

Шифр: «Безпека операторів»

Спеціальність: «Цивільна безпека (Охорона праці)»

Наукова робота на тему:
«Вплив параметрів ходових систем та їх підвісок на безпеку операторів
мобільних машин та енергозасобів»

Анотація

Актуальність роботи. Всі машини і механізми що використовує людина, на виробництві і в побуті є джерелами різноманітних механічних вимірів і, відповідно, небезпек. Серед всіх видів небезпек, що викликані механічними впливами для людини найбільш небезпечна вібрація. Саме фізіологія людини сприяє негативному впливу вібрації. Завдяки тому що тіло людини складається з твердих кісток, м'яких м'язів, суглобів, різноманітних внутрішніх органів, його можна розглядати як складну коливальну систему механічна реакція якої залежить від параметрів вібраційної дії. При великих частотах (менше 2 Гц) тіло реагує на загальну вібрацію як жорстка маса. При більших частотах тіло реагує як коливальна система з однією або декількома ступенів свободи. Це проявляється в резонансах збільшеннях коливань окремих органів тіла на певних частотах. Саме для положення тіла сидячі (в якому більшість часу знаходиться оператор мобільного засобу) резонанс знаходиться на частоті 4-6 Гц.

Одним з найбільш дієвим шляхом зменшення негативного впливу вібраційних коливань на оператора є зменшення коливань в джерелі їх виникнення, а також на шляху розповсюдження від джерела до оператора. Цього можна досягти, в тому числі, вибором раціонального тиску в колесах транспортного засобу, а також якісним і вчасно проведенням діагностуванням його окремих агрегатів. Саме цим важливим питанням і присвячена дана робота, а тому її актуальність не викликає сумніву.

Мета роботи: зменшення негативного впливу вібраційного навантаження на оператора мобільного транспортного засобу шляхом обґрунтування раціональних параметрів колеса та визначення місця і способу проведення діагностування його окремих агрегатів

Для досягнення поставленої мети потрібно виконати наступні завдання:

- визначити причини травматизму при експлуатації мобільних транспортних засобів;

- провести аналіз шкідливого впливу вібраційних коливань на оператора мобільних засобів;
- намітити шляхи зменшення коливань транспортного засобу;
- провести математичну формалізацію процесу виникнення коливань робочого місця оператора;
- побудувати математичну модель коливань системи « дорога – транспортний засіб – оператор»

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базувались на мехеніко-математичному моделюванні процесу взаємодії пружного рушія і криволінійної опорної поверхні з використанням основних положень теоретичної механіки та вищої математики.

Робота складається з вступу, у розділів, загальних висновків, списку використаної літератури з найменувань. Основна частина викладена на 22. сторінках, містить 7 рисунків.

Ключові слова: вібрація, коливання, негативний вплив, травматизм, енергозасоби.

Зміст

Вступ	5
1. Головні причини травматизму	6
2. Аналіз шкідливого впливу амплітудо-частотних характеристик коливань робочого місця оператора.	8
2.1. Причини виникнення коливань.	8
2.2. Шляхи зменшення шкідливого впливу коливань робочого місця.	8
3. Формалізація процесу виникнення коливань робочого місця та механічна модель процесу виникнення і передачі коливань	9
4. Математичні моделі коливань багатомасових систем.	14
Висновок	19
Список використаної літератури	20

Вступ.

Агропромисловий комплекс України характеризується вкрай незадовільним технічним станом транспортних засобів та засобів виробництва через вичерпання їх ресурсу, недоліками у забезпеченні трудової дисципліни у зв'язку із сезонним та польовим характером сільськогосподарських робіт, невизначеністю статусу щодо контролю з охорони праці невеликих приватних господарств, залученням до виконання робіт сторонніх ненавчених осіб, відсутністю в господарствах кваліфікованих спеціалістів у галузі безпеки праці та ін.

Згідно з представленими Держнаглядом охорони праці статистичними даними за останні п'ять років щодо стану охорони праці у сільськогосподарському виробництві можна простежити дві протилежні тенденції: монотонне зменшення кількості травм та зростання показників тяжкості травмування. Зниження показників частоти травмування у сільському господарстві пов'язано насамперед зі зменшенням обсягів виробництва, приховуванням від розслідування та обліку нещасних випадків, скороченням кількості медичних закладів у сільській місцевості, відсутністю коштів для придбання ліків, але аж ніяк не внаслідок проведення профілактичної роботи з охорони праці. Тому більш показовою для аналізу є супротивна тенденція, адже показники травмування зі смертельним наслідком у сільськогосподарському виробництві протягом останніх років практично не змінилися, значно перевищуючи аналогічні показники загалом у промисловості.

1. Головні причини травматизму

Незадовільні умови праці на сільськогосподарській техніці обумовлені в основному як перевищенням унормованих параметрів впливу довкілля щодо персоналу, так і перевищенням граничного стану сільськогосподарських машин. Потрібно розуміти, що навіть використання сучасних вітчизняних чи провідних іноземних фірм сільськогосподарських машин залишає місце для ризику травмування через конструкційні (з погляду теорії безпеки та надійності) недоліки, організаційні прорахунки у виконанні технологічних процесів, низький рівень засвоєння працівниками безпечних методів роботи. А в даний час наявний парк сільськогосподарської техніки є фізично і морально застарілим, ступінь зношення, обумовлена експлуатаванням за високих рівнів перевантажування протягом тривалого періоду, досягає 75%, практично припинено ремонтування техніки у спеціалізованих майстернях, а тому при ремонтах не відновлюють елементи, що визначають безпеку сільськогосподарського агрегата. Тому найчастіше серед інших спеціальностей зазнають смертельних травм механізатори, водії, працівники, профіль роботи яких пов'язаний з використанням механізмів у тваринництві. За останні роки збільшилася частка смертельних випадків травмування через технічну несправність машин і механізмів: з 11,2% (2010 р.) до 19,2% (2017 р.) та в результаті конструкційних недоліків: з 3,7% (2010 р.) до 9,3% (2017 р.). При цьому більше половини випадків несправності технічних засобів відноситься до машин після семи-восьмирічної експлуатації.

