

Іскович-Лотоцький Р.Д. УДК 621.979

Іванчук Я. В.

Вінницький
національний
технічний
університет

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗВАНТАЖЕННЯ МАТЕРІАЛІВ ПІД ДІЄЮ ПЕРІОДИЧНИХ УДАРНИХ ІМПУЛЬСІВ

Перспективным направлением является разработка и исследование гидроимпульсного привода виброударного устройства для разгрузки кузовов-самосвалов, бортовых автомобилей и прицепов тракторов.

Аналитической оценкой величины энергии удара, который передается рабочим органом гидроимпульсного привода виброударного устройства кузова-самосвала, позволяет определить пути для повышения эффективности разгрузки груза.

Perspective direction is development and research of hydraulic impulsive drive of vibroshock unloader baskets of cars-tippers, side cars and trailers of tractors.

Analytical estimation size of energy blow, which is passed the working organ of hydraulic impulsive vibroshock device a basket-tipper, allows to define ways for the increase of efficiency for unloading a load.

Вступ

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на автомобільному транспорті, навалочні вантажі (грунт, пісок, гравій, щебінь, овочі, зерно, мінеральні добрива тощо), складають приблизно 80%. При розвантаженні навалочних вантажів, в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу, частина вантажів лишається на кузові. В залежності від типу вантажу і його складу залишки коливаються в межах від 3 т до 20 т [1]. Впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дозволить прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простой автомобілів-самоскидів під розвантажувальними роботами [2].

Зокрема перспективним напрямком є розробка і дослідження гідроімпульсного привода виброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів, бортових автомобілів та причепів тракторів [3].

У статті запропонована система аналітичної оцінки величини енергії удару, що передається робочим органом гідроімпульсного привода виброударного пристрою кузова-

самоскиду, з метою ефективного розвантаження вантажу.

Виклад основного матеріалу

Для аналітичної оцінки величини енергії удару [4], що передається робочим органом гідроімпульсного привода виброударного пристрою 1 кузову-самоскиду 2 на якому розташований вантаж (рис. 1), розглянемо кузов, як жорстку пластину розмірами $L \times l \times b$, (рис. 2) рівномірно, по всій площі $L \times l$, навантажену питомим зусиллям q .

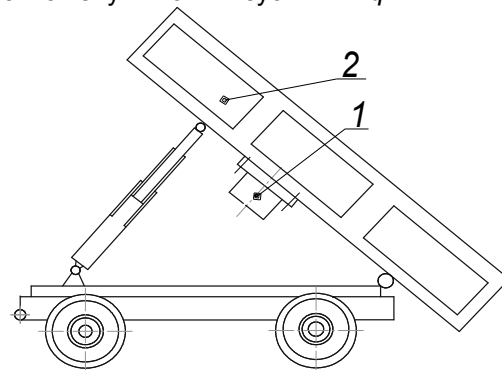
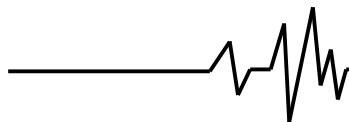


Рис. 1. Схема розташування гідроімпульсного привода виброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів



$$q = \frac{(M_e + m_{nl})g}{L \cdot l}$$

M_e - маса вантажу на кузові;

m_{nl} - маса днища кузова (маса пластини);

M - маса віброударного пристрою.

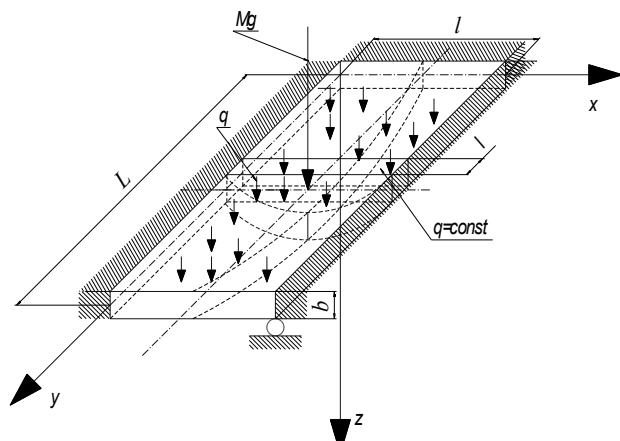


Рис. 2. Розрахункова схема кузова з вантажем для визначення статичного прогину кузова

