

Кухтов В.Г.,<sup>1</sup>  
Щербак О.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Харківський національний технічний  
університет сільського господарства  
ім. Петра Василенка

<sup>2</sup> Харківський національний авто-  
мобільно-дорожній університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА НА ОСНОВІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621. 869

*Вибудовано сімейство математичних моделей колісного шарнірно-з'єданого фронтального навантажувача в його робочому режимі, що відповідає нишпоренню. Досліджено зміну основних характеристик руху фронтального навантажувача при експотенціальній залежності наповнення ківшу.*

### 1. Постановка проблеми

Ринкові відносини в економіці з жорсткою конкуренцією виробників продукції пред'являють високі вимоги до якості, надійності, конкурентоспроможності, технічного рівня будівельних і дорожніх машин.

Широкий спектр задач у дорожньо-будівельному виробництві, обумовлює необхідність виготовлення великої кількості машин, які механізують різні по змісту, характеру й обсягу технологічні операції. Ріст кількості типів машин приводить до значного підвищення матеріальних і трудових витрат на стадіях проектування.

В даний час йде пошук ефективних способів конструювання дорожніх машин. Одним з таких способів є модульний принцип, застосування якого дозволяє розробляти надійні дорожні машини, скоротивши при цьому терміни проектування.

Створення сучасних модульних машин зіштовхується з рядом труднощів, обумовлених недоліком теоретичних і експериментальних досліджень по побудові машин із блоків-модулів. Досвід експлуатації таких машин показує, що з'єднувальні пристрої (пристрою, що забезпечують з'єднання модулів) базової машини випробують значні динамічні навантаження, що приводять до їх виходу з ладу, що спричиняє аварійні ситуації. Існуючі методики розрахунків навантаження з'єднально-керуючого модуля побудовані в основному на базі розрахунків тракторів, які агрегатуються із сільськогосподарським обладнанням.

### 2. Ціль дослідження

Дослідити динаміку фронтального навантажувача на базі узагальненої розрахункової схеми. При цьому вирішувались наступні задачі: дослідити змінення основних характеристик фронтального навантажувача при експотенціальній залежності наповнення ківшу; дослідити динаміку фронтального навантажувача при його нишпоренні на базі розрахункових схем, що відображають ступінь наближення до реального процесу.

### 3. Аналіз досліджень

Протягом багатьох років галузь будівельного й дорожнього машинобудування розвивалася головним чином за рахунок агрегаткування причіпного й навісного обладнання із тракторами промислового й сільськогосподарського призначення й у меншій мірі з автомобільними шасі. Трудомісткість проектування й підготовки виробництва навісного й причіпного обладнання істотно нижче, ніж тягових і енергетичних засобів. Саме тому такий спосіб створення широкої номенклатури машин будівельного й дорожнього призначення набув застосування як у нас у країні, так і за кордоном.

Потім з'являється новий клас базових засобів, у якому шасі як цільна рама замінюється напіврамами.

Початок теоретичного дослідження шарнірно-з'єднаних машин (ШЗМ) розпочато роботою [1], у якій констатується неминучість появи колісних шарнірно-з'єднаних землерійно-транспортних машин, обумовлена високою транспортною швидкістю й маневреністю і, як наслідок, високою продуктивністю. В [1] аналізуються переваги й недоліки шарнірно-з'єднаних машин. Приводиться розрахункова схема й диференціальні рівняння руху двосекційної шарнірно-з'єднаної машини з використанням кутових координат поперечного крену, поздовжнього диференту і кутових координат вертикального повороту-нишпорення.

У роботі [2] розроблена математична модель, що описує динамічні процеси, що відбуваються в гідроприводі з'єднально-керуючого модуля фронтального навантажувача при асиметричному прикладенню зовнішнього навантаження й довільному куті складання напіврам. Рух фронтального навантажувача розглядається як плоско-паралельний, відповідний нишпоренню. Розрахункова схема й вибір систем координат носять окремих характер відповідно до розв'язуваної проблеми.

