

ки розроблені склади керамічних мас включають недефіцитні, широко розповсюджені та дешеві сировинні матеріали, що передбачає їх низьку собівартість, дає можливість вітчизняним виробникам такої продукції, виготовляти конкурентноздатні з зарубіжними аналогами вироби та задовольнити потреби сучасного ринку будівельних матеріалів.

Список літератури: 1. *Августиник А.И.* Керамика. – Л.: Стройиздат, 1975. – С. 223 – 227. 2. *Кройчук Л.А.* Новый европейский стандарт на клинкерный дорожный кирпич: По материалам журнала "Ziegelindustrie International" за 2003 г. // Строительные материалы. – 2003. – №9. – С. 42 – 43. 3. *Мороз И.И.* Технология строительной керамики. – К.: Вища школа, 1981. – 384 с. 4. *Кара-Сал Б.* Влияние окислительно-восстановительных реакций на спекание керамических масс при пониженном давлении / Строительные материалы. – 2005. – № 2. – С. 59 – 61. 5. *Коледа В.В., Шевченко Т.А., Михайлюта Е.С.* Влияние степени помола песка на свойства фарфора низкотемпературного обжига // Вопросы химии и химической технологии. Днепропетровск: „Новая идеология”. – 2006. – № 4. – С. 52 – 55. 6. *Бобкова Н.М.* Физическая химия силикатов. – Минск: Высшэйшая школа, 1977. – 288 с.

Надійшла до редколегії 11.09.08

УДК 629.114.4

О.В. БЕРЕЗЮК, канд. техн. наук, ВНТУ, м. Вінниця

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОГО ГІДРОПРИВОДУ ПРЕСУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

Предложена упрощенная математическая модель вибрационного гидропривода прессования твердых бытовых отходов с использованием генератора импульсов давления. Получены аналитические зависимости частоты и амплитуды от основных параметров данного привода, необходимые для выполнения предварительных проектных расчетов его параметров.

It is offered simplified mathematical model vibratory hydraulic drive pressing the hard domestic waste with use a pulser of pressure. They are received analytical dependencies of frequency and amplitudes from the main parameters of given drive, required for performing the preliminary design calculations of its parameters.

Постановка проблеми. Щороку в Україні утворюється близько 35 млн. м³ твердих побутових відходів (ТПВ) [1], і на їх перевезення смітте-

возами до місця утилізації при мінімальній відстані 30 км, що відповідає розмірам санітарної зони, витрачається більше 45 тис. тонн пального. Тому підвищення коефіцієнта ущільнення ТПВ для зменшення їх об'єму, а значить і витрат на пальне при їх перевезенні є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз сучасних конструкцій сміттєвозів показав, що ТПВ в них пресуються, в основному, за допомогою статичного способу пресування. Використання вібраційного пресування дозволяє суттєво знизити в порівняно з статичним пресуванням робоче зусилля ущільнення [2], що може бути використано і для пресування ТПВ. В роботі [3] наведено математичну модель вібраційного гідроприводу пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії (ГІТДД) у вигляді суттєво нелінійної системи диференціальних рівнянь, яка не може бути розв'язана відомими аналітичними методами в допустимих межах похибки.

Мета досліджень. Тому доцільно проаналізувати рівняння, наведені в роботі [3], з метою їх спрощення, що дасть можливість отримати конкретні аналітичні залежності амплітуди та частоти вимушених коливань плити пресування, які можна буде використовувати при виконанні попередніх проектних розрахунків параметрів вказаного гідроприводу.

