

*Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський*

## **МОДЕЛЮВАННЯ УДАРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА КУЗОВ АВТОМОБІЛЯ-САМОСКИДА ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ ВАНТАЖУ**

*На підставі отриманих результатів моделювання і розрахунку реального кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111, в програмі APM Structure3D були отримані картини напружено-деформованого стану, що дозволили оцінити вплив ударних навантажень на кузов автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу.*

*Based on the results of modeling and calculating the real body of the car-truck KAMAZ-55111, the program APM Structure3D received pictures of the stress-strain state, allowed to assess the impact of shock loads on the body of the car dumper unloading.*

*Based on the results of modeling and calculating the real body of the car-truck KAMAZ-55111, the program APM Structure3D received pictures of the stress-strain state, allowed to assess the impact of shock loads on the body of the car dumper unloading cargo at vibration shock.*

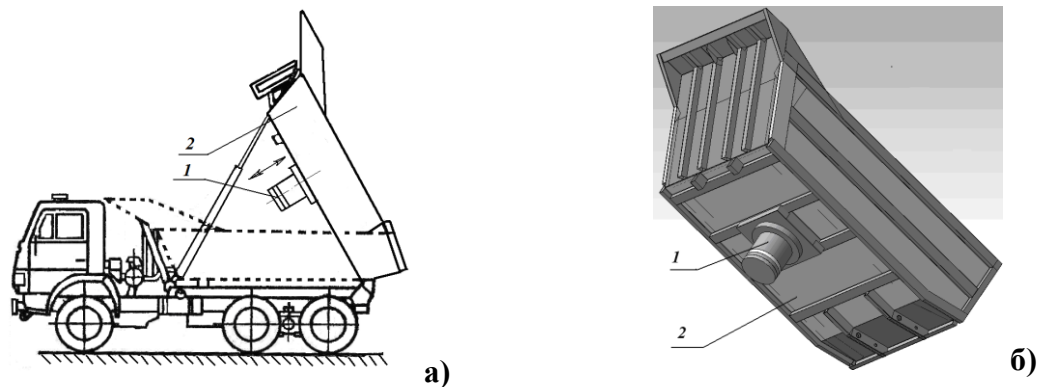
### **Вступ**

Сучасний ріст перевезень насипних вантажів автомобільним транспортом потребує підвищення рівня механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт. У зв'язку з цим, на кафедрі МРВ ОАВ Вінницького національного технічного університету, був створений гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів [1], який задовольняє вимоги до параметрів розвантаження різних видів вантажів (гармонійні коливання та ударні імпульси), так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв. Дослідження процесу ударної взаємодії гідроімпульсного привода віброударного розвантажувального пристрою з кузовом-самоскидом, зокрема дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу являється актуальною науково-практичною задачею і дозволяє визначити шляхи для підвищення ефективності розвантаження вантажів кузовів транспортних засобів.

### **Основні результати досліджень**

На рисунку 1 представлений загальний вид віброударного розвантажувального пристрою 1 і схема його розташування на кузові 2 автомобіля-самоскида.

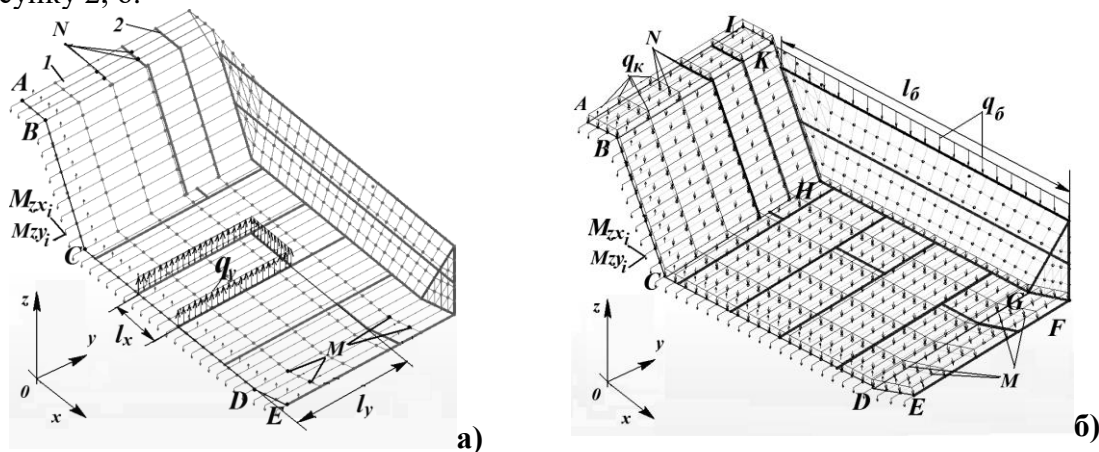
В основу розробки покладена ідея використання корисних вібраційних та віброударних збуджень від гідроімпульсного привода віброударного розвантажувального пристрою 1, які передаються на днище кузова 2 в процесі розвантаження автомобіля-самоскида [2-4].