В роботі [3], викладається системна концепція дослідження модульних технологічних машин для будівельного виробництва, запропонована узагальнена розрахункова схема шарнірно-з'єднаних машин, на базі якої стало можливим дослідження динаміки цих машин як у транспортному режимі, так і в робочому, як при найпростіших рухах (нишпорення, диферент, крен), так і при їхньому накладенні. На базі узагальненої розрахункова схема, запропонованої в роботі [3], виконаний ряд робіт, зокрема [4-7], пов'язаних з обчисленням кінетичної й потенційної енергій шарнірно-з'єднаних машин у їхньому складному русі.

Проведений аналіз дозволив зробити висновки:

- незважаючи на те, що шарнірно-з'єднані машини знаходять все більше застосування в практиці будівельного й дорожнього напрямку, існує обмежене число робіт, що ставляться до дослідження їхньої динаміки. Так, у відомій нам технічній літературі при дослідженні динаміки шарнірно-з'єднаних машин не враховуються процес заповнення ківшу фронтального навантажувача;
- ступінь наближення математичної моделі до реального процесу, а так само моделювання складного руху шарнірно-з'єднаних машин, що складає в накладенні найпростіших рухів.

#### **4. Дослідження основних характеристик руху фронтального навантажувача при експоненціальній залежності наповнення ківшу**

При дослідженні динаміки шарнірно-з'єднаних машин процес наповнення ківшу, як правило, не приймається до уваги, тобто маса ківшу із ґрунтом приймається за постійну, у той час як за лічені секунди маса ківшу збільшується на три тони.

Розглядався випадок, коли технологічний модуль (перша напіврама) разом з робочим обладнанням (РО) розвертається навколо вертикальної осі, а друга напіврама (енергетичний модуль) продовжує прямолінійний рух. Тоді систему можна описати трьома узагальненими координатами  $q_1 = x_1$ ,  $q_2 = x_3$ ,  $q_3 = \psi_1$ , де  $x_1$  – зсув осі шарніра;  $x_3$  – зсув ківшу;  $\psi_1$  – поворот першої напіврами.  $C_1$  – кругова жорсткість з'єднально-керуючого модуля;  $C_2$  – лінійна жорсткість робочого обладнання. З використанням рівнянь Лагранжа другого роду, у припущенні, що зв'язки голономні, отримана система нелінійних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 + m_3 \ddot{x}_3 \cdot \cos \psi_1 + (m_1 a_1 + m_3 l_1) \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - \\ - 2m_3 \sin \psi_1 \cdot \dot{\psi}_1 \dot{x}_3 - m_3 x_3 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - c_{po} (x_1 - x_3) + T_1 \cos \psi_1 - P_{b1} \sin \psi_1 + T_2 - W_k \cos \psi_1; \\ J_1 \cdot \ddot{\psi}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{x}_1 - m_3 \sin \psi_1 x_3 \ddot{x}_1 - c_{sum} \psi_1 + P_{b1} l_1 + W_k b; \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_3 \cos \psi_1 \ddot{x}_1 + c_{po} (x_1 - x_3) - W_k. \end{cases} \quad (1)$$

Зміна маси  $m$  наповнення ківшу залежно від пройденого шляху визначалося експоненціальною залежністю

$$m = m_0 \cdot e^{ks}, \quad (2)$$

де  $m_0$  – маса навісного навантажувального обладнання без матеріалу; коефіцієнт  $k$  приймався рівним  $k = \ln 2/S_*$ ,

$S_*$  – шлях, який проходить робоче обладнання для повного заповнення ківшу.

Сила копання приймалася по розрахунковій залежності

$$W_k = A \cdot x_3 + C \cdot x_3^2 + D \cdot x_3^3, \quad (3)$$

де – коефіцієнти  $A, C, D$  – ураховують властивості розроблювального ґрунту.

Про величину динамічних навантажень судять по величині зростання прискорень, тому на рис.1 представлені графіки, обрані із усього різноманіття отриманих графічних залежностей, змін прискорень шарніра й робочого обладнання. На обох рисунках «синусоїдальна» зміна прискорень осі шарніра й робочого обладнання отримана без врахування процесу наповнюваності ківшу. Ці синусоїди були прийняті за еталон. У порівнянні з еталоном стає очевидно вплив наповнюваності ківшу на зміну прискорення.

Графіки отримані для м'якого ґрунту при таких коефіцієнтах:

$A=23$  кН/м,  $C=15,27$  кН/м<sup>2</sup>,  $D=20$  кН/м<sup>3</sup>. Коефіцієнт  $k=0,1386$ , - рис.1.