Спрощена математична модель. На рис. 1 представлена розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням ГІТДД. На схемі представлені такі основні геометричні, кінематичні та силові параметри: p_1, p_2 – тиски відповідно на виході насоса, на вході гідроциліндра; W_1, W_2 – об'єми трубопроводів між насосом та гідророзподільником, гідророзподільником та входом гідроциліндра; Q_H – фактична подача насоса; D, d – діаметри поршня та штока; x – переміщення плити пресування; y – переміщення запірнього елемента ГІТДД; d_1 – діаметр плунжера-штоковача; d_2 – діаметр 1-го ступеня запірнього елемента ГІТДД; d_3 – діаметр 2-го ступеня запірнього елемента ГІТДД; m_k – маса запірнього елемента; c – жорсткість пружини; y_0 – попередня деформація пружини; h_n – додатне перекриття запірнього елемента, d_∂ – діаметр прохідного вікна дроселя.

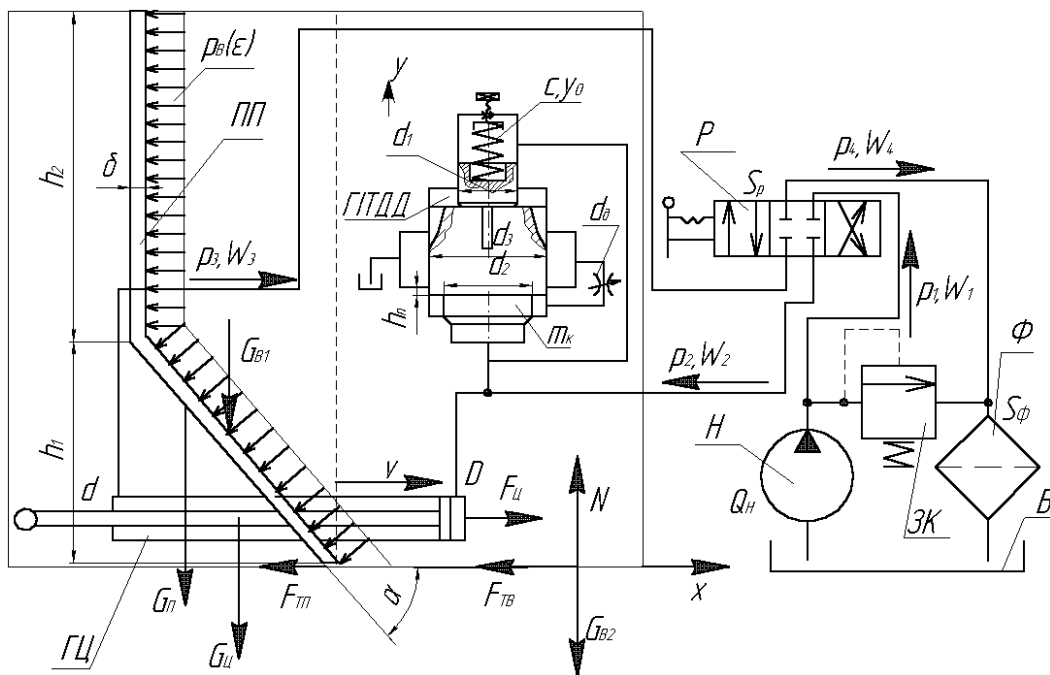


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу при вібраційному способі пресування ТПВ з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії

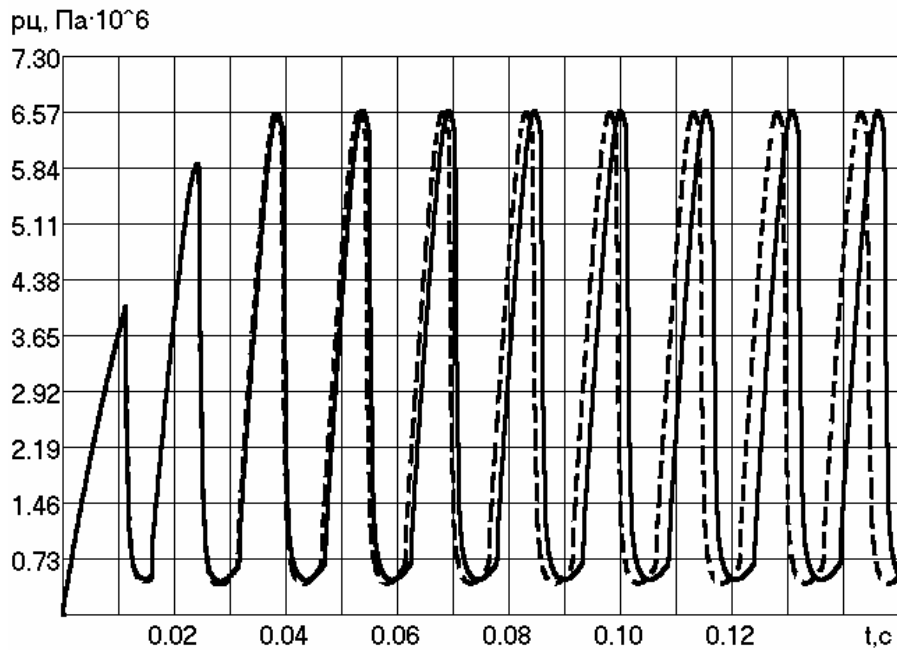
Аналіз проведених досліджень повної математичної моделі [3] показав, що $p_1 \approx p_2 \approx p_{12}$, а вплив тиску в зливних магістралях, сил в'язкого тертя, постійної складової сил сухого тертя та ваги запірною елемента ГТДД на роботу вібраційного гідроприводу є несуттєвим.

Тому спрощена модель вібраційного гідроприводу пресування ТПВ з використанням ГТДД має вигляд:4

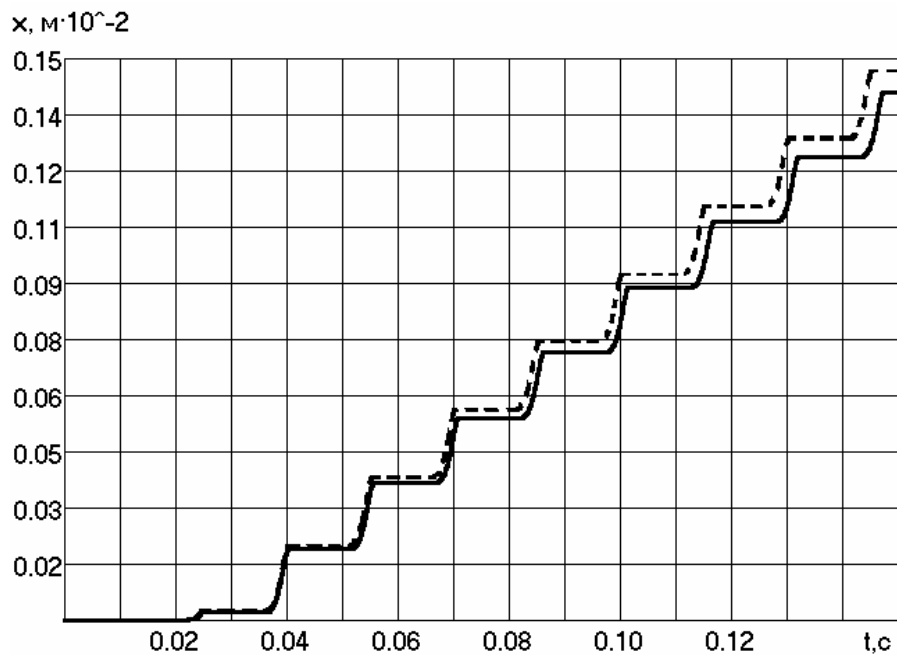
$$\left\{ \begin{array}{l} Q_H = S_{Ц1} + S_{P12} + \rho \frac{d_3^2 - d_1^2}{4} + 1(y - h_n) m p d_3 (y - h_n) \sqrt{\frac{2p_{12}}{r_{pp}}} + \\ + 1(y) m p \frac{d_D^2}{4} \sqrt{\frac{2p_{12}}{r_{pp}}} + K W_{12} \rho_{12} \quad ; \quad (1) \\ p_{12} S_{Ц1} = m_p \rho + p_B^{i\delta p}(e) S_{П1}; \quad (2) \\ p_{12} \left[1(y) \frac{\rho(d_3^2 - d_2^2)}{4} + \frac{\rho(d_2^2 - d_1^2)}{4} \right] = m_k \rho + c(y + y_0), \quad (3) \end{array} \right.$$

де $W_{12} = W_1 + W_2$; $p_B^{i\delta p}(e)$ – залежність тиску пресування ТПВ від їх відносної деформації [3].