**Рис.1. Схема розміщення гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача на кузові автомобіля-самоскида (а) та загальна модель монтування пристрою на днищі кузова (б)**

Для дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні бокові стіни кузова умовно розглядаємо як пластини 1, що зв'язані стержневою рамою 2 і закріплені шарнірами в точках  $N$  і  $M$  (рис. 2, а). Розрахунок такої схеми вимагає застосування теорії оболонок і теорії стержневих систем в комплексі. При виконанні розрахунків напружено-деформованого стану, коли конструкція і навантаження симетричні відносно вертикальної повздовжньої площини, що проходить через точки  $ABCDE$  (площина симетрії кузова), достатньо розглянути тільки половину системи. Зі сторони відкинutoї частини введені зв'язки, що відповідають згинальним моментам  $M_{zx_i}$ ,  $M_{zy_i}$ .

Розглянемо просторову схему навантаження кузова автомобіля-самоскида на рисунку 2, б.



**Рис.2. Схема навантаження кузова:**  
**а) – схема навантаження кузова від гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача на дно кузова автомобіля-самоскида; б) – схема навантаження кузова від сили тяжіння кузова**

На кузов автомобіля-самоскида відносно середньої вертикальної площини, осі симетрії діють ударні та інерційні сили:

1) На дно кузова від гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача діє сила:  $q_y = F_y / 2(2l_y + l_x)$ ,

де  $l_y$ ,  $l_x$  – довжина ребер жорсткості по яким прикладена ударна сила від гідроімпульсного віброударного пристрою;

$F_y$  - сила ударної взаємодії віброударного пристрою з днищем кузова.

2) Сила тяжіння від частини кузова, що розподілена по площі днища кузова  $ABCDEFGHKL$ :  $q_k = M_k g / S_{ABCDEFGHKL}$ ,

де  $M_k$  – маса виділеної частини кузова  $ABCDEFGHKL$ ;  $g=9,8 \text{ м/с}^2$  - прискорення вільного падіння;  $S_{ABCDEFGHKL}$  – площа днища кузова  $ABCDEFGHKL$ .

3) Сила тяжіння від бортів кузова, що розподілена по площі днища кузова  $ABCDEFGHKL$ :  $q_b = M_b g / l_b$ , де  $M_b$ ,  $l_b$  – маса і довжина бортів кузова автомобіля-самоскида.

Для розрахунку напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида використовуємо метод сил [4 - 7], в матричному виді, із застосуванням ЕОМ. Для цього складаємо матрицю  $B_I$  ординат одиничних епюр. Цей етап складається із вибору основної системи і невідомих  $X_i$ , розрахунку ординат епюр внутрішніх сил ( $M_z$ ,  $M_y$ ,  $M_x$ ,  $Q_y$ ,  $Q_z$ ,  $N$ ) від  $X_i=1$  і запису цих ординат у визначеному порядку у виді матриці  $B_I$ . Пластини 1 і стержні 2 кузова (рис. 2) розбивають на малі ділянки  $t$ , в межах яких епюри від усіх  $X_i=1$  прямолінійні (рис. 3). Ординати епюр розраховують по кінцям А і В ділянок  $t$ . Середнє значення ділянки  $t$  позначимо буквою С (рис.3).