Для складного ґрунту при коефіцієнтах:

$A=95$  кН/м,  $C=63$  кН/м<sup>2</sup>,  $D=83$  кН/м<sup>3</sup>. Коефіцієнт  $k=0,3465$ , - рис.2.

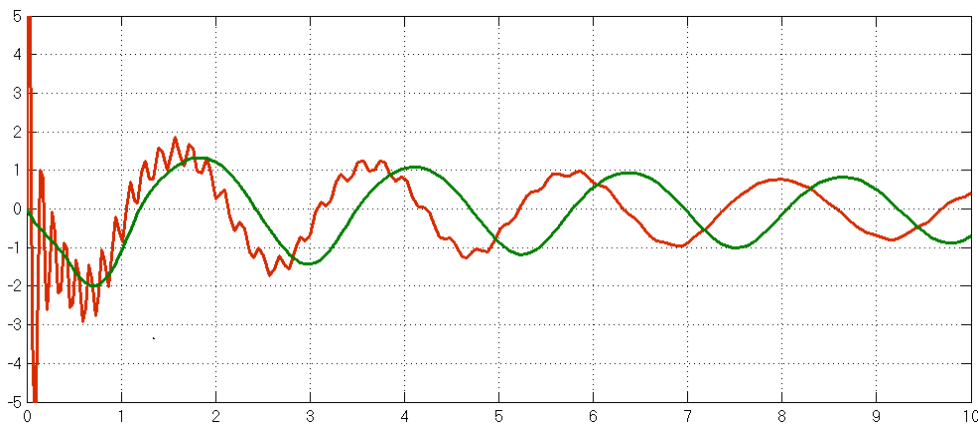


Рис.1. Зміна прискорення  $x_1$  осі вертикального шарніра з'єднально-керуючого модуля,  $k=0.1386$

## 5. Вплив ступеня моделювання на основні характеристики

Створення сучасних комплексів модульних землерийно-транспортних машин стикається з рядом труднощів, обумовлених недостатнім їх теоретичним і експериментальним дослідженням. Це відноситься, зокрема, до розробки їх математичних моделей і дослідження навантаженості з'єднувального модуля. Ці питання взаємозв'язані.