Відомо, що напруження в пластині [5] зв'язані із згинальними моментами наступними інтегральними статистичними залежностями:

$$M_x = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x z dz, \quad M_y = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_y z dz.$$

Для нашого випадку отримаємо диференціальні рівняння:

$$M_x = -\frac{d^2 w}{dx^2} D, \quad M_y = -\mu \frac{d^2 w}{dx^2} D,$$

де

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)},$$

- постійний коефіцієнт;

E - модуль пружності;

μ - коефіцієнт Пуассона;

b - товщина пластини;

w - прогин пластини.

Знайдемо максимальний статичний прогин пластини δ_{cm} яка по всій площі рівномірно навантажена зусиллям q , і по центру навантажена зусиллям Mg . Із рис. 2 зрозуміло, що максимальний прогин буде в точці середини пластини, де розташований віброударний пристрій. Функція згинальних моментів, розглядаючи пластину площинах zx і zy :

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = -\frac{1}{D} \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 - \mu \left(Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 \right) \right)$$

$$\frac{d^2 w}{dy^2} = -\frac{1}{D} \left(Mg \frac{L}{6} + \frac{5}{24} q_y L^2 - \mu \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right)$$

де q_x, q_y - зусилля яке рівномірно розподілено по осям x, y відповідно.

Якщо $w=f(x,y)$, де x і y незалежні змінні і функція $f(x,y)$ має неперервні частинні похідні другого порядку, тоді диференціал другого порядку функції $w=f(x,y)$ вчислюється по формулі:

$$d^2 w = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx^2 + 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} dy^2. \quad (1)$$

У рівнянні (1) диференціал

$$2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} dx dy = 0$$

має суть значення, як прогин

викликаний дією крутильних моментів в площині xy відносно осі z , в нашому випадку крутильні коливання відсутні. Розглядаючи рівняння (1) ми бачимо, що отримали основне диференціальне рівняння прогину пластини. Відшукання функції $w=f(x,y)$, яка б задовольняла рівняння (1) і граничним умовам пластини, закладається в знаходженні виразу для згину, а потім для зусиль і моментів.

Розв'язуючи диференціальне рівняння (1) отримуємо:

$$w = \delta_{cm} = \sqrt{\frac{1}{D} \left(\frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right) \frac{l^2}{8} + \frac{1}{D} \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right) \frac{L^2}{8}}$$

Знайдемо динамічний прогин пластини (днища кузова) після удару по ній гідроциліндра з інерційними масами. Запишемо закон збереження енергії для системи пластини - гідроциліндр з інерційними масами - вантаж на рис. 3:

$$\frac{Mv^2}{2} + \frac{c\delta_{cm}^2}{2} = Mg\delta_{cm} + (M_e + m_{nl})g\delta_d + \frac{c}{2}(\delta_{cm} - \delta_d)^2, \quad (2)$$

де

δ_{cm} - статичний прогин пластини,

$c=48EI_{yx}/L^3$ - коефіцієнт жорсткості пластини,

E - модуль пружності матеріалу балки,

I_y - момент інерції пластини відносно площини yx , яка проходить по центру пластини,



δ_∂ – динамічний прогин пластини,
 u – початкова швидкість гідроциліндра з інерційними масами до ударного контакту із пластиною.

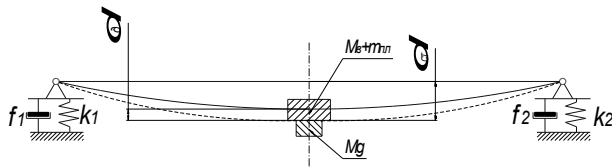


Рис. 3. Розрахункова схема кузова із вантажем і гідроімпульсним приводом віброударного пристрою для визначення динамічного прогину кузова

Розв'язуючи квадратне рівняння (2) отримуємо:

$$\delta_\partial = \left(\delta_{cm} - \frac{(M + M_\partial + m_{nl})}{c} g \right) + \sqrt{\left(\delta_{cm} - \frac{(M + M_\partial + m_{nl})}{c} \right)^2 + \frac{Mv^2}{c}}$$

Знайдемо швидкість пластини із вантажем і гідроімпульсним приводом віброударного пристрою після ударного контакту гідроциліндра з пластиною.

