

УДК 629.45.027.35

**Б.М. Дівесв<sup>1</sup>, М.М. Николишин<sup>2</sup>, В.Г. Опалко<sup>3</sup>, Г.Т. Черчик<sup>4</sup>**<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка»<sup>2</sup>Інститут прикладних проблем механіки і математики НАНУ<sup>3</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України<sup>4</sup>Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України**ВИБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ КОЛІСНИХ МАШИН.**

*Розглядаються задачі розповсюдження вібрації та ударів від коліс до чутливого елемента машини. Досліджується вплив параметрів вібрації та ударів на динамічні властивості болтових з'єднань колісної машини. Визначені небезпечні параметри збурення. Наводиться розрахункова схема колісного причепа – сівалки. Отримані експериментальним шляхом віброграми використовуються для розрахунків локальних напружень в області з'єднання методом скінчених елементів.*

*Ключові слова:* колісна машина, болтове з'єднання, вібрація, удар

**Б.М. Дивеев<sup>1</sup>, М.М. Николишин<sup>2</sup>, В.Г. Опалко<sup>3</sup>, Г.Т. Черчик<sup>4</sup>**<sup>1</sup>Національний університет «Львовская політехніка»<sup>2</sup>Институт прикладных проблем механики и математики НАНУ<sup>3</sup>Національний університет біоресурсів і природопользования Украины<sup>4</sup>Физико-механический институт им. Г. В. Карпенко НАН Украины**ВИБРОНГРУЖЕННОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН**

*Рассматриваются задачи распространения вибрации и ударов от колес к чувствительному элементу машины. Исследуется влияние параметров вибрации и ударов на динамические свойства болтовых соединений колесной машины. Определены опасные параметры возмущения. Наводится расчетная схема колесного прицепа – сеялки. Полученные экспериментальным путем виброграммы используются для расчетов локальных напряжений в области соединения методом законченных элементов.*

*Ключевые слова:* колесная машина, болтовое соединение, вибрация, удар

**B. Diveyev<sup>1</sup>, M. Nykolyshyn<sup>2</sup>, V. Opalko<sup>3</sup>, H. Cherchyk<sup>4</sup>**<sup>1</sup>National University "Lviv Polytechnic"<sup>2</sup>Institute of Applied Problems of Mechanics and Mathematics NASU<sup>3</sup>Natsionalnyy University of Life and Environmental Sciences of Ukraine<sup>4</sup>Physico-Mechanical Institute. Karpenko of Ukraine**VIBROLOADING OF CONNECTIONS OF ELEMENTS OF CONSTRUCTIONS OF THE WHEELED MACHINES.**

*The tasks of distribution of vibration and shots are examined from wheels to the sensible element of machine. Influence of parameters of vibration and shots is explored on dynamic properties of connections of screw-bolts of the wheeled machine. The dangerous parameters of indignation are certain. The calculation chart of the wheeled trailer – sowing is pointed. Obtained experimentally vibrograms are used for the calculation of local stresses in the connection by method of finite elements.*

*Keywords:* wheeled machine, screw-bolt connection, vibration, impact

**Вступ.** З'єднання екстенсивно використовуються в транспортній промисловості. Вони легкі для здійснення, рентабельні. Аварії, викликані ослабленням з'єднань (з'єднання), типові. Наприклад, руйнування корпусів колісних машин можуть викликатися ослабленням болтів. Транспортний засіб – це складна система під дією вібрації, викликаного нерівністю дорожньої поверхні, змінною швидкістю, невірноваженістю оберткових елементів. Ці вібрації поширюють через транспортний засіб і також впливають на з'єднання. Під їх дію ці з'єднання поступово починають послаблятися. Це може привести до серйозних аварій.

Основними факторами, що впливають на ослаблення з'єднань, це амплітуда, частота та градієнт вібрації. Для їх визначення необхідно виявити картину поширення вібрації у транспортному засобі, особливо процес її передачі від коліс до чутливого елемента – з'єднання.