Таким чином сучасні концепції з охорони праці щодо забезпечення «мінімального наявного ризику небезпеки травмування» в виробничій системі «працівник - машина - довкілля» є особливо актуальними для умов сільськогосподарського виробництва. Серед них важливим напрямком у зменшенні ризику травмування працівників сільського господарства є своєчасне діагностування тракторів та сільськогосподарської техніки з метою виявлення пошкоджень деталей машин та елементів конструкцій на ранніх стадіях, що можуть призвести до аварійного стану.

Тому особливу увагу при діагностуванні транспортних засобів в агропромисловому комплексі слід приділяти ходовій частині, електрообладнанню, робочому обладнанню, системі керування та гальмівній системі.

Під час руху по дорозі з нерівною поверхнею трактор сприймає удари і зазнає коливань. Основними вузлами, які захищають трактор від динамічної дії дороги і зводять коливання та вібрації до прийняттого рівня є керований міст і шини.

Справний керований міст колісного трактора забезпечує оптимальну керованість, безпеку руху, довговічність і надійність роботи.

Робота з несправними вузлами керованого моста погіршує керованість і стійкість трактора, знижує безпеку його руху, погіршує ергономічні показники.

Досвід експлуатації машинно-тракторного парку показує, що керований міст є одним з найменш надійних і довговічних агрегатів трактора.

Для виконання діагностування керованого моста колісного трактора розроблена система діагностування керованих мостів колісних тракторів (рис. 1) на базі персональної електронно-обчислювальної машини та стандартних п'єзокерамічних приймачів прискорень KD-35 (акселерометрів).

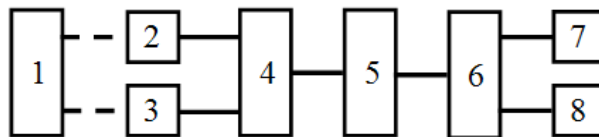


Рисунок 1. Система діагностування керованих мостів колісних тракторів:

1 – керований міст трактора; 2, 3 – акселерометри; 4 – мультиплексор; 5 – аналого-цифровий перетворювач; 6 – обчислюючий пристрій; 7 – монітор; 8 – пристрій друкування

2. Аналіз шкідливого впливу амплітудо-частотних характеристик коливань робочого місця оператора.

2.1. Причиною виникнення коливань робочого місця є наступні фактори:

- нерівність площини опорної поверхні по якій рухаються рушії мобільної машини або енерго засобу; ці переміщення та їх швидкості передаються через абсолютно тверді або деформовані рушії на елементи підвіски (при їх наявності) або безпосередньо на остов машини і можуть напряду передаватися оператору, або частково згасати при наявності пружно-в'язкої підвіски робочого місця оператора;

- при відсутності пружно-в'язкої підвіски коливання жорсткого або деформованого рушія (за умов непогашення коливань самим деформованим рушієм) передаються на робоче місце;

- всі коливні маси, що знаходяться між опорною поверхнею та робочим місцем можуть створювати його коливання у випадку коли вони не демпфуються пружно-в'язкими в'язями, через які з'єднані ці маси і можуть змінювати амплітудо-частотні характеристики коливань робочого місця.

2.2. Шляхи зменшення шкідливого впливу коливань робочого місця

Одним з методів усунення шкідливого впливу коливань робочого місця оператора є забезпечення допустимих його амплітудо-частотних характеристик шляхом вибору пружно-в'язких в'язей між коливальними масами в залежності від геометричних параметрів опорної поверхні, по якій рухається машина, геометричними та механічними параметрами рушіїв, швидкості руху, коливальних мас та механічними параметрами в'язей між ними. При цьому керованими залишаються геометричні та механічні параметри рушіїв та механічні властивості в'язей.

3. Формалізація процесу виникнення коливань робочого місця та механічна модель процесу виникнення і передачі коливань.

При аналізі амплітудо-частотних характеристик коливань робочого місця оператора можна ввести деякі припущення та спрощення:

- Збурююча дія з боку нерівності опорної поверхні носить гармонічний характер;
- механічні параметри рушія можуть бути представлені двома типами: абсолютно тверде тіло, деформоване тіло з наявними пружно-в'язкими властивостями;
- амплітудо-частотні збурення від рушія можуть передаватись до робочого місця через пружно-в'язкі в'язі, що характеризуються лінійним зв'язком пружних сил з переміщеннями та лінійним зв'язком в'язких сил зі швидкостями переміщень;
- всі коливання розглядаються у вигляді одномірних переміщень.

Зв'язок геометричних параметрів рушія та нерівностей опорної поверхні зі швидкістю руху та частотою збурюючої дії.

Переміщення рушія, в найпростішому випадку колеса машини по опорній поверхні, схематично, може бути представлений у вигляді наступної схеми (рис.1).

На схемі: r - радіус колеса, V - швидкість лінійного переміщення колеса (переносний рух), ω - кутова швидкість перекочування колеса, h - висота нерівності (глибина нерівності), l - відстань між сусідніми виступами. За допомогою параметрів h та l можна описати нерівності гармонічною функцією в напрямку осі ou , де переміщення u буде аргументом функції збуреного вертикального переміщення рушія x .

