішувачах [1, 2].

Всі регулятори зміни робочого об'єму аксіальнопоршневих насосів Н і гідромоторів М серій S і H побудовані з використанням двох гідроциліндрів Ц1 і Ц2, що здійснюють поворот похилого диска гідромашини. Подача РР до гідроциліндрів забезпечується гідророзподільником Р(Р1), конструктивне виконання якого визначає тип регулятора робочого об'єму. Тиск управління P_y подається до гідророзподільника (інша назва – стежний золотник) і гідроциліндрам від насоса підживлення Н2 і налаштовується переливним клапаном КП. Зворотні клапани КО1 і КО2 входять в систему підживлення і забезпечують безкавітаційну роботу насоса ОГП. Швидкодія регулятора і демпфірування коливань тиску забезпечується дроселями (жиклерами) ДР1...ДР3, значення площі перетинів яких встановлюють при замовленні гідромашини. Механічний зворотний зв'язок ЗЗ забезпечує відповідність положення похилого диска відхиленню золотника гідророзподільника Р(Р1). Зсув золотника гідророзподільника Р вправо призводить (рис. 1) до поступу РР в гідроциліндр Ц1 і збільшенню робочого об'єму насоса. В цей час РР з гідроциліндра Ц2 зливається в корпус насоса.

При зміщенні золотника вліво похилий диск відхиляється в протилежну сторону і робочий об'єм насоса збільшується в протилежну сторону, завдяки чому реверсують подачу насоса. При відсутності впливу на золотник (важіль його приводу на корпусі насоса) завдяки пружинам похилий диск встановлюється в нульове значення подачі насоса.

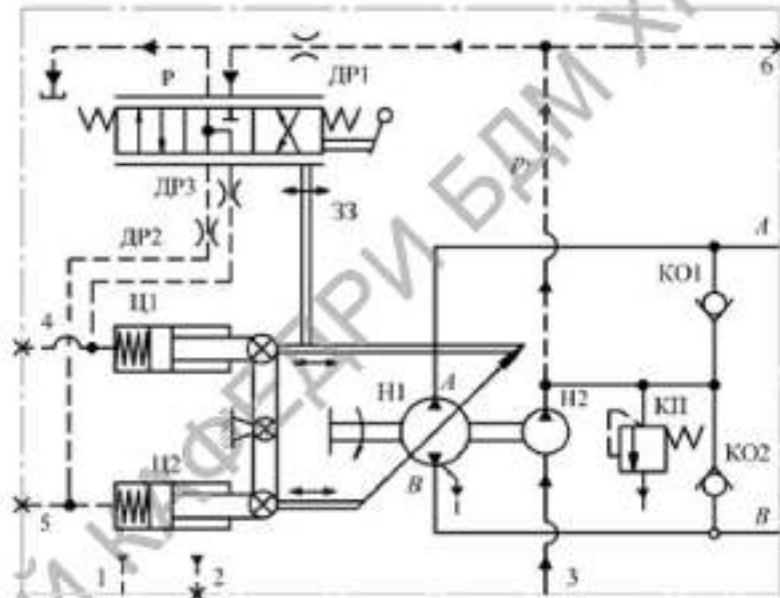


Рисунок 1 – Гідравлічна принципова схема регулятора МН гідромеханічного управління робочого об'єму насоса

Гідравлічне управління типу HD (рис. 2) реалізується шляхом подачі тиску P_P по черзі під торці золотника гідророзподільника P за допомогою каналів X_1 і X_2 . Як джерело формування тиску може використовуватися запобіжний або редуційний клапани, причому використання цих гідропрстроїв з пропорційним управлінням дозволяє отримати безступінчасту зміну робочого об'єму і подачі насоса.

За допомогою трубопроводів між насосом і регулюючим клапаном управління здійснюється дистанційно. Зазвичай гідравлічне управління подачею насоса застосовують в складних гідравлічних схемах, коли необхідно виконання певного алгоритму робочих операцій багатодвигунового ОГП. Якщо редуційні клапани знаходяться безпосередньо на насосі або на відстані від насоса, тобто повідомляються з силовим гідроциліндром за допомогою

трубопроводів (рекомендується довжиною не більше 2 м), і управляється оператором шляхом ручного (м'язового) впливу, то такий регулятор називається гідравлічним.

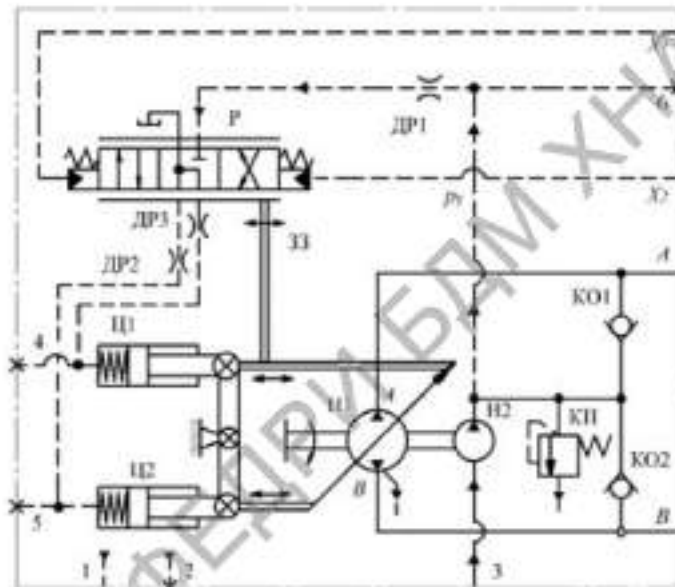


Рисунок 2 – Гідравлічна принципова схема регулятора ND гідравлічного управління робочого об'єму насоса

Електромагнітне трипозиційне управління робочим об'ємом насоса типу ER реалізується за допомогою гідророзподільника P1 (рис. 3).

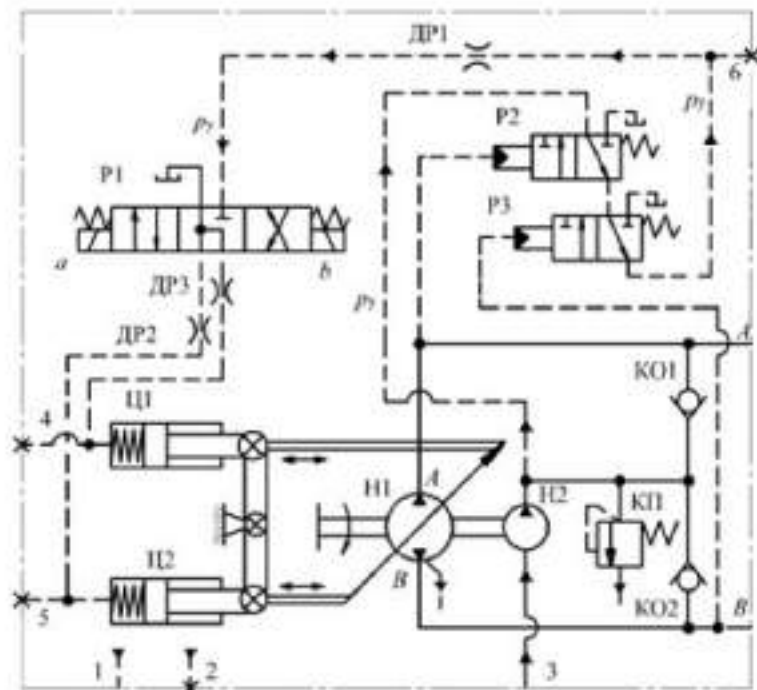


Рисунок 3 – Гідравлічна принципова схема регулятора ER трипозиційного електромагнітного управління робочого об'єму насоса

При подачі електроживлення по черзі на магніти a або b похилий диск приймає максимальне значення кута нахилу в одну або іншу сторону, що відповідає реверсивним значенням подачі насоса. При відсутності струму на електромагнітах золотник гідророзподільника P1 встановлюється в нейтральному положенні, відповідному нульовій подачі насоса. У такій схемі управління відпадає необхідність у зворотному зв'язку між золотником і гідроциліндрами (похилим диском).

На цьому ж рисунку приведена додаткова схема захисту від перевантажень насоса за допомогою гідророзподільників P2 і P3 – регулятора граничного тиску D для зниження подачі насоса до мінімальної при досягненні регулятором значення його спрацювання. Зустрічаються терміни «регулятор або компенсатор тиску» («pressure compensator») або клапан «cut off». При нормальній роботі ОГП, тобто до тих пір, поки тиск в гідросистемі не досягне настройки пружин золотників гідророзподільників P2 і P3, обидва золотника знаходяться в крайньому лівому положенні, як показано на гідросхемі. При цьому тиск управління від насоса підживлення P_n надходить до гідророзподільника P2, P3 і через дросель DP1 до P1. При досягненні тиску більш значення настройки пружини гідророзподільника P2, золотник останнього зміщується вправо і тиск управління p_y від насоса підживлення до гідророзподільників P3 і P1 не надходить. Відсутність тиску управління p_y в гідророзподільнику P1 призводить до того, що похилий диск насоса прагне зайняти нейтральне положення, знижуючи його подачу до нульового значення. При досягненні тиску більш значення настройки пружини гідророзподільника P3, золотник останнього зміщується вправо і повідомляє лінію управління p_y гідророзподільника P1 з баком, що також призводить до автоматичного зменшення подачі насоса.

Пропорційне (безступінчасте) регулювання робочого насоса типу EP за допомогою пропорційних електромагнітів наведено на рис. 4. У цій схемі управління гідроциліндрами Ц1 і Ц2 регулятора здійснюється по черзі за

допомогою двох редукційних клапанів КР1 і КР2, до яких підводиться тиск управління p_y від насоса підживлення Н2 (значення тиску налаштовується переливним клапаном КП). При створенні тиску клапаном КР1 в лівій порожнині золотника гідророзподільника Р поршень гідроциліндра Ц1 переміщається вправо, що призводить до збільшення робочого об'єму насоса. За допомогою редукційного клапана КР2 відбувається реверсування подачі насоса. При мінімальному тиску управління на обох клапанах КР1 і КР2 поршні гідроциліндрів Ц1 і Ц2 за допомогою пружин встановлюються автоматично в середньому положенні, відповідному мінімальному робочому об'єму насоса, тобто «нульовий» подачі РР в лініях нагнітання.

При використанні редукційного клапана з електричним пропорційним керуванням і розміщенні його безпосередньо на насосі управління робочим об'ємом останнього здійснюється оператором дистанційно по дротах, і такий регулятор називається електрогідравлічним.

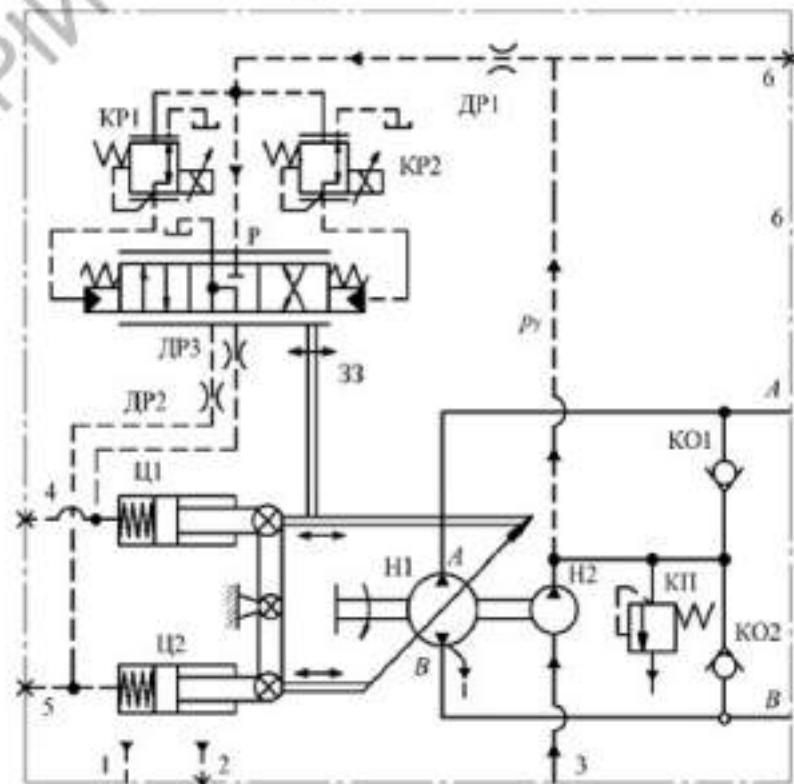


Рисунок 4 – Гідравлічна принципова схема регулятора ЕР електричного пропорційного управління робочим об'ємом насоса

На рис. 5 і 6 приведені схеми регулювання гідромоторів.

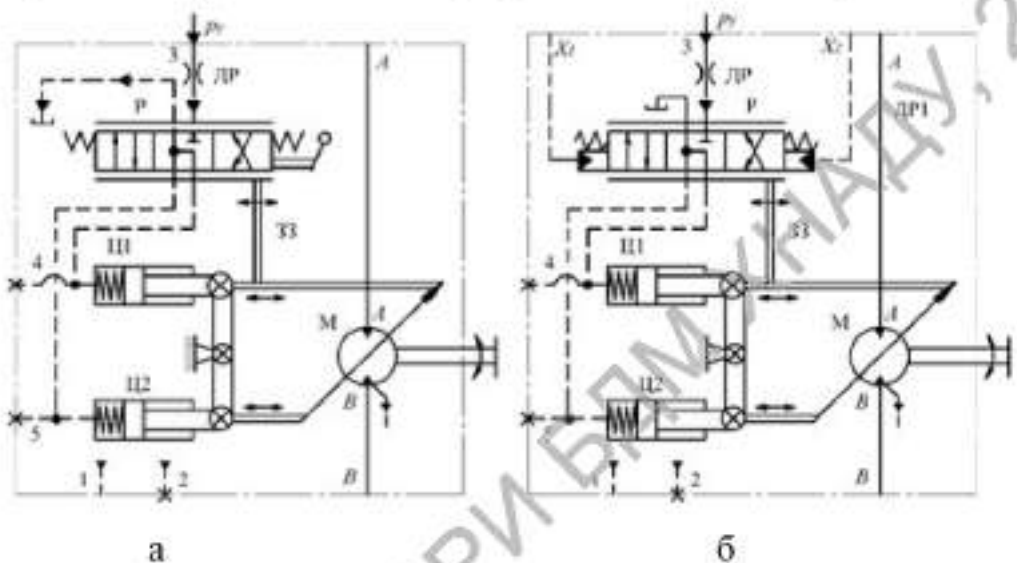


Рисунок 5 – Гідравлічні принципіві схема регуляторів робочого об'єму гідромоторів: а – гідромеханічного МП; б – гідравлічного HD

Схема на рис. 5,а відноситься до гідромеханічної (ручній або м'язової) системи управління за впливом на гідророзподільник P (стежний золотник), а схема на рис. 5,б до гідравлічної за допомогою каналів управління X_1 і X_2 .

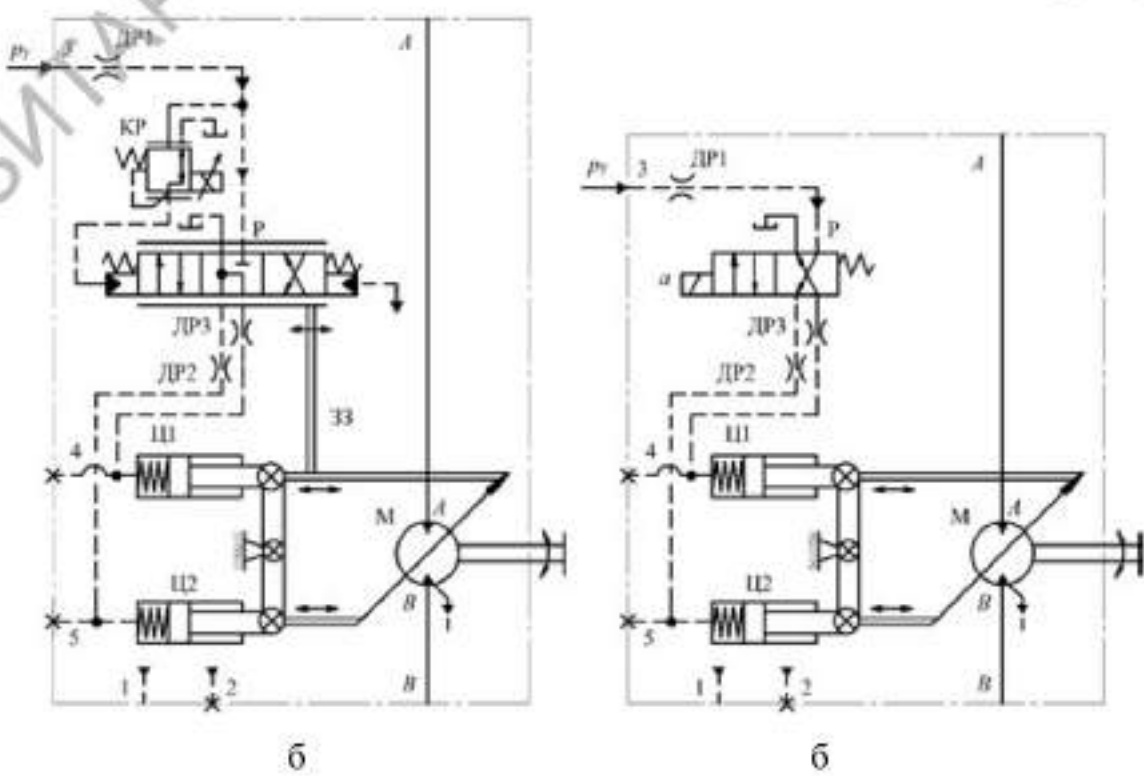


Рисунок 6 – Гідравлічні принципіві схема регуляторів робочого об'єму гідромоторів: а – електрична пропорційна ЕР; б – трипозиційного електромагнітного управління ЕР

Системи регулювання робочого об'єму гідромоторів на рис. 6 забезпечують його регулювання за допомогою засобів електрогідроавтоматіки.

При цьому схема на рис. 6,а забезпечує безступінчасте управління похилим диском за допомогою редуційного клапана КР з пропорційним електромагнітом, причому тільки в нереверсивному режимі від мінімального значення робочого об'єму (струм на електромагніт не подають) до максимального при відповідному пропорційному значенні струму управління. Реверсування частоти обертання валу гідромотора забезпечується насосом.

Схема на рис. 6,б забезпечує тільки дві позиції похилого диска і робочого об'єму гідромотора: при відсутності електроживлення на магніті *a* пружина утримує золотник гідророзподільника Р в лівому крайньому положенні і тиск управління p_y подається тільки в гідроциліндр Ц2, а при подачі електроживлення на магніт *a* РР поступає в гідроциліндр Ц1. У такій схемі також відсутній зворотний зв'язок між гідророзподільником Р і похилим диском гідромотора.