Порівняння результатів, отриманих з використанням повної та спрощеної математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГІТДД) показано на рис. 2.



а)



б)

Рис. 2. Порівняння повної (-----) та спрощеної (——) математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГІТДД):

а) зміна тиску в гідроциліндрі плити пресування;

б) переміщення плити пресування

При порівнянні результатів, зокрема ступеня ущільнення ТПВ, отриманих з використанням повної та спрощеної математичних моделей вібраційного гідроприводу пресування ТПВ (використано ГТДД) похибка склала 7,56 %, що є прийнятним для виконання попередніх проектних розрахунків. Аналіз графіка, зображеного на рис. 2 дає підставу вважати, що час закриття запірною елемента ГТДД малий і ним можна знехтувати. Тому робочий цикл вібраційного гідроприводу плити пресування ТПВ складається із чотирьох основних фаз:

1) підвищення тиску робочої рідини (РР) в напірній магістралі гідроциліндра, а також з'єднаних з нею порожнинах до тиску $p_{12} = p_B^{ei\sigma p}(e) S_{II1}/S_{CI1}$, при якому починається переміщення плити пресування;

2) підвищення тиску РР в напірній магістралі гідроциліндра, а також з'єднаних з нею порожнинах до тиску відкриття ГТДД $p_{12}=p_{кл1}$ та переміщення плити пресування;

3) відкриття запірною елемента ГТДД до величини додатного перекриття $y=h_n$ та переміщення плити пресування до її зупинення $\dot{x}=0$;

4) відкриття запірною елемента ГТДД до величини повного перекриття $y=h_n+h_n$ та зменшення тиску до тиску закриття ГТДД $p_{12}=p_{кл2}$.

Аналітичні залежності частоти та амплітуди від основних параметрів вібраційного гідроприводу. Після перетворення системи рівнянь (1 – 3) за Лапласом, використовуючи метод розкладання на простіші дроби та включаючи незначні коефіцієнти, отримаємо вирази для знаходження тривалості t_i кожної із фаз, та переміщення x_i плити пресування під час цих фаз:

$$t_1 = \frac{KW_{12}}{s} \ln \frac{Q_H S_{CI1}}{Q_H S_{CI1} - p_B^{ei\sigma p}(e) S_{II1} s}; \quad (4)$$

$$t_2 = \frac{\sqrt{m_p KW_{12}}}{S_{CI1}} \left[p - \arccos \left(\frac{p_{кл1} S_{CI1}}{p_B^{ei\sigma p}(e) S_{II1}} - 1 \right) \right]; \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{p_B^{ei\sigma p}(e) S_{II1}}{S_{CI1}} \sqrt{\frac{KW_{12}}{m_p}} \cos \left(\frac{p_{кл1} S_{CI1}}{p_B^{ei\sigma p}(e) S_{II1}} - 1 \right); \quad (6)$$

$$t_3 = \frac{p(d_3^2 - d_1^2) \left[4cy_0 - p(d_3^2 - d_1^2) p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} \right] - \frac{p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} KW_{12}}{Q_H S_{II1}} - \frac{4m_\kappa m_p (4s + mpd_D^2 \sqrt{2/(rp_{12_{CEP}})})}{p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)}}{16Q_H c} \quad (7)$$