Для аналізу двох можливих випадків збуреного вертикального руху рушія необхідно ввести функції довжин хорд колеса та нерівностей між двома точками контакту колеса з нерівностями опорної поверхні. Довжини хорд:

$$\text{нерівностей опорної поверхні } a_n = 2\sqrt{2h(l/4) - h^2} ;$$

$$\text{колеса } a_k = 2\sqrt{2r(l/4) - r^2} ; l = 4h$$

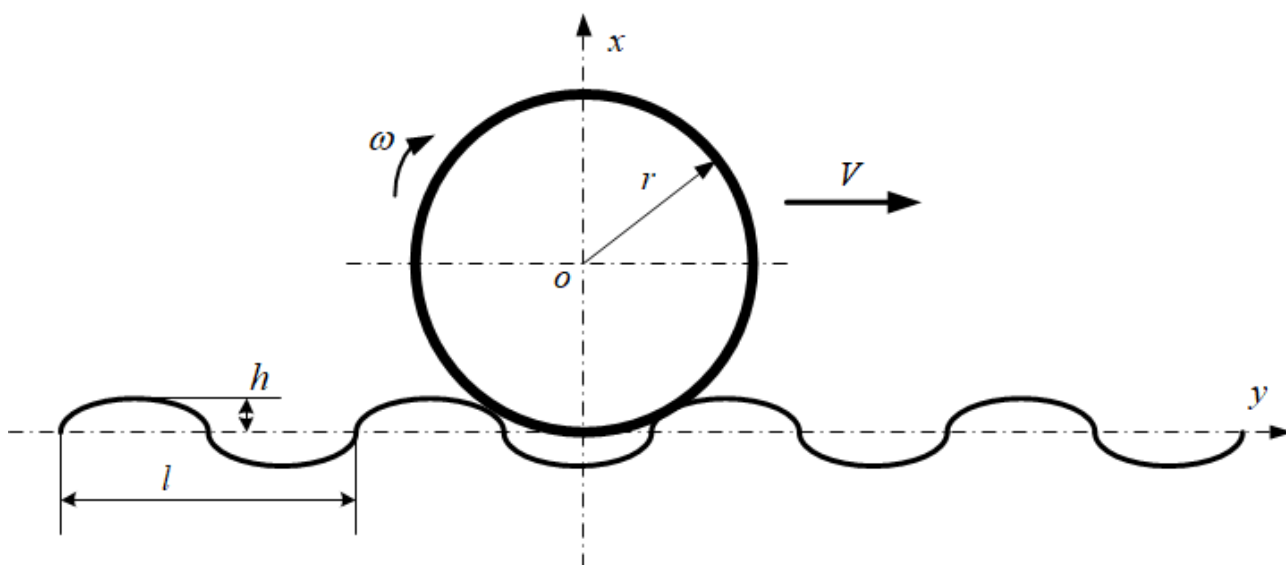
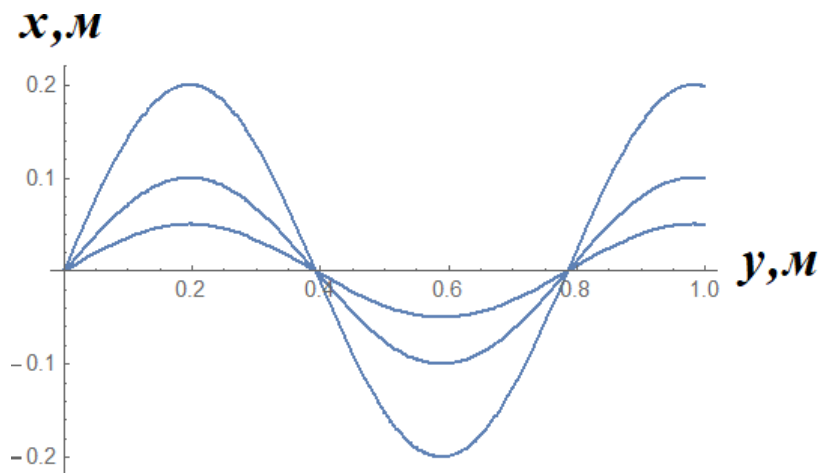


Рис.1 Схема руху рушія (колеса) по криволінійній гармонічній опорній поверхні

Рівняння опорної поверхні може бути представлене у вигляді:

$$x = b(l/4)\sin[8y] , \text{ крива цієї поверхні має вигляд (в залежності від}$$

величини b), що представлений на рис.2.



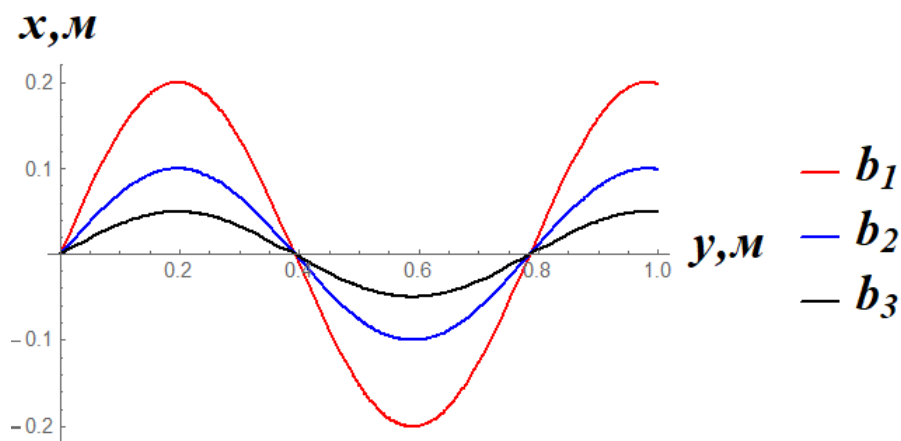


Рис.2 Форма кривої опорної поверхні при різних значеннях коефіцієнта b ,
 $b_1 \triangleright b_2 \triangleright b_3$

Можна розглянути виникнення вертикальних переміщень рушія при його русі по криволінійній опорній поверхні на прикладі руху колеса.