**Моделювання динаміки колісної машини.** Однією з важливих проблем проектування сучасних транспортних засобів, зокрема колісних машин є амортизація чутливих до вібрації елементів при збереженні оптимальних техніко-економічних показників, а саме таких, як

функціональність, комфортність, економічність, енерго- та матеріаломісткість, експлуатаційні витрати, витрати на ремонт та інше. Первинною задачею в цьому напрямку є необхідність удосконалення методів розрахунку дії динамічних навантажень на машину з метою наближення теоретичних результатів до експериментальних даних. Таке завдання, очевидно, може бути виконано з допомогою сучасних комп'ютерних програм, що широко використовуються в САПР. Це, наприклад, ADAMS, Pro/Engineer, NASTRAN, ANSYS, COSMOS... Зазначимо, що застосування лише цих програм часто недостатнє. По-перше, достеменно не відомі динамічні навантаження, що діють на машину в реальних умовах експлуатації, а використання для цього моделі підвіска – жорсткий корпус навряд чи коректно. По-друге, нам потрібні не лише миттєві пікові значення напружень в елементах конструкції, а їх ресурсна оцінка. А це вимагає врахування складних процесів, зокрема, у болтових з'єднаннях.

На даний час переважаюча більшість математичних моделей транспортних засобів базується на простих дискретних схемах розрахунку, часто розглядається найпростіша одновимірна модель: невіднесена маса – підвіска – основна маса машини. Проте такі моделі не дають можливість врахувати гнучкість конструкції машини, а також визначити динамічні напруження. Тому в даній роботі запропоновано дискретно-континуальні моделі динаміки машин, що не мають цих недоліків. Для зменшення коливань чутливого елемента машини у середньому частотному діапазоні необхідно враховувати деформативність цієї конструкції. Адже робоча частота може наближатися до власних частот конструкції. У такому випадку треба розглянути більш загальну дискретно-континуальну розрахункову схему.

**Огляд попередніх досліджень.** Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин розроблено ряд розрахункових схем (Р. С.) [1-3]. Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними були незв'язані дискретні моделі [2]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначити вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не досить повно. В даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-7], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів [4-8]. Це насамперед пов'язане з необхідністю визначення напружень в такого роду конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні Р. С. дозволяють лише визначити амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені деталями. Внесення додаткового дискретного елемента навіть малої маси, вносить значні зміни в АЧХ в області його власного резонансу, хоча сама наявність такого елемента може вносити доволі незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан (н. д. с.) конструкції. Дискретно-континуальні моделі дозволяють, на основі значно меншого числа параметрів, описати як технологічний процес, так і саму динаміку екіпажу.

**Постановка задачі.** Надійність транспортного засобу визначається надійністю його чутливих елементів. Нижче наведена загальна схема транспортного засобу (колісного екіпажу) в плані його надійності.

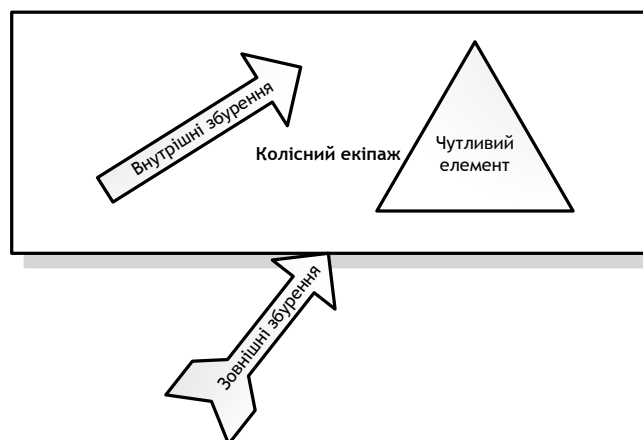


Рис. 1. Загальна схема транспортного засобу (внутрішній чутливий елемент)

Тут чутливим елементом можуть бути як елементи конструкції машини, так і водій і вантаж.

На цілісність з'єднання впливає ряд факторів: діаметр і довжина болтів, конфігурація з'єднання, стан поверхні болтів і з'єднаних ними частин конструкції, точність виготовлення, застосування фіксуючих пристроїв (контргайок, шайб Гровера...). Основний фактор – це амплітуда та градієнт вібрації. Розглянемо його у цьому розділі.

Введемо наступний критерій втрати цілісності з'єднання

$$J_C = J_C(S(f), G(f)). \quad (1)$$

Тут  $S(f)$  – спектральна густина вібрації в околі з'єднання,  $G(f)$  – конфігурація з'єднання. У  $G(f)$  входять всі геометричні параметри з'єднання, та конструктивне вирішення елементів, що з'єднуються. Такий критерій вибрано на основі наступних міркувань: по-перше, на ослаблення з'єднання впливає амплітуда та кількість циклів коливань. Але не тільки, впливає частота і геометричні параметри. Відомо, що елементи конструкцій можуть вступати у резонанс з зовнішньою вібрацією, що спричиняє багатократне збільшення амплітуди їх коливань. Дослідимо спочатку першу величину в (1). Для цього розглянемо сівалку як колісну машину – причеп.

#### Моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою колісних машин.

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин, розроблено ряд розрахункових схем [1-3]. Характерний недолік традиційних моделей - це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними є незв'язані дискретні моделі. Хоча вони дозволяють достатньо точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках досить значний, часто розглядається не досить повно. У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-8], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси. Способи побудови алгоритмів розрахунку динаміки конструкцій машин на основі дискретно-континуальних моделей приведені у [4-8]. Для визначення динамічних характеристик процесу пересування екіпажу по рельєфу та для визначення деформації у рамі достатньо врахувати лише одну головну форму її коливань [7,8]. У деяких випадках, наприклад, коли частота віброактивних елементів та вібропасивних лежать далеко від резонансних частот (двигуна значно вище, а вантажу та кузова значно нижче), можна побудувати схеми, що враховують деформативність рами, порядок яких не вище, ніж у класичних дискретних схемах.

**Розрахункова схема причепа.** Розрахункова схема причепа сільськогосподарської машини – сівалки ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на ряд часткових нижчого порядку [4-10]. На рис. 2 наведена загальна (об'ємна) схема причепа з місцями болтових з'єднань (1-11).

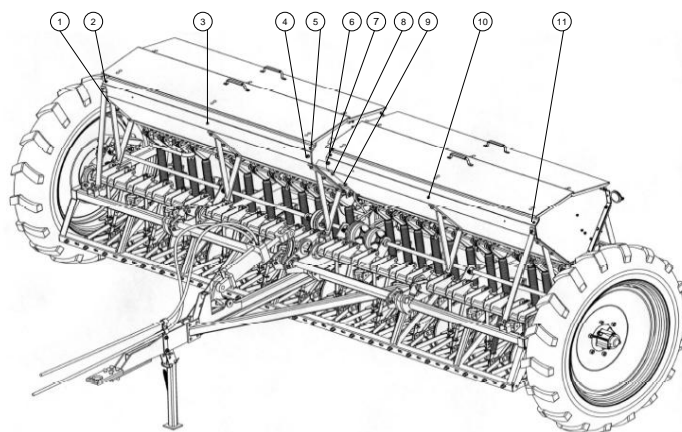
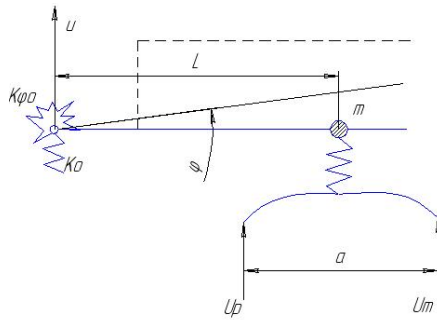


Рис. 2. Загальна (об'ємна) схема причепа (сівалки) з місцями болтових з'єднань (1-11).

Розрахункова схема причепа ґрунтується на декомпозиції загальної схеми на ряд часткових нижчого порядку [8-11]. На рис. 3. наведена загальна розрахункова схема причепа.

Тут передбачена можливість встановлення підвіски. Це одна з тенденцій розвитку сучасного сільгоспмашинобудування.



$$m \frac{d^2 u}{dt^2} = -k_0 u - P^- + P^+, \quad J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -k_\varphi \varphi - L(P^- + P^+)$$

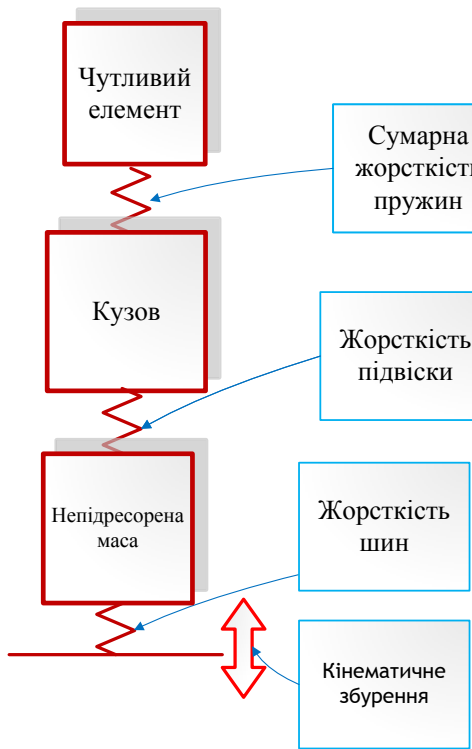
(2)

$$J \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = -k_\gamma \gamma - a_1 P^- + a_2 P^+ M$$