$$x_3 = \frac{4m_\kappa \left[4Q_H S_{II1} + p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} (4s + mpd_D^2 \sqrt{2/(rp_{12_{CEP}})}) \right]}{p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)} \times \left\{ \frac{p(d_3^2 - d_1^2) \left[4cy_0 - p(d_3^2 - d_1^2) p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} \right] - \frac{p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} KW_{12}}{Q_H S_{II1}} - \frac{4m_\kappa m_p (4s + mpd_D^2 \sqrt{2/(rp_{12_{CEP}})})}{p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)}}{16Q_H c} - \frac{p_B^{ei\delta p}(e) S_{II1} KW_{12}}{Q_H S_{II1}} - \frac{4m_\kappa m_p (4s + mpd_D^2 \sqrt{2/(rp_{12_{CEP}})})}{p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)}}{p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 m_p + 16(m_p KW_{12} + m_\kappa S_{II1}^2)} \right\}; \quad (8)$$

$$t_4 = \frac{KW_{12} p_{\kappa l2} r^{1.5} \sqrt{p_{12_{CEP}}} \left[p^2(d_3^2 - d_1^2)^2 + 16KW_{12}c \right]^2}{8\sqrt{2} p c d_3 m_\kappa (mh_n + y_0) \left(4s \sqrt{rp_{12_{CEP}}} + \sqrt{2} mpd_D^2 \right)^2}, \quad (9)$$

де $p_{12_{CEP}} = (p_{\kappa l1} + p_{\kappa l2})/2$ – середнє значення тиску РР в напірній магістралі гідроциліндра; $p_{\kappa l1}$ – тиск закриття ГІТДД.

Частота та амплітуда коливань плити пресування ТПВ визначається так:

$$n = \frac{1}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}; \quad (10)$$

$$A = x_2 + x_3. \quad (11)$$

Значення частоти та амплітуди коливань, отримані за допомогою спрощеної математичної моделі співпадають з відповідними результатами повної математичної моделі [3] в межах допустимої похибки.

Висновки. Запропоновано спрощену математичну модель вібраційного гідроприводу пресування твердих побутових відходів з використанням генератора імпульсів тиску диференціальної дії, що дозволила отримати аналітичні залежності частоти та амплітуди від основних параметрів вказаного приводу, які можуть бути використані для виконання попередніх проектних розрахунків його параметрів.

Список літератури: 1. Постанова Кабінету Міністрів України від 4 березня 2004 року № 265 "Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами". 2. *Обертюх Р.Р., Іскович-Лотоцький Р.Д.* Генератори імпульсів тиску – основна ланка гідроімпульсного приводу // Вісник ВПІ. 1995. – № 1. – С. 42 – 47. 3. *Березюк О.В., Сторожук С.Б., Коц І.В.* Математичне моделювання вібраційного гідроприводу плити пресування твердих побутових відходів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 20 – 25.

Поступила в редколегію 11.09.08

УДК 666.91:621.351

В.И. ВИННИЧЕНКО, докт. техн. наук, **В.В. КОТЛЯРЕНКО**, аспірант,
А.В. БАБИНЦЕВ, аспірант, ХГТУСА

СКОРОСТЬ ВИТАНИЯ ЧАСТИЦ И КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ГАЗОВОГО ПОТОКА В УСТАНОВКЕ ДЛЯ ДЕГИДРАТАЦИИ ГИПСА

У статті проводиться огляд існуючих формул швидкості витання часточок матеріалу. Вказано найбільш доцільні для використання формули при дегідратації гіпсу в потоці теплоносія. Визначено коефіцієнт, який дозволяє розраховувати мінімально необхідну швидкість газового потоку для підйому і транспортування гіпсових часточок в установці для дегідратації

In article the review of existing formulas for definition of speed of sedimentation of particles of a material is spent. The most rational formulas for use are specified at dehydration of gypsum in a stream of the heat carrier. The factor is determined, allowing to calculate minimally necessary speed of a gas stream for transportations of gypsum particles in installation for dehydration

Исследователям пока еще не удалось разработать единой формулы для скорости витания частиц пыли. Сложность разработки такой формулы состо-