В такому випадку необхідно виділити два випадки руху такого рушія в залежності від співвідношень радіуса колеса та геометричних параметрів виступів та западин опорної поверхні.

Випадок 1. $r \leq l/4; a_k \leq a_n$. Для такого випадку можливі вертикальні амплітуди переміщень осі колеса становитимуть:

$$x = b \left(\frac{k+n}{2} \right) h \sin[y]; y \rightarrow \{l, ml\}; m \rightarrow \{1, 2, 3, \dots\}; l \rightarrow 4h, \quad (1)$$

де k, n - коефіцієнти, що враховують деформації колеса та опорної поверхні, відповідно.

Випадок 2. $r \geq l/4; a_k \geq a_n; a_n = a_k$. Для такого випадку можливі вертикальні амплітуди переміщень осі колеса становитимуть:

$$x_k = r - \sqrt{r^2 - (a_k^2 / 4)}, a_k = a_n, a_n = 2\sqrt{2h(l/4) - h^2}, l = 4h;$$

$$x = \left(\frac{k+n}{2} \right) \left(r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) \sin[y]; y \rightarrow \{l, ml\}; m \rightarrow \{1, 2, 3, \dots\} \quad (2)$$

Графічно вертикальні зміщення для цього випадку представлені на рис.3.

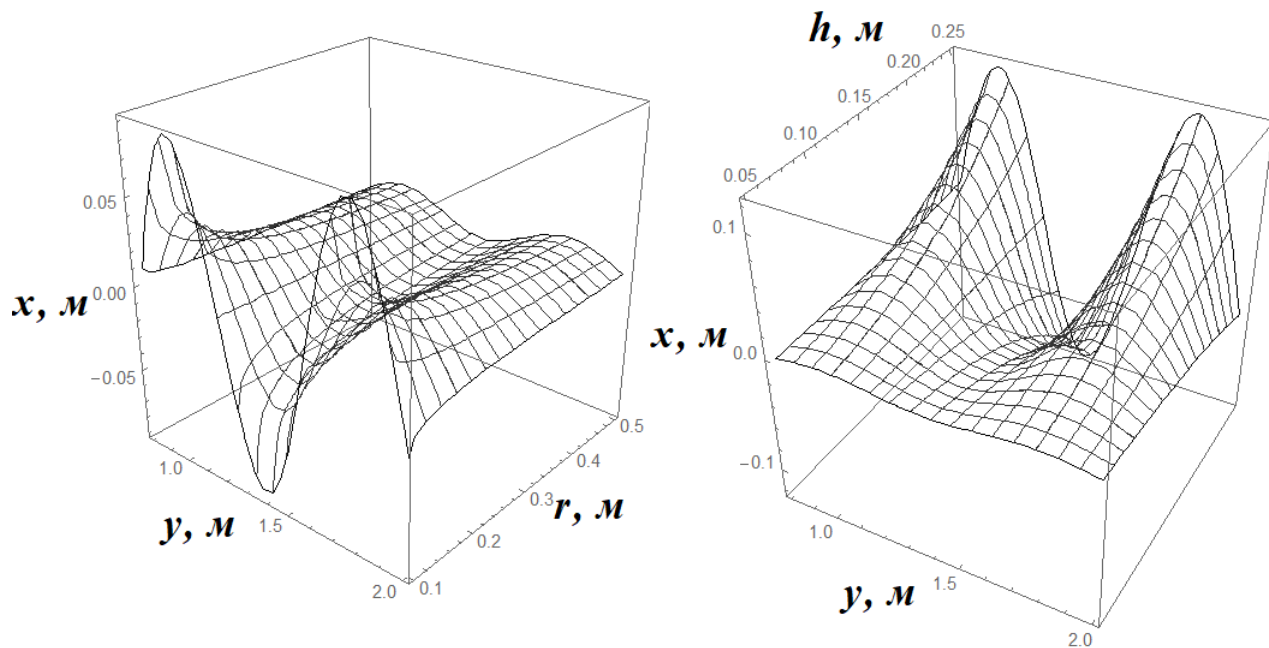


Рис.3 Графіки залежності вертикальних переміщень осі колеса від його радіуса r при постійних параметрах профілю опорної поверхні та від параметру профілю опорної поверхні h при постійному радіусі колеса.

Для встановлення частотних характеристик коливань колеса можна ввести заміну відстані переміщення через швидкість V і час t : $y = Vt$. В цьому випадку можна проаналізувати вертикальні переміщення колеса від часу (рис.4).