Рис. 3. Плошка розрахункова схема причепа

Для неї отримуємо такі рівняння динамічної рівноваги для випадку вертикальних коливань у поздовжній площині: Тут  $u$  - вертикальне відхилення точки приєднання причепа до тягача,  $\gamma\varphi$  - кути повороту, відповідно, причепа та ресори,  $P(u)$ , - нелінійні, конструктивно залежні сили в підвісці. Для їх визначення необхідно розглянути контактну задачу-згин ресори-пластини у пружній обіймі, рис. 3.

**Передача вібрації від коліс до з'єднання.** Побудуємо просту математичну модель для дослідження поширення віброударних процесів у машині. Розглянемо одновимірну модель (рис. 4)



Рівняння динамічної рівноваги будуть

$$\begin{aligned} m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + k_2(u_1 - u_2) &= 0, \\ m_2 \frac{d^2 u_2}{dt^2} + k_2(u_2 - u_1) + k_3(u_2 - u_3) &= 0, \\ m_3 \frac{d^2 u_3}{dt^2} + k_3(u_3 - u_2) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Тут  $u_1, u_2, u_3$  переміщення, відповідно, непідресореної маси, кузова, турелі,  $m_1, m_2, m_3$  - їх маси,  $k_1, k_2, k_3$  - жорсткість шин, підвіски і сумарна жорсткість пружин турелі,  $u_0$  - кінематичне збурення. В загальному нелінійному випадку та при врахуванні демпфування складові  $k_i(u_{i+1} - u_i)$  потрібно замінити на деякі нелінійні функції  $f_i\left(u_{i+1} - u_i, \frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt}\right)$ . Розглянемо тут лінійний випадок в'язкого демпфування, при якому ці функції будуть мати вигляд

Рис. 4. Одновимірна схема колісної машини з кінематичним збуренням

$$f_i = k_i(u_{i+1} - u_i) + c_i \left( \frac{du_{i+1}}{dt} - \frac{du_i}{dt} \right), \quad (4)$$

$c_i$  - коефіцієнти в'язкого демпфування.

В частотній області рівняння (3) будуть мати вигляд (при лінійному в'язкому демпфуванні (4))

$$\begin{aligned}
 &-\omega^2 m_1 u_1 + k_1(u_1 - u_0 + i\omega\eta_1(u_1 - u_0)) + k_2(u_1 - u_2 + i\omega\eta_2(u_1 - u_2)) = 0, \\
 &-\omega^2 m_2 u_2 - k_2(u_1 - u_2 + i\omega\eta_2(u_1 - u_2)) + k_3(u_2 - u_3 + i\omega\eta_3(u_2 - u_3)) = 0, \\
 &-\omega^2 m_3 u_3 - k_3(u_2 - u_3 + i\omega\eta_3(u_2 - u_3)) = 0.
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Розглянемо зовнішні збурення як суму рівномірно розподіленої по частотному діапазоні вібрації (білий шум) та деякого центрованого синусоїдального шуму [2].

$$u_0 = A_0 + a(\omega)\sin(\omega) , \tag{6}$$

На рис. 5 показаний характер поширення вібрації у частотній області при різному розташуванні максимуму піку інтенсивності вхідного сигналу. Параметри у моделі (3) приймалися такими:  $m_1 = 100\text{кГ}$ ,  $m_2 = 2000\text{кГ}$ ,  $m_3 = 30\text{кГ}$ ;  $k_1 = 30\text{кН/м}$ ,  $k_2 = 300\text{кН/м}$ ,  $k_3 = 100\text{кН/м}$ .

Як можна помітити, при цьому ж максимумі інтенсивності, при розташуванні піку у вищому частотному діапазоні, підсилюється віброзахист і інтенсивність коливань кузова падає. Це пояснюється віброзахисними властивостями підвіски.

Розглянемо тепер рівняння (3) з в'язким демпфуванням. На рис. 6 показаний характер поширення ударного навантаження при подинчому імпульсі різної довжини. Можна помітити, що при меншому інтервалі імпульсу його дія зменшується. Максимальне відхилення спостерігається при довжині імпульсу півперіода власних коливань машини.