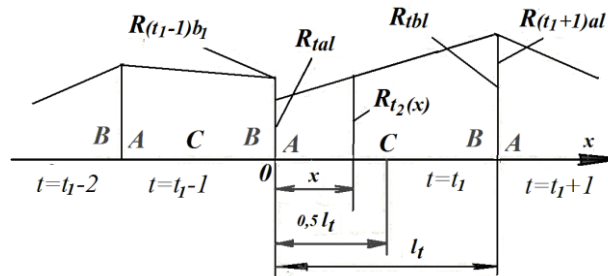


Рис. 3. Схема позначення малих ділянок пластин і стержнів, а також епюр внутрішніх сил

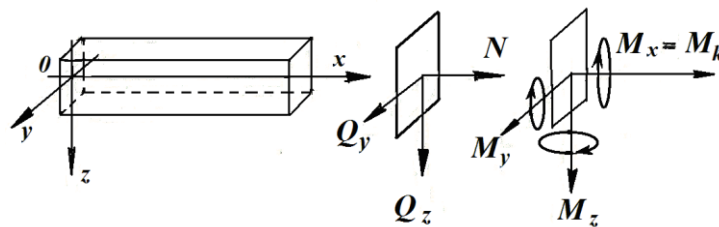


Рис. 4. Схема позначення малих ділянок пластин і стержнів, і напрямлення внутрішніх сил які діють на них

Формуємо універсальну матрицю  $B_I$ , для якої прийнята загальна форма, що включає ординати одиничних епюр усіх видів внутрішніх сил  $M_z$ ,  $M_y$ ,  $M_x$ ,  $Q_y$ ,  $Q_z$ ,  $N$  (рис. 4).

$$B_I = \begin{pmatrix} L_{M_z} \\ L_{M_y} \\ L_{M_x} \\ L_{Q_z} \\ L_{Q_y} \\ L_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1i} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2i} & \dots & c_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{t1} & c_{t2} & \dots & c_{ti} & \dots & c_{tn} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{h1} & c_{h2} & \dots & c_{hi} & \dots & c_{hn} \end{pmatrix} \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ t \\ \vdots \\ h \end{matrix},$$

де  $L_{M_z}, L_{M_y}, L_{M_x}, L_{Q_z}, L_{Q_y}, L_N$  - матриці-блоки, що містять ординати епюр тільки одного виду сил у відповідності з індексом;  $c_{ii}$  - матриці-блоки (стовбці), що містять по два елементи (ординати на кінцях А і В ділянки  $t$  епюри від  $X_i=1$  (рис.3)).

Якщо на ділянці  $t$  розташована епюра згинальних моментів  $M_z$  тоді:

$$c_{ai} = \begin{Bmatrix} M_{z\ ai} \\ M_{z\ bi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_{t\ ai} \\ R_{t\ bi} \end{Bmatrix},$$

де  $M_{z\ ai}, M_{z\ bi}$  – згинальні моменти  $M_z=R$  відповідно на кінцях  $A$  і  $B$  ділянки  $t$  від  $X_i=1$ .  $R$  – буква, що замінює позначення внутрішньої сили у відповідності з номером  $t$  ( $M_z, M_y, \dots N$ ).

Наступним етапом являється побудова матриці податливості, яка повинна містити геометричні характеристики ділянок стержнів розрахункової схеми і модулі пружності. Така матриця повинна мати структуру, що відповідає вибраній матриці  $B_I$  і формулі, що визначає матрицю  $D$ , коефіцієнтів при невідомих в канонічних рівняннях.