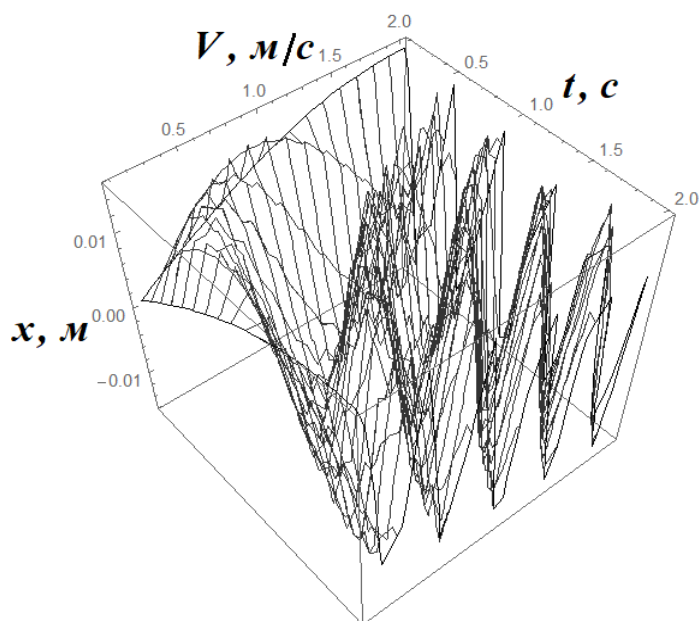


Рис.4 Графік вертикальних переміщень осі колеса від швидкості переміщення машини V

Після підстановки функції часу та швидкості в рівняння (2) та його диференціювання по часу можна отримати швидкість вертикальних переміщень осі колеса:

$$v_x = \frac{d}{dt} \left(\left(\left(\frac{k+n}{2} \right) \left(r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) \right) \sin[8TVt] \right) =$$

$$= 4(k+n) \left(r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) TV \cos[8tTV] \quad (3)$$

Графічно залежність (3) представлена на рис. 5.

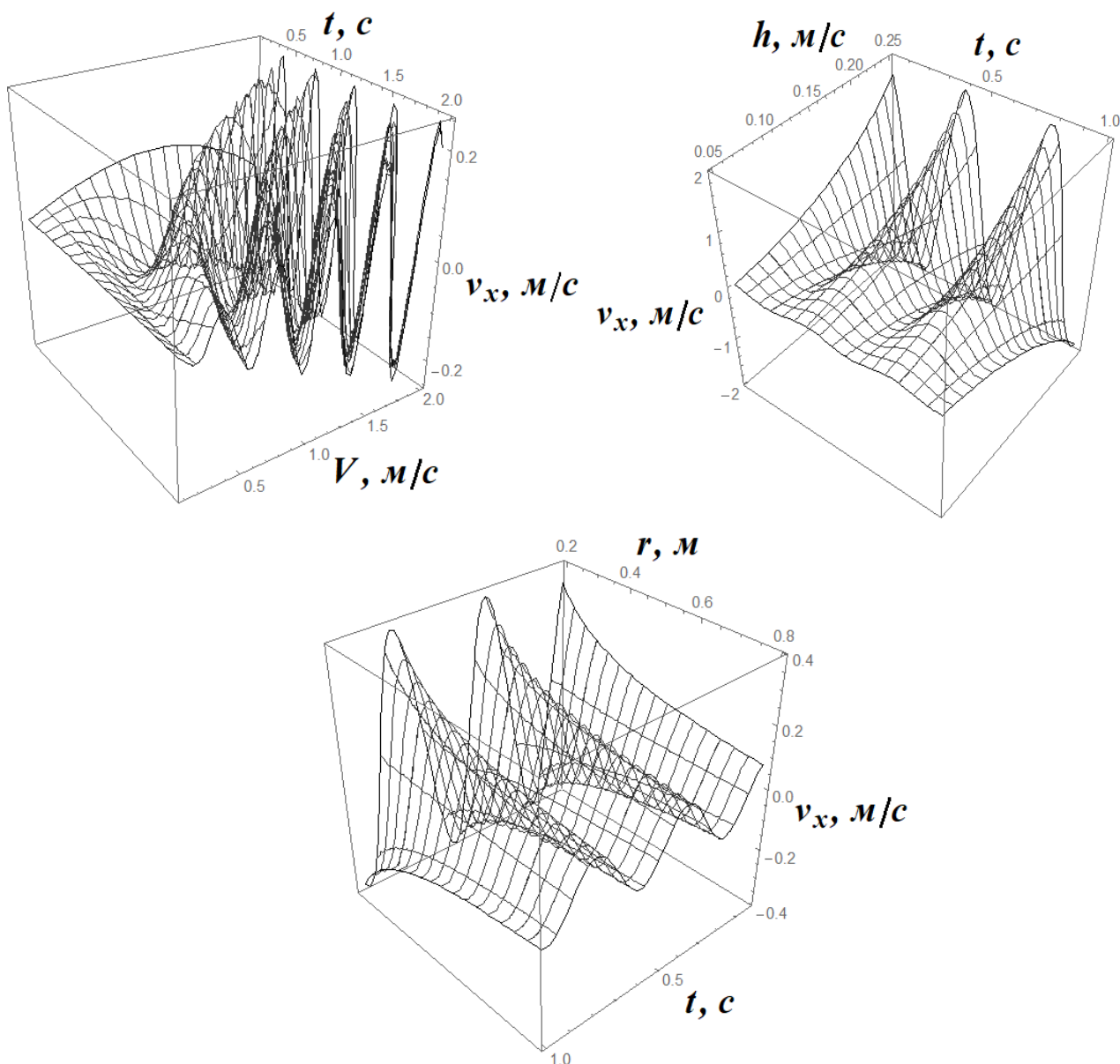


Рис.5. Графічна інтерпретація швидкостей вертикальних переміщень осі колеса від поступальної швидкості V , профілю опорної поверхні h та радіуса колеса r

4. Математичні моделі коливань багатомасових систем

Передача коливань від опорної поверхні до робочого місця оператора, в загальному випадку може бути представлена багатомасовою системою з пружно-в'язкими в'язями. При цьому вводиться припущення, що розподілені маси зведені до зосереджених. В моделі замінимо всі вертикальні переміщення колеса x_k на z_k . Всі переміщення позначені змінною z . Механічна модель передачі коливань від деформованої опорної поверхні через деформоване колесо та пружно-в'язку підвіску до робочого місця може бути представлена схемою (рис.6).