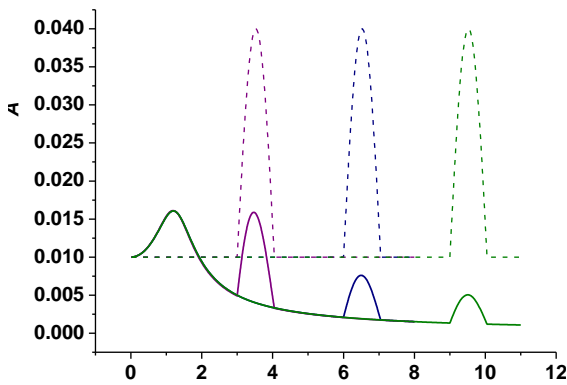


Рис. 5. Характер поширення вібрації у частотній області (пунктирна лінія – вхідний сигнал, суцільна – коливання кузова) при різному розташуванні максимуму піку: 3 Гц; 6 Гц; 9 Гц

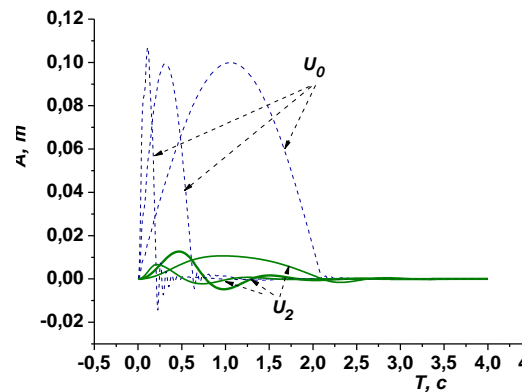


Рис. 6. Характер поширення ударного навантаження при подинчому імпульсі

**Експериментальні дослідження.** Для експериментальних досліджень розроблено мобільний комплекс віброметрії. На рис. 7 показано блок вібровимірювань, де 22 – сенсори, 23 – 16-ти канална система збору вібросигналів на основі L-CARD, 24 – підсилювачі сигналів, активні фільтри низьких частот, 25 – ПК.



Рис. 7. Блок вібровимірювань

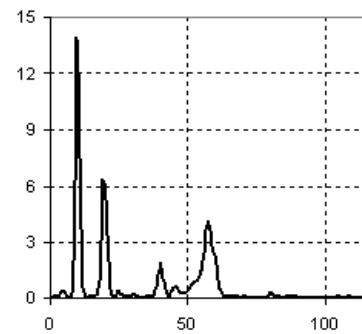


Рис. 8. Графік спектральної густини вібраційного сигналу

На рис. 8 представлений графік спектральної густини вібраційного сигналу. З графіка рис. 8 видно, що спектральна густина потужності сигналу зосереджена в області низьких частот до 100 Гц. В спектрі присутня частота 10, 20 Гц. Основна потужність припадає на низькі частоти 10, 20 Гц.

**Динамічні властивості з'єднання.** Оскільки процес послаблення з'єднання значно зростає зі зростанням амплітуди коливань, розглянемо динамічні властивості з'єднань, його частотні характеристики. Адже амплітуди коливань при резонансі зростають багатократно. На рис. 9 показана схема МСК з'єднання. Тут використовується пакет програм APM WinMachin.