Порівняльні характеристики по вихідній потужності насосів, крутного моменту гідромоторів із зазначенням номінальної частоти обертання типорозмірних рядів гідромашин «Гідросила» наведені на рис. 7. На базі цих гідромашин можуть створюватися ОГП потужністю від менш 30 кВт до 250 кВт і крутним моментом від 200 Н.м до 740 Н.м. Слід зазначити, що серія гідромоторів MFH2 при однакових значеннях номінального тиску в 42 МПа і, відповідно, крутного моменту, порівняно із серією MFH, має більш високу номінальну частоту обертання. Ця серія (MFH2) має тільки три типорозміри по робочому об'єму (75, 90 і 112 см³) і відрізняється від серії Н більш високою номінальною частотою обертання (3300 хв⁻¹ і 2500 хв⁻¹, відповідно), що дає навіть при однаковому номінальному тиску в 42 МПа приріст потужності майже більш ніж в 1,3 рази. Насоси серій Н і Н2 в порівнянні з серією S мають підвищену номінальну частоту обертання і тиск (2500 хв⁻¹ і 1500 хв⁻¹, 42 МПа і 35,7 МПа, відповідно), що дає істотний приріст потужності майже в два рази.

Використання насосів підживлення героторного типу дають можливість будувати конструкції з двох аксіальнопоршневих насосів (тандем) та доповнювати їх шестеренним насосом (ця серія має назву «Н»). Першим насосом в такій конструкції повинен бути насос PVH, до нього приєднують насоси PVH або PVS, а до останнього шестеренний насос GP.

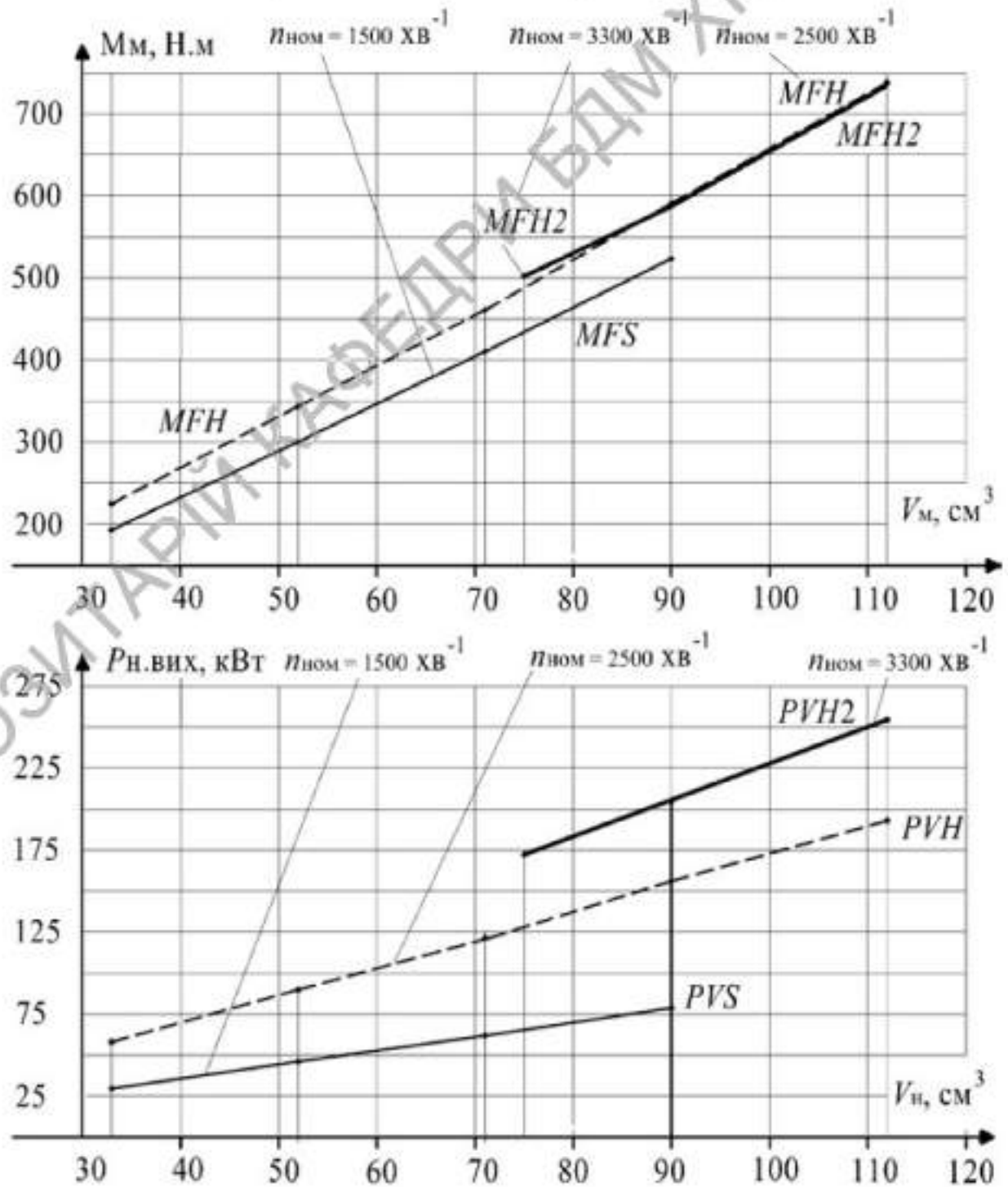


Рисунок 7 – Значення вихідної потужності насосів та крутного моменту гідромоторів «Гідросила» серій S, H та H2

На рис. 8 приведена гідравлічна принципова схема ОГП, яка складається з аксіальнопоршневих гідромашин «Гідросила» серії S. До складу блоку насоса БН входять вбудовані гідроциліндри Ц1 і Ц2 для переміщення похилого диска насоса Н, насос підживлення та керування Нп, клапан тиску КПп, зворотні (антикавітаційні) клапани КО1 і КО2, і дроселі ДР1...ДР3 системи керування.

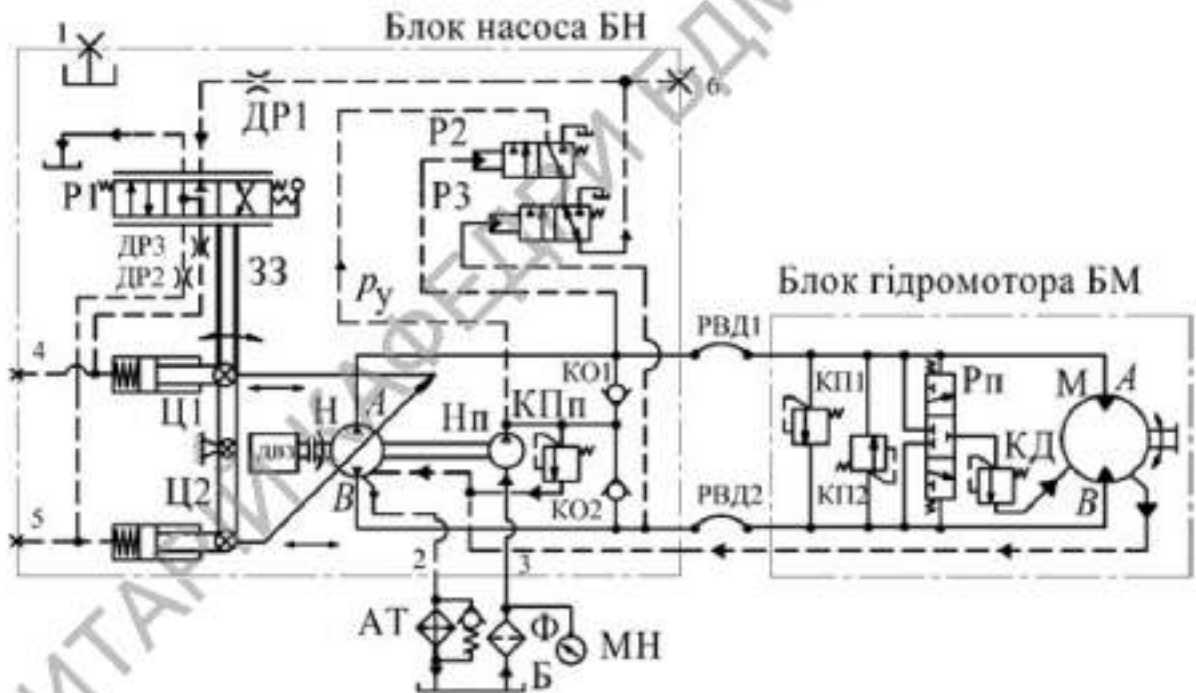


Рисунок 8 – Гідравлічна принципова схема ОГП з аксіальнопоршневих гідромашин «Гідросила» серії S

У блок гідромотора БМ входять гідромотор з постійним робочим об'ємом М, клапани запобіжні КП1 і КП2, «промивний» гідророзподільник Рп і клапан тиску КД. Блоки насоса і гідромотора з'єднані рукавами високого тиску РВД1 і РВД2. На всмоктуванні в насос підживлення Нп встановлено фільтр Ф з моновакуумметром МН, в лінії зливу витоків РР з корпусів насоса і гідромотора в гідробак Б встановлений охолоджувач АТ. Стрілками вказаний напрямок течії РР в основних, підживлення і дренажних магістралях ОГП. Регулювання робочого об'єму насоса здійснюється шляхом переміщення стежного золотника Р1 на кут $\pm 30^\circ$. Гідророзподільники Р2 і Р3 забезпечують роботу регулятора граничного тиску D (див. рис. 3).

Висновки

1. Аксиальнопоршневі насоси і гідромотори вітчизняного підприємства «Гідросила» з регульованим робочим об'ємом для використання в замкненому ланцюзі циркуляції робочої рідини мають досить широку номенклатуру виконань регуляторів для забезпечення потреб мобільних машин.
2. Потужність насосів досягає 250 кВт, крутний момент гідромоторів 700 Н.м.

Література

1. Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit. Аксиальнопоршневі насоси і гідромотори для закритих гидросистем сериі S, H, H2 / HYGROSILA – HS-AC-03/012018. – 100 с.

2. Аналіз характеристик аксиальнопоршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г. А., Шевченко В. О., Шевченко Д.М., Щербак О. В., Пимонов І. Г., Мороз І.І. // Вісник ХНАДУ, вип. 95, 2021. С. 15-25.

АНАЛІЗ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ГЛИБОКОМУ РІЗАННІ ЗВ'ЯЗАНИХ ГРУНТІВ З ВІБРАЦІЙНОЮ ІНТЕСИФІКАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ

Шевченко Р.Д., магістр
Науковий керівник – професор, д.т.н Супонев В.М.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Збільшення об'єму робіт по безтраншейному прокладанню трубопроводів газорозподільних мереж, енергетичних кабелів різних типів, дренажних систем, мереж водопостачання та водовідведення та інше. Ці роботи виконуються спеціальними землерийними машинами в основі яких покладено утворення в ґрунті глибокої щілини ножовими робочими органами.

Цей процес вимагає значних тяглових зусиль. Відомо, що для його зниження використовують різні способи інтенсифікації: вібрацію, змазування, транспортування, покриття антифрикційними матеріалами та інше.

Одним з найефективніших методів є механічне коливання робочого обладнання за рахунок його кінематики.

Тому питання визначення впливу на процес інтенсифікації глибокого різання ґрунтів є важливим, як з наукової так і з практичної точки зору.

Технологія безтраншейного прокладання підземних комунікацій отримала широке впровадження у виробництві та достатньо досконало висвітлена в багатьох дослідженнях вітчизняних та закордонних авторів.

Питанням прокладання трубопроводів та інших видів інженерних комунікацій в різних умовах, в тому числі гірський та заболоченій місцевості відкритим способом та без відривання траншеї представлені в роботах [1,2]. В них розглянуті технології виконання робіт, принципи підбору парку машин та механізмів при проведенні землерийних робіт.

Удосконаленню процесу створення траншей для лінійно-протяжних об'єктів наводяться в дослідженнях [3, 4], які показали можливість підвищення продуктивності створення траншей для прокладання інженерних комунікацій за рахунок використання менш енергоємних технологій розробки ґрунту робочим обладнанням ланцюгових багатоскребкових екскаваторів безперервної дії.

З аналізу безтраншейних технологій для прокладання трубопроводів, кабелів та ліній зв'язку [5] було визначені розрахунки для визначення зусиль опору прокладанню комунікацій. Встановлено, що для впровадження процесу необхідно створювати в ґрунті глибоку щілину. Для цього необхідно до ножового робочого органу додавати значні сили для подолання опору різання ґрунту.

Процес інтенсифікації глибокого різання ґрунту при безтраншейному прокладанні дренажних систем для меліорації було розглянуто в роботах [6].

Зниження опору різання ґрунту досягається за рахунок збільшення критичної глибини різання ґрунту багатоярусним ножом та при глибині різання до 1,2 м з шириною ножа досягає 40%. Але це не звільняє від необхідності використання додаткового тягача, що у свою чергу вимагає пошуку інших шляхів інтенсифікації робочого процесу.

Як відомо, загальний опір ґрунтів глибокому різанню включає наступні складові:

- силу тяжіння вирізаного ґрунту;
- зовнішнє і внутрішнє тертя;
- опір відділенню ґрунту від масиву.

Зниження впливу тих або інших складових можливе різними способами, найефективнішими з яких є використання вібрації робочих органів. Такі теоретичні і експериментальні дослідження по застосуванню ефекту вібрації для зменшення зусиль різання проводилися в КІБІ [7]. Встановлені залежності впливу на ефективність зниження тягового зусилля таких чинників як швидкість різання амплітуда і частота коливань і т.д.

При цьому виявлено зростання ефекту використання від частоти коливального процесу і зниження цього впливу при збільшенні швидкості різання. Наголошується, що максимальний ступінь зниження зусилля копання може досягати 90 % у лабораторних умовах проведення експериментів, що говорить про високу ефективність цього способу інтенсифікації робочого процесу.

Застосування віброударних коливань вертикального ножа при глибині копання до 2 м для натурних робочих органів дають ще вищий ефект (60 – 95 %), тоді як тільки вібраційний режим коливань дозволяє понизити тягове зусилля машини тільки на 35 – 48 %.

Детальніше дослідження впливу вібрації на процес різання вертикальними плоскими ножами кабелеукладачів було проведене в роботі [8]. Вібруючі ножі здійснювали як вертикальні або подовжні коливання, так і складніші – циркуляційні (тобто одночасне переміщення кромки ножа в

подовжній і поперечній площині). В ході експериментальних досліджень встановлено, що застосування вібрації дає можливість понизити тягове зусилля:

- при вертикальних коливаннях – до 2,22 рази;
- при подовжніх коливаннях – до 8,83 рази;
- при циркуляційних коливаннях – до 11,5 рази.

При цьому ефект вібрації у всіх розглянутих випадках збільшується з підвищення частоти і амплітуди вимушених коливань. Загальна енергоємність щілеутворення вертикальним ножом на думку автора декілька перевищує енергоємність статичного різання ґрунту.

Для аналітичного дослідження останнього висновку скористаємося відомими показниками ефективності по зусиллю різання:

$$\delta^P = \frac{P_{cm} - P_{vib}}{P_{cm}}, \quad (1)$$

де P_{cm} і P_{vib} – відповідно зусилля різання при не вібруючому і вібруючому ножі.

Енерговитрати при віброрізанні можна оцінити аналогічним показником:

$$\delta^N = \frac{N_{cm} - (N_{vib} + N_m)}{N_{cm}}, \quad (2)$$

де $N_{cm} = P_{cm} \cdot U$ – потужність тягача при традиційному статичному різанні ґрунту;

$N_{vib} = P_{vib} \cdot U$ – потужність тягача при віброрізанні ґрунту;

N_m – потужність приводу вібратора (вібромашини).

Підставляючи вирази в загальну формулу, отримаємо:

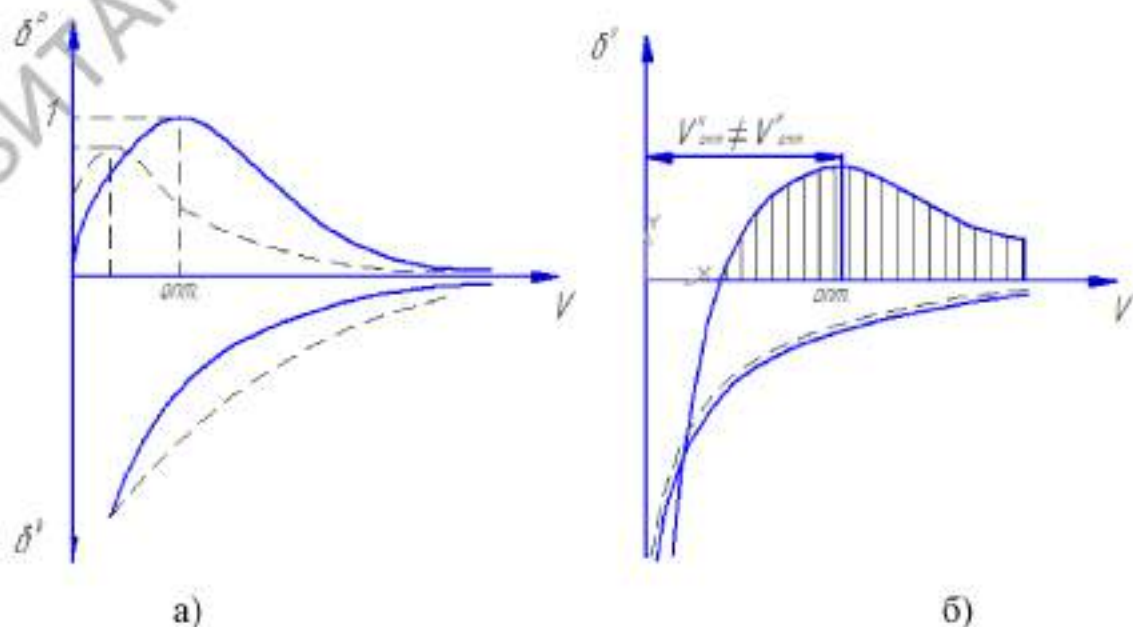
$$\delta^N = \frac{P_{cm}v - (P_{віб}v + N_m)}{P_{cm}v} = \frac{P_{cm} - P_{віб}}{P_{cm}} - \frac{N_m}{P_{cm}v} = \delta^P - \frac{N_m}{P_{cm}g} \quad (3)$$

Якщо вираз $\frac{N_m}{P_{cm}g}$ позначити, як δ^B , то залежність (3) прийме завершений вигляд:

$$\delta^N = \delta^P - \delta^B \quad (4)$$

Остання різниця говорить про те, що результуюча енергоемність (позитивна) залежатиме не від ступеня зниження зусилля різання, а від співвідношення впливу швидкості руху машини на обидва показники (δ^P і δ^B) одночасно.

Якісно графік впливу цих залежностей на результуючу величину можна представити в наступному вигляді (рис. 1а).



а) складові; б) результуючі

Рисунок 1 – Енергетична ефективність вібраційного різання ґрунту

Як видно з (рис. 1б) величина результуючого показника далеко не завжди матиме позитивне значення (заштрихована зона).