На схемі прийняті такі позначення: m_s, z_s, k_s, c_s - приведена маса, переміщення, модуль в'язкості та модуль пружності опорної поверхні; m_k, z_k, k_k, c_k - приведена маса, переміщення, модуль в'язкості та модуль пружності деформованого колеса; m_t, z_t, k_t, c_t - приведена маса робочого місця, переміщення, модуль в'язкості та модуль пружності пружно-в'язкої підвіски.

Для складання рівняння руху елементів системи можна використати класичний підхід з використанням рівняння Лагранжа 2 роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_i, \quad (4)$$

де T - кінетична енергія системи, Π - потенціальна енергія системи, Φ - функція Релея, що характеризує лінійні в'язкі властивості дисипації енергії, Q_i - компоненти узагальнених сил, q_i, \dot{q}_i узагальнені переміщення та узагальнені швидкості переміщень, відповідно.

Компоненти рівняння Лагранжа мають наступний вигляд.

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{q}_i^2 .$$

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_i q_i^2 .$$

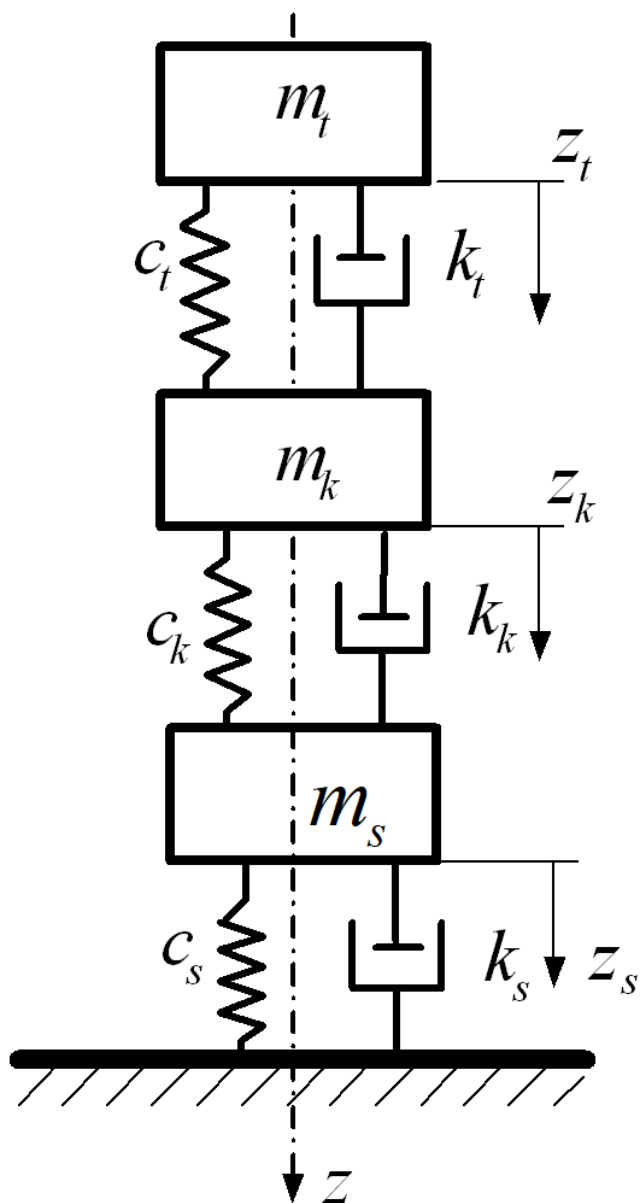


Рис.6 Схема передачі коливань від деформівної опорної поверхні до робочого місця оператора.

Потенціальна енергія системи для гравітаційних сил:

$$\Pi g = m g q_i .$$

Функція Релея, що характеризує в'язку дисипацію:

$$\Phi = m \dot{q}_i$$

Узагальнена сила (збурююча сила) для поступального руху може бути виражена з урахуванням виразу (3) похідна від якого по часу є прискоренням:

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= \frac{d}{dt} \left(4(k+n) \left(r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) T v \cos[8tTv] \right) = \\ &= -32(k+n) \left(r - \sqrt{-h^2 + r^2} \right) T^2 v^2 \sin[8tTv] \end{aligned}$$

В цьому випадку узагальнена сила з урахуванням прискорення матиме вигляд:

$$Q_i = m \ddot{z}.$$

Кінетична енергія для наведеної вище моделі матиме вигляд:

$$T = \frac{1}{2} \left(m_t z_t' [t]^2 + m_k z_k' [t]^2 + m_s z_s' [t]^2 \right). \quad (5)$$

Потенціальна енергія від дії пружності елементів в'язей:

$$U = \frac{1}{2} \left(c_s (z_s [t])^2 + c_k (z_s [t] - z_k [t])^2 + c_t (z_k [t] - z_t [t])^2 \right). \quad (6)$$

Потенціальна енергія гравітаційних сил:

$$U_g = m_t g z_t [t] + m_k g z_k [t] + m_s g z_s [t], \quad (7)$$

де g прискорення вільного падіння.

