

Іваненко О. І., Щербак О. В.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕНОСТІ НА КОНСТРУКТИВНІ
ЕЛЕМЕНТИ ШАРНІРНИХ МАШИН ДЛЯ ДОРОЖНЬОГО БУДІВНИЦТВА
(Частина 1. Теоретичне дослідження)**

Проблему будівництва і відновлення автомобільних доріг можна вирішити, маючи спеціальну дорожню техніку, яка на цей час в Україні практично відсутня. Будівництво доріг передбачає застосування різних типів машин для виконання різноманітних технологічних операцій, тобто машин для підготовчих робіт, машин для будівництва, та утримання доріг. Для створення заданого комплексу на базі колісного трактору Т-150К необхідно дослідження можливостей його ходової і несучої системи при виконанні машинами різних технологічних операцій.

Ключевые слова: *навантажувач, шарнірна рама, гідропривід, рульове керування, фактори, дослідження, математичне моделювання.*

Актуальність дослідження. Актуальність роботи пов'язана з можливістю створення комплексу машин для дорожнього будівництва на базі колісного трактора Т-150К.

Використовуючи конструктивну особливість трактора - шарнірну раму, можна на його базі створити різну дорожньо-будівельну техніку, однак такі машини повинні бути доопрацьовані відповідно до особливостей технологічного процесу роботи з урахуванням експлуатаційних режимів навантаження, тобто коток дорожній, щелеріз, вантажний кран, бурова машина, екскаватор та інші.

Аналіз публікацій.

У роботах [1,2] представлені матеріали, де на базі трактора К-701 з шарнірно-з'єднаною рамою, запропонований комплекс машин для будівництва доріг. Питання доцільності модульного формування будівельно-дорожніх машин наведені в роботі [3]. Як показали експериментальні дослідження [4], найбільш навантаженою машиною комплексу, яка сприймає значні динамічні навантаження є машини напірної дії фронтальний навантажувач (ФН) та колісний бульдозер (КБ).

Особливістю робочого циклу таких машин є занурення ківшу чи відвалу в штабель розроблювального матеріалу за рахунок напірного зусилля, що розвиває рушій і запасу кінетичної енергії, яка отримана в процесі розгону. При виконанні технологічної операції можливе різке стопоріння машини, іноді супроводжуване ударом, викликаним зустріччю ківша з перешкодою яку важко подолати. При цьому виникають значні динамічні навантаження, що передаються на конструктивні елементи машини.

При оцінці динамічного навантаження в якості розрахункового був прийнятий випадок, коли навантажувач чи бульдозер при виконанні операції набору ґрунту зустрічається ківшом (відвалом) із перешкодою яку важко подолати. Дане розрахункове положення є основним при проектуванні вузлів і деталей навантажувача [5-7,8-10].

Мета роботи—дослідження динамічного навантаження на шарнірне з'єднання напіврам і гідроциліндри рульового керування.

Основний матеріал дослідження.

Навантаження, які сприймає навантажувач у цьому випадку, максимальні, а іноді близькі до аварійних. Ударна взаємодія передається на шарнірне з'єднання напіврам і гідроциліндри рульового керування, викликаючи їхнє передчасне руйнування. Тому проведено всебічне дослідження цього режиму. Для цього була розроблена математична модель, яка враховує результати попередніх досліджень. Математична модель базується на фізичній моделі навантажувача представлений на рис.1.