Залежно від характеру кривих δ^P , і δ^B (дивись пунктир на рис. 1а) їх сумарне значення буде практично завжди в негативній області, а в зоні малих значень швидкості U ця вірогідність ще більше збільшується. Це говорить про зростання загальної енергоємності процесу вібраційного різання ґрунту при горизонтальному напрямі вектора вібраційної швидкості. Навіть при позитивній різниці складових максимум ефекту буде при абсолютно інших значеннях швидкості руху машини, що вимагає пошуку нового оптимуму по різних критеріях.

Висновки

По результатам проведених досліджень про вплив кінематики робочого обладнання ножових машин на процес різання ґрунтів та аналітичними дослідженнями по відомим показникам ефективності процесу різання ґрунтів було встановлено, що зниження поступальної швидкості одночасно зменшує і статичну потужність різання, що може вплинути на сумарну енергоємність процесу в цілому з урахуванням витрат потужності на привод механізму вібрації.

Література

1. Ткачук М.М., Филипчук В.Л., Якимчук Б.Н. Будівництво зовнішніх мереж і монтаж санітарно-технічного обладнання будівель: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 391 с.
2. Rudnev V.K., Suponiyv V.N., Saenko N.V. et al. Soil thrust boring plant of static action with ring spacers of horizontal wells. Magazine of Civil Engineering. 2015. №2. С. 100–107.

3. Kravets S., Suponyev V., Goponov A., Koval A., Kovalevskyi S./Determining efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraпер trench excavators// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. → Kharkiv, 2020.- Vol. 4, №1 (106), P.23-28. - ISSN 1729-3774 (SCOPUS).

4. Руднев В.К., Кравец С.В., Каслин Н.Д., Супонев В.Н. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций Харьков: ООО «Фавор», 2008. 56с.

5. Супонев В.Н., Каслин Н.Д., Олексин В.И. Бестраншейные технологии прокладки распределительных инженерных коммуникаций// Науковий вісник будівництва. №499. 2008. С. 213-217.

6. Хмара Л.А., Кравец С.В., Скоблюк М.П. и др. Машины для земляных работ: підручник; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмари та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х.: ХНАДУ, 2014. 548 с.

7. Наукові основи створення землерійно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв. Монографія / Кравець С.В., Кованько.В.В., Лук'янчук О.П. – Рівне:НУВГП, 2015 – 319 с.

8.Критичноглибинні двоярусні ґрунторозпушувачі: Монографія /Кравець С.В., Скоблюк М.П., Стіньо О.В., Зоря Р.В./За загальною редакцією С.В. Кравця – Рівне:НУВГП, 2018. 235 с.

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТО-РЕЙКОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗЕМЛЕРІЙНИХ МАШИН

Ліскун А.О., ст. гр., ТМ-21-М, бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Крупко В.Г.,
Приазовський державний технічний університет

Найбільш ненадійним деталями у рейкових механізмах натиску екскаваторів є кремальєрні шестерні. Середній термін служби кремальєрних шестерень кар'єрних екскаваторів ЕКГ-4,6 дорівнюють 800 годинам. Відмови

цих шестерень складають близько 70% від загального числа відмов механізму натиску. Середня частота відмов за годину кремальєрних шестерень дорівнює близько 0,008, у той час як середня частота відмов усіх інших зубчатих коліс у середньому становить 0,00075 [1].

Можна виділити декілька основних причин, через які відбуваються відмови вузлів робочого обладнання або зменшується термін їх служби:

- не раціональний вибір параметрів вузлів та механізмів;
- недостатні запаси міцності деталей при проектуванні механізмів;
- недотримання технології виготовлення деталей; неточне встановлення деталей у процесі збирання постійні динамічні навантаження недотримання рекомендацій щодо технічного обслуговування і експлуатації вузлів та механізмів.

Для поліпшення роботи механізму натиску кар'єрного екскаватора, а також для збільшення часу його безвідмовної роботи, запропоновано змінити параметри зубчатого зачеплення кремальєрна шестерня – рейка.

Теоретично, стандартне зачеплення шестерні з рейкою проходить по прямій лінії. Але насправді, через неточне встановлення та нерівномірне навантаження на балки рукояті, відбувається зміщення плями контакту до краю зуба. Це призводить до швидкого зносу крайок зуба і виходу з ладу шестерні в цілому [1,2].

Допустимо, що об'єм зношування металевих зубів шестерні пропорційний виконаній роботі сил тертя ковзання:

$$Q = k \cdot A_{\text{тр}} \quad (1)$$

де Q – об'єм зношеного металу, мм^3 ;

$A_{\text{тр}}$ – виконана робота сил тертя ковзання, Дж;

k – коефіцієнт пропорційності, $\text{мм}^3/\text{Дж}$.

Об'єм видаленого металу, або об'ємний знос, дорівнює:

$$Q = LdS,$$

(2)

де L – лінійний знос (мм);

dS – площа контакту (мм²);

Швидкість об'ємного зносу дорівнює:

$$W = \frac{Q}{t} = \frac{LdS}{t},$$

(3)

де t – час роботи зубчатої передачі.

З іншого боку, робота сил тертя дорівнює:

$$A = f_{ck} \cdot P_H \cdot l,$$

(4)

де P_H – сила нормального тиску між спряженими профілями, кН;

f_{ck} – коефіцієнт тертя ковзання;

l – шлях сили тертя, мм;

Підставивши вирази (1) і (4) у формулу (3), отримаємо основну розрахункову формулу:

$$V_{zn} = k \cdot \frac{P_H \cdot V_{отн} \cdot f_{ck}}{dS},$$

де V_{zn} – швидкість лінійного зносу, мм/с;

k – коефіцієнт пропорційності, який залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, що зношується;

$V_{отн}$ – швидкість відносного ковзання двох спряжених поверхонь, мм/с;

f_{ck} – коефіцієнт тертя ковзання;

dS – площа контакту, мм².

Нормальну силу у зачепленні визначається як [3]:

$$P_H = \frac{Q}{\cos(\alpha_{\omega})},$$

де Q – зусилля на зубчатій рейці, кН.

Так як в зачепленні з рейкою знаходиться не один зуб, а декілька, і в реальних експлуатаційних умовах можливе збільшення зусилля на рейці через удари і т.п., введемо у що розрахункову формулу коефіцієнт перекриття зубчатої передачі ε_{α} та коефіцієнт динамічності K_d .

$$P_H = \frac{Q \cdot K_d}{\cos(\alpha_{\omega}) \cdot \varepsilon_{\alpha}},$$

Коефіцієнт перекриття зубчатої передачі визначимо за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{2 \cdot (h_i^* - \xi_1 - \xi_2)}{\pi \cdot \sin 2\alpha_{\omega}},$$

де h_i^* – коефіцієнт граничної висоти рейки;

ξ_1 – коефіцієнт зміщення зуба шестерні;

ξ_2 – коефіцієнт зміщення зуба рейки (зуб рейки зазвичай не підрізується, але в цій формулі він використовується як коефіцієнт експлуатаційного зазору в зачепленні).

Так як зуби шестерні зношуються більш інтенсивно, ніж зуби рейки, будемо вважати, що зміна швидкості відносного ковзання залежить тільки від зносу зуба шестерні.

Використовуючи дані залежності був проведений розрахунок довговічності кремальєрних шестерень з різними параметрами зачеплення.

Розрахунок проводився на EOM з використанням програми Maple 11. При розрахунку прийнято:

- $C_{\text{п}} = 1,3 \cdot 10^4$ МПа - коефіцієнт питомої жорсткості прямих зубів;
- $P_{\text{н}} = 200$ кН - нормальна сила в зачепленні;
- $\lambda = 3^\circ$ - кут перекосу рейки;
- $B = 150$ мм – ширина зуба шестерні.
- $\rho_{\text{ш}}$ - визначається за РТМ 24.072.23-83.

У якості еталонної шестерні була прийнята шестерня з наступними параметрами:

- число зубів – 14;
- модуль – 24 мм;
- коефіцієнт висоти зуба – 1;
- коефіцієнт корекції – 0;
- кут зачеплення – 20° .

Довговічність цієї зубчастої шестерні прийнята за одиницю.

Найбільшу розрахункову довговічність – 1,15, показала шестерня з такими параметрами: число зубів – 14; модуль – 24 мм; коефіцієнт висоти зуба – 0,8; коефіцієнт корекції – мінус 0,2; кут зачеплення – 15° .

Таким чином розрахунки, проведені по розробленій методиці показали, що для підвищення зносостійкості зубчастої шестерні, а отже і її довговічності, необхідно:

- зменшити до мінімального можливих значень кут зачеплення, що викликає зменшення швидкості відносного ковзання профілів, а також збільшує товщину зуба;
- збільшити від'ємне зміщення вихідного профілю шестерні до значень - 0,3...-0,2; змінити стандартну форму зуба шестерні, надавши йому радіус кривизни по ширині.

Література

1. Кох, П. И Надежность и долговечность одноковшовых экскаваторов / П. И. Кох. – М. : Машиностроение, 1966. – 136 с. – ISBN 000-000-000-000-0.
 2. Кох, П. И. Ремонт экскаваторов.-2-е изд-е, перераб. и доп. / П. И. Кох. – М. : Недра, 1979. – 381 с. - ISBN 000-000-000-000-0.
- Артоболевский, И. И. ТММ : учебник для вузов / И. И. Артоболевский – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1988 – 640 с. – ФТТЯ 2

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПЕРЕДАТНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

Біленко Є.О. ст. гр. ТМ-21-М, бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Крупко В.Г.,
Приазовський державний технічний університет

Одна з корінних проблем, що стоїть перед промисловістю, – проблема різкого підвищення якості продукції. Перш за все йдеться мова про підвищення працездатності машин та механізмів за рахунок підвищення їх надійності і довговічності. Це – головний шлях економії праці, матеріалів високої вартості, засобів на капітальні ремонти і запасні частини.

Визначення показників надійності, а відповідно і норми витрат для передатних механізмів певних типів машин можуть бути розраховані двома методами:

1. Статистичними методами, коли норми встановлюються на основі обробки статистичних даних про витрати запасних частин на окремі види ремонту чи за визначений час в експлуатаційно-ремонтних підприємствах.
2. Розрахунковими методами, коли норми витрат запасних частин встановлюються на основі науково-обґрунтованих даних про терміни служби

деталей (з застосуванням методу мікрометрування зносів деталей при стендових та полігонних дослідах машин при їх дійсній експлуатації).

Відомо, що норми витрати запасних частин можуть встановлюватися з використанням обох методів. Збір і обробка статистичних даних про працездатність та терміни служби деталей повинні виконуватися у відповідності з вимогами ГОСТ 16468-70 "Надійність виробів машинобудування. Система збору й обробки інформації. Основні положення".

Розробка норм витрати запасних частин на підставі обробки статистичних даних про їхні фактичні витрати (у результаті чого отримуються так звані статистичні норми) є в цей час найбільш широко застосовуваним методом, однак, він має наступні основні недоліки:

1. Дані про витрату запасних частин дають тільки кількісну (при цьому не завжди точну) характеристику витрати запасних частин і не дають якісну характеристику цієї витрати (при яких величинах внесків замінені деталі, скільки часу проробили деталі до заміни, які були умови їхньої роботи, змащення й ін.)

2. Статистичні дані про витрату запасних частин для машин, що працюють у різних гірничо-геологічних кліматичних умовах не враховують, як правило, вплив цих умов.

Визначення працездатності деталей передатних механізмів, а відповідно і розробка норм запасних частин другим методом є науково-обґрунтованим, оснований на фактичних даних отриманих по результатам експлуатації, який застосовувався при розробці норм витрати запасних частин на капітальний ремонт крокуючих екскаваторів типів ЕК 5/45, ЕК 15/90, ЕК 10/60, ЕК 10/70А [1,2] цей метод приймається в якості основного у той же час при встановленні термінів роботи, а відповідно і норм витрати деталей передатних механізмів повинні бути враховані статистичні дані про практичну витрату запасних частин.

Схема-алгоритм розробки норм витрати запасних частин на основі встановлених показників працездатності окремих деталей другим методом включає збір і обробку статистичних даних по наступній схемі:

- для окремих видів ремонту машині

- для всіх видів ремонтів протягом одного року;
- на один мільйон кубометрів ґрунту, вийнятого екскаватором.

Вихідною інформацією при розрахунку норм витрати запасних частин по зношуванню є:

1. Дані вимірів зносів деталей екскаваторів, здійснених при виконанні дійсного дослідження.

2. Дані про величини зносів і швидкостях зношування деталей екскаваторів, отримані при дослідженнях, проведених ПРАТ НКМЗ на основі яких розробляються норми витрати запасних частин по зносу :

- для окремих видів ремонту машині
- для всіх видів ремонтів протягом одного року;
- на один мільйон кубометрів ґрунту, вийнятого екскаватором.

Норми витрати запасних частин, що руйнуються, (на усунення раптових відмов) розробляються на певний період і для всіх видів ремонтів.

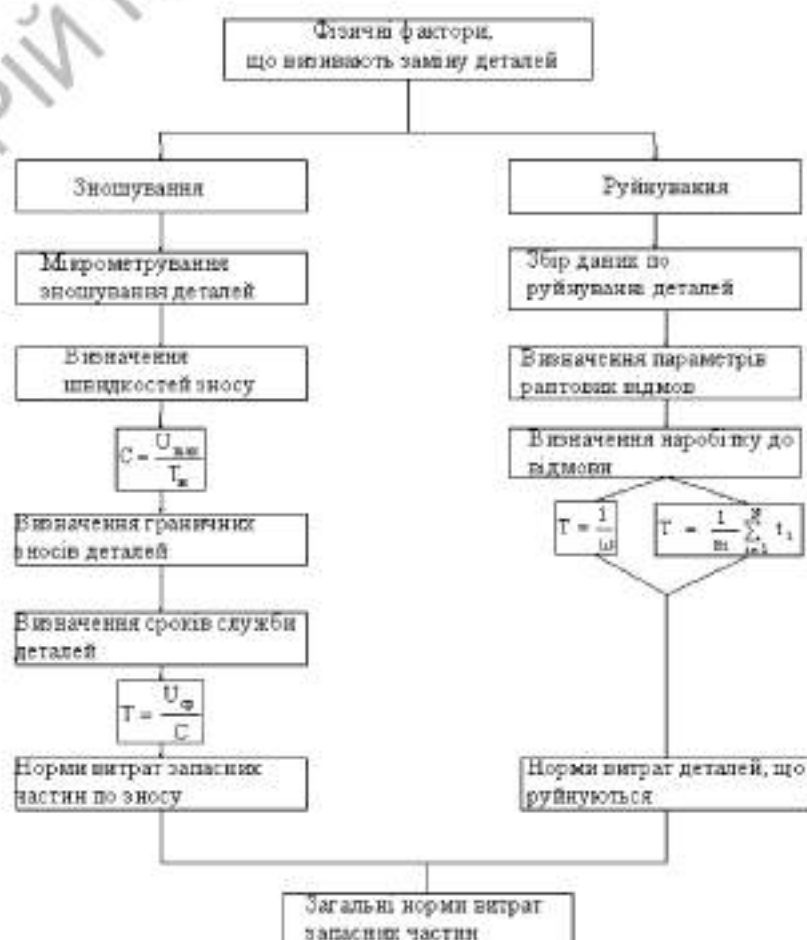


Рисунок 1 – Схема-алгоритм визначення показників працездатності та норм витрат запасних частин на ремонти крокуючих екскаваторів

При розробці методики визначення показників для оцінки працездатності та норм витрати запасних частин екскаваторів повинні бути враховані:

- умови експлуатації екскаваторів: категорії ґрунтів, що розроблюються, концентрація пилу робочої зони, режим роботи екскаваторів;
- кліматичні умови: вплив низьких і високих температур - зовнішнього повітря, вологи та ін.
- ретельність і регулярність виконання технічного обслуговування екскаваторів: змащування, очищення, регулювання та ін.;
- кваліфікація машиністів,
- тривалість експлуатації екскаватора до моменту проведення технічного обстеження.

Всі ці дані повинні бути зафіксовані в паспорті технічного обстеження екскаваторів на ремонтпридатність і ремонтну технологічність. Прикладена форма паспорта є невід'ємною частиною технічної документації для окремих машин, або групи однотипних машин, що працюють в однакових умовах.

Таким чином по наведеній методиці можна визначити показники працездатності деталей та передатних механізмів, які впливають на безвідмовну роботу машин та знайти технологічні і конструктивні параметри, що впливають на ці показники та знайти шляхи подовження міжремонтного періоду одночасно, це, як правило, як правило, збільшує й загальний термін служби машини або при незмінності цього строку відповідно зменшується число ремонтів. В обох випадках знижується відносна (питома) величина витрат на ремонт, причому це може відбуватися як завдяки збільшенню загальної віддачі машини (вироблення) за весь строк її експлуатації при незмінному рівні ремонтних витрат, так і внаслідок зменшення їхньої абсолютної величини при незмінному періоді експлуатації.

Література

1. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 560 с: ил. ISBN 5-7038-1996-2
2. Кох П.И. Надежность механического оборудования карьеров. / Кох П.И. – М.: Изд-во "Недра", 1978. – 192 с. – ISBN 000-000-000-000.
3. ГОСТ 17509-72 Система сбора и обработки информации. Методы определения точечных оценок показателей надежности по результатам наблюдений. М.: Изд-во стандартов, 1972. – с. 62.
4. Боровиков В.П. Статистический анализ и обработка данных в среде Windows./ Боровиков В.П., Боровиков И.П. – М.: Филиппинь, 1998. – 608 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ І КОНСТРУКТИВНИХ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

Чекуров І.С. ст. гр. ТМ-21-М, бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Крупко В.Г.,
Приазовський державний технічний університет

Основними машинами на підприємствах по видобутку корисних копалин відкритим способом являються потужні екскаватори з гусеничними механізмами пересування, в яких тягове зусилля передається від ведучого колеса гусеничного ланцюга за допомогою кулачково-гребневого зачеплення.

Аналіз конструктивних особливостей кулачково-гребневого зачеплення, показав що існує декілька різновидів зачеплення з різними геометричними параметрами привідних коліс і гусеничних ланок.

Метою досліджень гусеничних передач є виявлення впливу окремих конструктивних параметрів передач на їх працездатність та довговічність, пошуки шляхів підвищення якості роботи гусеничних передач та створення єдиної методики розрахунків та проектування кулачково-гребневих зачеплень потужних екскаваторів.

Проведені теоретичні та експериментальних дослідження дозволили об'єктивно обрати оптимальні параметри гусеничних передач (рис.1) з урахуванням конструктивних особливостей гусеничного ходу екскаваторів, що дозволить, підвищити довговічність деталей та ККД гусеничного зачеплення. Для досягнення мети необхідно було вирішити наступні завдання:

- визначити середній термін служби основних деталей зачеплення та причину їх вибраковки;
- провести аналіз існуючих методів розрахунку, проектування та конструктивних особливостей кулачково-гребневих зачеплень ;
- дослідити навантаження, діючі на деталі гусеничного зачеплення та встановити конструктивні та експлуатаційні методи підвищення довговічності деталей гусеничних передач.

