

ВІБРОУДАРНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ КУЗОВІВ САМОСКИДІВ

Перспективним напрямком є створення сменного навісного обладнання з гідроімпульсним приводом для автомобілей-самосвалів, бортових автомобілей, причепів тракторів і других транспортних засобів. Тому розробка вібраційного і віброударного обладнання, з метою використання для погрузочно-розгрузочних робіт на транспорті, є актуальною задачею.

Perspective direction is creation of removable equipment with a hydraulic impulsive drive for cars-tippers, side cars, trailers of tractors and other transport vehicles. Therefore development of oscillation and vibroshock equipment, with the purpose of the use for freight-unloading works on a transport, is a actual task.

Вступ

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на транспортних засобах, 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 у кузові коливаються в межах від 3% до 20% обсягів перевезення. Тому впровадження нових сучасних технологій у вантажно-розвантажувальних роботах на автомобільному транспорті дає можливість прискорити розвантаження, знизити затрати і скоротити наднормативні простой транспортних засобів під розвантажувальними роботами.

Основні результати розробки і досліджень

Для створення розвантажувального пристрою була використана конструкція гідроімпульсного привода вібраційно-віброударного пристрою, яка задовольняє вимоги до параметрів розвантаження різних видів вантажів (гармонійні коливання та ударні імпульси), і до

технічних і конструктивних параметрів гідралічних навісних пристроїв. Конструктивна схема пристрою показана на рис. 1.

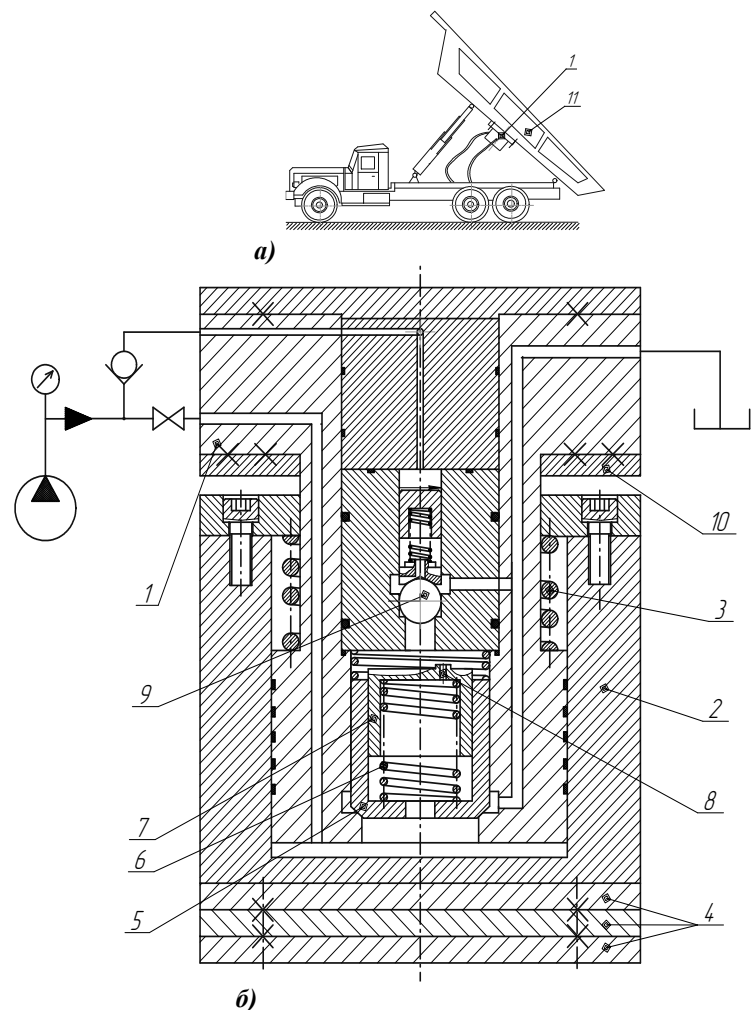


Рис. 1. Гідроімпульсний привід віброударного пристрою для розвантаження кузова-самоскида:
а) – схема розташування пристрою;
б) – конструктивна схема віброударного пристрою для розвантаження