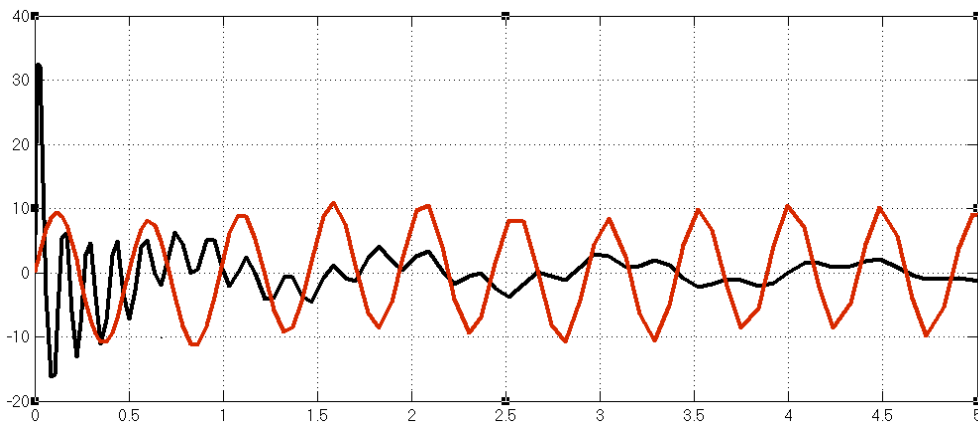


Рис.2. Зміна прискорення  $x_z$  робочого обладнання,  $k=0.3465$

Перша робота [2] по дослідженню навантаженості з'єднувального модуля фронтального навантажувача, створеного на базі колісного шарнірно-зчленованого трактора Т-150К, заснована на застосуванні розрахункової схеми, де початок системи координат прив'язаний до точки ківшу, якою він зачіпляється за перешкоду яку важко подолати, що викликає розворот напіврам. Ця схема дозволила вивчити випадок навантаження з'єднувального модуля фронтального навантажувача, в екстремальній ситуації при взаємодії ківшу з перешкодою. Представляє інтерес дослідження навантаженості з'єднувального модуля, по диференціальних рівняннях, складених на базі узагальненої моделі шарнірно-з'єднаних машин [3], з тим, щоб надалі провести зіставлення навантаженості з'єднувального модуля, у випадках, коли виконання технологічного процесу фронтальним навантажувачем приводить до його складного руху: рискання-крен, рискання-диферент і тому подібне, з метою розробки конструктивних рекомендацій. У роботі [3] розглянуто сімейство математичних моделей, що відображають з різним ступенем точності моделювання робочого процесу фронтального навантажувача і бульдозера.

Відповідно до роботи [3], введемо наступні системи координат: умовно нерухому систему координат, жорстко пов'язану з полотном дороги; інерціальну систему координат  $Oxyz$ , початок якій збігається з полюсом  $O$  – точкою перетину вертикального і горизонтального шарнірів тягача; системи координат  $Ox_1y_1z_1$  і  $Ox_2y_2z_2$  – також з початком в точці  $O$ , жорстко пов'язані з напіврамами 1 і 2 відповідно. Вважаємо, що центр мас кожною з напіврам розташований у вертикальній подовжній площині. Для визначеності вважаємо, що робоче обладнання знаходиться на першій напіврамі. Припускаємо, що зв'язки голономні; під час виконання робочого процесу відсутнє буксування.

Ступінь наближення опису математичною моделлю робочого режиму будь-якої шарнірної машини, і зокрема фронтального навантажувача, визначається числом степенів свободи.

За нульовий ступінь наближення математичного моделювання робочого режиму фронтального навантажувача приймемо випадок, коли відсутній відносний рух напіврам і робочого обладнання. Тоді це звичайна жорстка одномасна система з однією ступеню свободи, що описує прямолінійний рух. На базі цієї моделі досліджена [9] динаміка землерийно-транспортних машин, де розглянуті закономірності несталого руху машини в процесі копання однорідних ґрунтів і при взаємодії робочих органів з жорсткими перешкодами великої маси, визначені умови, сприяючі буксуванню. Опис руху приведений до лінійного диференціального рівняння вигляду

$$m\ddot{x}_1 = T - W_k, \quad (4)$$

у якому лінійність забезпечена за рахунок введення лінійних залежностей сили тяги  $T$  і

сили опору копанню  $W_k$ .

Прийmemo за перше наближення, що характер зміни сили тяги  $T$  і сили опору копанню  $W_k$  міняються відповідно до [9], внаслідок чого диференціальне рівняння (4) стає нелінійним вигляду

$$m\ddot{x}_1 = T_0(1 - 0,065 \cdot \dot{x}_1 / V_n - 0,935\dot{x}_1^5 / V_n^5) - (Ax_1 + Cx_1^2 + Dx_1^3). \quad (5)$$

У другому наближенні математичного моделювання робочого процесу фронтального навантажувача врахуємо наявність пружного зв'язку між напіврамою  $I$  і робочим обладнанням при прямолінійному русі фронтального навантажувача в цілому. В цьому випадку система описується двома узагальненими координатами  $q_1 = x_1$  і  $q_2 = x_3$ , де  $x_3$  зсув робочого обладнання. Математична модель представляє систему двох нелінійних диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = m_3 \cdot \ddot{x}_3 - c_{po}(x_1 - x_3) + T_1 + T_2 - W_k \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_3 \cdot \ddot{x}_1 + c_{po}(x_1 - x_3) - W_k. \end{cases} \quad (6)$$

Третє наближення відповідатиме випадку, коли перша напіврама разом з робочим обладнанням розгортається навколо вертикальної осі, а друга напіврама продовжує прямолінійний рух. Система описується трьома узагальненими координатами  $q_1 = x_1$ ,  $q_2 = x_3$  і  $q_3 = \psi_1$  і диференціальні рівняння мають вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{\psi}_1 + m_3 \ddot{x}_3 \cdot \cos \psi_1 + (m_1 a_1 + m_3 l_1) \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - \\ - 2m_3 \sin \psi_1 \cdot \dot{\psi}_1 \dot{x}_3 - m_3 x_3 \cos \psi_1 \dot{\psi}_1^2 - c_{po}(x_1 - x_3) + T_1 \cos \psi_1 - P_{b1} \sin \psi_1 + T_2 - W_k \cos \psi_1; \\ J_1 \cdot \ddot{\psi}_1 = (m_1 a_1 + m_3 l_1) \sin \psi_1 \ddot{x}_1 - m_3 \sin \psi_1 x_3 \ddot{x}_1 - c_{sum} \psi_1 + P_{b1} l_1 + W_k b; \\ m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_3 \cos \psi_1 \ddot{x}_1 + c_{po}(x_1 - x_3) - W_k. \end{cases} \quad (7)$$