Статичні характеристики темпу зносу основних деталей гребневих зачеплень екскаваторів ЭКГ-5А та ЭКГ-8И приведено на графіках (рис.2,3) криві фактичного та теоретичного розподілу темпу зносу кулаків ЭКГ-5А та ЭКГ-8И, що працюють на вугільних підприємствах. Перевірка фактичного розподілу темпу зносу за критерієм Пірсона χ^2 показала відповідність його розподілу нормальному закону.

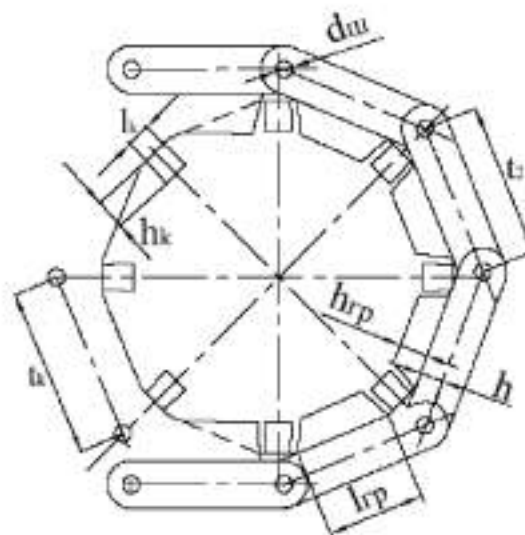


Рисунок 1 – Конструктивні схеми існуючих гусеничних передач з прямолінійними елементами (кулак-гребінь)

Аналіз графіків показує, що середнє арифметичне значення темпу зносу кулаків у ЕКГ-5А у 1,4 рази більше, ніж у ЕКГ-8И, збільшення кроку ланцюга – у 2,6 рази, а зменшення кроку кулаків приблизно співпадає. Зменшення кроку кулаків колеса, викликане зносом ободу колеса та опорних доріжок ланок, визначалось за залежністю:

$$t_1 = 2 \left[\left(\frac{H_k}{2} + \Delta \frac{H_k}{2} \right) + (h + \Delta h) \right] \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}, \quad (2.1)$$

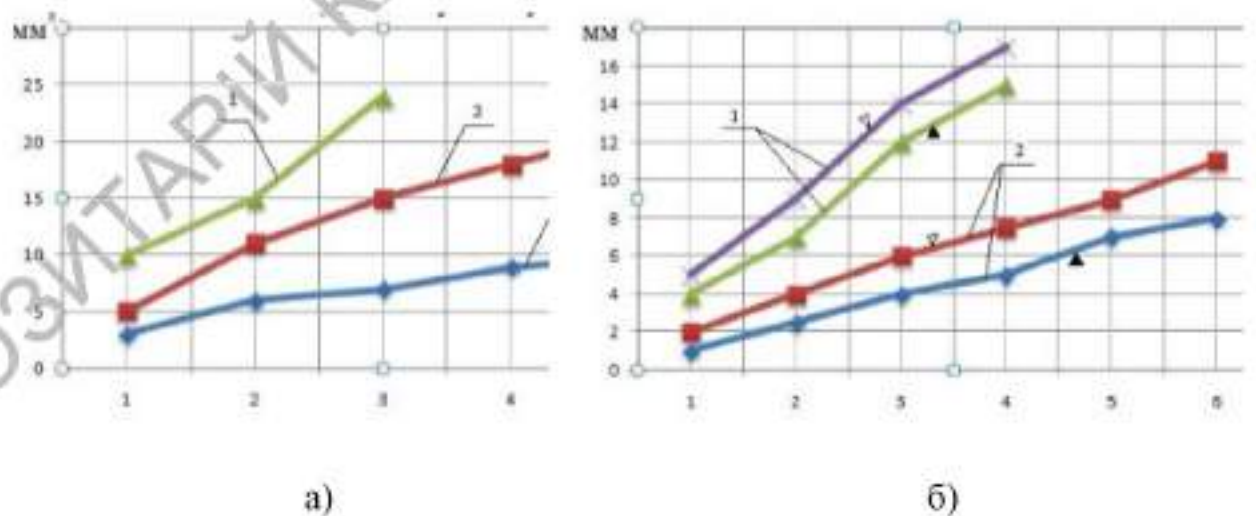
де H_k - відстань між двома протилежними гребенями колеса;

ΔH_k - знос ободу колеса;

h - відстань від осі шарнірів до опорної доріжки ланки;

Δh - знос опорних доріжок;

δ - центральний кут крокового багатокутника.



а) поперечного перетину кулаків ведучих коліс екскаваторів; б) збільшення кроку гусеничного ланцюга екскаваторів ЕКГ-5А (1), ЕКГ-8И (2) та ЭВГ-35.65М (3) від часу експлуатації

Рисунок 2 – Залежність зносу

Теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження [1,2] гребневих зачеплень з різноманітними конструктивними параметрами дозволили виявити вплив окремих параметрів на характер зміни

непродуктивних втрат, при передачі тягового зусилля від ведучого колеса гусеничного ланцюга. Для порівняння зачеплень з різними конструктивними, силовими та кінематичними параметрами та обґрунтування застосування зачеплень з криволінійними спряженими поверхнями кулаків та гребенів була прийнята сумарна величина непродуктивних втрат потужності у процесі взаємодії ведучого колеса з гусеницею.

Аналіз конструкцій та досліджень гусеничних ходових пристроїв гребневих зачеплень показав, що в даний час є значна відмінність у підході до проектування, розрахунку та оцінці технічного рівня цих елементів машин, що привело до наявності різноманітності конструкції гусеничних передач навіть для одного класу машин. На основі досліджень розроблених на кафедрі ПТМ ДДМА було метод розрахунку і побудови кулачково-гребневого зачеплення з криволінійним профілем робочих поверхонь кулачків і гребенів для привідних коліс і ланок гусеничних ланцюгів ходового устаткування одноковшевих екскаваторів з ковшем місткістю 4м^3 і більше.

Взаємне розміщення елементів гусеничного ланцюга та привідного колеса у спеціальному зачепленні залежить перш за все від співвідношення кроку колеса до кроку гусениці (параметрів H та t_r). Встановлено, що для зачеплення типу ЭКГ-4,6В відстань від центра колеса до опорної грані ободу повинна бути $H = 1055_{-5}^{+3}$ мм. Крок гусеничного ланцюга бажано збільшити до розміру $t = 360_{-2}^{+1}$, довжина опорної грані t_1 та відстань h від лінії, яка з'єднує центри шарнірів ланки до лінії опорної доріжки, суттєвої ролі не грає.

Результати проведених досліджень бажано використовувати при ремонті гусеничних передач екскаваторів типу ЭКГ-4, ЭКГ-8, ЭВГ-15.

Література

1. Крупко В.Г. Бондаренко Т.Р. Прогнозирование показателей качества гусеничных движителей землеройных машин Вестник ХНАДУ. Сб. науч. трудов. Выпуск. 27 –Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2004-С.30-32.

2. Крупко В.Г. Бондаренко Т.Р. Обґрунтування показників довговічності деталей гусеничних рушіїв екскаваторів Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: «Гірничоелектромеханічна». Випуск 83. – Донецьк: ДонНТУ, 2004.-С.170-175.

3. Чертков В.К. Лях П.Ф. Крупко В.Г. Метод расчета и построения кулачково-гребневого зацепления РТМ 24.072.07.80 Свердловск Изд-во ПО «Уралмаш»,1980.-15с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБОЧИХ ОПЕРАЦІЙ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ОПЕРАТОРА

Любимов Ю.Ю., аспірант
Ефименко П.О., аспірант
Циганок О.П., магістр
Тур М.О., бакалавр

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

Під час роботи автогрейдера виникають значні динамічні навантаження на робоче та ходове обладнання [1-4]. Для визначення ступеня навантаження була розроблена комп'ютерна модель рис.1, та проведені дослідження за допомогою програми UM. На рис.2. представлена схема проведення досліджень.

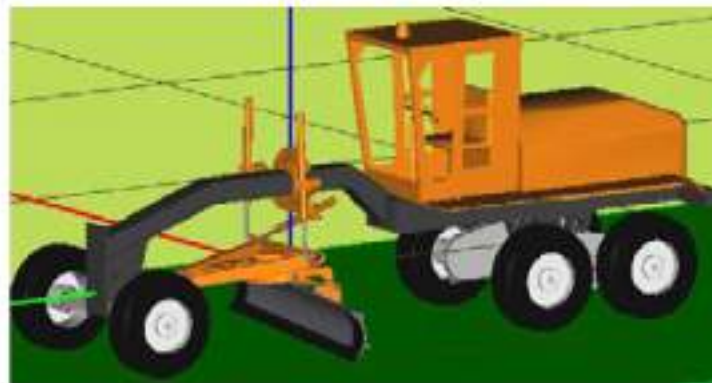


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель

Розглянемо послідовність проведення експериментів по вивішуванню на прикладі схеми 5. Відвал знаходиться в нейтральному положенні. Контакт буде відбуватися краєм відвалу.

Запускаємо програму UM. Завантажуємо модель автогрейдера. Необхідно вказати програмі, що повинен відбуватись контакт між відвалом і дорогою.

Піднімання й опускання відвалу здійснюється завдяки двом вертикальним гідроциліндрам. Під час планування експерименту було вирішено провести, не один, а два експерименти. В першому експерименті, шток в правому гідроциліндрі залишатиметься нерухомим, а лівий буде рухатись до крайнього положення опускаючи при цьому лівий край відвалу (якщо спостерігач обличчям в сторону руху автогрейдера). Нижче буде приведений опис результатів після проведення даного експерименту.

На рисунку 2 зображено початкове положення. Одночасно з анімацією, в правій частині вікна в графіку фіксуються значення контактних сил між колесами і опорною поверхнею.

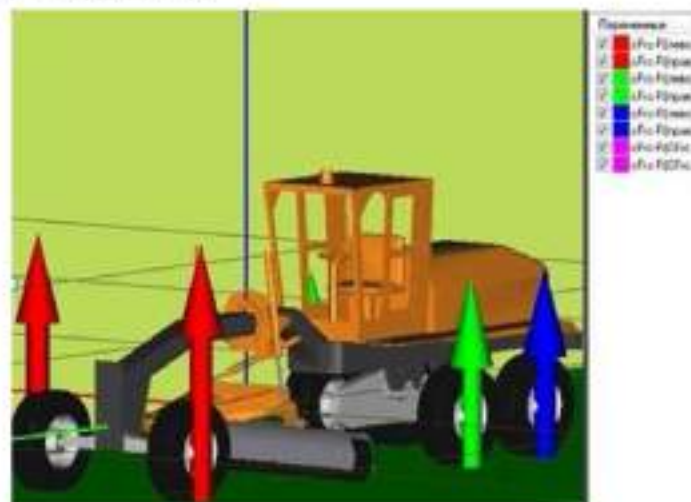


Рисунок 2 – Початкове положення

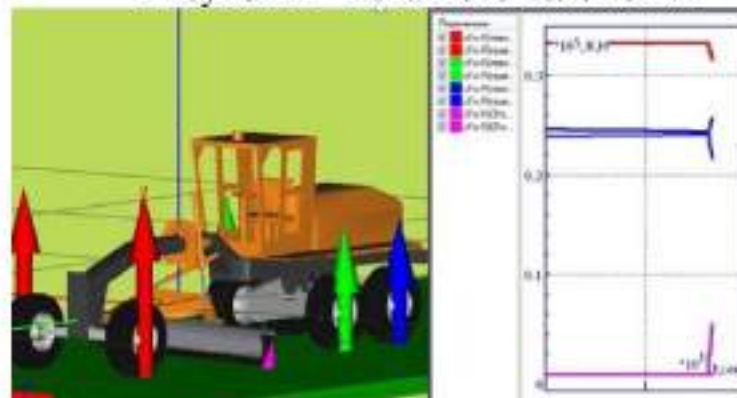


Рисунок 3– Робочі операції

Висновки

Розроблена методика використання програмного засобу «Універсальний механізм» для моделювання динаміки автогрейдера дозволила провести наступні дослідження: режими навантаження ходового обладнання, переїзд через перешкоду, впливу швидкості руху на величину нормальних реакцій, моделювання поперечної стійкості автогрейдера, інтенсивне збільшення навантаження на відвал.

Проведені дослідження встановили також які навантаження діють на оператора під час виконання робіт.

Література

- 1 Алексеева Т.В., Артемьев В.А. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ. Ученик для вузов – М.:Машиностроение, 1972.
- 2 Бондаков Б.Ф., Варганов С.А. Справочник конструктора дорожных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1973.
- 3 Гоберман Л.А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. Ученик для техникумов – М.:Машиностроение, 1979.
- 4 Домбровский Н.Г., Гальперин М.И. Землеройно-транспортные машины: Ученик для вузов. – М.,Машиностроение, 1965.

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ЗАКОРДОННИХ АВТОГРЕЙДЕРІВ, ЩО ВИПУСКАЮТЬСЯ СЕРІЙНО

Погорілий І.В., аспірант
Бондаренко Д.В., аспірант
Науковий керівник – доцент, к.т.н Шевченко В.О.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Аналізуючи ринок сучасних машин, слід перш за все виділити найвідоміші виробничі фірми далекого зарубіжжя:

- Volvo Constraktion Equipment;
- корпорація Caterpillar Inc.;

- корпорація Case – New Holland (CNH);
- корпорація Komatsu.

Характерно, що всі виробники автогрейдерів послідовно оптимізують модельні ряди, головним чином у бік важких машин, прагнучи того, щоб модельний ряд закривав якомога більше ніш, одночасно позбавляючись від внутрішньої конкуренції. Більше стає зчленованих і повнопривідних моделей, менше - машин з жорсткою рамою. Як правило використовуються нові автоматичні коробки передач. Електронні системи контролюють і управляють двигуном, гідросистемами, робочими органами. Удосконалюється ергономіка і поліпшується безпека робочого місця оператора. FOPS - ROPS кабіни поступово стають стандартним оснащенням.

Технічні характеристики і параметри автогрейдерів вказаних вище фірм і корпорацій приведені в таблицях 1, 2, 3 і 4.

Таблиця 1 – Технічні характеристики автогрейдерів корпорації CNH

Модель	Маса, кг	Потужність кВт	Довжина мм	Ширин а по колесам, мм	Коліс на база, мм	База відвалу, мм	Ширин а захвату відвала, мм	Колісна формул а
Case 845	13535	104	8534	2510	6219	2562	3658	1×2×3
Case 865	14550	126	8534	2510	6219	2562	3962	1×2×3
Case 865 DHP	14550	124...141	8534	2510	6219	2562	3962	1×2×3
Case 885	17250	150	8534	2650	6219	2562	4267	1×2×3
PIAT-Kobelco G110	9200	92	7360	2310	5145	Н.д.	3360	1×2×3
PIAT-Kobelco G110 6WD	9500	92	7360	2310	5145	Н.д.	3360	1×3×3
PIAT-Kobelco G140	13535	104	8491	2512	6219	2562	3658	1×2×3
PIAT-Kobelco G170	14550	122	8499	2525	6219	2562	3960	1×2×3
PIAT-Kobelco G200	17250	155	8545	2650	6219	2562	4267	1×2×3
O&K F106.6	10330	91	7533	2307	5243	1981	3355	1×2×3
O&K F106.6A	10630	91	7533	2327	5243	1981	3355	1×3×3
O&K F156.6	14336	118	8512	2595	5983	2504	3660	1×2×3
O&K F156.6A	14738	118	8512	2595	5983	2504	3660	1×3×3
O&K F206	15400	134	8680	2750	6246	2681	3970	1×2×3
O&K F206A	15700	134	8680	2750	6246	2681	3970	1×3×3

Таблиця 2 – Технічні характеристики автогрейдерів корпорації Komatsu

Модель	Маса, кг	Потужність, кВт	Довжина, мм	Ширина по колесам, мм	Колісна база, мм	База відвалу, мм	Ширина захвату відвала, мм	Колісна формула
GD555-3	13850	104... 119	8350	2525	5850	2500	3658	1×2×3
GD555-3 Tier 2	14040	104... 119	8350	2525	5850	2500	3710	1×2×3
GD655-3	14800	123... 142	8595	2550	6070	2600	3658	1×2×3
GD655-3 Tier 2	15000	123... 142	8595	2550	6070	2600	3710	1×2×3
GD675-3	15600	134... 149	8595	2550	6070	2600	4267	1×2×3
GD675-3 Tier 2	15810	134... 149	8595	2550	6070	2600	3710	1×2×3
GD750A-2	19050	168	9220	2743	6452	2870	4267	1×2×3
GD825A-2	26420	209	10010	3310	7112	3100	4928	1×2×3
Galion 830 Series B	12600	107	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 830 Series C	13479	107	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 850 Series B	13700	124	8433	2413	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 850 Series C	14550	124	8446	2443	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 870 Series B	14700	152	8458	2438	5918	2489	3658	1×2×3
Galion 870 Series C	15448	152	8446	2443	5918	2489	3658	1×2×3

Таблиця 3 – Технічні характеристики автогрейдерів корпорації Volvo

Модель	Маса, кг	Потужність, кВт	Довжина, мм	Ширина по колесам, мм	Колісна база, мм	Довжина відвалу, мм	Ширина захвату відвала, мм	Колісна формула
G60	5810	63	6350	2184	4674	3048	1880	1×2×3
G66	6080	63	6350	2184	4674	3048	1880	1×2×3
G80	6800	63	6350	2362	4674	3048	1880	1×2×3
G86	7030	82	6350	2362	4674	3048	1880	1×3×3
G710B	15150	110... 133	9093	2489	6096	3658	2616	1×2×3
G720B	15422	126... 157	9119	2540	6096	3658	2591	1×2×3
G726B	16057	148... 157	9119	2540	6096	3658	2591	1×3×3
G730B	16103	148... 165	9119	2540	6096	3658	2591	1×2×3
G740B	16840	163... 181	9220	2540	6248	3658	2718	1×2×3
G746B	17350	163... 181	9220	2540	6248	3658	2718	1×3×3
G780B	19618	163... 181	9322	2794	6248	4267	2718	1×2×3

Таблиця 4 – Технічні характеристики автогрейдерів корпорації Caterpillar

Модель	Маса, кг	Потужність кВт	Двигун	Кількість передач вперед/назад	Колісна база, мм	Висота відвалу, мм	Ширина захвату відвала, мм	Колісна формула
120H	12650	93,21	3126B	8/6	5923	610	3658	1×2×3
135H	13080	101	3126B	8/6	5923	610	3658	1×2×3
12H	14200	104,4	C9	8/6	6086	610	3658	1×2×3
140H	14680	137,95	3176C	8/6	6169	610	3658	1×2×3
143H	15023	137,95	3176C	8/6	6086	610	3658	1×3×3
160H	15680	149,14	3176C	8/6	6169	686	4267	1×2×3
163H	16538	134,23	3176C	8/6	6086	686	4267	1×3×3
14H	18809	164	3176C	8/8	6557	686	4267	1×2×3
16H	24740	198	3196	8/8	6960	787	4877	1×2×3

Первинний аналіз приведених даних показує, що найбільший відсоток автогрейдерів, що випускаються, складають модифікації середнього класу з масою в межах 13...16 т. Об'єм модифікацій автогрейдерів малого і важкого класів зовсім незначний.