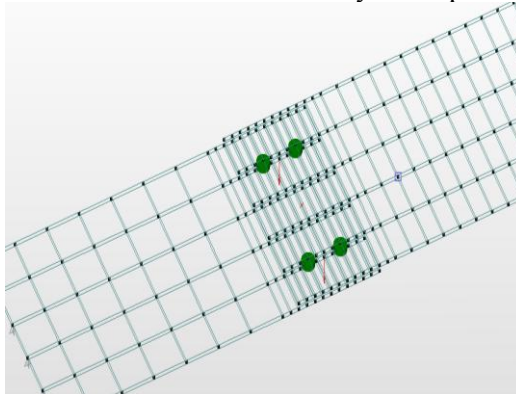


Рис. 9. Схема МСК з'єднання

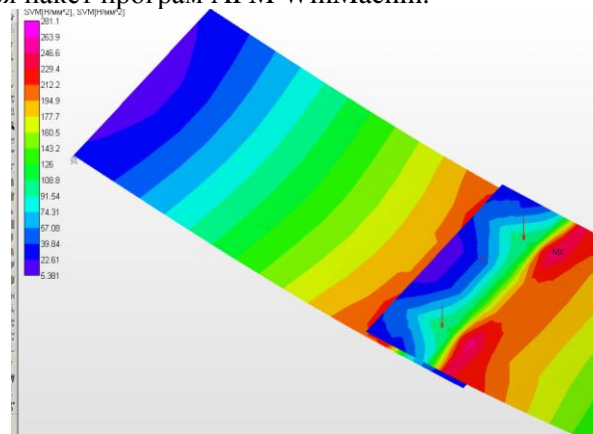


Рис. 10. Розподіл напружень

На рис. 10 показано розподіл напружень.

**Висновки.** На прикладі розрахунку конструкції сівалки проілюстровано застосування як методики визначення динамічних характеристик машини, так і визначення жорсткісних властивостей пластинчастих елементів болтового з'єднання. Без цього останнього неможливо спроектувати причіп, адже параметри підвіски визначають ті динамічні зусилля, що передаються на конструкцію кузова причепа. Цю ж методику розрахунку та оптимізації причепа можна застосувати і до двовісних причепів довільної конструкції, в тому числі і для великогазових причепів. Але у випадку великогазових причепів необхідно врахувати додатково деформативність рами причепа на основі, наприклад, конденсованих моделей, наведених у [10,11].

З проведених досліджень випливає, що максимуми вібрацій, що діють на з'єднання сівалки можуть знаходитися у околі височастотних резонансів з'єднання (рис. 8). Це посилює ослаблення з'єднання, оскільки зростає не лише амплітуда коливань, але й значно зростає число циклів навантаження. Одним із заходів, що можуть зменшити ці негативні ефекти, може служити підресорювання сівалки (рис. 3). Височастотні складові вібрації у цьому випадку будуть відфільтровані за допомогою підвіски. Зауважимо, що підресорювання – це загальна світова тенденція у важкому сільгоспмашинобудуванні. Альтернативним може служити застосування системи вібропоглинаючих пристроїв [11-14].

#### Література

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. Машиностроение, 1987.

2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М., "Машиностроение", 1976, 530 с.
3. Пархилковский И.Г. Автомобильные листовые ресоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд М.:Машиностроение 1978, 227с.
4. Дівеєв Б., Миронюк О., Шевчук Р. Дискретно-континуальна модель для розрахунку динамічних характеристик струшувача плодів. // *Машинознавство*. – 1998. – № 8. – С. 15 – 19.
5. Дівеєв Б. Алгоритми розрахунку вібронапружених конструкцій у САПР та діагностичних системах на мікрокомп'ютерах. // *Матеріали IV і V Міжнар. наук.-практ. Конф. „УКРСОФТ”*. – Львів, 1995. – С. 191 – 194.
6. Goldberg, D. E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. – Addison-Wesley, 1989.
7. Дівеєв Б., Вікович І., Сухорольський М., Дубневич О. Розрахунок та оптимізація причепа з підвіскою змінної жорсткості. // *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. I –ї Міжн. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4 – 7 жовтня 2004 р.*, – Тернопіль: Терн. держ. техн. ун-т, 2004. – С. 458 – 463
8. Bohdan Diveyev, Igor Vikovych. Application of complex methods for optimum designing mobile vehicles . *Materialy XXIII Symp. "Drgania w ukladach fizycznych. Poznan-Bedlewo. 2008.* – S.64-67.
9. Bohdan Diveyev, Andrij Beshley, Solomiia Konyk, Ivan Kernytskyu. Identification of transverse elastic moduli of composite beams by using combined criteria 22th International Congress on Sound and Vibration 2015 Florence, Italy. Vol. 2, (Electronic edition) 8p
10. Bohdan Diveyev, Ihor Vikovych, Viktor Martyn, Ihor Dorosh. Optimization of the impact and particle vibration absorbers, 22th International Congress on Sound and Vibration 2015 Florence, Italy. Vol. 2, (Electronic edition) 8p
11. KERNYTSKYI Ivan, DIVEYEV Bohdan, ZHYTENKO Oleksandr, MAKSYMUK Sofia. I-10. Modeling of a seated human body exposed to vertical vibrations in simulink program Systems and means of motor transport. Selected problems. *Monografia nr 6, Rzeszow 2015, P.83-93.*

Стаття надійшла до редакції 11.04.2016