

Коц І.В.

Вінницький  
національний  
технічний  
університет

Островський А.Й.

Вінницький  
державний аграрний  
університет

УДК 631.3-82

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОТРАНСПОРТУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ З ГІДРОПРИВОДОМ

Приведен анализ рабочего процесса и результаты экспериментального исследования вибротранспортирующих устройств с импульсным гидроприводом для транспортировки и очистки от земли искусственной сельскохозяйственной продукции. Предложенная научно обоснованная математическая модель динамики рабочего процесса. Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования дало близкие результаты, что позволяет рекомендовать предложенную математическую модель для расчета подобных гидроприводов.

The analysis of working process and results of experimental research of vibration transporting leads devices with impulsive hydraulic drive for transporting and cleaning from earth of piece agricultural product. Offered scientifically grounded mathematical model of dynamics of working process. The comparison of results of theoretical and experimental research gave near results, that allows to recommend an offered mathematical model for computation of similar hydraulic drives.

В машинах сільськогосподарського призначення досить широке застосування мають вібротранспортуючі пристрої. Один із перспективних напрямків їх подальшого вдосконалення – створення нових конструкцій приводів, які можуть плавно регулювати частоту і амплітуду коливань [1].

Вінницькими національним технічним та державним аграрним університетами спільно ведеться розробка та дослідження вібротранспортуючих пристроїв для різних галузей, зокрема, розроблено вібраційний грохот з гідроприводом, що призначений для транспортування і очистки від землі штучної сільськогосподарської продукції, наприклад, коренеплодів. Його принципова схема показана на рис. 1 [2].

Конструкція вібраційного грохота включає транспортуючий орган з ситом 1 і основу 6, які з'єднані між собою за допомогою пружних елементів 4 і стрижнів 5. Як збуджувач періодичних коливань використовується гідроциліндр з плунжером 3 і корпусом 2, встановлений під деяким кутом  $\alpha$  до напрямку транспортування. Робоча камера плунжерного гідроциліндра за допомогою трубопроводів напірної магістралі 7 зв'язана з гідронасосом 16, який приводиться в рух від валу відбору потужності базової машини, а також з

пристроєм автоматичного дистанційного управління робочим циклом – клапаном-пульсатором.

Клапан-пульсатор складається з корпусу 8, всередині якого в циліндричній порожнині розміщений підпружинений регульований пружиною 9 плунжер 10. В його тілі виконано Т-подібний отвір 12, зв'язаний з отвором 11, що з'єднаний з напірною магістраллю. Зі сторони торця отвір 12, перекривається кулькою 15, яка контактує з осьовим отвором в плунжері по герметизуючому пояску. Причому нижній торець плунжера періодично перекриває на величину  $\Delta$  зв'язок підторцевої порожнини 14 зі зливним отвором 13 в корпусі.

На рис. 2 приведені типові осцилограми зміни поточного тиску  $p(t)$  в робочій камері виконавчого плунжерного гідроциліндра і переміщення  $S(t)$  транспортуючого органа в напрямку руху плунжера. На ділянках 0-1-2-3 і а-б-в осцилограм  $S(t)$  і  $p(t)$  відображений спільний прямиий хід транспортуючого органа і розміщеного на ньому вантажу при закритому клапані-пульсаторі, а на ділянках 3-0 і в-г-д-е-а – зворотній хід, при якому транспортуючий орган втрачає з вантажем контакт, а клапан-пульсатор при цьому з'єднує гідросистему з зливом.



Наближено весь час робочого циклу  $T_c$  можна розбити на  $t_{nx}$  і  $t_{zx}$  – відповідно, час прямого і зворотного ходів. Дуже важливо, як показали експерименти, узгодження часу зворотного ходу транспортуючого органа і вільного падіння вантажу  $t_{en}$ . Для ефективного транспортування і грохочення необхідна умова  $t_{zx} \approx t_{en}$ . Якщо  $t_{zx} > t_{en}$ , кожне елементарне переміщення вантажу зменшується, а при  $t_{zx} < t_{en}$  – знижується частота коливань транспортуючого органа, так як затягується час прямого ходу, внаслідок зустрічного контакту вільно падаючого вантажу і переміщуваного транспортуючого органа.