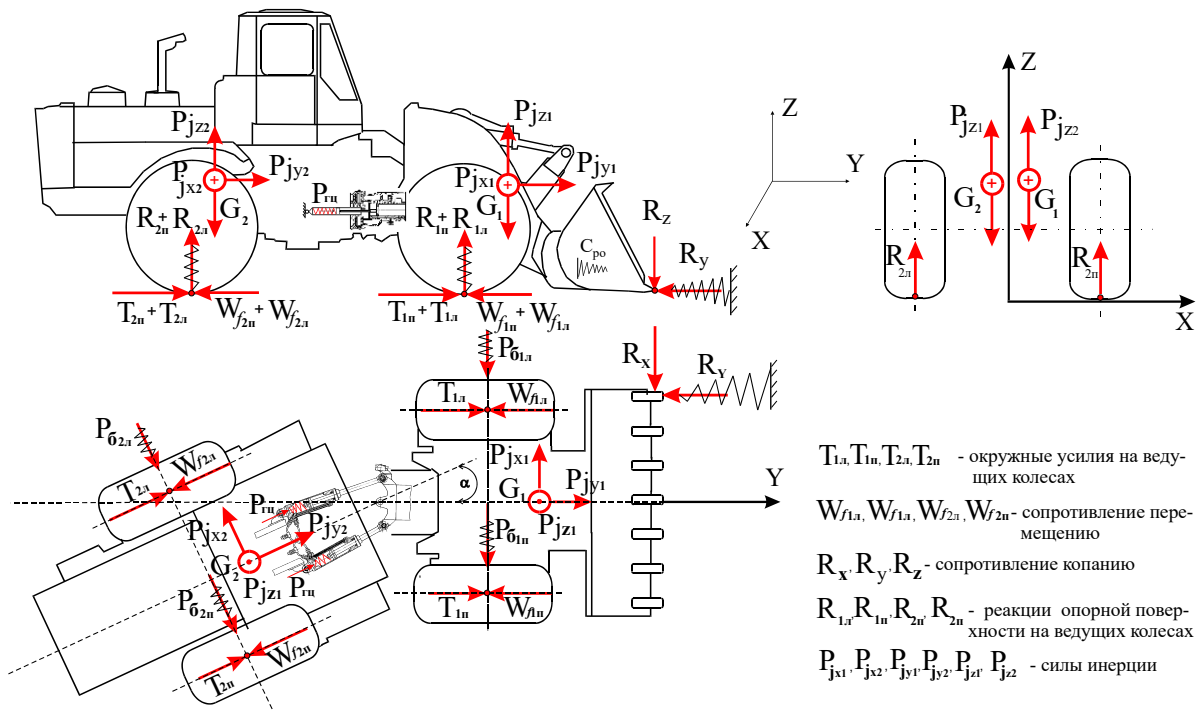


Рис. 1 Фізична модель навантажувача

Розрахункова схема являє собою систему, що складається із трьох елементів: напіврама на якій установлена силова установка - енергетичний модуль (ЕМ), напіврама зі спец обладнанням - технологічний модуль (ТМ), з'єднально-керуючий модуль (ЗКМ). На рис. 2 представлена динамічна модель навантажувача.

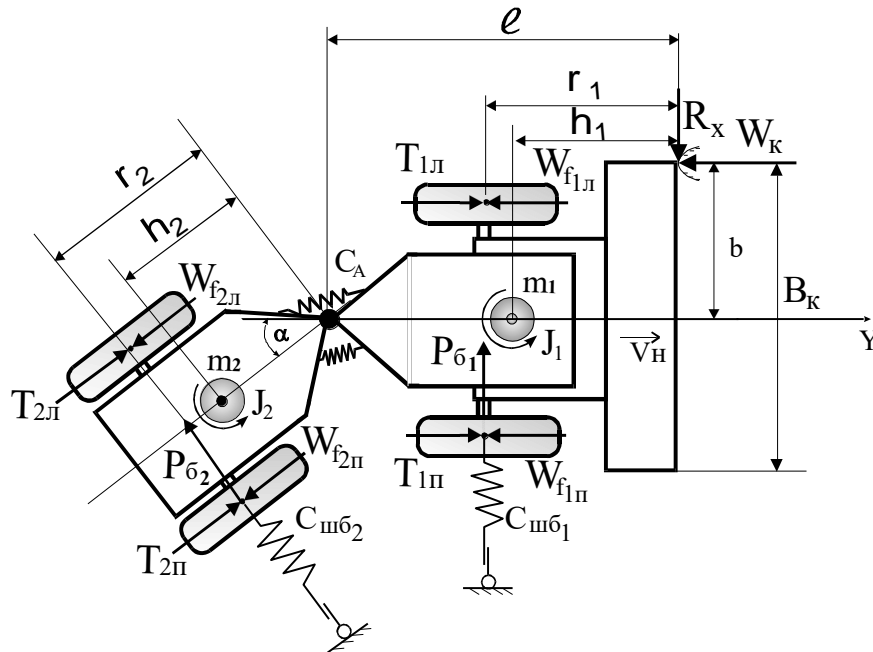


Рис.2 Динамічна модель навантажувача

Еквівалентна розрахункова динамічна модель представлена на рис.3. На прийнятій розрахунковій схемі: T_1, T_2 - окружні зусилля на ведучих колесах; W_k - опір копанню; W_{f1}, W_{f2} - опір перемещенню; P_{61}, P_{62} , - бічні зусилля в області контакту шин з опорною поверхнею.