Для дослідження процесу удару в першу чергу потрібно вирішити питання кількісного і якісного характеру, при моделюванні деформуючих елементів:

- 1) які властивості реального об'єкту суттєві і повинні бути відображені в моделі;
- 2) як ці властивості аналітично описати.

У нашому випадку модель пружна, а для аналітичного опису властивостей скористаємось дискретною моделлю Релея.

Нехай x, y – координата довільного перерізу, недеформованої пластини, яка бере відлік від вільного кінця, t – час, який відлічується від моменту першого контакту гідроциліндра з інерційними масами з пластиною, $u(x, y, t)$ – переміщення перерізу з координатою x, y в момент часу t . Згідно способу Релея функція $u(x, y, t)$ приймається у виді:

$$u(x, y, t) = A(t)f(x, y, t), \quad (3)$$

де $f(x, y, t)$ – задана неперервна функція координат x, y , яка задовольняє граничним умовам, $A(t)$ – функція часу, що підлягає визначенню.

Задамо функцію (3) таким чином:

$$\frac{\partial u(x, y, t)}{\partial t} = \dot{A}(t)f(x, y, t).$$

Будемо припускати, що в кінці першого етапу удару швидкість пластини в місці удару гідроциліндра з інерційними масами u_1 .

Згідно способу Релея для нашої дискретної моделі, яка описується функціонально залежністю (3):

$$u^2 = u_1^2 \frac{(\Omega x^2 + \Theta y^2)}{\delta_{cm}^2}$$

де

$$\Omega = \frac{1}{2D} \left(\frac{Mgl}{4} + \frac{7q_x l^3}{48} - \mu \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} \right) \right),$$

$$\Theta = \frac{1}{2D} \left(\frac{MgL}{6} + \frac{5q_y L^3}{24} - \mu \left(Mg \frac{l}{4} + \frac{7}{48} q_x l^2 \right) \right).$$

Кінетична енергія елемента пластини ds , який знаходиться на відстані $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, від початку координат пластини, буде:

$$E_{nl} = \frac{qu^2 ds}{2}$$

Кінетичну енергію всієї пластини знаходимо вчислюючи поверхневий інтеграл із рівняння (3.114):

$$E_{nl} = \iint_s \frac{qu^2}{2} ds = \frac{u_1^2 q}{2\delta_{cm}^2} \left(\Omega \frac{l^3 L}{3} + \Theta \frac{L^3 l}{3} \right).$$

По теоремі Карно [6] знаходимо швидкість центру пластини під час удару:

$$u_1 = \frac{3Mv\delta_{cm}^2}{q(\Omega l^3 L + \Theta L^3 l)}$$

визначаємо перевантаження якому піддається вантаж:

$$a = \frac{u_1^2}{2\delta_\partial}$$

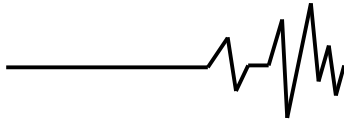
Умова розвантаження вантажу (відривання вантажу від днища кузова):

$$a \geq 9.8 \frac{M}{c^2}. \quad (4)$$

При виконанні умови (4) відбувається ефективно розвантаження вантажу.

Висновок

Запропонована система аналітичної оцінки величини енергії удару, що передається робочим органом гідроімпульсного віброударного пристрою кузову-самоскиду дозволяє вийти на ступінь ефективності розвантаження вантажів кузовів транспортних засобів.

**Список літератури**

1. Батищев И. И., Прудниченко А. И., Субботин А. С. Механизация выгрузки навалочных грузов из бортовых автомобилей и автопоездов. Гос. науч.-исслед. ин-т автомобильного транспорта – НИИАТ. Изд-во «Транспорт», 1972. – С.91 – 120.

2. Блехман И. И., Джанилидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – с. 25 – 30.

3. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибрационного и

виброударного действия. – Киев; Техніка, 1982. – 208 с.

4. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основы теории расчета та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 338 с.

5. Головешкин Ю. В. Теория тонких оболочек. – Спб.: Судостроение, 1996 – 46 с.

6. Введение в теорию механического удара. Пановко Я. Г., Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», М., 1977, с. 47.