Майже горизонтальна ділянка 1-2 на осцилограмі  $S_{vy}$  (рис. 2) підтверджує припущення для випадку  $t_{zx} < t_{en}$ , коли відбувається погашення швидкості транспортуючого органа при його зустрічі з вантажем. Аналіз осцилограми  $p(t)$  показує, що тиск, при якому спрацьовує клапан-пульсатор необхідно відрегулювати так, щоб він не спрацьовував передчасно. Наприклад в точці 2, коли ще не відбулося задане переміщення транспортуючого органа. Для підвищення швидкості зворотного ходу потрібно суттєво зменшити підпір тиску  $p_{зп}$  в зливній магістралі (ділянка д – е осцилограми  $p(t)$ ).

Для аналітичного опису робочого процесу розроблена математична модель, яка визначає основні робочі параметри віброгрохотів з гідроприводом, що використо-

вуються для транспортування коренеплодів. При складанні диференціальних рівнянь прийняті такі припущення [ 3, 4 ]: температура і в'язкість робочої рідини змінюються незначно; хвильові процеси відсутні за наявності невеликої довжини трубопроводів; механічна характеристика приводного двигуна базової машини лінійна; коефіцієнт стиснення робочої рідини і деформації з'єднувальних трубопроводів постійний; спрацювання клапана-пульсатора релейне, що підтверджується осцилограмою  $p(t)$ ; при відкритті клапана-пульсатора площа його прохідного перерізу змінюється релейно від 0 до  $p_{зп}$ ; тиск на зливі постійний  $p_{зп} = 0,2 \dots 0,3$  МПа; тривалість гальмування в кінці прямого і зворотного ходів не враховуємо; продуктивність  $Q_n$  гідронасоса приймається сталою, тобто такою, що не залежить від тиску в гідросистемі; втрати в гідросистемі малі і не враховуються; транспортований вантаж прийнято абсолютною жорстким (у вигляді сконцентрованої маси).

Фаза прямого ходу описується рівняннями руху транспортуючого органа 1 спільно з вантажем, що транспортується вгору в проекціях на горизонтальну і вертикальну осі

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = pF_m \sin \alpha. \quad (1)$$

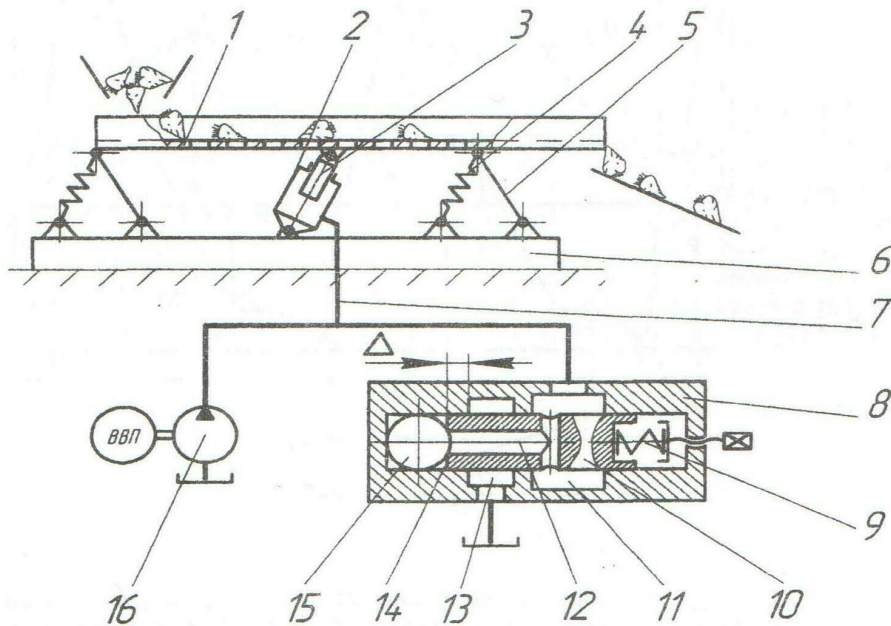


Рис.1 Вібраційний грохот з гідроприводом

$$M \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = pF_{\text{нн}} \cos \alpha - Mg \quad (2)$$