Масові характеристики:

m_1, J_1 - маса й момент інерції щодо осі, що проходить перпендикулярно до опорної площини через центр мас O_1 технологічного модуля; m_2, J_2 - маса й момент інерції щодо осі, що проходить перпендикулярно опорної площини через центр мас O_2 енергетичного модуля.

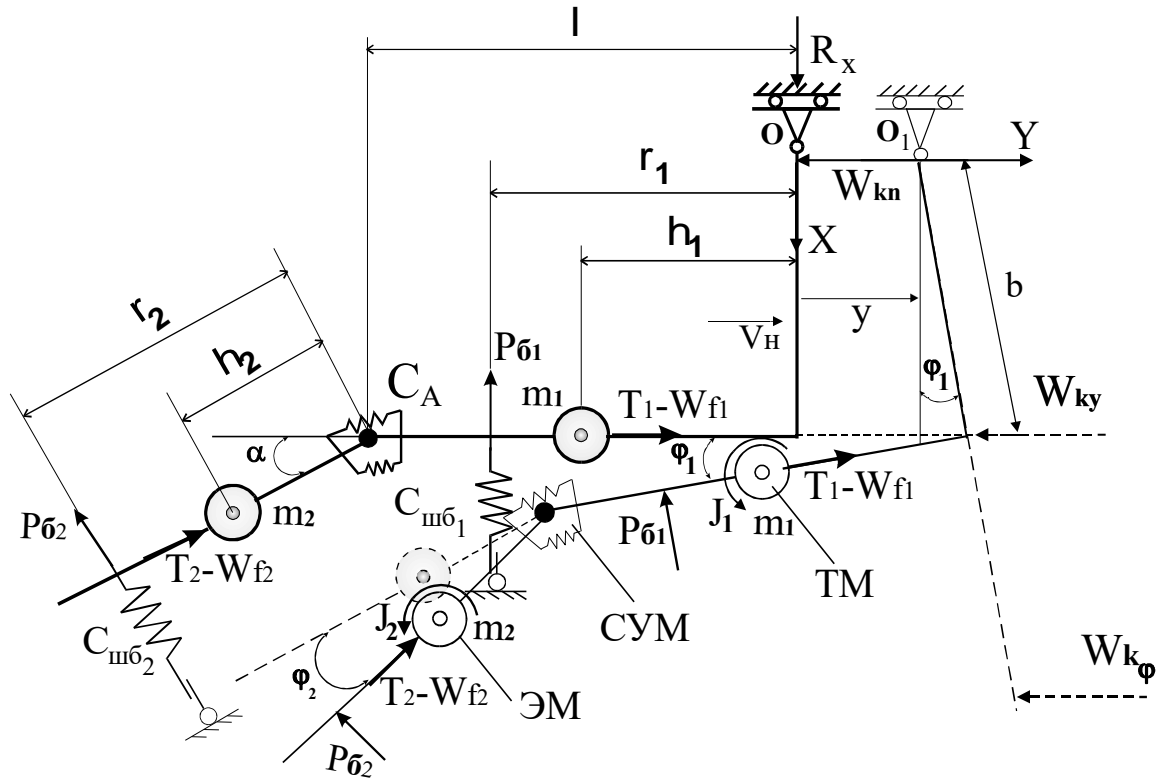


Рис. 3 Еквівалентна розрахункова динамічна модель

Положення системи в горизонтальній площині визначається трьома узагальненими координатами:

y - поздовжнім переміщенням навантажувача; φ_1, φ_2 - кутами повороту його напіврам у горизонтальній площині щодо початкового положення.

Для складання диференціальних рівнянь руху розглянутої механічної системи, використані рівняння Лагранжу II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} = Q_k$$

де: T - кінетична енергія, Π - потенційна енергія розглянутої механічної системи; Q_k - узагальнені сили системи; q_k - узагальнені можливі переміщення системи.

За узагальнені координати розглянутої механічної системи прийmemo: $q_1 = y, q_2 = \varphi_1, q_3 = \varphi_2$ - кутові переміщення напіврам щодо осі вертикального шарніру.