Таким чином, системи диференціальних рівнянь (5) - (7) представляє сімейство математичних моделей, що описують робочий режим фронтального навантажувача з різним наближенням:

- нульове і перше наближення відповідають впровадженню робочого обладнання в м'який однорідний ґрунт, коли жорсткість металокопюкції фронтального навантажувача значно перевищує жорсткість з боку ґрунту; рівнодіюча  $W_k$  збігається з подовжньою віссю машини;

- друге наближення відповідає впровадженню робочого обладнання в однорідний, але жорсткий ґрунт, що викликає деформацію пружного зв'язку між напіврамою  $I$  і робочим устаткуванням, при цьому результуюча сил опору копанню продовжує збігатися з подовжньою віссю машини;

- третій ступінь наближення, що реальніший і найчастіше має місце, описує асиметричне прикладення навантаження на ківш, що викликає розворот напіврама.

Перші два випадки з даного сімейства математичних моделей можна назвати ідеальними робочими режимами фронтального навантажувача, що для практики рідкісне явище. Ці випадки вимагають незначних зусиль гідроциліндрів рульового управління.

Про величину динамічних навантажень, як відомо, можна судити по величині прискорень елементів системи. На рис.3-5 прийняті позначення: через 1 позначені прискорення, що виникають в моделі першого наближення; через 2 - прискорення другого наближення; через 3 - прискорення третього наближення.

По рис. 3-5 видно, що з підвищенням ступеня моделювання виявляються коливання з вищою частотою напіврами 1  $x_1(t)$  і робочого обладнання  $x_3(t)$ .

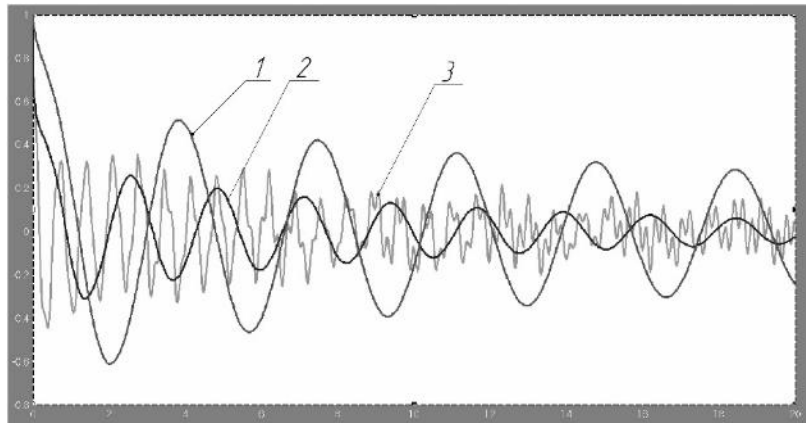


Рис.3. Прискорення полюса О: 1 - перше наближення; 2 - друге наближення; 3 - третє наближення

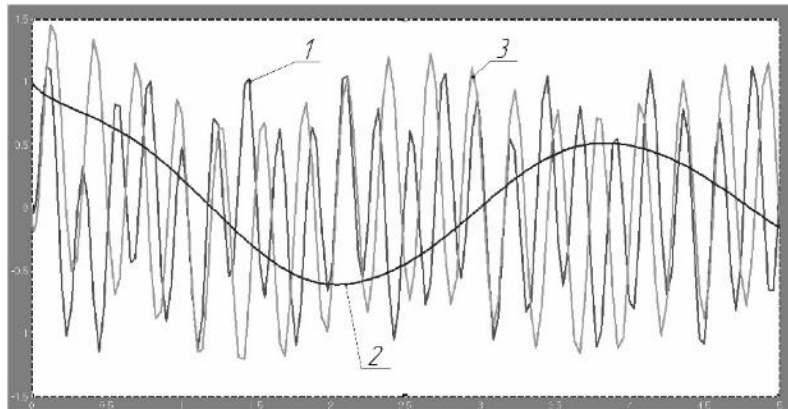


Рис.4. Прискорення ковша: 1 - перше наближення; 2 - друге наближення; 3 - третє наближення