Одним з основних питань, що виникають при проектуванні і експлуатації автогрейдерів, є співвідношення "маса - потужність двигуна". Це співвідношення визначає енергонасиченість машини. На основі табличних даних була проведена апроксимація цієї залежності в програмному середовищі MatLab 7.0.1. Результати обчислень в графічному вигляді представлені на рисунках 1, 2, 3 і 4. Як і очікувалося, потужність двигуна збільшується із збільшенням маси машини. Проте, якщо для фірми Volvo ця залежність носить практично лінійний характер, то для решти фірм - нелінійний, близький до параболічного. Для автогрейдерів корпорації CNH при зростанні маси машини потужність двигуна росте найбільш інтенсивно.

На рисунці 5 приведений зведений графік розрахованих раніше залежностей. Порівняння приведених показників показує, що самими енергонасиченими є автогрейдери фірми Volvo. Якнайменше енергонасиченими є автогрейдери корпорацій Komatsu і CNH. Машини з маркою Caterpillar займають проміжне положення.

Гідрооб'ємний привід передніх коліс виконується, як правило, для машин з масою 15 т і більш. Причому, відсоток модифікацій повнопривідних машин тим більше, чим вище маса машини.

Слід зазначити, що від даного правила є відступи. Наприклад, фірма Volvo випускає повнопривідний автогрейдер легкого класу з масою 7 т, а корпорація Komatsu взагалі не випускає повнопривідних машин.

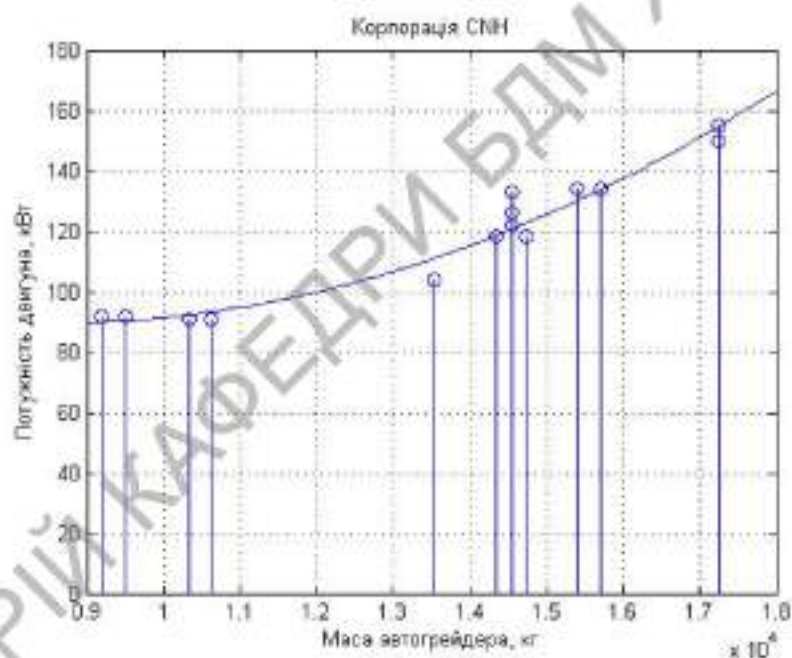


Рисунок 1 – Залежність потужності двигуна (кВт) від маси автогрейдера (кг) для машин корпорації CNH

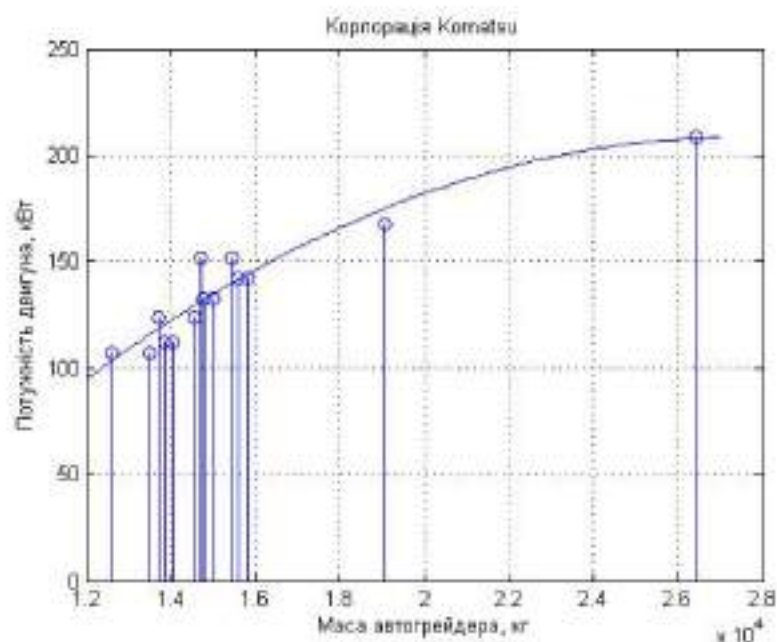


Рисунок 2 – Залежність потужності двигуна (кВт) від маси автогрейдера (кг) для машин корпорації Komatsu

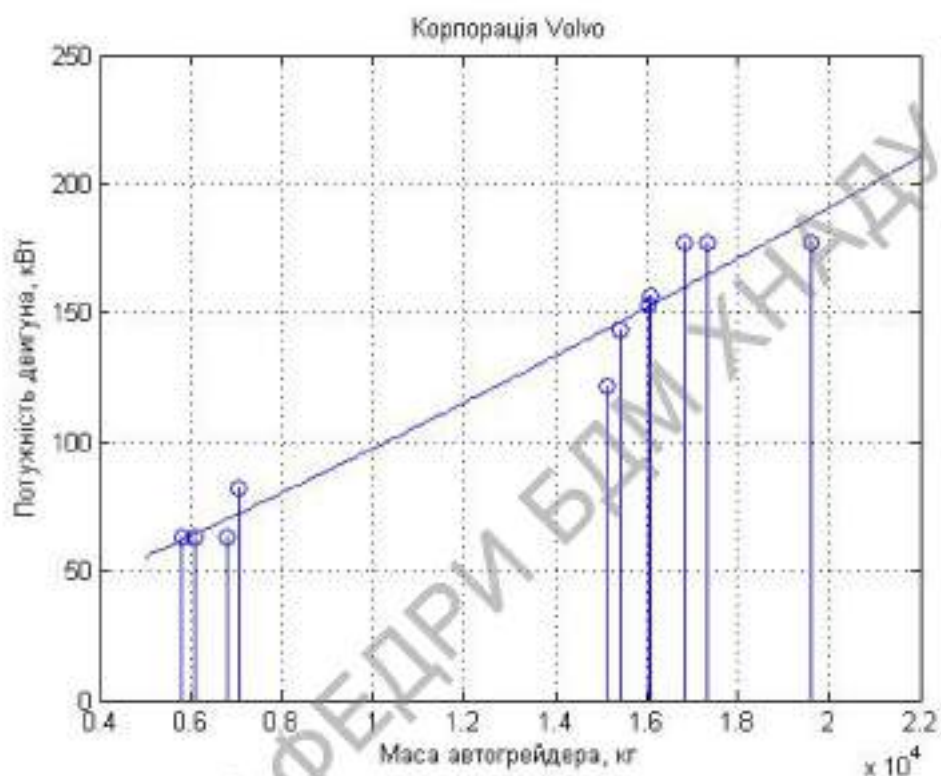


Рисунок 3 – Залежність потужності двигуна (кВт) від маси автогрейдера (кг) для машин корпорації Volvo

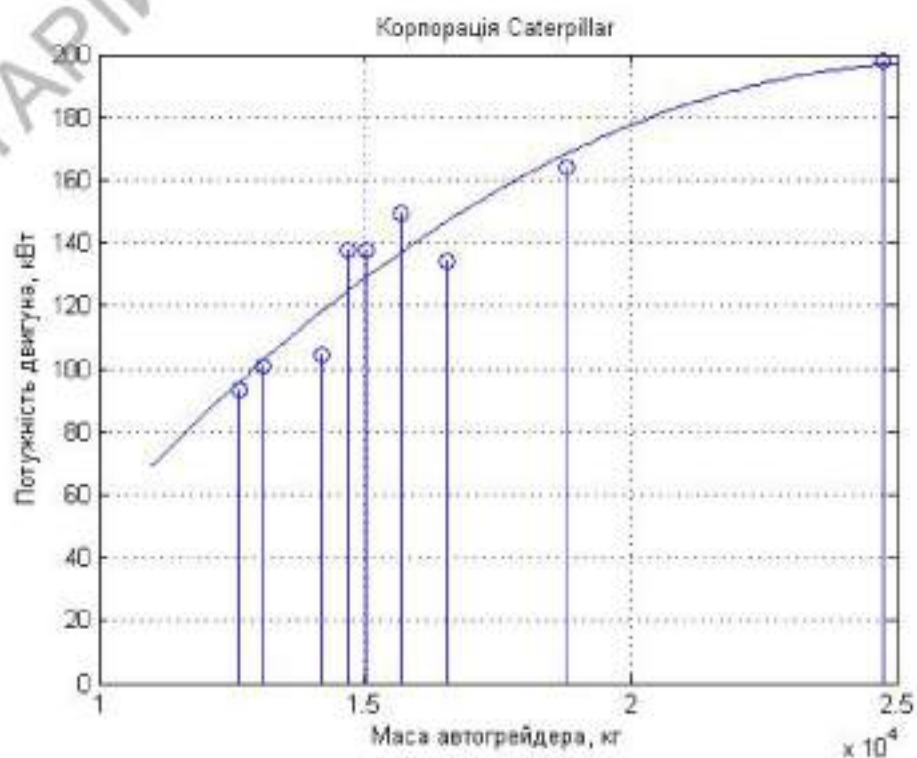


Рисунок 4 – Залежність потужності двигуна (кВт) від маси автогрейдера (кг) для машин корпорації Caterpillar

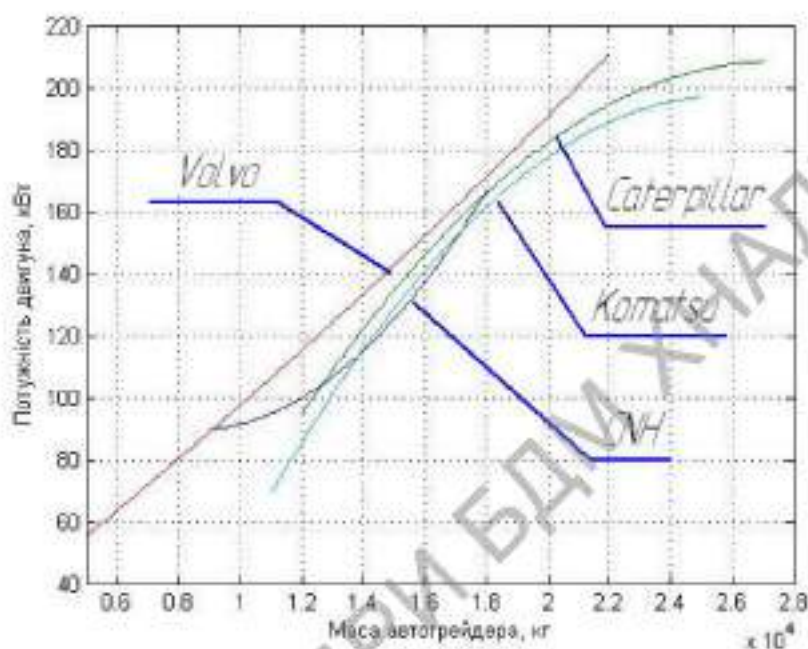


Рисунок 5 – Зведений графік залежності потужності двигуна від маси автогрейдерів різних закордонних фірм

Висновки

Запропонована методика аналізу технічної інформації, яка стосується землерийних машин, дозволяє визначити співвідношення між їх основними параметрами та порівняти між собою технічні характеристики машин різних фірм. Крім цього, методика дозволяє виявити основні закономірності зміни основних показників машини в залежності від її типорозміру.

Література

1. Наукові основи створення високоефективних землерийно-транспортних машин / [Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. І.Г. Кириченка. – Х : ХНАДУ, 2003. – 588 с.
2. Машини для земляних робіт: навч. посіб. / [Хмара Л.А., Кравець С.В., Нічке В.В. та ін.] ; під ред. проф. Л.А. Хмари та проф. С.В. Кравця. – Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010. – 557 с.
3. MATLAB and Simulink Tutorials. <https://www.educba.com/data-science/data-science-tutorials/matlab-tutorial/>

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗИТКУ КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ МОБІЛЬНИХ ПІДЙОМНИКІВ З РОБОЧИМИ ПЛАТФОРМАМИ

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

Мобільні підйомники з робочими платформами (МПП) отримують найбільший розвиток у таких країнах, як Німеччина, Фінляндія, Італія, США, Китай і деяких інших. Найбільш відомі фірми це Palazzani, Socage, JLG, Palfinger, Pekkaniska, Dino Lift, Bronto Skylift, Oil&Steel, Versalif, Haulotte, NiftyLift, Sinoboom, Jinwoo, Ruthmann, Leguan, Snorke, Teupen.

Відома італійська компанія Palazzani – випускає самохідні підйомники як з колісним, так і з гусеничним ходовим обладнанням. Продукцію цієї фірми відрізняє велика увага до розробки систем безпеки, а саме наявність датчиків нахилу стріли, системи захисту від перевантаження робочої платформи, температурного датчика та інших пристроїв, що забезпечують високий ступінь безпеки і простоту в експлуатації.

Гусеничні підйомники Palazzani представлені трьома моделями: TZX, TSJ, XTJ. Вони мають безліч переваг, головними з яких є: невеликі габарити, маневреність, функціональність, можливість проведення робіт на різних типах ґрунтів, висока швидкість пересування робочої платформи. Телескопічний підйомник Palazzani TZX 170 (рис.1), оснащений стрілою особливої конструкції, що дозволяє проводити роботи на висоті до 17 метрів. Вона складається з двох колінчастих секцій і здатна обертатися на 360 градусів, що значно розширює список виконуваних функцій. Аутригери, з автоматичною системою вирівнювання, дозволяють встановлювати підйомник на нерівних поверхнях. Висота підйому Palazzani коливається від 17 м до 52 м, горизонтальний виліт від 7,8 м до 19,2 м, вантажопідйомність від 200 кг до 400 кг, маса машин від 2 т до 14 т, потужність від 9,5 кВт до 35 кВт.

Причіпні МПРП NiftyLift (рис.2.) представлені більш ніж 20 моделями. Спектр технічних показників: висота підйому від 9,5 м до 21,2 м, горизонтальний виліт від 3,5 м до 12 м, вантажопідйомність від 120 кг до 225 кг, маса машини від 0,6 т до 7,2 т.



Рисунок 1 – Palazzani TZX 170



Рисунок 2 – Причіпний NiftyLif 120 T

Підйомники Dinolift випускаються як у причепних варіантах так і самохідних. Діапазон основних параметрів цих машин не великий: висота підйому від 10,5 м до 28 м, горизонтальний виліт від 6,5 м до 16 м, вантажопідйомність від 215 кг до 230 кг, маса машин від 0,95 т до 4,86 т. На рис.3 наведено приклад підйомника Dino 220 RXT, який має розвинуту систему аутригерів, що забезпечують стійкість машині. Ще один представник самохідних підйомників з аутригерами це Leguan 165 (рис.4.)



Рисунок 3 – Dino 220 RXT



Рисунок 4 – Leguan 165

Звертає на себе увагу така тенденція в розбудові МПРП, як збільшення висоти підйому і зони обслуговування, тобто збільшення вильоту робочої платформи. Так наприклад італійський виробник Socage випускає машини з висотою підйому до 75 метрів і горизонтальним вильотом до 40 метрів, при цьому вантажопідйомність коливається від 250 до 600 кг, а маса машин від 3,5 до 32 т. Але лідерами у забезпеченні максимальних висот підйому залишаються Bronto Skylift і Palfinger. Деякі моделі Socage можуть бути переобладнанні у вантажопідйомні машини. Крім цього, машини обладнані лебідками і крюковими підвісками для підйому вантажів масою від 500 до 900 кг. Машини, які навішуються на автомобільні шасі з вантажопідйомністю від 3,5 до 32 тонн, можуть мати або стрілове телескопічне устаткування, або пантографно-стрілове. Ця група машин забезпечує висоту підйому від 10 до 75 метрів. Є серія машин, які агрегатовані з легковими автомобільними шасі і можуть працювати без аутригерів.

Робота підйомників без аутригерів це ще одна тенденція розвитку МПРП. Наведемо приклади деяких з них (рис.5. і рис.6.).



Рисунок 5 – JLG H340 AJ



Рисунок 6 – Snorkel TB80

Підйомники з таким ходовим обладнанням зараз виготовляють Manitou, Haulotte, Genie, Pekkaniska, Такі машини мають вищу продуктивність за рахунок зменшення додаткового часу при встановленні аутригерів в робоче положення. Крім того, як транспортні, так і робочі операції керуються

безпосередньо з робочої платформи. Але це вимагає впровадження більш надійних технічних засобів, що забезпечують безпеку роботи.

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 середовищі Autodesk Inventor Simulation.

Висновки

Конструктивне удосконалення МПРП направлене на:

- збільшення висоти підйому робочої платформи;
- зменшення маси робочого обладнання і приводів управління;
- збільшення маси навантаження на робочий платформи;
- розширення зони обслуговування і збільшення вильоту;
- перехід на роботу без аутригерів.

Література

1. Кириченко І. Г., Резніков О. О., Розенфельд М. В., Момотов А. В., Шаламов М. А., Кохан І. Р. – Метод визначення стійкості мобільних підйомників з робочими платформами в транспортному положенні /Підйомно-транспортна техніка, 2021, №2(66)/ – С. 20-29.
2. І. Г. Кириченко, О. О. Резніков, Ю. В. Рукавишніков, А. О. Книщенко Дослідження коефіцієнта збільшення площі опорної поверхні після розгортання мобільного підйомника. Вісн. ХНАДУ : зб. наук. пр. - 2021. - Вип. 95. - С. 26-31.

3. Kyrychenko I. Experimental study of the influence of a combination of operating parameters of a mobile lift on oscillatory processes occurring after locking the working platform / Kyrychenko, O. Reznikov, D. Klets, A. Kholodov // Heavy machinery HM 2021: Proceedings of X International Conference "Heavy Machinery-HM 2021", Vrnjačka Banja, 23–25 June 2021. Kraljevo: Faculty of mechanical and civil engineering kraljevo university of Kragujevac, 2021. – pp.
4. Kyrychenko I. Research of the influence of the operating Parameters of a mobile lift on the oscillatory processes occurring during the work operation / I. Kyrychenko, O. Reznikov, D. Klets, A. Kholodov, P. Yehorov, O. Olieinikova // Fluid Power, Maribor: – P. 169-178. doi:10.18690/978-961-286-513-9 pp. 169-178.

ВПЛИВ СИЛ ТЕРТЯ НА НАТЯГНЕННЯ КАНАТУ

Кібіш В., бакалавр

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

При контакті каната і обичайки барабана між ними виникають сили тертя, які необхідно враховувати при розрахунку як каната, так і барабана.