Рівняння зв'язку отримуємо з рівняння нерозривності потоку в гідросистемі

$$Q_{\text{н}} = F_{\text{нн}} \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2} + \frac{dp}{dt} \left[ W_2 + F_{\text{нн}} \sqrt{(x_1)^2 + (y_1)^2} \right] \beta \quad (3)$$

В рівняннях (1-3) позначено:  $M = m_1 + m_2$  – сумарна маса, що складається з маси транспортуючого органа 1 –  $m_1$  і маси вантажу на ньому –  $m_2$ ;  $\frac{d^2 x_1}{dt^2}$ ,  $\frac{dx_1}{dt}$ ,  $x_1$  і  $\frac{d^2 y_1}{dt^2}$ ,  $\frac{dy_1}{dt}$ ,  $y_1$  – відповідно проекції на горизонтальну і вертикальну осі прискорення, швидкості і

переміщення центра ваги транспортуючого органа 1;  $\mu$  – коефіцієнт в'язкого демпфування;  $c$  – жорсткість пружинних елементів 3;  $p$  – тиск в гідросистемі;  $F_{\text{нн}}$  – ефективна робоча площа плунжера 4;  $\alpha$  – кут нахилу осі плунжера відносно напрямку транспортування;  $W_1$  – об'єм гідросистеми;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Фазу зворотного ходу описують рівняннями руху транспортуючого органа 1 вниз окремо від вантажу, що транспортується в проєкціях на горизонтальну і вертикальну осі:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \mu \frac{dx_1}{dt} + cx_1 = cx_{10} - pF_{\text{нн}} \sin \alpha, \quad (4)$$

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \mu \frac{dy_1}{dt} + cy_1 = cy_{10} - pF_{\text{нн}} \cos \alpha \quad (5)$$

Рівнянням витрат із робочої порожнини і гідросистеми на злив через прохідний переріз клапана-пульсатора:

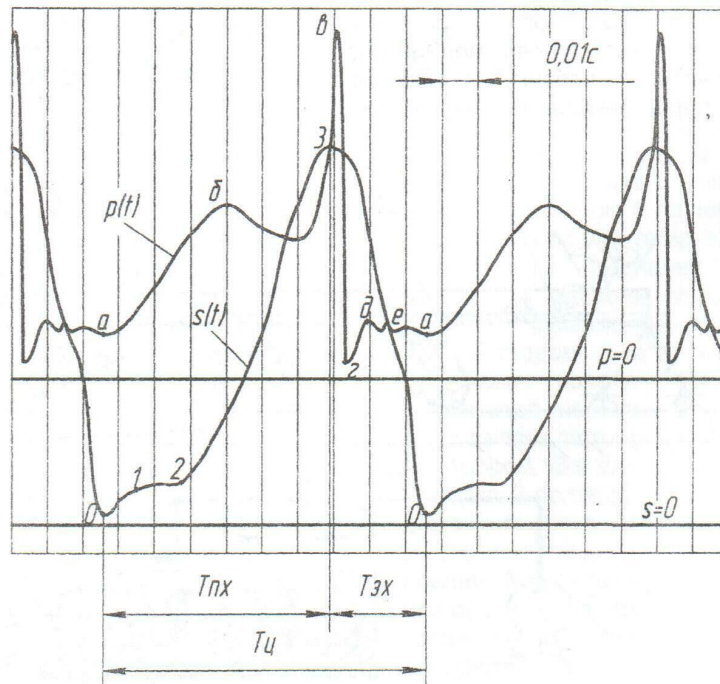


Рис. 2 Типові осцилограми зміни поточного тиску  $p(t)$  в робочій камері виконавчого плунжерного гідроциліндра і переміщення  $S(t)$  транспортуючого органа