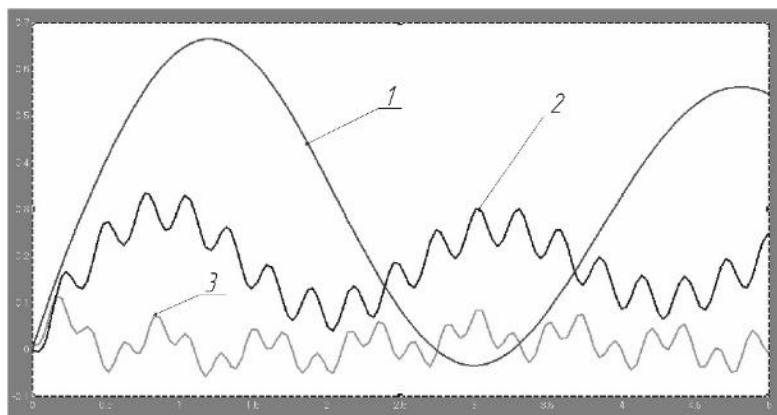


Рис.5. Переміщення ковша: 1 - перше наближення; 2 - друге наближення; 3 - третє наближення

У роботі [9], прийнятій нами за математичне моделювання в нульовому наближенні, затверджується, що «...рух машини в кожному діапазоні швидкостей продовжується обмежений час, в перебігу якого не завжди прискорення може досягти свого максимуму». Проте, з рис.3–5 видно, що насправді прискорення вже для першого і другого наближень і, тим більше, третього наближення, кілька разів досягає свого найбільшого значення.

Явище рискання обумовлено асиметричним прикладенням зовнішнього навантаження з боку ґрунту на ківш, викликаючи кутовий зсув напіврами 1 і створюючи навантаженість в з'єднувальному модулі. Вважаємо, що момент, що виникає в з'єднувальному

модулі лінійно залежить від кругової жорсткості і кута рискання

$$M_{sum} = c_{sum} \cdot \psi_1 \cdot \quad (8)$$

При цьому величина кута рискання насамперед визначається круговою жорсткістю  $c_{sum}$  з'єднувального модуля, і бічною жорсткістю шин, яка входить в бічну силу  $P_{b1}$ .