Розглядаючи канат, який зігнутий на барабані або шківі, припускають, що сили тертя між дротинами відсутні і вони можуть вільно рухатися в процесі згину каната.

Але наявність сили тертя між дротинами і барабаном або шківом доведена експериментами багатьох авторів. Під дією сил тертя в канаті виникають додаткові осьові розтягнення або стиснення дротинок.

Це підтверджують експерименти А.М.Ципріна і Б.С.Ковальського [1], які проводилися для визначення жорсткості каната при згині.

А.М.Ципрін отримав залежність зв'язку тертя між дротинками в канаті у вигляді співвідношення жорсткості згинання каната до сумарної жорсткості окремих дротинок.

Х.Ернст [2] досліджував процес згинання каната підвісних доріг. Він приймав, що поперечний переріз каната складається з дротинок, які пов'язані в одне ціле силами тертя і канат розглядається як суцільний стержень до тих

пір, доки сили зсуву, які виникають при згинанні каната, не подолають сили тертя між дротинками.

Л.Г. Жуков розглядав роботу каната на розтягнення і прийшов до висновку, що сили тертя дуже значні.

Положення витків каната на барабанах, які мають гвинтову нарізку, залежить від тиску каната на барабан. При навиванні каната за кожний оберт барабана він зміщується на величину одного кроку нарізки гвинтового профілю барабана. Внаслідок цього канат відхиляється від симетричного положення по центру канавки і займає певне положення. При цьому канат набігає на реборду канавки, зміщення в цьому випадку відбувається через перекошування каната і за рахунок його ковзання по поверхні канавки. Причиною цього є той факт, що радіус канавки барабана більше радіуса каната і тому канат при набіганні на барабан під дією бокового зусилля опускається по жолобу канавки. Це приводить до деформації згину і кручення каната, зносу дротинок, зміни початкових напружень звивання і напруженого стану каната.

Кінематична схема навивання каната, напрямок обертання барабана впливають на скручування каната і його знос. Це викликає зменшення робото здатності каната і всього механізму підйому в цілому, тому при проектуванні барабанів треба враховувати схему навивки, конструктивні особливості каната і канавки барабана, жорсткісні характеристики каната.

Ю.Є.Почтовенко і І.А.Листопад [3] отримали рівняння рівноваги витка каната в любий момент його формування на барабані лебідки

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4}xx'' + \frac{1}{2}xx'' - \frac{1}{2}x \cos w + (2 - \beta)x \sin w - \frac{1}{2}(1 - \beta)x' + \\ & + (2 - \beta)xx' - \left(\frac{1}{2}x' - \sin w\right)p + k \left[-\frac{1}{2}(x')^2 - xx''\right] - \\ & - k(1 - \beta) \left[\frac{1}{4}x^2 - \frac{1}{2}x' \sin w + (2 + \beta) \left(\frac{1}{2}xx'' - x \cos w\right)\right] - \\ & - k \cdot (1 - x) \cdot [x \cdot (1 - \beta) + p] = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{де } x = \frac{\alpha^2}{\Delta r} \cdot R, \quad \beta = \frac{C}{A}, \quad P = \Delta r \cdot R \cdot \frac{P_1}{A},$$

Δr - величина невідповідності різниці радіусів канавки і барабана:

$$\Delta r = r_{\text{кан}} - r_k,$$

α - кут девіації;

A - згибна жорсткість каната;

C - крутильна жорсткість каната;

P_1 - розтягуюче зусилля в канаті.

При виключенні сил тертя рівняння (1) приймає вигляд

$$x'x'' + 2xx'' - 2x'(1 - 2x - \cos w + P) + 8x \cdot \sin w + 4 \cdot P \cdot \sin w = 0 \quad (2)$$

Г.І.Влащенко, В.В.Михайлов і І.А.Листопад [4] розглядали формування витка каната на барабані лебідки. Вони зробили припущення, що параметри $\alpha = f(x)$ і $w = f(\alpha, x)$ є аналітичними функціями в початковій точці $[\alpha(0), w(0)]$. Це дало можливість представити рішення диференціального рівняння (2.20) у вигляді ряду Маклорена

$$x(a, w) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{x^n(0)}{n} \cdot w^n. \quad (3)$$

Обмежуючись чотирма членами розкладення, автори отримали рішення рівняння (2.2) у вигляді

$$x(a, w) \cong \frac{1}{2} \left[(2 - \beta + P) - \sqrt{(2 - \beta + P)^2 - 4P} \right] \cdot w^2. \quad (4)$$

Таким чином, вони отримали рівняння для кута девіації

$$a = w \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta r}{R}} \cdot \sqrt{(1 - \beta + P) - \sqrt{(2 - \beta + P)^2 - 4P}} \quad (5)$$

Прийнявши допущення, що набігаюча гілка каната достатньо довга і крутильна жорсткість каната досить мала ($\beta = 0$), (5) приймає вигляд

$$a = w \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta r}{R}} \cdot \sqrt{2 + P - \sqrt{P^2 - 4}} \quad (6)$$

Проведене дослідження дозволяє отримати раціональний кут девіації для барабана в залежності від кута ω і D/d .

В роботі Б.С.Ковальського і Л.А. Родіонова [5] було проведено дослідження міцності стінки канатного барабана, навантаженого фрикційними витками тертя, зроблено висновок, що розрахунок по формулі (5) завищує напруження в стінці барабана, при цьому товщина стінки може бути прийнята меншою.

Відповідно до закону Ейлера для нерозтягнутої нитки вплив сили тертя на натягнення нитки визначають наступною залежністю

$$T = T_0 \cdot e^{-\mu \alpha}, \quad (7)$$

або

$$P = P_0 \cdot e^{-\mu \alpha}, \quad (8)$$

де μ - коефіцієнт тертя;

α - кут навивання;

T_0 - натягнення кінця каната, який збігає з барабана.

Але канат - це складна пружна система, яка в значній мірі відрізняється від нерозтягнутої нитки. Так, проведені експерименти В.М.Беспалова і С.Л.Смолякова [6], в яких проводилося дослідження впливу на коефіцієнт тертя між канатами і шківом різних факторів, показали, що на коефіцієнт тертя значний вплив має відношення r/d , де r - радіус канавки блока, d - діаметр

каната. Для врахування пружних і геометричних властивостей каната і барабана введемо поправочний коефіцієнт k [7]

$$k = \frac{E_k \cdot d_k}{E_b \cdot \sqrt{R \cdot \delta}} \quad (2.9)$$

де d_k -діаметр каната,

E_k, E_b -модулі пружності відповідно каната і барабана.

Формула (7) тоді буде мати вигляд [7]

$$T = T_0 \cdot e^{\mu \theta} \quad (10)$$

Коефіцієнт тертя μ , як показують експерименти, проведені різними дослідниками, залежить від співвідношення діаметрів каната і барабана, типу каната, тиску P , швидкості навівання та інших факторів.

Література

1. Ковальський Б.С. Барабаны грузоподъемных машин/ Б.С.Ковальський, С.В.Кожин. – Харьков.: ХВКИУ, 1969.- 164с.
2. Ernst U. Die Tragfähigkeit von Seileinbanden und Seilyerbindungen mit Dappelbackenkenk lemmen. Gluckauf-Forschungsh, 1974, 35, №1, s.1-10.
3. Почтовенко Ю.Е. О дифференциальном уравнении равновесия витка каната при формировании навивки /Ю.Е.Почтовенко, И.А. Листопад // Подъемно-транспортное оборудование. 1978. Вып.9. С.54-58.
4. Влащенко Г.И. О формировании витка каната на барабан лебедки при его эксплуатации в сельскохозяйственной технике / Г.И. Влащенко, В.В.Михайлов, И.А.Листопад // Методы восстановления изношенных деталей сельскохозяйственных машин.Сб науч.трудов.-М.:МНИИСП, 1986.-С.27-30.
5. Родіонов Л.А. К расчету стенки канатного барабана, нагруженного фрикционными витками каната / Л.А. Родионов, Б.С. Ковальський //

- Подъемно-транспортно оборудование. Респ. межвед. науч.-техн. сб., Вып.17. К.;Техніка –1986.- С.19-23.
6. Беспалов В.Н. Коэффициент трения геофизического кабеля о шкив В.Н. Беспалов, С.Л. Смоляков // Подъемно-транспортное оборудование. Респ. межвед. науч.-техн. сб., Вып.20. К.;Техніка –1989.- С.66-68.
7. Фидровская Н.Н. Определение усилий в элементах каната при навивке его на барабан /Н.Н.Фидровская-Харьков:ХАДИ, Автомобильный транспорт, 2003.-С.104-105.

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ В ЕЛЕМЕНТАХ КАНАТА ПРИ НАВИВАННІ ЙОГО НА БАРАБАН

Назаренко Д., бакалавр
 Науковий керівник – професор, д.т.н Фідровська Н.М.
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Для визначення зусиль в канаті, навитому на барабан, використовуємо систему рівнянь Кирхгофа [1].

$$\begin{cases} \frac{\partial P_n}{\partial S} + w_t P_b - w_b P_t = -f_n \\ \frac{\partial P_b}{\partial S} + w_n P_t - w_t P_n = -f_b \\ \frac{\partial P_t}{\partial S} + w_b P_n - w_n P_b = -\mu f_n \end{cases} \quad (1)$$

де P_b і P_n – поперечні сили (рис.1),

P_t – осьове зусилля,

w_n – кривизна осі дроту в площині (t,b),

w_b – кривизна осі дроту в площині (t,n),

w_t – кручення,

f_n і f_b – відповідно нормальні і поперечні навантаження,

S – вісь гвинтового елемента каната,

t, n, b – ребра рухливого тетраедра.

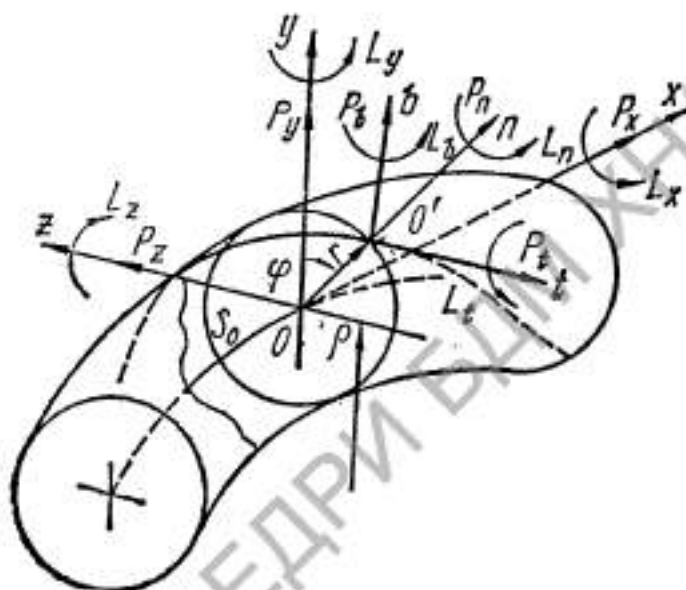


Рисунок 1 – Розподілення зусиль в елементах каната

Кручення w_t і кривизни w_n та w_b можна записати в такому вигляді

$$w_t = \frac{\sin 2 \cdot \phi}{2} \cdot \left(\frac{1}{r} - \vartheta \cdot \cos \phi \right),$$

$$w_n = -\vartheta \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - \frac{\partial \phi}{\partial S},$$

$$w_b = \vartheta \cdot \cos^2 \phi \cdot \cos \phi + \frac{\sin^2 \cdot \phi}{r},$$

де r і ϕ – полярні координати осі дроту в поперечному перерізі каната

$$\vartheta = \frac{1}{\rho},$$

де ρ – радіус кривизни осі каната, зігнутої по гвинтовій лінії

$$\rho = \frac{r_0}{\sin^2 \beta},$$

де r_0 і β – відповідно радіус і кут нахилу гвинтової осі каната,

φ – кут звивання елементів каната.

Навантаження визначаються такими залежностями [2]

$$f_n = (\lambda_1 f_n^{(0)} + \lambda_2 \eta) \cdot \cos \varphi + \lambda_3 f_n^{(0)},$$

$$f_b = \lambda_4 \cdot \theta \cdot \sin \varphi,$$

де $\lambda_1 = \vartheta \cdot r \cdot \cos \phi$, $\lambda_2 = \vartheta \cdot \cos \phi$, $\lambda_3 = \cos \phi$, $\lambda_4 = \vartheta$,

де η та θ - постійні.

Нас цікавлять сили P_1 , P_b і P_t , які діють в зоні контакту каната з барабаном, тобто при $\varphi = \pi$. Тому поперечне навантаження f_b можна прийняти рівним 0. Крім цього вважаємо, що $\gamma = \text{const}$, і тому $\omega_n = 0$. Система рівнянь [3]

$$\begin{cases} \frac{dP_n}{dS} + \omega_t P_b - \omega_b P_t = -f_n \\ \frac{dP_b}{dS} - \omega_t P_n = 0 \\ \frac{dP_t}{dS} + \omega_b P_n = -\mu f_n \end{cases} \quad (2)$$

Очевидно, що осьова сила P_t пропорційна натягненню каната

$$P_t = T_0 \cdot e^{-k\mu x}.$$

Підставляючи значення в систему (2) отримаємо після її вирішення

$$P_b = A \cdot e^{\frac{w_t S}{\mu}} \cdot \cos \sqrt{w_t^2 - \frac{w_b^2}{4 \cdot \mu^2}} \cdot S + B \cdot T_0 \cdot e^{-k\mu x}, \quad (3)$$

де A – коефіцієнт, який знаходиться з умови

$$\int_0^{2\pi} P_n dS = 0, \quad (4)$$

$$A = \frac{k \cdot \mu^2 \cdot B \cdot T_0 \cdot e^{-k\mu x}}{R \cdot w_b \cdot e^{\mu}}, \quad (5)$$

де

$$B = \frac{w_t \left(w_b - \frac{k}{R} \right) \left(\frac{1}{R^2} + \frac{k}{R} w_b + w_t^2 \right)}{k^2 \mu^2}. \quad (6)$$

Тоді отримаємо [4]

$$P_n = \frac{k\mu}{R \cdot w_t} \cdot \left(\mu \cdot \cos \sqrt{w_t^2 - \frac{w_b^2}{4 \cdot \mu^2} \cdot S - 1} \right) \quad (7)$$

Нормальні навантаження визначимо за формулою [5]

$$f_n = \frac{k}{R} \cdot T_0 \cdot e^{-k\mu x} \cdot \left(1 - \frac{w_b \cdot \mu \cdot \left(w_b - \frac{k}{R} \right)}{\frac{k^2 \cdot \mu^2}{R^2} + \frac{k}{R} \cdot w_b + w_t^2} \right) \quad (8)$$

М.П. Артеменко [6] проводив експерименти, результати яких наведені на рис. 2 (криві 1 і 2). Б.А. Морозовим [7] також був проведений експеримент, в якому визначались радіальні деформації стінки барабанів діаметром $D = 400 - 800$ мм, товщиною стінки $\delta = 1,7 \dots 5,5$ мм при навиванні каната діаметром $d = 8$ мм під натягом $T = 1000 \div 5000$ Н. Б.А. Морозов запропонував залежність для визначення натягу в n -ому витку

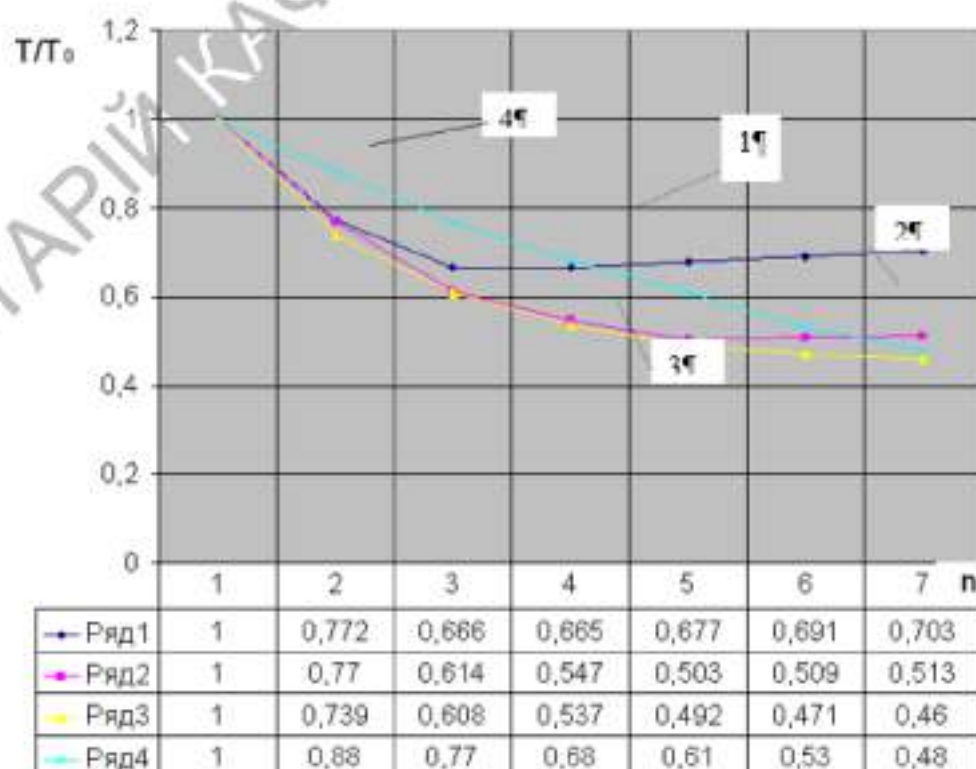
$$T_n = \frac{T_0}{1 + 0.64 \cdot \frac{E_k \cdot F_k}{E_b \cdot \sqrt{R} \cdot \delta^3} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \eta(\beta x)} \quad (9)$$

де [1]

$$\eta(\beta x) = e^{-\beta x} \cdot (\cos \beta x + \sin \beta x) \quad (10)$$

Ми провели розрахунок за формулою (9) для експериментальних даних М.П. Артеменка (рис. 2, крива 3). Крім цього, ми виконали розрахунок за формулою (10) (крива 4) при умові, що $\kappa = 0,2$, $\mu = 0,1$.

Як бачимо, розрахункова залежність (10) більше співпадає з експериментальними даними, ніж формула (9).



1,2 - експериментальні дані М.Л. Артеменко відповідно для каната та дроту;

3 - розрахунок за формулою 9; 4 - розрахунок за формулою 10

Рисунок 2 – Графік зміни натягу у витках каната

Література

1. Сергеев С.Т. Стальные канаты / С.Т.Сергеев.-Киев: Техніка, 1974.-328с.