Приймаючи до уваги, що початкові зміщення в момент часу дорівнюють нулю - $\partial_{(z_t[t] \rightarrow 0, z_k[t] \rightarrow 0, z_s[t] \rightarrow 0)} U_g = 0$. Потенціальна енергія гравітаційних сил дорівнює нулю.

Функція в'язки в'язей Релея:

$$\Phi = \left(\frac{1}{2} \left(k_s (z_s' [t])^2 + k_k (z_s' [t] - z_k' [t])^2 + k_t (z_k' [t] - z_t' [t])^2 \right) \right). \quad (8)$$

Переходячи до складових рівняння Лагранжа можна записати для першого доданку для маси m_t :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial z_t'} T \right) = m_t z_t'' [t] = m_t \ddot{z}_t. \quad (9)$$

Перший доданок для колеса маси m_k :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial z_k'} T \right) = m_k z_k'' [t] = m_k \ddot{z}_k. \quad (10)$$

Перший доданок для приведеної до точки контакту маси опорної поверхні, а бо приєднаної маси m_s :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial z_s'} T \right) = m_s z_s'' [t] = m_s \ddot{z}_s. \quad (11)$$

Другий доданок рівняння Лагранжа для випадку, що розглядається для перерахованих вище складових матиме вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_t} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_k} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial T}{\partial z_s} = 0;$$

Перший доданок правої частини рівняння Лагранжа 2 роду для відповідних мас:

$$\Pi_t = \left(\frac{\partial}{\partial z_t [t]} (\Pi + \Pi_g / .\Pi_g = 0) \right) = -c_t (z_k [t] - z_t [t]); \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \Pi_k &= \left(\frac{\partial}{\partial z_k [t]} (\Pi + \Pi_g / .\Pi_g = 0) \right) = \\ &= \frac{1}{2} (-2c_k (-z_k [t] + z_s [t]) + 2c_t (z_k [t] - z_t [t])) \end{aligned} \quad ; \quad (13)$$

$$\Pi_s = \left(\frac{\partial}{\partial z_s [t]} (\Pi + \Pi_g / .\Pi_g = 0) \right) = \frac{1}{2} (2c_s z_s [t] + 2c_k (-z_k [t] + z_s [t])). \quad (14)$$

Накладені узагальнені сили в'язкості для елементів моделі:

$$\Phi_t = \frac{\partial}{\partial z_t' [t]} \Phi = k_t (-z_k' [t] + z_t' [t]); \quad (15)$$

$$\Phi_k = \frac{\partial}{\partial z_k'[t]} \Phi = (k_k + k_t) z_k'[t] - k_k z_s'[t] - k_t z_t'[t] ; \quad (16)$$

$$\Phi_s = \frac{\partial}{\partial z_s'[t]} \Phi = -k_k z_k'[t] + (k_k + k_s) z_s'[t] . \quad (17)$$

С урахуванням вище визначених функцій можна записати систему трьох рівнянь:

$$\begin{aligned} m_t z_t''[t] &= c_t (z_k[t] - z_t[t]) - k_t (-z_k'[t] + z_t'[t]); \\ m_k z_k''[t] &= Q_i + \frac{1}{2} (2c_k (-z_k[t] + z_s[t]) - 2c_t (z_k[t] - z_t[t])) - \\ &- (k_k + k_t) z_k'[t] + k_k z_s'[t] + k_t z_t'[t]; \\ m_s z_s''[t] &= \frac{1}{2} (-2c_s z_s[t] - 2c_k (-z_k[t] + z_s[t])) + k_k z_k'[t] - (k_k + k_s) z_s'[t]. \end{aligned} \quad (18)$$

Або в іншій формі запису:

$$\begin{aligned} m_t \ddot{z}_t &= c_t (z_k - z_t) - k_t (-\dot{z}_k + \dot{z}_t); \\ m_k \ddot{z}_k &= Q_i + \frac{1}{2} (2c_k (-z_k + z_s) - 2c_t (z_k - z_t)) - \\ &- (k_k + k_t) \dot{z}_k + k_k \dot{z}_s + k_t \dot{z}_t; \\ m_s \ddot{z}_s &= \frac{1}{2} (-2c_s z_s - 2c_k (-z_k + z_s)) + k_k \dot{z}_k - (k_k + k_s) \dot{z}_s. \end{aligned} \quad (19)$$

Нажаль аналітичного розв'язку рівняння у вигляді (18) (19) отримати не можливо, тому його можна розв'язати лише чисельним методом.

Чисельне розв'язання отриманого рівняння при різних геометричних параметрах опорної поверхні та колеса, та при різних значеннях механічних властивостей опорної поверхні, модулів пружності та в'язкості, а також відомих значеннях приведених та визначених приєднаних мас дозволяє визначити раціональні величини пружних та в'язких елементів c_k, c_t, k_k, k_t , що

забезпечать допустимі амплітудо-частотні характеристики коливань маси m_1 , тобто робочого місця оператора.

Висновок. Головними причинами травматизму залишаються організаційні, пов'язані з так званим «людським фактором». Для усунення більшості з них не потрібно великих матеріальних затрат. Необхідно лише підвищити рівень організації безпечного проведення робіт.

Також особливу увагу потрібно приділяти своєчасному діагностуванню вузлів та механізмів тракторів для забезпечення безпеки руху та безпечному виконанню польових робіт.