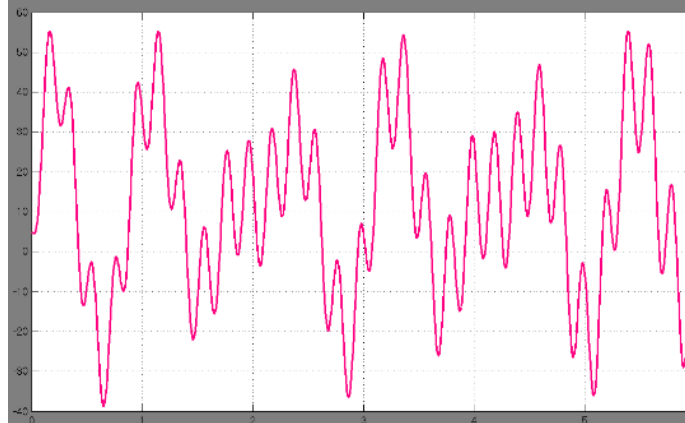


Рис. 6. Зміна кругового моменту навантажувача при жорсткості шини 500 кН/м

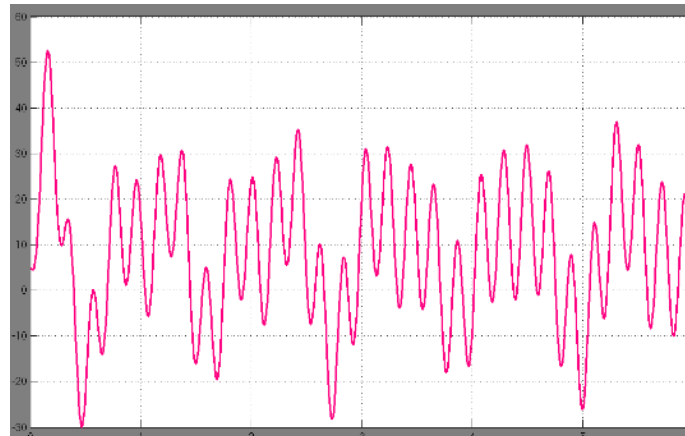


Рис. 7. Зміна кругового моменту навантажувача при жорсткості шини 750 кН/м

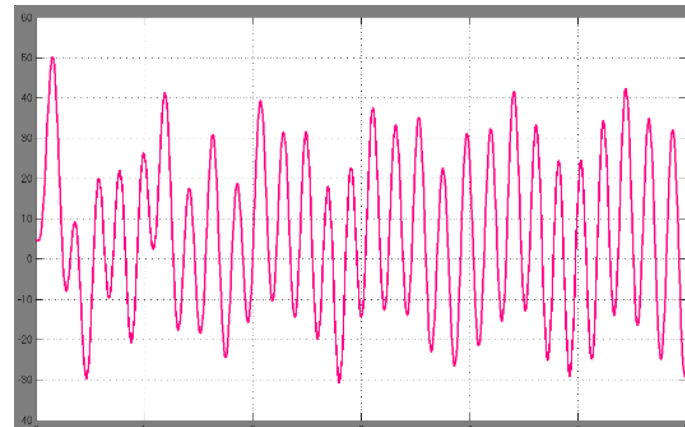


Рис. 8. Зміна кругового моменту навантажувача при жорсткості шини 1000 кН/м

Із зіставлення графіків 6–8 витікає, що жорсткість шини істотно впливає на величину моменту з'єднувального модуля: із збільшенням жорсткості шин зростає частота моменту з'єднувального модуля.

Таким чином, представлено сімейство математичних моделей для фронтального навантажувача з різним ступенем приближення які моделюють його робочий процес.

Ступінь наближення математичного моделювання істотно міняє характер кінематичних характеристик.

Момент з'єднувального модуля значно залежить від жорсткості шин.

Проведені дослідження свідчать про необхідність подальших досліджень, зокрема, з метою зіставлення залежності моменту з'єднувального модуля фронтального навантажувача і бульдозера з метою вироблення практичних рекомендацій.

## 6. Висновки

При проектуванні дорожньої шарнірно-з'єднаної машини рекомендовано представляти її у виді трьох модулів: енергетичного, технологічного і з'єднально-керуючого. Рациональна конструкція останнього забезпечує високу надійність і продуктивність машини. Встановлено вплив процесу наповнення ківшу на основні характеристики руху фронтального навантажувача, що проявляються в появі вібрації. Представлено сімейство моделей фронтального навантажувача починаючи від нульового ступеня наближення і виявлено, що з підвищенням ступеня наближення виявляються високочастотні коливання. Аналіз математичної моделі показав, що ступінь наближення математичного моделювання істотно міняє характер кінематичних характеристик. Момент з'єднувального модуля значно залежить від жорсткості шин.