2. Глушко М.Ф. Стальные канаты / М.Ф.Глушко.- К.:Техніка, 1966.- 328с.
3. Фидровская Н.Н. Определение усилий в элементах каната при навивке его на барабан /Н.Н.Фидровская-Харьков:ХАДИ, Автомобильный транспорт, 2003.-С.104-105.
4. Фидровская Н.Н. Влияние трения на натяжение каната, навиваемого на барабан / Н.Н.Фидровская.-Харків:Збірник наукових праць УДАЗТ, 2004.- Вип.58.-С.116-121.
5. Фидровская Н.Н. Распределение усилий в канате при навивке его на барабан / Н.Н.Фидровская – Харків: Збірник наукових праць УДАЗТ, 2006.-Вип.73.-С.152-158.
6. Артеменко Н.П. Напряжение в стенке кранового барабана: дис.канд.техн.наук:05.05.05/Артеменко Николай Петрович; Харьк.авиацион.-т.-Харьков, 1947.-92с.
7. Морозов Б.А. К расяету на прочность тонкостенных барабанов грузоподъемных машин /Б.А.Морозов // Новая подъемно-транспортная техника.-ЛОНИТОМАШ.-Кн.14.-С.91-102.

ЗАСТОСУВАННЯ І ОГЛЯД ГРЕЙФЕРНИХ МЕХАНІЗМІВ

Літун А.М., бакалавр
Самборський Д.А., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Іваненко О.І.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Одним із засобів вирішення питань комплексної механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт з сипучими матеріалами в усіх галузях народного господарства є грейферні механізми. Вони широко застосовуються при перевантаженні насипних вантажів в морських і річкових портах, при їх переробці на металургійних підприємствах і будівництві. В цілому, як в Україні так і за кордоном грейферними механізмами оброблюються мільярди тон насипних матеріалів.

Тому питання вдосконалення конструкції грейферних механізмів, підвищення їх продуктивності і надійності мають важливе народо-господарче значення.

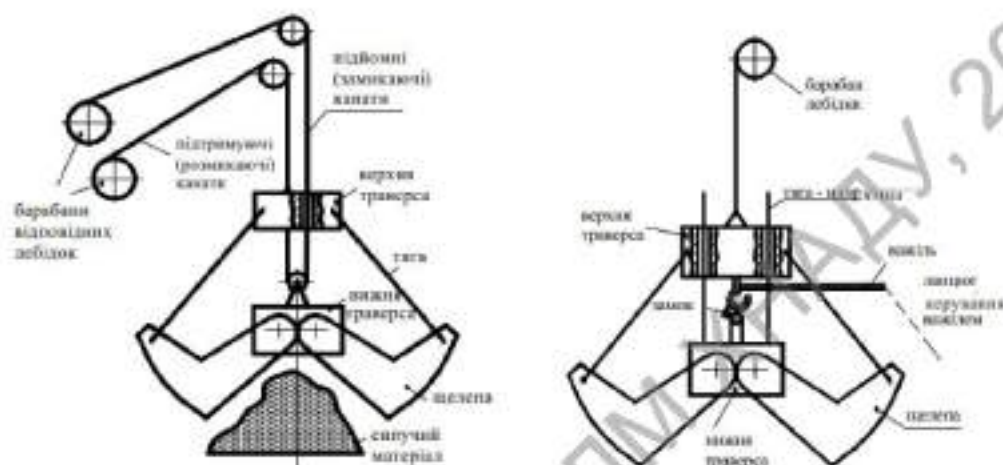
Грейферні захоплювальні пристрої застосовуються для транспортування різноманітних сипучих матеріалів: піску, вугілля, руди, щебню, цементу. Існують спеціальні грейфери для транспортування соломистих, стружкоподібних, штучних матеріалів.

Грейфер – це великий залізний черпак, причеплений до вантажопідйомного крану, що призначений для захоплювання чи зачерпування і вивантаження краном матеріалу — піску, землі, гірських порід, металобрухту тощо. Грейфери також є робочим органом механічних і гідравлічних екскаваторів і застосовуються при розробці ґрунтів нижче і вище рівня його стоянки, а також деяких інших видів робіт: риття глибоких котлованів, очищення ставків і каналів. Щелпи грейфера для сипучих матеріалів утворюють при змиканні замкнений ківш, а для лісоматеріалів мають вигляд кігтів.

Грейфер-ківш призначений переважно для зачерпування та завантаження грудкових і сипучих матеріалів.

– Грейфер-захват застосовується при улаштуванні проходів в завалах, розбиранні навалених стовбурів дерев, бетонних конструкцій, металобрухту.

– Грейфери використовуються, зокрема, при проходженні стволів (у гірничій справі), проведенні похилих виробок, породонавантажувальних роботах.



а) двоканатний; б) одноканатний

Рисунок 1 – Грейфер:

Одноканатний грейфер може навішуватися на гак будь-якого (не підготованого спеціально) крана за допомогою троса, який проходить через отвір в головці грейфера, огинає блок, розташований на важелі, і другим кінцем троса закріплюється на голівці грейфера, утворюючи поліспаст. Важіль шарнірно пов'язаний з правою щелепою за допомогою осі. При опусканні (фактично, скиданні у вільному падінні) грейфера в розкритому стані на матеріал із подальшим ослаблення каната важіль повертається на осі і крюком зачіпляється за палець нижньої траверси. При підйманні крюка канат стягує нижню траверсу з голівкою, внаслідок чого відбувається зближення щелеп і загрибання матеріалу всередину ковша. Випорожнення одноканатного грейфера відбувається при розщепленні гака з нижньої траверсою, що здійснюється важелем і допоміжним тросом або ослабленням підйомного каната після установки грейфера на штабель.

Переваги:

- Простота конструкції.
- Швидкий монтаж на будь-яку кранову установку.
- Можна навішувати на будь-який кран.

Недоліки

- При падінні грейфера для завантаження відбувається удар щелепами об матеріал. Якщо матеріал досить щільний, відбувається деформування щелеп і вихід пристрою з ладу.
- Неможливість захоплення вантажу рухом в горизонтальній площині.
- Обмеження щодо висоти підйому, оскільки близько 2,5 метри тросу вибирається за рахунок роботи поліспасти.
- Розщеплення замка для розвантажування має виконувати помічник вручну або використовується двобарабанный крановий привід.

Двоканатний двощелепний грейфер має щелепи, шарнірно з'єднані з корпусом нижньої блокової обойми, і чотири жорстких тяги, які з'єднують щелепи з корпусом верхньої блокової обойми або головки. До голівки грейфера прикріплений підтримуючий канат (канатний поліспаст) вантажопідйомної лебідки. Канат обводиться по блокам нижньої та верхньої обойми, утворюючи замкальний поліспаст, і приєднується до другого барабану лебідки [1].

При ослабленні замикаючого каната і утримання грейфера висячим підтримуючим канатом щелепи грейфера під впливом власної ваги розкриваються і в такому стані опускаються на захоплюваний матеріал. Натягом замикаючого каната щелепи грейфера зближуються і захоплюють вантаж. Після повного замикання щелеп обидва канати, що навиваються на барабани одночасно і з однаковою швидкістю, піднімають закритий грейфер з захопленням вантажем.

У системах гнучким підвісом грейферів на канатах, зважаючи на відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між механізмом крана і грейфером, впровадження щелеп в зачерпуваний матеріал і подальше заповнення грейфера в процесі зімкнення щелеп здійснюється під дією ваги грейфера. Тому правильний вибір маси грейфера має важливе значення. При недостатній масі щелепи грейфера зімкнутися з невеликим заповненням ковша і, навпаки,

при зайвій масі відбудеться надмірне заповнення ковша грейфера. Переповнення ківша грейфера матеріалом перешкоджатиме зімкненню щелеп зважаючи на великі опори стискуванню при спрессовиванні матеріалу ковша і може привести до перевантаження грейфера і лебідки, а також до даремної роботи по зачерпуванню матеріалу, який висипатиметься через борти щелеп при їх зімкненні [2].

Зважаючи на те, що опір сипких матеріалів у багато разів більше опору зрушення шарів, незначне переповнювання ковша веде до різкого зростання опору при зімкненні щелеп.

Методи визначення необхідної власної маси грейфера проводять на основі даних, які відображають досвід експлуатації працюючих грейферів, і аналітичних даних, в яких в тому або іншому ступені враховують вплив різних чинників на процес зачерпування.

Аналітичні методи дозволяють вирішувати цю задачу, виходячи з фізичної процесу зачерпування матеріалів внедряючим контуром (щелепою).

Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коефіцієнтів, які зв'язують, рід матеріалу і умови ведення процесу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера $m_{ГР}$ по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси екскаваторних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, Б.П. Рум'янцева, О. В.

Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [3-6].

Пфаль експериментально вивчав вплив маси одноканатних грейферів, призначених для зачерпування вугілля. Маса грейфера змінювали збільшенням або зменшенням маси знімних вантажів від 200 до 400 кг.

На підставі цих дослідів Пфаль встановив, що із збільшенням маси грейфера і зменшенням розмірів шматків матеріалу кількість захоплюваного вугілля зростає. Проте Пфаль не встановив закономірності у цьому питанні і недостатньо обґрунтований висновок про доцільність збільшення власної маси грейфера майже у всіх випадках.

При дослідженнях радянськими ученими було встановлено, що кількість зачерпуваного матеріалу дійсно залежить від власної маси грейфера, проте маса зачерпуваного матеріалу зростає непропорційно масі вантажів, що збільшують масу грейфера. Крім того, було встановлено вплив розташування мас грейферана зачерпувальну здібність.

Висновки

Маса грейфера в значній мірі визначає зусилля у замикаючому канаті і траєкторію руху щелепи в насипному вантажі та витрати енергії при зачерпуванні. При проектуванні грейфера необхідно конструктивними методами домагатися зменшення цього зусилля протягом процесу зачерпування.

Література

1. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Учебник. – М.: Машиностроение; 1967. – 216 с.
2. Каракулин Г.Г. Методика расчета оптимальных параметров канатных грейферов. Труды Горьк. ин-та водн. тра-та, Вып. 177 - 1977. – Ч.1. с. 3-99.

3. Малеев Л.И. К выводу расчетной зависимости для зачерпывающей способности грейфера / Конструирование и производство транспорт. машин. г. Харьков, Вып. 13 – 1981. С. 55-59.
4. Румянцев Б.П., Шевченко Н.А., Макеев В.П. Некоторые вопросы теоретического исследования грейферных механизмов. Респ. межвед. Научно-техн. сборник. – Харьков, 1974. – Вып. 6, с. 87-93.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ ГРЕЙФЕРА НА ЙОГО ЗАЧЕРПУВАЛЬНУ ЗДІБНІСТЬ

Адамов Н.А., бакалавр
Ель Буаззаті Саїд, бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Іваненко О.І.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Вантажопідйомні і транспортуючі машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів і допоміжних робіт. У поточних і автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин кількісно зросла, і вони стали частиною технологічного обладнання, а їх вплив на техніко-економічні показники підприємства стало досить істотним.

Мостові крани є одним з найбільш поширених засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по шляхах, розташованих над землею, вони не займають корисної площі цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якого його місця. Вони застосовуються в усіх галузях промисловості і призначені для переміщення вантажів у виробничих вузлах, складах і т.д.

Одним із засобів вирішення питань комплексної механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних і складських робіт з сипучими

матеріалами в усіх галузях народного господарства є грейферні механізми. Вони широко застосовуються при перевантаженні насипних вантажів в морських і річкових портах, при їх переробці на металургійних підприємствах і будівництві. В цілому, як в Україні так і за кордоном грейферними механізмами оброблюються мільярди тон насипних матеріалів.

Питання вдосконалення конструкції грейферних механізмів, підвищення їх продуктивності і надійності мають важливе народо-господарче значення.

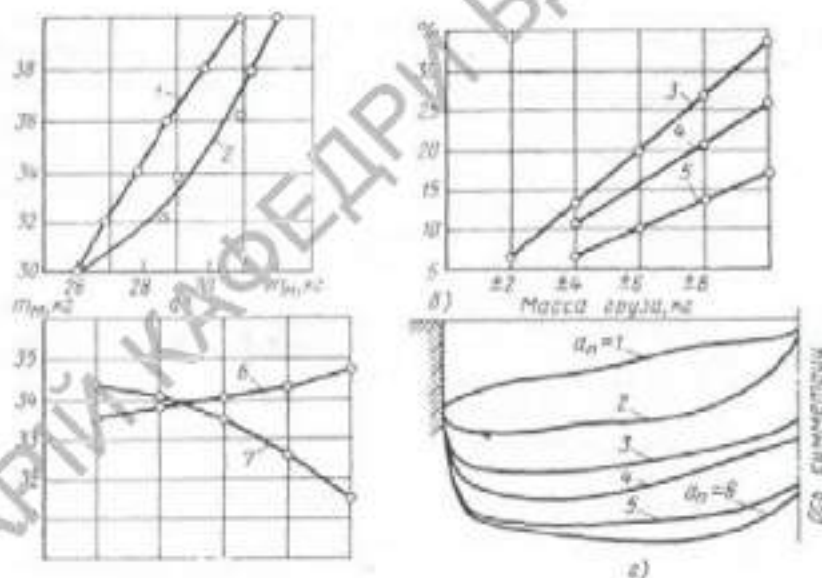
Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коефіцієнтів, які зв'язують, рід матеріалу і умови ведення процесу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера $m_{гр}$ по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси екскаваторних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, О. В. Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [1-4].

Були проведені дослід з грейфером, масу якого змінювали шляхом навішування на головку або траверсу вантажів різної маси визначали відношення m м/с. Вплив маси головки і траверси грейфера на його зачерпувальну здатність, показаний на рис. 1. Дослід показали, що збільшення маси головки доцільніше, ніж збільшення маси траверси: наприклад, зростання власної маси грейфера на 33% завдяки збільшенню маси головки (крива 2) приводить до збільшення маси зачерпуваного матеріалу на

26 3%- Зростання власної маси грейфера також на 33% шляхом збільшення маси траверси (крива 1) приводить до зростання маси зачерпуваного матеріалу лише на 18%. Проте власна маса грейфера збільшується швидше, ніж маса зачерпуваного матеріалу. Крім того, були проведені досліді по зменшенню маси грейфера. Встановлено, що зменшення власної маси грейфера (крива 1) веде до зменшення кількості зачерпуваного матеріалу, причому значення цього зменшення залежить від маси головки (крива 2) або траверси (крива 3).



а - вплив збільшення маси траверси і головки на зачерпувальну здатність;
 б - вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність [по осі ординат показано збільшення маси (y %) до її первинного об'єму];
 в - вплив зміни маси головки і траверси зачерпувальну здатність;
 г - вплив кратності поліспасти на криві зачерпування; 1 - збільшення маси траверси; 2 - збільшення маси головки; 3 - зміна маси грейфера; 4 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси головки; 5 - зміна маси матеріалу, який зачерується, при збільшенні маси траверси; 6 - зміна зачерпувальної здатності, що зачерпує, при зменшенні маси траверси і збільшенні маси головки; 7 - зміна зачерпувальної здатності, при зменшенні маси головки і збільшенні маси траверси.

Рисунок 1 – Вплив маси грейфера на зачерпувальну здатність:

Переміщення вантажів однакової маси з траверси на головку (крива 1) приводить до збільшення m_m , переміщення вантажів однакової маси з головки на траверсу приводить до зменшення m_m (крива 2). Дослідами встановлено що

у всіх випадках доцільніше збільшувати масу (або щелеп). Доцільність збільшення маси, а не траверси підтверджена також дослідями на працюючих грейферах і аналітичними розрахунками.

До теперішнього часу широко застосовували збільшення маси грейферів шляхом навішування на траверсу додаткових вантажів різної маси. Проте такий метод має бути визнаний неправильним, оскільки при його використанні погіршується зачерпувальна здатність, і збільшуються енерговитрати. Маса траверси повинно встановлювати, лише з умови забезпечення розмаху щелеп порожнього грейфера. Дослідним шляхом встановлено, що за наявності підшипників кочення в блоках поліспасти мінімальна маса траверси повинна складати $(0,14 \dots 0,15) m_{гр}$, а за наявності підшипників ковзання $(0,16 \dots 0,18) m_{гр}$ (тут $m_{гр}$ — маса грейфера) [9].

Була проведена серія дослідів, яка дозволила встановити вплив кратності поліспасти, зачерпувальну здатність грейфера незмінної маси. В міру збільшення кратності поліспасти i , отже, більшого виграшу в силі, опір стискуванню матеріалу, охопленого челюстями долається меншим зусиллям в замикаючому канаті. Залежність між загальною масою грейфера, масою його окремих частині кратністю поліспасти може бути врахована аналітично. Ця задача є аналітичною, яка дозволяє використовувати для отримання розрахунків комп'ютерної техніки.

Висновки

1. Вагові параметри грейфера визначають зусилля в замикаючому канаті і зачерпуючу здатність грейфера.
2. Вибір раціональних параметрів елементів грейферу при проектуванні дозволяє зменшити енергоємність процесу зачерпування з 5,5 кНм до 4,9 кНм (11,8 %).

Література

1. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Учебник. – М.: Машиностроение; 1967. – 216 с.
2. Каракулин Г.Г. Методика расчета оптимальных параметров канатных грейферов. Труды Горьк. ин-та водн. тра-та, Вып. 177 - 1977. – Ч.1. с. 3-99.
3. Малеев Л.И. К выводу расчетной зависимости для зачерпывающей способности грейфера / Конструирование и производство транспорт. машин. г. Харьков, Вып. 13 – 1981. С. 55-59.
4. Румянцев Б.П., Шевченко Н.А., Макеев В.П. Некоторые вопросы теоретического исследования грейферных механизмов. Респ. межвед. Научно-техн. сборник. – Харьков, 1974. – Вып. 6, с. 87-93.
5. Фролков Ю.В. Моделирование работы грейфера в эксплуатационных условиях. / Проблемы, технологии, механизация и автоматизации погрузочных работ на морском транспорте. В/О Мортехинформреклама. – М: 1984. с. 3-11.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНА

Любимов Ю.Ю., аспірант
Ефименко П.О., аспірант
Циганок О.П., магістр
Фролов О.Д. бакалавр

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

Для проведення експерименту була створена нова модель ходової рами. Особливістю якої є телескопічна конструкція для зміни колії і бази. Для

побудови був обраний сталевий профіль квадратного перетину. Розмір профілю 20x20 і 15x15. Вісь обертання встановлена на 2 куточки 20x20.

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

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

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



Рисунок 1 – Зварювання моделі телескопічної ходової рами



Рисунок 2 – Обробка зварних швів моделі

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



Рисунок 3 – Установка осі обертання моделі крана

Рисунок 4 – Установка мотора осі обертання

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



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



Рисунок 6 – Установка тензодатчи



Рисунок 7 – Ніжка кінцевої опори

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



Рисунок 8 – Установка кінцевих опір, виготовлення проводки



Рисунок 9 – Фарбування моделі ходової рами

На рисунку 10 зображена кінцева опора та установка підсілювача НХ711. На рисунку 11 показано встановлення тензометричних опор на баштовий кран.



Рисунок 10 – Кінцева опора,
установка посилювача НХ711



Рисунок 11 – Встановлення
тензометричних опор на баштовий
кран

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



Рисунок 12 – Експериментальна установка – модель крану

Для проведення калібрування тензометричних датчиків було зібрано стенд рисунок 13.