Таким чином, система рівнянь Лагранжу II другого роду запишеться:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial \Pi}{\partial y} = Q_y \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2} \end{cases}$$

Кінетична енергія системи дорівнює

$$T = T_1 + T_2$$

де: T_1 - кінетична енергія технологічного модуля; T_2 - кінетична енергія енергетичного модуля;

Оскільки енергетичний і технологічний модулі виконують плоский рух, їхня кінетична енергія визначається залежностями:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 V_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2$$

$$T_2 = \frac{1}{2} m_2 V_2^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2$$

де: m_1, m_2 - маса ТМ і ЭМ; V_1, V_2 - абсолютні швидкості центрів мас ТМ і ЭМ, J_1, J_2 - власні моменти інерції ТМ і ЭМ; $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ - кутові швидкості ТМ і ЭМ.

Потенційна енергія обумовлена круговою жорсткістю C_A рульового механізму:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2$$

Після підстановки формул узагальнених сил у рівняння Лагранжу отримуємо систему диференціальних рівнянь, що описують робочий процес навантажувача

$$\left\{ \begin{array}{l} (m_1 + m_2) \cdot \ddot{y} + (m_1 + m_2) \cdot b \ddot{\varphi}_1 + m_2 h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{\varphi}_2 = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha - P_{b2} \cdot \sin \alpha - W_{kn} - W_{ky} - W_{k\varphi} ; \\ (m_1 + m_2) \cdot b \cdot \ddot{y} + [J_1 + m_1 \cdot (h_1^2 + b^2) + m_2 \cdot (l^2 + b^2)] \cdot \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot (l h_2 \cos \alpha + b h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_2 = \\ T_1 \cdot b + T_2 \cdot (b \cos \alpha - l \sin \alpha) - P_{b1} \cdot r_1 - P_{b2} \cdot (l \cos \alpha + b \sin \alpha) + C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \\ W_{ky} \cdot b - W_{k\varphi} \cdot 2/3 \cdot (b + Bk/2) ; \\ m_2 h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{y} + m_2 \cdot (l h_2 \cos \alpha + b h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + m_2 h_2^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 = - P_{b2} \cdot r_2 - C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \end{array} \right.$$

У ході рішення системи диференціальних рівнянь були отримані значення всіх шуканих величин: час процесу в сек.; швидкість і переміщення навантажувача; кутова швидкість і кутове переміщення технологічного модуля; кутова швидкість і кутове переміщення енергетичного модуля; сили тяги що розвивають енергетичний і технологічний модулі; бічні реакції на колесах; складові сили опору копанню на робочому обладнанні $t, V_y, y, \omega_1, \varphi_1, \omega_2, \varphi_2, T_1, T_2, P_{b1}, P_{b2}, W_{kn}, W_{ky}, W_{k\varphi}$.

Особливістю створеної математичної моделі є можливість оцінити навантаження гідроприводу рульового керування в процесі зіткнення ковша з масивною перешкодою при його зануренні в розроблювальний матеріал.

Для цього в середовищі MathCAD створений розрахунковий блок, що дозволяє на базі аналізу роботи рульового механізму оцінити рівень навантаженості гідроприводу рульового керування. На рис. 6 представлена розрахункова схема що пояснює дану методику.

При різкому стопорінні навантажувача відбувається поворот задньої напіврама (енергетичного модуля) щодо осі вертикального шарніра рис. 4 на кут φ_2 . Це спричиняє різкий стрибок тиску в гідроприводі механізму рульового керування. На розрахунковій схемі гідроциліндри замінені еквівалентними їм пружинами із жорсткістю C_1, C_2 . Жорсткість гідроциліндрів рульового керування, а на навантажувачі Т-156 у гідроприводі рульового керування встановлені гідроциліндри ЦС-80, прийнята $2 \cdot 10^6$ Н/м. Значення наведеної жорсткості для даних циліндрів експериментально визначено в роботі [4].