Скористаємось варіантом формул для визначення матриці  $D$ , яка дозволяє застосувати матрицю податливості  $U$  у виді блочної матриці (стовпця):

$$U = \frac{1}{E_0 J_0} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_t \\ \vdots \\ u_h \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ t \\ \vdots \\ h \end{Bmatrix},$$

де  $u_t = a_t = \frac{l_t E_0 J_0}{6 E_t J_t}$ , а  $J_t(x)$  – геометрична характеристика поперечного перерізу стержня на ділянці  $t$ , що відповідає виду сили, яка визначається номером  $t$ ;  $E_0 J_0$  – згинальна жорсткість однієї із ділянок стержня і пластини;  $E_t$  – модуль пружності матеріалу стержня і пластини на ділянці  $t$ .

Наступним етапом являється складання матриці  $D$  коефіцієнтів при невідомих  $X_i$  канонічних рівнянь:

$$D = \begin{Bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{Bmatrix}.$$

Коефіцієнти  $\delta_{kj}$  матриці  $D$  визначають по формулі:

$$\delta_{kj} = \frac{1}{E_0 J_0} \sum_{t=1}^h f(c_{tk}, c_{tj}, u_t), \quad (1)$$

в залежності від елементів двох матриць  $B_I$  і  $U$ .

Функція  $f(c_{tk}, c_{tj}, u_t)$  виражає величину інтеграла Мора для ділянки  $t$ . Для ділянок  $t$ :

$$f(c_{tk}, c_{tj}, u_t) = [2(R_{tak}R_{taj} + R_{tbk}R_{tbj}) + R_{tak}R_{tbj} + R_{tbk}R_{taj}] a_t. \quad (2)$$

Для вибраних із  $B_I$  двох матриць:

$$c_{tk} = \begin{Bmatrix} R_{tak} \\ R_{tbk} \end{Bmatrix} \quad \text{і} \quad c_{tj} = \begin{Bmatrix} R_{taj} \\ R_{tbj} \end{Bmatrix},$$

складають стандартну програму по формулі (2).

Розглянемо побудову матриці  $\bar{B}_p$  ординат епюр в основні системі від зовнішніх сил. Нехай є  $m$  груп зовнішніх сил, кожна з яких відповідно пропорційна величинам  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$ . Тоді доцільно матрицю  $\bar{B}_p$  будувати із ординат епюр від одиничних сил  $P_r$  ( $P_1=1, P_2=1, P_3, \dots, P_m=1$ ) в основній системі. Матрицю  $\bar{B}_p$  запишемо у виді:

$$\bar{\mathbf{B}}_p = \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} P_1 & P_2 & \dots & P_3 & t \\ \hline c_{1p1} & c_{1p2} & \dots & c_{1pm} & \\ c_{2p1} & c_{2p2} & \dots & c_{2pm} & \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \\ c_{np1} & c_{np2} & \dots & c_{npm} & \end{array} \\ \left\| \begin{array}{l} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ h \end{array} \right\| \end{array},$$

де  $c_{tpr}$  – матриці-блоки (стовпці):

$$c_{tpr} = \left\| \begin{array}{l} R_{tapr} \\ R_{tbpr} \end{array} \right\|;$$

$R_{tapr}$  і  $R_{tbpr}$  – ординати епюри  $R$  (прямолинійної на ділянці  $t$ ) відповідно по кінцям А і В ділянки  $t$  в основній системі від  $P_r=I$ . В стовпець номера  $r$  в матриці  $\bar{\mathbf{B}}_p$  входять усі координати епюр від групи сил номера  $r$  при  $P_r=I$ , записані по порядку номерів  $t$ .

Матриця  $\bar{\mathbf{D}}_p$  вільних членів канонічних рівнянь має наступний загальний вид:

$$\bar{\mathbf{D}}_p = \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} P_1 & P_2 & \dots & P_3 & t \\ \hline \Delta_{1p1} & \Delta_{1p2} & \dots & \Delta_{1pm} & \\ \Delta_{2p1} & \Delta_{2p2} & \dots & \Delta_{2pm} & \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \\ \Delta_{np1} & \Delta_{np2} & \dots & \Delta_{npm} & \end{array} \\ \left\| \begin{array}{l} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ h \end{array} \right\| \end{array}.$$

Елементи  $\Delta_{kpr}$  ( $k=1, 2, \dots, n$ ) матриці  $\bar{\mathbf{D}}_p$  – вільні члени, що відповідають групі сил номера  $r$  при  $P_r=I$ ; вони можуть бути визначені по формулам (1) і (2), якщо елементи  $c_{tj}$  замінити на  $c_{tpr}$  із матриці  $\bar{\mathbf{B}}_p$ .