$$\begin{aligned} \sigma \sqrt{p - p_{zn}} = Q_n + \\ + \frac{dp}{dt} \left[ W_z + F_{ni} \left( \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2} - \sqrt{x_1^2 - y_1^2} \right) \right] \beta + \\ + F_{ni} \sqrt{\left( \frac{dx_1}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dy_1}{dt} \right)^2} \end{aligned} \quad (6)$$

Рівняннями вільного падіння вантажу, що транспортується

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0, \quad (7)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = m_2 g. \quad (8)$$

В рівняннях (4) – (6) введені додаткові позначення:  $x_{10}$  і  $y_{10}$  величина зміщення транспортуючого органа 1 в фазі прямого ходу;

$\sigma = k f_{ce} \sqrt{2l\rho}$  – гідропровідність прохідного перерізу клапана-пульсатора 9, де  $k$  – коефіцієнт витрат прохідного перерізу на злив,

$\rho$  – густина робочої рідини;  $\frac{d^2 x_2}{dt^2}$ ,  $\frac{d^2 y_2}{dt^2}$  – відповідно, проекції прискорень центру мас транспортованого вантажу.

Аналітичний розв'язок отриманих рівнянь, які описують робочий процес, проблематичні у зв'язку з їх нелінійністю, тому доцільніше використовувати ЕОМ. Для цього був розроблений відповідний алгоритм їх числового поетапного розв'язання методом Хеммінга із застосуванням стандартних програм. Порівняння результатів теоретичного і експериментального дослідження дало близькі результати, що дозволяє рекомендувати запропоновану математичну модель для розрахунку подібних гідроприводів.

Експериментальну перевірку ефектив-

ності роботи розглядуваного вібротранспортуючого пристрою проводили в польових умовах при використанні його як вібраційного грохота для очищення коренів цукрового буряка від землі. Транспортуючий орган грохота був виконаний конструктивно як сито з отворами для видалення земляних частинок діаметром до 20 мм. В результаті обробки на вібраційному грохоті кількість землі на коренях знизилася з 52-59 до 5-6%. При цьому земля, що відділилася практично повністю просіялася через сито грохота. Оптимальний режим роботи віброгрохота з гідроприводом було досягнуто при частоті 20...25 Гц і амплітуді 5...12 мм.

Вібротранспортуючим пристроям описаного типу притаманні такі переваги, як мала енергосмісткість, невеликі габарити, можливість приводу від гідросистеми базової машини, наприклад, трактора, плавне регулювання амплітуди, частоти і збуджуючої сили коливань. Це дозволяє рекомендувати їх для широкого застосування на машинах, що мають власний гідропривід.

#### Література

1. Вібрації в техніці: Справочник. В 6-ти томах. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) і др. – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. – 509 с.
2. А.с. 713614 СССР, МКИ<sup>5</sup> В 07 В 1/40. Вибрационный грохот / И.В. Коц, Б.А. Земляков (СССР). – № 2491343; Заявлено 01.06.77; Оpubл. 05.02.80. Бюл. № 5.
3. Аналитическое исследование динамики рабочего процесса гидравлического ударно-вибрационного узла / И.В. Коц, М.Е. Иванов, А.Ф. Пономарчук, А.А. Малярчук // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.– техн. сб. – Киев: Техніка, 1987. – вып. 23. – с. 113 – 119.
4. Коц И.В., Земляков Б.А. Динамика виброинерционного грохота с гидроприводом. – М.: ВНИИУголь, Деп. № 1777, 1980. – 8 с.