Список використаної літератури

1. Дерев'яно Д.А. Безпека праці механізаторів сільськогосподарських підприємств / Д.А. Дерев'яно, А.С. Малиновський, Л.М. Тіщенко, А.В. Спірін, С.М. Герук. – Житомир: Ранок, 2011. – 458 с.
2. Спірін А.В. Охорона праці в галузі / А.В. Спірін, І.В. Твердохліб, Д.В. Борисюк, О.М. Омелянов. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2015. – 127 с.
3. Статистичні дані виробничого травматизму Державної служби України з питань праці – [Електронний ресурс]. – 2018 – Режим доступу: <http://dsp.gov.ua/statystichni-dani-vyrobnychoho-travma-2>
4. R.O. Kivudo. Doctoral dissertation. Politecnico Di Milano. Tyre- Soil Interaktion for off- road. Departmens of Mechanical Engi-Vehicle Applications neering. Doctoral Program in Mechanical Engineering 2014, 206с.
5. Pneumatic tares interacting with deformable terrains C.A. Bekakos, G, Papazafeiropoulos, D. J. O`Boy and J. Prins. Jornal of Physics: Conference Series 744 (2016) 012213 doi: 1.1088/1742 – 6596/744/1/1012213
6. Оценка эффективности активного демфирования колебаний металлоконструкций экскаваторов и стреловый кранов. Гришин Д. К., Матвеев В.М. DOI: 10.7463/1113.0655037
7. Mathematical model of rolling on elastic wheel over deformable support base. V.N. Volskaia, M.M. Zhileykin and A.Y. Zaharov/ Jop Conf. Seres: Material Sciense and Engineering 315(2018) 0/2028. doi: 10.1088/1757 – 899X/315/1/012028
8. Задачи теории ударных гасителей колебаний конструкций и их элементов при импульсных нагрузках/ Москва – 2012, 19с.
9. Бышов Н.В.Повышение готовности к использованию по назначению мобильной сельскохозяйственной техники совершенствованием системы диагностирования / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев и др. – Рязань: ФГБОУ ВПО РГАТУ, 2013. – 172 с.
10. Варнаков В.В. Технический сервис машин сельскохозяйственного назначения. / В.В. Варнаков, В.В. Стрельцов, В.Н. Попов, В.Ф. Карпенков. – М.: Колос, 2000. – 256 с.

11. Маслов Г.Г. Техническая эксплуатация МТП. / Маслов Г.Г., Карабаницкий А.П., Кочкин Е.А. – Краснодар: Кубанский государственный аграрный университет, 2008. – 142 с.

12. Малкин В.С. Техническая диагностика / В.С. Малкин. – СПб: Издательство «Лань», 2013. – 272 с.

13. Ананьин А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин / А.Д. Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов. — М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

14. Патент 108394 Україна (UA), МПК G01M 17/00, G01P 15/00, G01D 21/02. Спосіб діагностування керованих мостів колісних сільськогосподарських тракторів / Борисюк Д.В., Руткевич В.С.; Вінницький національний аграрний університет. — № u2016 01065; Заявл. 08.02.2016; Опубл. 11.07.2016, Бюл. № 13.

15. Патент 108395 Україна (UA), МПК G01M G06F 15/00, G06F 5/16, G01M 17/00. Система діагностування керованих мостів колісних сільськогосподарських тракторів / Борисюк Д.В., Руткевич В.С.; Вінницький національний аграрний університет. — № u2016 01067; Заявл. 08.02.2016; Опубл. 11.07.2016, Бюл. № 13.

16. Агейкин Я. Вездеходные колесные и комбинированные движители (теория и расчет). – М.: Машиностроение, 1972, 184 с.

17. Бахтеев, Р. Х. Влияние колебаний колёсного трактора на величину давлений шины на почву : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Р.Х. Бахтеев. - М., 1985. - 167 л

18. Бершадский В. Ф. Распределение давлений при контакте движителей трактора класса 1,4 т с почвой. Сб. науч. Тр. БСХА «Повышение проходимости колесных тракторов». Вып. 108, 1970, с. 87-99.

19. Бируля А.К. Эксплуатация автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1966, 326 с.

20. Евтенко В.Г Научно-методические рекомендации по комплексной оценке эффективности использования ходовых систем высокой проходимости /

В.Г. Етенко, А.И. Ивченко, Л.И. Ялинская. // Сб. науч. тр. «Проблемы снижения уплотняющего действия на почву систем трактора». – Киев, 1982. – С. 52-64.

21. Золотаревская Д.И. Исследование и расчет уплотнения почвы колесными движителями // Механ и электриф. Сельского хозяйства, 1982, № 2, с. 28-32.

22. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н.И. Кленин, В.А. Сакун. – М.: Колос, 1980. – 671 с.

23. Кнороз В. И., Кленников Е. В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975, 184 с.

24. Кононов А. М., Ксенович И. П. О воздействии ходовых систем тракторных агрегатов на почву // Тракторы и сельхозмашины. – 1977, № 4, с. 5-7.

25. Кострицын А.К. Основные закономерности сопротивления почвы деформации и разрушению и их исследование для обоснования типа и параметров почвообрабатывающих противоэрозионных рабочих органов: Дис... докт. техн. наук: 05.20.01/ВИМ. – М., 1986. -356 с.

26. Ксенович И.П. Ходовая система – почва – урожай / И.П. Ксенович, В.А. Скотников, М.И. Ляско. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

27. Спирин А.П. Экологические требования к сельскохозяйственной технике / А.П. Спирин, О.А. Сизов // Техника в сельском хозяйстве. – 1999. – № 2. – С. 19-22.

28. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. Москва, 1957. 336 с.