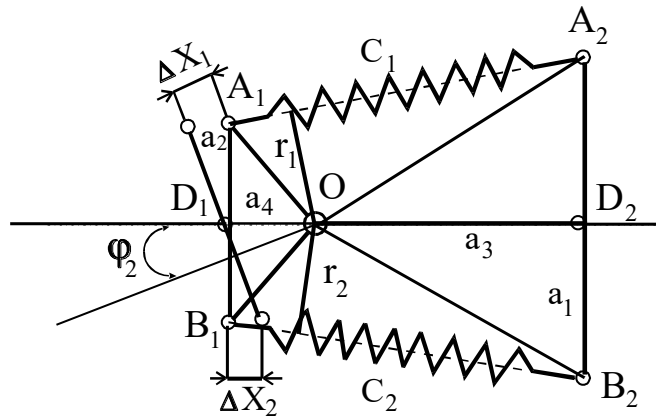


Рис. 4 Розрахункова схема для визначення тиску

Виконавши аналіз геометрії механізму рульового керування, отримана залежність для визначення тиску в гідроприводі механізму:

$$P = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot (r_1 + r_2) - \pi \cdot d^2 \cdot r_1},$$

де: M - круговий момент рульового механізму, D - діаметр поршня; d - діаметр штока гідроциліндру.

Результатом розрахунку математичної моделі була оцінка ступеня навантаженості гідроприводу рульового керування в момент занурення ковша навантажувача в розроблювальний масив, супроводжуваного зустрічно його із перешкодою яку важко подолати. Аналіз математичної моделі показав, що істотний вплив на формування навантаженості ЗКМ робить b - координата прикладення W_k - сили копання, V_n - швидкість занурення, α - кут складання напіврам.

На рис. 5 представлена зміна тиску в гідроприводі механізму керування залежно від кута складання напіврам. При цьому зовнішня взаємодія сили опору копанню W_k прикладена по центрі ковша (центрального удар $B=0$). Постійними приймалися: початкова швидкість руху $V_n = 1$ м/с; кругова жорсткість рульового механізму $C_A=245$ кНм/рад.; жорсткість робочого обладнання 1000 кН/м.

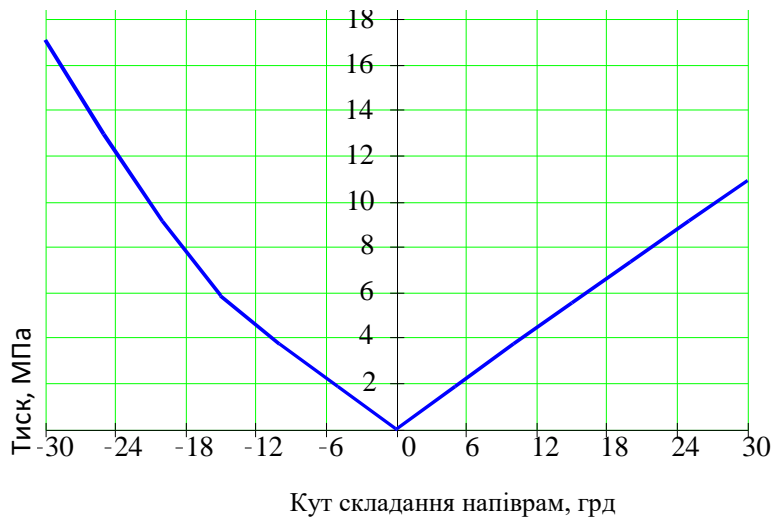


Рис. 5 Зміна тиску в гідроприводі механізму керування в залежності від кута складання напіврам

Зі збільшенням кута α росте й тиск. При центральному ударі максимальне значення величини тиску досягає в крайньому положенні $\alpha = 30^\circ$ і становить 17 МПа. Збільшення α веде також і до збільшення часу циклу $t_{ци}$. Якщо при взаємодії з кутом $\alpha=5^\circ$, тиск досягає свого максимального значення за 0.324 сек., а весь процес триває 0.486 сек., тоді як у крайньому положенні $\alpha=30^\circ$, максимум досягає за 0.441 сек., а процес протікає 0.729 сек. Істотний вплив на величину навантаження гідроприводу рульового керування надає місце прикладення сили до ковша. На рис 6 представлений процес удару краєм ковша об перешкоду, при цьому розглядається прямолінійний

рух $\alpha=0^\circ$ з початковою швидкістю 1,2 м/с. Тиск при цьому становить 26.3 МПа, цей процес можна розділити на три фази: перший пік 1 відповідає удару у тверду перешкоду, наступні стрибки тиску 2 пов'язані із продовженням занурення в масив матеріалу й 3 сталий стаціонарний тиск.