## Література

1. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой/ Е.Ю. Малиновский., М.М. Гайцгори. - М., «Машиностроение», 1974, 176 с.
2. Щербак О.В. Разработка и обоснование рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – 18 с.
3. Кириченко И.Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства / И.Г. Кириченко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – 199 с.
4. Кириченко И.Г., Кулешова М.Ф., Щербак О.В. К определению работы консервативных сил колесных шарнирно-сочлененных машин / И.Г. Кириченко, М.Ф. Кулешова, О.В. Щербак // Вестник ХГАДТУ, №17. – Харьков, 2002. – с. 51-54.
5. Кулешова М.Ф., Щербак О.В., Москаленко А.И., Косолапов С.В. О кинетической энергии шарнирно-сочлененного тягача в случае движения в режиме «дифферент – рыскание» / М.Ф. Кулешова, О.В. Щербак, А.И. Москаленко, С.В. Косолапов // Вестник ХНТУСГ им. Петра Василенка, вып. 67, том 2. – Харьков, 2007. – с. 131-135.
6. Кулешова М.Ф., Щербак О.В., Королева К.Н., Москаленко А.И. Математическое моделирование движения шарнирно-сочлененного тягача в случае «рыскание – крен»/ М.Ф. Кулешова, О.В. Щербак, К.Н. Королева, А.И. Москаленко // Вісник ХНТУСГ им. Петра Василенка, вып. 59, том 2. – Харків, 2007. – с.232-236.
7. Кулешова М.Ф., Королева К.Н., Москаленко А.И. Математическое моделирование шарнирно-сочлененного тягача в случае «крен – рыскание»/ М.Ф. Кулешова, К.Н. Королева, А.И. Москаленко // Вестник ХНАДУ, вып.39. – Харьков, 2007. – с. 62-64.
8. Назаров Л.В. Динамические нагрузки на трактор Т-150 К, агрегатируемый с бульдозерным оборудованием. / Л.В. Назаров // Тракторы и сельхозмашины. – 1978.- № 3. - С. 17-19.
9. Холодов А.М. Основы динамики землеройно-транспортных машин/ А.М Холодов. – М.: Машиностроение 1968. -156 с.



### Summary

**Khuhtov V., Shcherbak O.** Research of change of main characteristics of motion of front loaders based on mathematical modeling

*Created of mathematical models of a wheeled articulated front loader is built in its operating mode, which corresponds to yawing. The change in the main characteristics of the front loader's movement is studied with the exponential dependence of the bucket filling.*

### References

1. Malinovskiy E.Yu. Dinamika samohodnyih mashin s sharnirnoy ramoy/ E.Yu. Malinovskiy., M.M. Gaytsgori.- M., «Mashinostroenie», 1974, 176 s.
2. Scherbak O.V. Razrabotka i obosnovanie ratsionalnyih parametrov soedinitelno-upravlyayuschego modulya frontalnogo pogruzchika // Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoy stepeni kandidata tehnikeskikh nauk. – Harkov: HGADTU, 2000. – 18 s.
3. Kirichenko I.G. Modulnaya kontsepsiya proektirovaniya tehnologicheskikh mashin dlya stroitel'nogo proizvodstva / I.G. Kirichenko. – Harkov: Izd-vo HNADU, 2002. – 199 s.
4. Kirichenko I.G., Kuleshova M.F., Scherbak O.V. K opredeleniyu raboty konservativnyih sil kolesnyih sharnirno-sochlenennyih mashin / I.G. Kirichenko, M.F. Kuleshova, O.V. Scherbak // Vestnik HGADTU, #17. – Harkov, 2002. – s. 51-54.
5. Kuleshova M.F., Scherbak O.V., Moskalenko A.I., Kosolapov S.V. O kineticheskoy energii sharnirno-sochlenennogo tyagacha v sluchae dvizheniya v rezhime «different – ryiskanie» / M.F. Kuleshova, O.V. Scherbak, A.I. Moskalenko, S.V. Kosolapov // Vestnik HNTUSG im. Petra Vasilenka, vyip. 67, tom 2. – Harkov, 2007. – s. 131-135.
6. Kuleshova M.F., Scherbak O.V., Koroleva K.N., Moskalenko A.I. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya sharnirno-sochlenennogo tyagacha v sluchae «ryiskanie – kren»/ M.F. Kuleshova, O.V. Scherbak, K.N. Koroleva, A.I. Moskalenko // VIsnik HNTUSG im. Petra Vasilenka, vyip. 59, tom 2. – Harkiv, 2007. – s.232-236.
7. Kuleshova M.F., Koroleva K.N., Moskalenko A.I. Matematicheskoe modelirovanie sharnirno-sochlenennogo tyagacha v sluchae «kren – ryiskanie»/ M.F. Kuleshova, K.N. Koroleva, A.I. Moskalenko // Vestnik HNADU, vyip.39. – Harkov, 2007. – s. 62-64.
8. Nazarov L.V. Dinamicheskie nagruzki na traktor T-150 K, agregatiruemyiy s buldozernym oborudovaniem. / L.V. Nazarov // Traktory i selhozmashiny. – 1978. - # 3. - S. 17-19.
9. Holodov A.M. Osnovy dinamiki zemleroyno-transportnyih mashin/ A.M Holodov. –M.: Mashinostroenie 1968. -156 s.