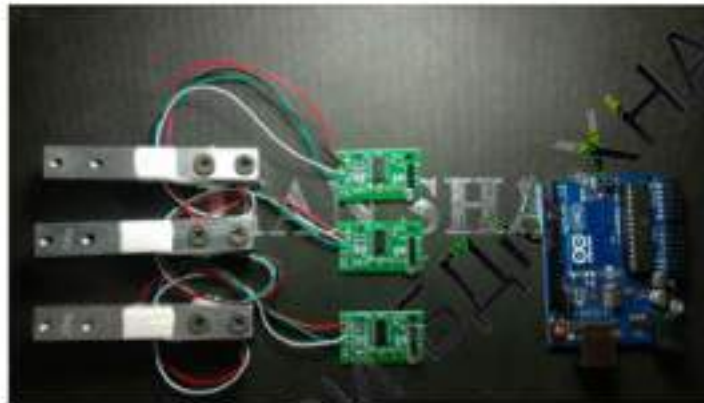


Рисунок 13 – Стенд для калібрування тензометричних датчиків

Схема підключення датчиків наведена на рис. 14.

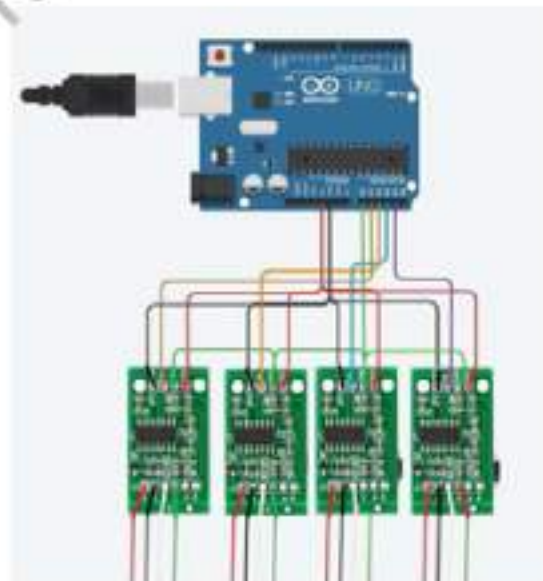


Рисунок 14 – Схема підключення посилювачів

Результати проведення експерименту

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

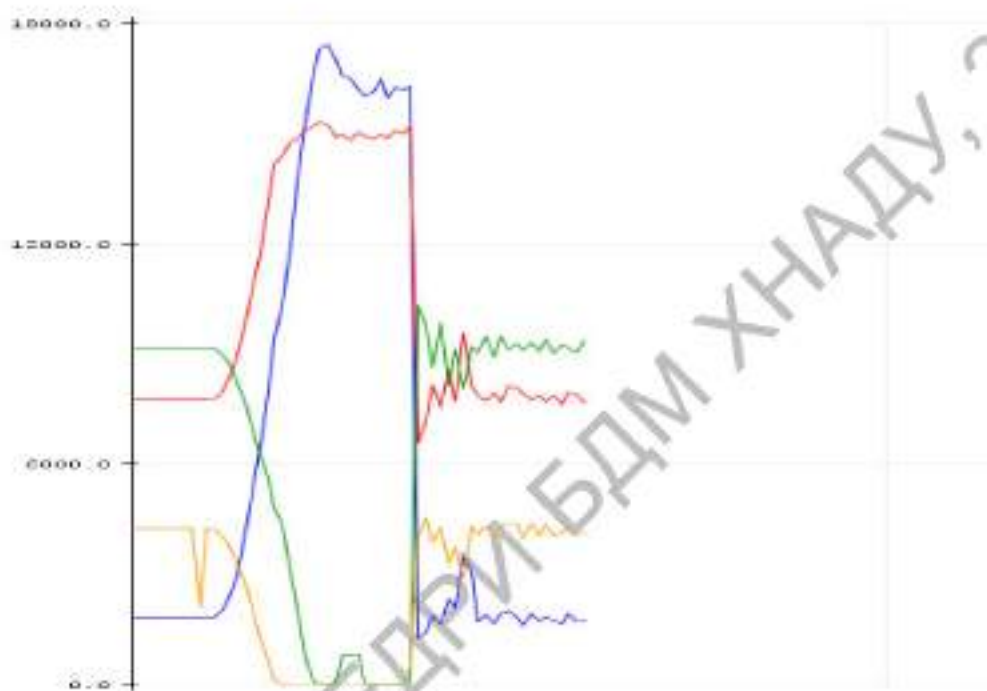


Рисунок 15 – Графік відриву опори база 450

Відрив відбувся при силі 93Н.

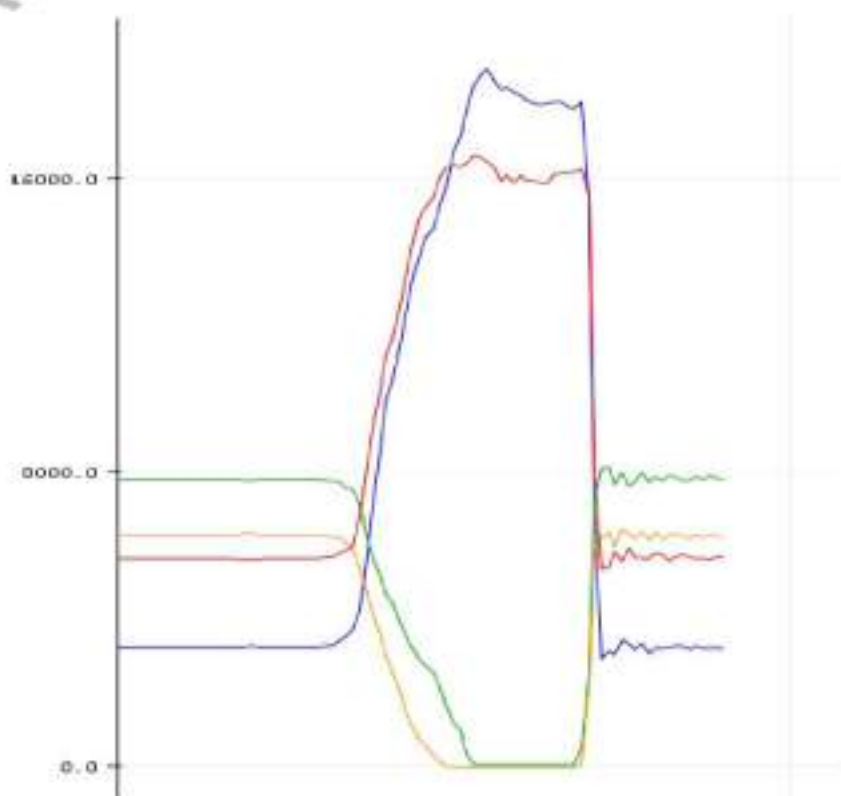


Рисунок 16 – Графік відриву опори база 475

Відрив відбувся при силі 104Н.

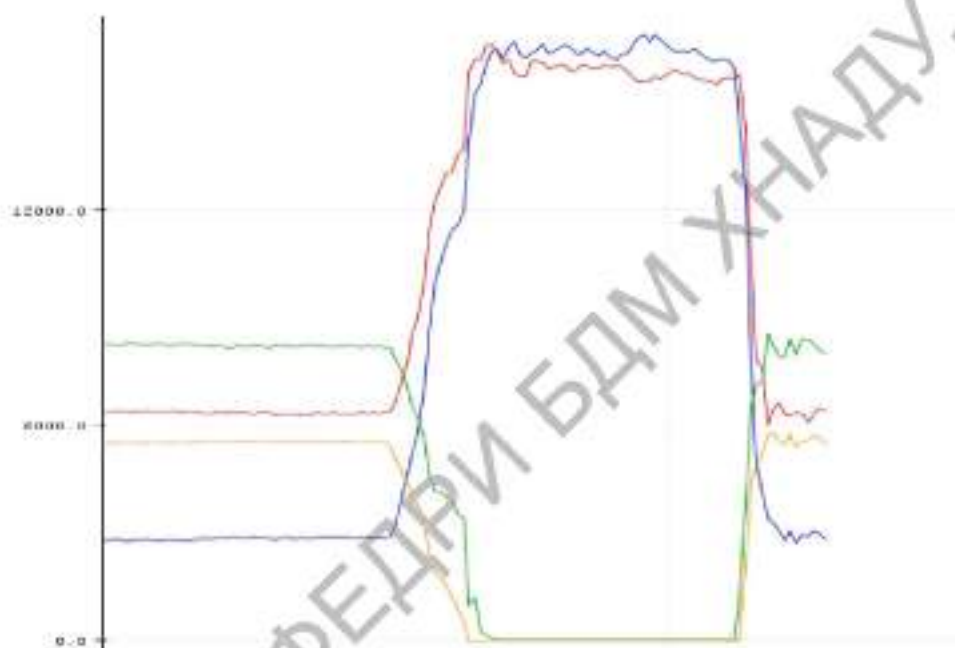


Рисунок 17 – Графік відриву опори база 525

Відрив відбувся при силі 112Н.

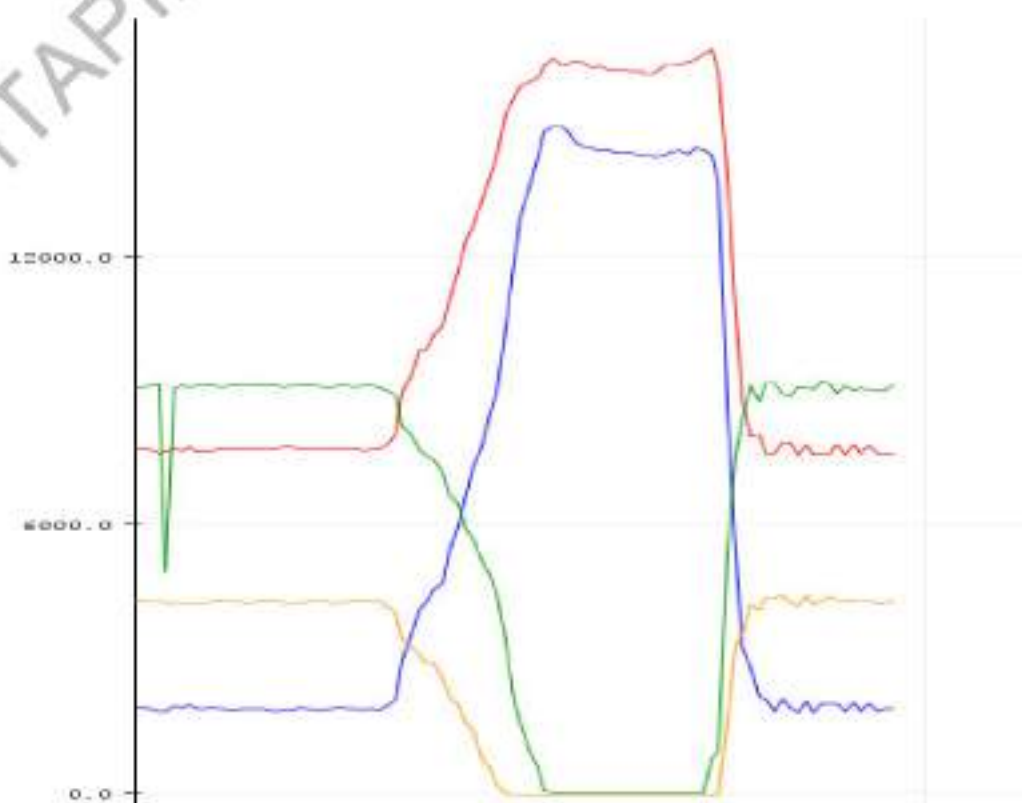


Рисунок 18 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 20 град

Відрив відбувся при силі 112Н.

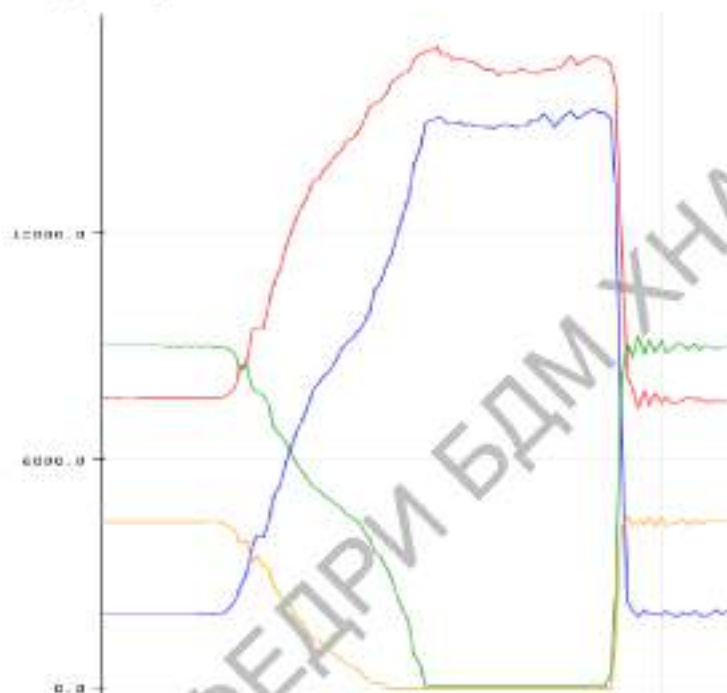


Рисунок 19 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 30 град

Відрив відбувся при силі 123Н.

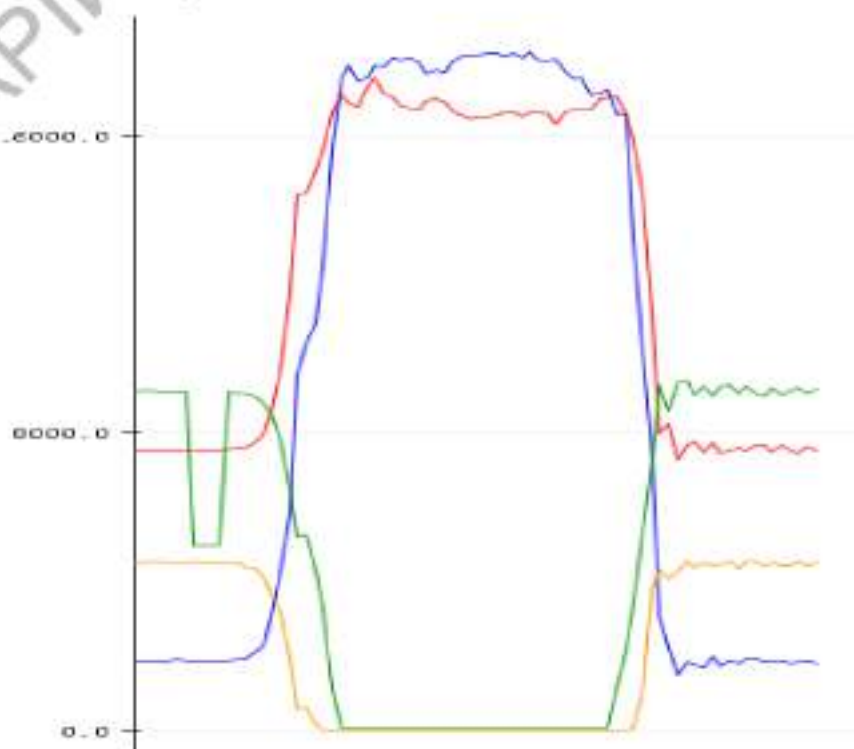


Рисунок 20 – Графік відриву опори база 450, кут нахилу стріли 40 град

Відрив відбувся при силі 149Н.

Висновки

Розроблено обладнання для проведення експериментального дослідження; Проведені експериментальні випробування стійкості крану; Вдосконалена методика розрахунку стійкості баштового крану.

Література

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

ТРИБОЛОГІЯ ТА КОНТРОЛЬ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ І ЗНОШУВАННЯ ТРИБОСПОЛУЧЕННЯ

Баженов В., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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

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

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

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

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

При наближенні до стаціонарного стану

$$\frac{dS}{dt} \approx 0; \quad \frac{d_i S}{dt} = -\frac{d_e S}{dt} \quad \text{або} \quad P_z = -\frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (1)$$

Відповідно до першого початку термодинаміки

$$\delta Q = dU - \delta A \quad (2)$$

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

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

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

Робота dA , що здійснюється силою в'язкого тертя при переміщенні поверхонь ΔS трибосполучення на величину dl , дорівнює

$$dA = \eta \cdot \text{grad}|\vec{v}| \cdot \Delta S \cdot dl \quad (4)$$

де η – коефіцієнт динамічної в'язкості мастила.

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

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

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

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

Література

1. Ye. Ventsel, O. Orel, O. Shchukin, N. Saienko, A. Kravets', Dependence of Wear Intensity on Parameters of Tribo Units, Tribology in Industry, Vol. 40, No. 2, pp. 195-202, 2018, DOI: 10.24874/ti.2018.40.02.03
2. Л.И. Бершадский О взаимосвязях структурных механизмов и диссипативных потоков при кинетическом (некулоновском) трении и износе, Трение износ, т.10, №2, сс. 358-364, 1989.
3. И. Пригожин, Д. Кондепуди, Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. Москва: Мир, 2002.

СТАРІННЯ МОТОРНОГО МАСТИЛА ЯК ФАКТОР, ЩО ОБМЕЖУЄ ЙОГО ТЕРМІНИ СЛУЖБИ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Борщ Я., бакалавр
Науковий керівник – доцент, к.т.н Щукін О.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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

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

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

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

- попадання пилу з атмосфери;
- утворення нерозчинних продуктів в результаті корозії металів;

- налив мастил у погано очищені ємності, перекачування по брудних трубопроводах;
- використання вже забруднених при зберіганні та транспортуванні мастил, а також випадкових ємностей;
- генерування в мастило продуктів зносу вузлів тертя;
- попадання в мастило забруднень, що залишилися після виготовлення та ремонту двигуна.

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

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

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

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

- інтенсивне абразивне зношування;
- підвищене окиснення мастила, отже, збільшення його в'язкості з допомогою окиснення;
- розрив мастильної плівки та пов'язане з цим погіршення режиму мастила;
- засмічення фільтроелементів, зарощування малих щілин, що спричиняє порушення гідродинамічного режиму змащення підшипників колінчастого валу.

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

- спрацювання внаслідок втрати активних компонентів присадки, дія яких заснована на створенні в зоні тертя хімічних сполук з матеріалом поверхонь, що змащуються;
- розкладання присадок у мастилі під впливом високої температури, наявності у мастилі води;
- деструкція полімерних присадок, що спостерігається в загушувальних, депресорних та інших присадках;
- випадіння присадок в осад;
- абсорбція присадок на деталях двигуна, поверхнях фільтроелементів та частинках забруднень;
- зменшення концентрації присадок через витоку.

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

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

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

У посібниках з експлуатації двигунів зазначені терміни служби мастил до заміни або в кілометрах пробігу (автомобільні та інші двигуни транспортних машин), або в машино-годинниках (двигуни тракторів, будівельних та дорожніх машин тощо). Зазвичай для автомобільних двигунів

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

Література

1. Венцель Е.С., Жалкин С.Г., Данько Н.И. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел. Монография – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. - 168с.
2. Белянин П.Н., Данилов В.М. Промышленная чистота машин. – М.: Машиностроение, 1982. - 224 с.
3. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. - 240 с.