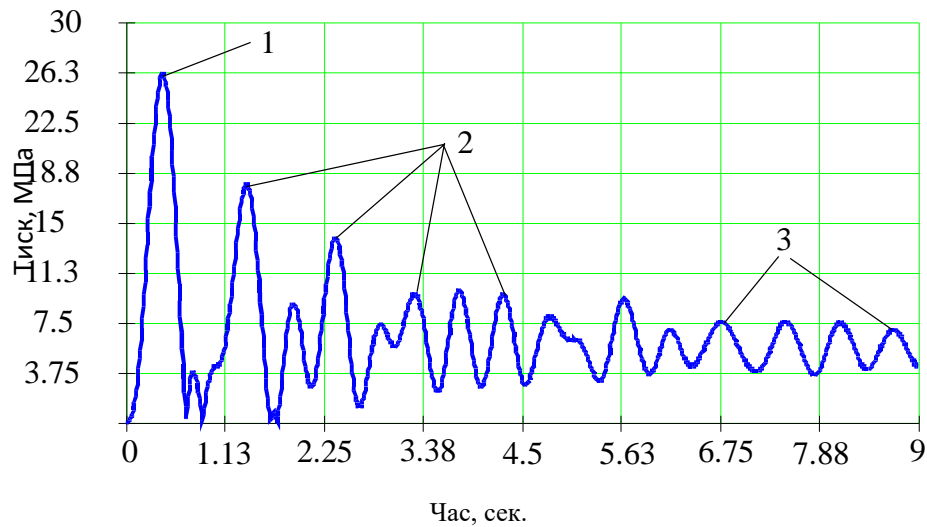


Рис. 6 Зміна тиску в гідроприводі ЗКМ при прикладенні навантаження на край ківшу

У ході математичного моделювання було проведено ранжирування факторів, що впливають на навантаженість гідроприводу ЗКМ.

У загальному випадку тиск залежить від наступних факторів:

$P=f(B, \alpha, V_n, C_A, C_{шб}, C_{ро})$, де B - координата прикладення опору копанню; α - кут між напіврамами навантажувача; V_n - початкова швидкість, при якій відбувалося занурення в масив; C_A - кругова жорсткість рульового механізму; $C_{шб}$ - бічна жорсткість шин; $C_{ро}$ - жорсткість робочого обладнання.

Вплив всіх факторів представлений на рис.7.

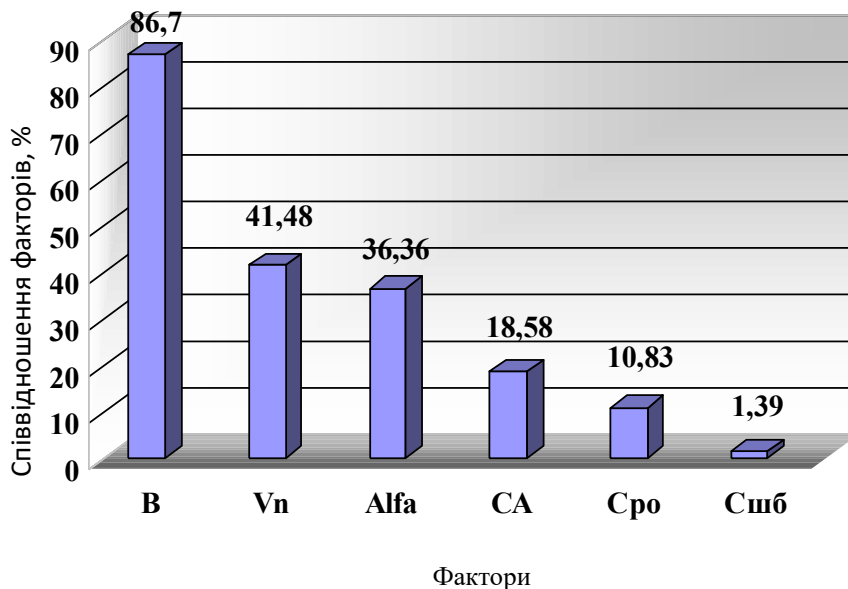


Рис. 7 Значимість впливу факторів, що визначають навантаженість гідроприводу ЗКМ

При виконанні технологічних операцій машинами напірного дії (ФП, КБ) виникає явище рискання, яке обумовлюється асиметричним додатком зовнішньої навантаження з боку ґрунту на відвал ФП, КБ викликає кутовий зсув енергетичного модуля машини. За характеристику рискання нами був прийнятий круговий момент,