Об'єднуючи формули (1) і (2) і виконуючи вказану заміну, отримаємо:

$$\Delta_{kpr} = \frac{1}{E_0 J_0} \sum_{t=1}^h [2(R_{tak} R_{taj} + R_{tbk} R_{tbj}) + R_{tak} R_{tbj} + R_{tbk} R_{taj}] a_t.$$

Таким чином, розрахунок усіх елементів  $\Delta_{kpr}$  матриці  $\bar{\mathbf{D}}_p$  може бути зведений до використання матриць  $\mathbf{B}_I$ ,  $\bar{\mathbf{B}}_p$  і  $\mathbf{U}$ . Тут індекс  $k$  – номер стовпця із матриці  $\mathbf{B}_I$ ;  $r$  – номер стовпця із матриці  $\bar{\mathbf{B}}_p$ .

Практично доцільно матриці  $\mathbf{D}$  і  $\bar{\mathbf{D}}_p$  представляти у виді однієї розширеної матриці [8 - 10]:

$$\left\| \mathbf{D} \quad \bar{\mathbf{D}}_p \right\|. \quad (3)$$

У цьому випадку розрахунок усіх елементів розширеної матриці (3) зручно вести на основі формули (1), безпосередньо виходячи із двох матриць:  $\mathbf{U}$  і розширеної матриці ординат одиничних епюр  $\left\| \mathbf{B}_I \quad \bar{\mathbf{B}}_p \right\|$ .

Крім матриць  $\mathbf{B}_I$ ,  $\bar{\mathbf{B}}_p$  і  $\mathbf{U}$ , для розрахунку розглядаємої конструкції на дію заданих груп зовнішніх сил необхідно скласти матрицю  $\mathbf{P}$  зовнішніх навантажень, пропорційних величинам  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$ . В матриці  $\mathbf{P}$  кожний стовпець відповідає варіанту поєднання одночасно діючих сил:

$$\mathbf{P} = \left\| \begin{array}{c} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_m \end{array} \right\|.$$

Кінцевий результат розрахунку у виді матриці  $\mathbf{S}$  внутрішніх сил в перерізах А і В усіх ділянок  $t$  заданої статично невизначеної системи визначається загальною матричною формулою:

$$\mathbf{S} = (\bar{\mathbf{B}}_p - \mathbf{B}_I \mathbf{D}^{-1} \bar{\mathbf{D}}_p) \mathbf{P}. \quad (4)$$

Розрахунки на основі формули (4) виконують на ЕОМ по стандартним програмам. Матриця  $S$  містить стільки ж стовпців, скільки і матриця  $P$ . Невідомі ординати епюр внутрішніх сил  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$  для кожної комбінації зовнішніх сил розташовуються в окремому стовпці по порядку номерів  $t$ .

На основі вище викладеного метода розрахунку кузова автомобіля-самоскида, в програмі APM Structure3D був змодельований і розрахований реальний кузов автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 і отримані картини напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида (рис.5).