Пристрій містить гідроциліндр 2, в якому розміщений плунжер 1, що закріплений на кузові автомобіля-самоскида 11. У свою чергу гідроциліндр 2 притиснений силовою пружиною 3 до плунжера 1, до якого закріплені змінні інерційні маси 4. У середині плунжера 1 вмонтований двокаскадний елемент керування зворотно-поступальними рухами гідроциліндру 2 у вигляді клапана-пульсатора, який складається із клапана другого каскаду 5, що з'єднаний контактною пружиною 6 зі штовхачем 7, в якому виконаний дросельний отвір 8 з можливістю автоматичного перекривання і який з'єднаний із керуючим кульковим клапаном першого каскаду 9. Посадочне місце для удару гідроциліндру 2 по плунжеру 1 може бути виконане у вигляді накладок 10, які закріплені до плунжера 1, жорсткість яких змінюється в залежності від режиму роботи.

Результати досліджень

Теоретичне дослідження роботи гідроімпульсного приводу віброударного пристрою з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором доцільно почати з вибору та обґрунтування структурно-розрахункової схеми приводу (рис. 2) на основі прийнятих загальних положень та основних припущень [2]:

- довжини каналів напірних і зливних магістралей відносно малі, що в поєднанні з великою площею перерізу, дозволяє не враховувати втрати тиску на тертя в них, так як ці втрати незначні в порівнянні з втратами на місцевих опорах;
- прийнята невелика довжина напірних каналів дає можливість не враховувати хвильові процеси, а обмежитись лише перевірочним розрахунком по таблицям і номограмам;
- сили сухого тертя в розрахунок не приймаються у зв'язку з їх незначними величинами в порівнянні з іншими силами;
- режим течії через дросельні отвори – турбулентний;
- температурний режим робочої рідини забезпечує незначну зміну її в'язкості і чисел Рейнольдса;
- величина коефіцієнта стиснення (податливості) робочої рідини змінюється на незначну величину і без особливої похибки, можна

вважати її постійною;

- перехідний процес в момент контакту клапана другого каскаду із сідлом (ударна дія) не впливає на вихідні параметри системи.

На рис. 2 показано наступні величини: Q_H – подача робочої рідини гідронасосом; F – площа основи гідроциліндра; F_1 – площа основи клапана другого каскаду; F_2 – площа запірної основи клапана другого каскаду; F_3 – внутрішня площа клапана другого каскаду; F_4 – площа отвору основи клапана другого каскаду; F_5 – первинна площа основи клапана першого каскаду; F_6 – вторинна площа основи клапана першого каскаду; $f_{др}$ – площа дросельного отвору; M – приведена маса гідроциліндра з інерційними масами; m_2 – приведена маса клапана другого каскаду; m_1 – приведена маса клапана першого каскаду; c – жорсткість пружини гідроциліндра; c_2 – жорсткість пружини клапана другого каскаду; c_1 – жорсткість пружини клапана першого каскаду; c_p – жорсткість контактної пружини; x_0 – попередній натяг силової пружини гідроциліндра; x_{02} – попередній натяг пружини клапана другого каскаду; x_{01} – попередній натяг пружини клапана першого каскаду; x_2 – максимальне зміщення гідроциліндра; x_{1max} , x_{2max} – максимальне зміщення клапанів першого та другого каскадів;