що виникає в ЗКМ, лінійно залежить від кругової жорсткості і кута рискання. При цьому величина кута рискання в першу чергу визначається круговою жорсткістю C_A з'єднально-керуючого модуля і бічний жорсткістю шин, яка входить в бічну силу P_{b1} , а також характеристикою розробляемого ґрунту.

Висновки

1. Розглянута можливість створення комплексу машин для дорожнього будівництва на базі колісного трактора Т-150К з шарнірно-з'єднаною рамою. Встановлено необхідність врахування особливостей технологічного процесу будівництва доріг і експлуатаційних режимів навантаження.

2. Прийнята еквівалентна динамічна модель навантажувача адекватно відображає фізичну сутність процесів, що відбуваються, у гідроприводі рульового механізму ЗКМ. У ході дослідження встановлені наступні закономірності:

- аналіз математичної моделі показав, що істотний вплив на навантаженість гідроприводу рульового керування надає місце прикладення сили до ковшу, кут складання напіврам і початкова швидкість руху навантажувача.

- місце прикладення сили до ковшу визначає який з гідроциліндрів повороту буде навантажений. При взаємодії середньою частиною й краєм ковша протилежним напрямку повороту навантаженим виявляється гідроциліндр P_2 . А при взаємодії місцем від середини й до краю у бік повороту гідроциліндр P_1 .

- збільшення кута складання напіврам веде до росту величини тиску, так при взаємодії середньою частиною ковша (центрального удару) зміна кута з 0° до 15° викликає ріст значення тиску від 0 до 17 МПа.

3. Результати аналітичного дослідження дають можливість розробити практичні рекомендації зі зниження навантаженості гідроприводу рульового керування й металоємкості ЗКМ.

Література

1. Попов Н.С., Баловнев В.И. Развитие дорожно-строительного машиностроения на конверсируемых предприятиях //Строительные и дорожные машины.- 1994.- № 10.- С. 2-8.
2. Попов Н.С., Баловнев В.И. Перспективные отечественные дорожно-строительные машины и комплексы //Строительные и дорожные машины.- 1996.- № 6.- С. 2-6.
3. Кухтов В.Г., Щербак О.В. Модульное формирования строительно-дорожных машин // Труды первой город. конф. Актуальні проблеми сучасної науки у дослідженнях молодих вчених м. Харкова-Харьков.:АТ "Бізнес Інформ".-1997.-С. 50-52.
4. Щербак О.В. Разработка рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: Дис... канд. техн. наук: 05.05.04.- Харьков, 2000.- 130 с.
5. Беседин Б.Т. Исследование нагрузок в приводах управления погрузочным оборудованием одноковшовых фронтальных погрузчиков: Дис... канд. техн. наук: 05.05.04.- Харьков, 1968. - 276 с.
- 6.Беседин Б.Т. Исследование нагрузок в приводах управления погрузочным оборудованием одноковшовых фронтальных погрузчиков: Автореф. дис... канд. техн наук: 05.05.04 / Хар. автом. дор. инст.- Харьков,1968.- 19 с.
- 7.Тимошенко И. И. Динамика погрузчиков напорного действия: Дис... канд. техн. наук: 05.05.04.- Харьков, 1965. - 256 с.
8. Беренгард Ю.Г., Гайцгори М.М. Исследование динамических нагрузок в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика. // Строительные и дорожные машины.- 1983.- № 11. - С. 21-22.
9. Галик О.Д., Иванов О.П., Сильня В.Г. Некоторые вопросы теории взаимодействия ковшовой погрузочной органа с породой. // Вопросы рудничного транспорта.- 1965.- № 9.- С. 298-310.
10. Стогов В.Н. Соппротивление при внедрении в штабель ковша напорного погрузчика. // Механизация трудоемких и тяжелых работ. - 1952.- № 2. - С. 42-46.