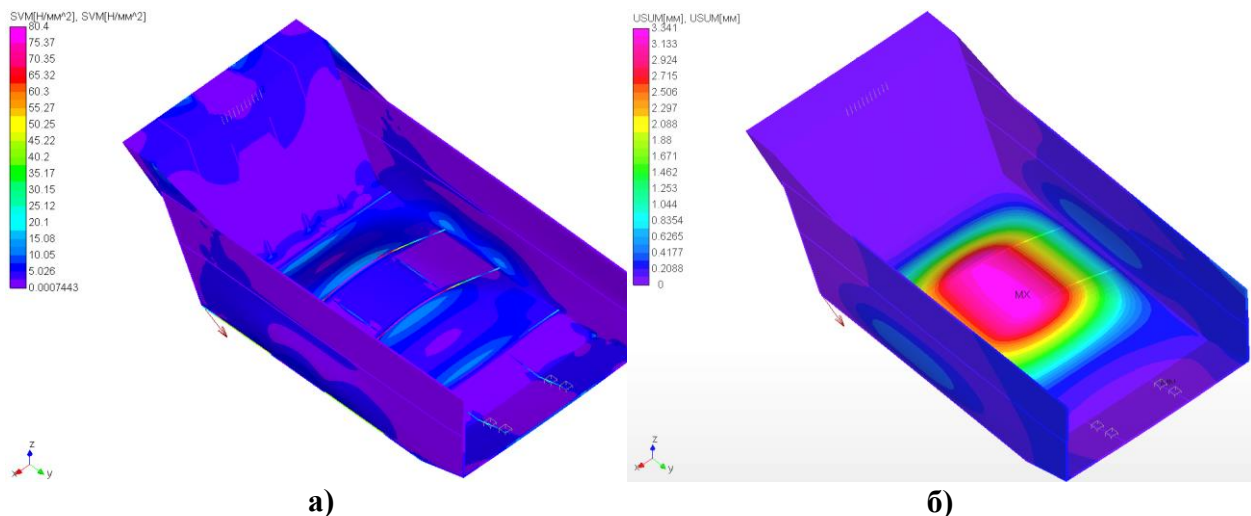
### Висновок

На основі отриманих результатів моделювання і розрахунку реального кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 (рис. 5) можна зробити на ступні висновки:

1) Основні концентрації напружень в кузові виникають в місцях з'єднання ребер жорсткості з пластинами кузова (рис. 5, а), а максимальні напруження виникають тільки в ребрах жорсткості і вони не перевищують допустимого напруження на згин (рис. 5, а);

3) Максимальний прогин днища кузова (рис. 5, б) знаходиться в місті найбільшого накопичення вантажу, і максимальна амплітуда коливання кузова, при віброударному навантаженні на дно кузова, рівна приблизно 4 мм, що відповідає ефективній частоті віброударного розвантаження 17 Гц для типів вантажів, що найбільш перевозяться.

4) Також, при аналізі переміщень бокових стінок (бортів) кузова автомобіля-самоскида (рис. 5, б), при віброударному розвантаженні, виявлено, що вони також взаємодіють із вантажем який залишився на бокових стінках кузова.



**Рис. 5. Результати дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 при віброударному розвантаженні:**

**а) картина розподілення напружень в кузові при ударі розвантажувального пристрою по днищу кузова; б) картина переміщення ділянок кузові при ударі розвантажувального пристрою по днищу кузова.**

## Література

1. Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. Вібраційний високочастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Я. В. Іванчук – № u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.
2. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. - № 88. – С. 48 – 54.
3. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – №2(51). – С. 8 – 11.
4. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті // Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2011, – №6. – С. 228 – 231.
5. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 155 с.
6. *Воловой Д. И. и др.* Расчеты по строительной механике корабля с применением ЭВМ. М., «Судостроение», - 1967, - 102 с.
7. *Смирнов А.Ф. и др.* Расчет сооружений с применением вычислительных машин. М., Госстройиздат, - 1964. – 283 с.
8. *Вершинский С. В.* Расчет вагонов на прочность. М. «Машиностроение», - 1971. – 432 с.
9. *Исаев И. П.* Расчет конструкций электроподвижного состава на вычислительных машинах / Исаев И. П., Перова А.А., Бурчак Г.П.// - М., «Транспорт» - 1966. – 345 с.
10. *Севостьянов І. В.* Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження // І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук // Вісник НТУУ "КПІ". Серія Машинобудування. – 2012, – №65. – С. 63 – 70.

**Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович** - професор, доктор технічних наук, кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет;

**Іванчук Ярослав Володимирович** - доцент, кандидат технічних наук, кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет;

**Веселовський Ярослав Петрович** - студент, Вінницький національний технічний університет