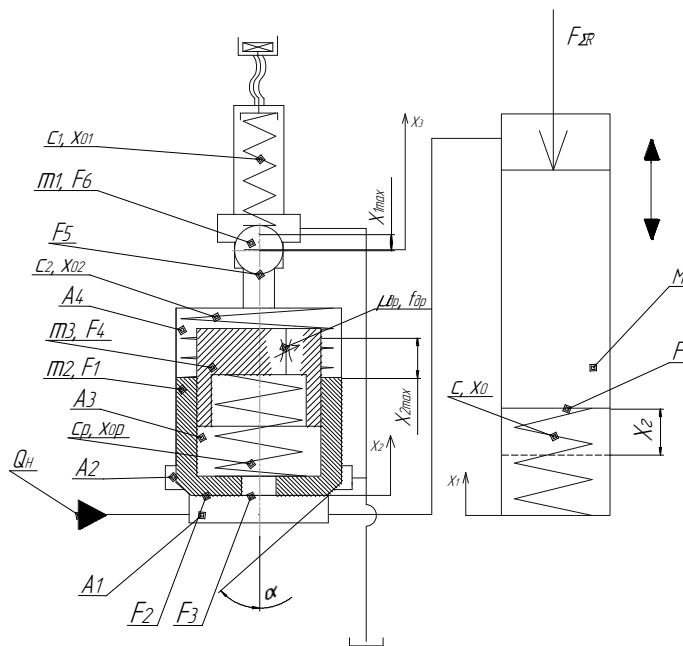


Рис. 2. Структурно-розрахункова схема гідроімпульсного приводу віброударного пристрою, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором

x_{op} – попередній натяг контактної пружини; A_1, A_2, A_3, A_4 – робочі порожнини двокаскадного клапана-пульсатора; μ_{op} – коефіцієнт витрат робочої рідини через дросельний отвір; α – кут фаски клапана другого каскаду.

$$\left\{ \begin{aligned} B_1 \frac{dp_1}{dt} &= Q_H - \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2 F_4 \sqrt{p_1 - p_3} - \\ &- F \dot{x}_1 - (F_2 - F_3) \dot{x}_2 - k_H p_1; \\ B_2 \frac{dp_2}{dt} &= \mu_1 f_1 \sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{\zeta \ddot{e}} f_{\zeta \ddot{e}} \sqrt{p_2 - p_{\zeta \ddot{e}}}; \\ B_3 \frac{dp_3}{dt} &= \mu_2 F_3 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{\ddot{a} \delta} f_{\ddot{a} \delta} \sqrt{p_3 - p_4} - \\ &- (F_4 - F_3) \dot{x}_2 - F_4 \dot{x}_3; \\ B_4 \frac{dp_4}{dt} &= \mu_{\ddot{a} \delta} f_{\ddot{a} \delta} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 f_3 \sqrt{p_4 - p_{\zeta \ddot{e} 1}} - \\ &- F_1 \dot{x}_2 + F_6 \dot{x}_3; \\ M \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= p_1 F - c(x_1 + x_0) - F_{\delta \delta} - \beta_{\ddot{a}} \dot{x}_1 + Mg; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= p_1 (F_2 - F_3) + p_2 (F_1 - F_2) - \\ &- p_3 (F_4 - F_3) - p_4 (F_1 - F_4) - \\ &- c_2 (x_2 + x_{02}) - \beta_2 \dot{x}_2 - m_2 g - R_1; \\ m_1 \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= p_4 F_6 - c_1 (x_3 + x_{01}) - \beta_3 \dot{x}_3 - R_2; \\ 0 &\leq x_1 \leq x_{\ddot{a}}; \quad 0 \leq x_2 \leq x_{2max}; \quad 0 \leq x_3 \leq x_{1max}; \\ p_i &\leq \delta_1 \leq p_{1max}(t_{1\delta \ddot{a} \zeta \ddot{e}}); \quad 0 \leq \delta_2 \leq p_{1max}(t_{1\delta \ddot{a} \zeta \ddot{e}}); \\ p_i &\leq \delta_3 \leq p_{1max}(t_{1\delta \ddot{a} \zeta \ddot{e}}); \quad p_i \leq \delta_4 \leq p_{1max}(t_{1\delta \ddot{a} \zeta \ddot{e}}), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де B_1, B_2, B_3, B_4 – коефіцієнти зміни об'єму робочої рідини в порожнинах A_1, A_2, A_3, A_4 відповідно; μ_1 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана другого каскаду в зливну лінію площею f_1 ; μ_2 – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду площею F_3 ; μ_3 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана першого каскаду в зливну лінію площею f_3 ; $\mu_{\zeta \ddot{e}}$ – коефіцієнт витрати рідини через зливну лінію площею $f_{\zeta \ddot{e}}$ клапана другого каскаду; β_3 – коефіцієнт в'язкого тертя клапана першого каскаду; β_2 – коефіцієнт в'язкого тертя клапана другого каскаду; $\beta_{\ddot{a}}$ – коефіцієнт в'язкого тертя гідроциліндра; k_H – коефіцієнт витрат робочої рідини гідронасоса; $p_{\zeta \ddot{e} 1}$ – тиск робочої рідини в зливній лінії; F_{mp} – сила сухого тертя (гума-сталь); g – прискорення вільного падіння; R_1 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана першого каскаду; R_2 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор

клапана другого каскаду; x_1, x_2, x_3 – поточні координати переміщення гідроциліндра, клапанів першого та другого каскадів; p_1, p_2, p_3, p_4 – поточне значення тиску в порожнинах A_1, A_2, A_3, A_4 відповідно; $p_{1max}(t_{1\phi \ddot{a} \zeta \ddot{e}})$ – тиск робочої рідини в робочій порожнині гідроциліндра в кінці першої фази; p_H – номінальний тиск у системі; t – час.

Для першої фази роботи привода підйому гідроциліндра, в результаті розв'язання системи (1), отримуємо рівняння зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра:

$$p_1(t) = \frac{Q_H t}{B_1} - \frac{F}{B_1} \times \left(W + At + \left(\frac{W - A}{\xi} - \frac{\mathcal{G}}{\xi} \left(\frac{W - A}{\mathcal{G} - \xi} - \frac{\xi}{\mathcal{G} - \xi} W \right) \right) e^{\xi t} \right) - \frac{F}{B_1} \left(\frac{W - A}{\mathcal{G} - \xi} - \frac{\xi}{\mathcal{G} - \xi} W \right) e^{\mathcal{G} t}, \quad (2)$$

де

$$W = \frac{\left((cx_0 + F_{\delta \delta} - Mg) B_1 F + \beta_{\ddot{a}}^2 Q_H h \right) \beta_{\ddot{a}} F}{\left((F^2 - c\beta_{\ddot{a}})^2 B_1 \right)} - \frac{\left((cx_0 + F_{\delta \delta} - Mg) \beta_{\ddot{a}}^2 \ddot{n} \right)}{\left((F^2 - c\beta_{\ddot{a}})^2 \right)}; \quad A = \frac{\beta_{\ddot{a}} F x_0 Q}{\left((F^2 - c\beta_{\ddot{a}}) B_1 \right)};$$

$$\xi = -\frac{1}{2} \frac{\left(-\beta_{\ddot{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\ddot{a}} \left(\beta_{\ddot{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\ddot{a}} c \right)} \right) t}{M\beta_{\ddot{a}}};$$

$$\mathcal{G} = \frac{1}{2} \frac{\left(\beta_{\ddot{a}}^2 + \sqrt{\beta_{\ddot{a}} \left(\beta_{\ddot{a}}^3 + 4MF^2 - 4M\beta_{\ddot{a}} c \right)} \right) t}{M\beta_{\ddot{a}}}.$$

Після зупинки гідроциліндра настає друга фаза роботи привода, що супроводжується зміною тиску у робочій порожнині на незначну величину ($\Delta p_1 = 0,1 \text{ МПа}$), відкриття клапану другого каскаду та початком руху гідроциліндра у зворотньому напрямку. Відповідно починається третя фаза роботи привода.

Розв'язання системи (1) для третьої фази роботи привода дає рівняння зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра у вигляді:

$$p_I(t) = \frac{Q_H t_1}{\tau \beta_1} t - \frac{F t}{\tau B_1} \times \left(\left(W + A t + \left(\frac{W - A}{\xi} \right) e^{\xi t_1} \right) - \left(\frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \left(\frac{\vartheta}{\xi} e^{\xi t_1} - e^{\vartheta t_1} \right) \right) \quad (3)$$

де

$$\tau = \frac{F x_{\bar{a}} + \beta_I (p_H - p_{I \max}(t_{I \max}))}{Q_H - \frac{2 \mu_1 f_1}{3(p_H - p_{I \max}(t_{I \max}))} \sqrt{p_H} - k_H \frac{(p_H - p_{I \max}(t_{I \max}))}{2} + k_H p_{I \max}(t_{I \max})}$$

– час третьої фази (опускання гідроциліндра);

$$t_{I \delta \alpha \zeta \vartheta} = \frac{p_H}{Q_H} B_1 + \frac{F}{Q_H} \left(\frac{Mg}{c} - x_0 + \left(c_1 F x_{01} / c F_5 \right) \right) - \text{ час}$$

першої фази (підйому гідроциліндра).