References

1. Popov N.S., Balovnev V.I. Razvitie dorozhno-stroitel'nogo mashinostroeniya na konversiruemykh predpriyatiyah //Stroitel'nye i dorozhnye mashiny.- 1994.- № 10.- S. 2-8.
2. Popov N.S., Balovnev V.I. Perspektivnye otechestvennye dorozhno-stroitel'nye mashiny i komplekсы //Stroitel'nye i dorozhnye mashiny.- 1996.- № 6.- S. 2-6.
3. Kuhtov V.G., Shcherbak O.V. Modul'noe formirovaniya stroitel'no-dorozhnykh mashin // Trudy pervoj gorod. konf. Aktual'ni problemi suchasnoyi nauki u doslidzhennykh molodih vchenih m. Harkova-Har'kov.:AT "Biznes Inform".-1997.-S. 50-52.
4. Shcherbak O.V. Razrabotka racional'nykh parametrov soedinitel'no-upravlyayushchego modulya frontal'nogo pogruzchika: Dis... kand. tekhn. nauk: 05.05.04.- Har'kov, 2000.- 130 s.
5. Besedin B.T. Issledovanie nagruzok v privodah upravleniya pogruzochnym oborudovaniem odnokovshovykh frontal'nykh pogruzchikov: Dis... kand. tekhn. nauk: 05.05.04.- Har'kov, 1968. - 276 s.

6. Besedin B.T. Issledovanie nagruzok v privodah upravleniya pogruzochnym oborudovaniem odnokovshovyh frontal'nyh pogruzchikov: Avtoref. dis... kand. tekhn nauk: 05.05.04 / Har. avtom. dor. inst.- Har'kov, 1968.- 19 s.
7. Timoshenko I. I. Dinamika pogruzchikov napornogo dejstviya: Dis... kand. tekhn. nauk: 05.05.04.- Har'kov, 1965. - 256 s.
8. Berengard YU.G., Gajcgori M.M. Issledovanie dinamicheskikh nagruzok v gidrosisteme rabocheho oborudovaniya pogruzchika. // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny.- 1983.- № 11. - S. 21-22.
9. Galik O.D., Ivanov O.P., Sil'nya V.G. Nekotorye voprosy teorii vzaimodejstviya kovshovogo pogruzochnogo organa s porodoy. // Voprosy rudnichnogo transporta.- 1965.- № 9.- S. 298-310.
10. Stogov V.N. Soprotivlenie pri vnedrenii v shtabel' kovsha napornogo pogruzchika. // Mekhanizatsiya trudoemkikh i tyazhelyh rabot. - 1952.- № 2. - S. 42-46.

Иваненко О.И., Щербак О.В.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ НА КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ
ШАРНИРНЫХ МАШИН ДЛЯ ДОРОЖНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА
(Часть 1 Теоретические исследования)**

Проблему строительства и восстановления автомобильных дорог можно решить, имея специальную дорожную технику, которая в настоящее время в Украине практически отсутствует. Строительство дорог предполагает применение различных типов машин для выполнения различных технологических операций, то есть машин для подготовительных работ, машин для строительства и содержания дорог. Для создания заданного комплекса на базе колесного трактора Т-150К необходимо исследование возможностей его ходовой и несущей системы при выполнении машинами различных технологических операций.

Ключевые слова: погрузчик, шарнирная рама, гидропривод, рулевое управление, факторы, исследования, математическое моделирование.

Ivanenko O.I., Shcherbak O.V.,

**INVESTIGATION OF LOADING EFFECTS ON THE DESIGN ELEMENTS OF LINEAR MACHINES FOR
ROAD CONSTRUCTION
(Part 1 Theoretical Studies)**

The problem of construction and rehabilitation of highways can be solved with special road equipment, which is currently practically absent in Ukraine. Construction of roads involves the use of various types of machines for performing various technological operations, that is, machines for preparatory works, construction machinery, and roads maintenance. To create a given complex on the basis of wheeled tractor T-150K it is necessary to study the capabilities of its running and bearing system when performing machines of various technological operations.

Keywords: loader, hinged frame, hydraulic drive, steering, factors, research, mathematical modeling.

Сведения об авторах

О.И. Иваненко, Украина, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, кафедра Строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова, доцент, к. т. н. e-mail: kaf_bdm@ukr.net

О.В. Щербак, Украина, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, кафедра Строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова, доцент, к.т.н. e-mail: olegcherbak@gmail.com