Розглядаючи рівняння (2) і (3), будемо за допомогою ПЕОМ в середовищі MAPLE 6.0 графіки зміни тиску в робочій порожнині гідроциліндра в залежності від часу (рис. 3).

З системи (1) також отримуємо залежність переміщення гідроциліндра в часі для першої фази роботи привода (підйому гідроциліндра):

$$x_I(t) = W + A t + \left(\frac{W - A}{\xi} - \frac{\vartheta}{\xi} \left(\frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) \right) e^{\xi t} + \left(\frac{W - A}{\vartheta - \xi} - \frac{\xi}{\vartheta - \xi} W \right) e^{\vartheta t}, \quad (4)$$

та залежність переміщення гідроциліндра в часі для третьої фази роботи привода (опускання гідроциліндра):

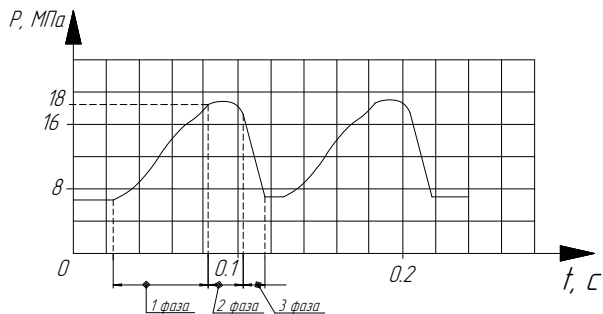


Рис. 3. Зміна тиску в робочій порожнині гідроциліндра в залежності від часу

$$x_I(t) = \left(\frac{\Psi - \Theta}{\rho} - \frac{\phi}{\rho} \left(\frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) \right) e^{\rho t} + \left(\frac{\Psi - \Theta}{\phi - \rho} - \frac{\rho}{\phi - \rho} \Psi \right) e^{\phi t} + \Theta t + \Psi,$$

де

$$\Psi = - \frac{p_{I \max}(t_{I \max}) F}{c} + \mu_{\delta \delta} n E a^2 \frac{(a - \Delta x - b)}{a c} + \mu_{\delta \delta} \frac{2 p_{I \max}(t_{I \max}) b^2}{c} - \frac{Mg}{c} - (x_{\bar{a}} + x_0) + \frac{(p_H - p_{I \max}(t_{I \max})) (F - 2 \mu_{\delta \delta} b^2) \beta_{\bar{a}}^2}{\tau c^2};$$

$$\rho = \frac{-\beta_{\bar{a}} + \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M}; \phi = \frac{-\beta_{\bar{a}} - \sqrt{\beta_{\bar{a}}^2 + 4Mc}}{M},$$

де n – кількість манжет; Δx – технологічний зазор між гідроциліндром і корпусом клапана-пульсатора; b – глибина паза під ущільнюючу манжету; a – стандартні розміри манжети.

Використовуючи рівняння (4) і (5), побудуємо за допомогою ПЕОМ в середовищі MAPLE 6.0 графік зміни переміщення гідроциліндра в залежності від часу (рис. 4).

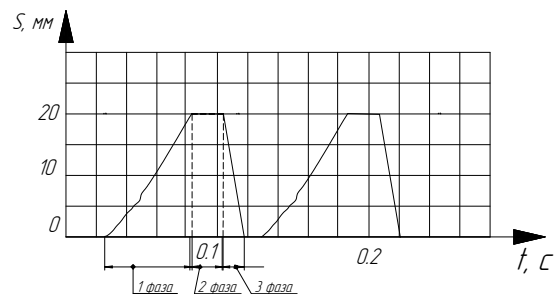


Рис. 4. Зміна переміщення гідроциліндра в залежності від часу

Список літератури

1. Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. Вібраційний височастотний 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. Вірник М. М., Іскович-Лотоцький Р. Д., Веселовська Н. Р. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2007. – 198 с.

