

**НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН
С ПНЕВМОГИДРОПРИВОДОМ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ
МЕЛКОШТУЧНЫХ БЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ**

Введение. Для производства мелкоштучных бетонных изделий перспективным является создание формирующих устройств небольшой грузоподъемности с новыми вариантами привода, позволяющих легко изменять параметры вибрации при изменении состава бетонной смеси, а также при расширении номенклатуры выпускаемых изделий. Таким требованиям отвечают низкочастотные вибрационные машины с пневматическим и пневмогидравлическим приводом, для создания которых необходимо решить вопросы динамики вибрационных систем машин, оценки влияния характеристик бетонной смеси на рабочие органы и разработки методик расчета.

Классическим трудом по пневматическим приводам и методикам расчета их параметров, несомненно, можно считать [1]. Сведения о пневматических вибрационных устройствах содержатся в книгах по строительным машинам, например в [2]. Об эффективности применения низкочастотных машин для формования бетонных изделий убедительно показано в работе [3]. Разработке конструкций и методик расчета низкочастотных пневматических и пневмогидравлических вибрационных машин для формования бетонных изделий посвящены работы [4-8]. Анализ источников показывает на необходимость уточнения существующих методик расчета пневматических вибрационных формовочных машин с учетом особенностей новых разработок.

Цель и задачи. Целью исследования является научное обоснование методики расчета виброплощадки с пневмогидравлическим приводом, комплексно учитывающей режимы вибрации, параметры пневмосистемы и характеристики материала (бетонной смеси).

Результаты исследования. Схема одного из вариантов исполнения пневмогидравлической площадки по авторскому свидетельству [4] представлена на рис.1. Эластичная оболочка, передающая давление сжатого воздуха на рабочую жидкость, выполнена в виде размещенного в пневмокамере напорного резинокордного рукава, соединенного с гидроразъемом цилиндра.

Фактор, учитывающий влияние конструктивных параметров пневмогидравлической системы вибрационной площадки, выбран на основании проведенных аналитических и экспериментальных исследований.

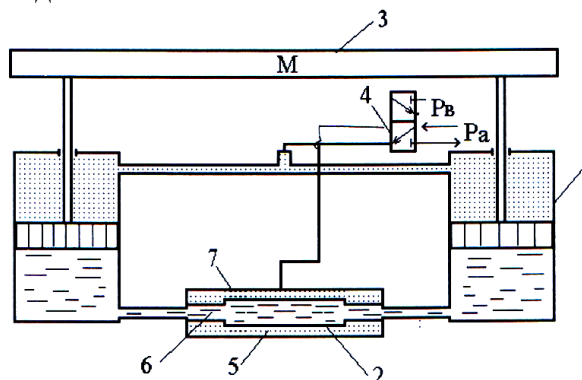


Рис. 1. Принципиальная схема пневмогидравлической виброплощадки:

- 1 – цилиндр; 2 – эластичная оболочка;
- 3 – стол; 4 – пневматический распределитель;
- 5 – полость; 6 – патрубки; 7 – цельносварная емкость

Дифференциальные уравнения движения рабочего органа вибромашины и состояния пневмосистемы записаны в безразмерном виде [5-7]:

$$\ddot{\xi} = (-\sigma_1 + \sigma_n + \Pi_1 \sigma_2) \cdot N_p + \Pi_2 - \text{sign}(\dot{\xi}) \cdot [\Pi_3 \cdot \tilde{f}(\dot{\xi}) + \Pi_4 \cdot \dot{\xi}] + G(\xi) \cdot \xi; \quad (1)$$

$$\frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{02} + 1 + \xi} \cdot \left\{ \Pi_6 \cdot H_2(\sigma_2) - \sigma_2 \cdot \frac{d\xi}{d\tau} \right\},$$

где входящие в уравнения (1) безразмерные характеристики определяются из зависимостей:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{S_2}{S_1}; \quad \Pi_2 = \frac{Mg + P_a \cdot S_{ш} \cdot N_p}{S_1 \cdot P_M}; \quad \Pi_3 = \frac{f_{ОТР}}{S_1 \cdot P_M}; \\ \Pi_4 &= b \cdot \sqrt{\frac{s}{M \cdot S_1 \cdot P_M}}; \quad \Pi_5 = \frac{K_1 \sqrt{RT_M} \cdot T_0 \cdot f_{e1}}{S_1 \cdot s \cdot N_p}; \quad \Pi_6 = \frac{K_1 \cdot \sqrt{RT_M} \cdot T_0 \cdot f_{e2}}{S_2 \cdot s}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$G(\xi) = \begin{cases} \frac{c_1 \cdot s}{S_1 \cdot P_M} & \text{при } \xi < 0 \\ \frac{c_2 \cdot s}{S_1 \cdot P_M} & \text{при } \xi > 0 \end{cases}; \quad T_0 = \sqrt{\frac{M \cdot s}{S_1 \cdot P_M}},$$

где $M = m_{po} + \rho_{\sigma} S_{\sigma} h_{\sigma} z(\xi = 0) + \rho_{ж} V_{ж} + N_p (m_n + m_{ш})$ – масса колеблющихся элементов системы $m_{po}, m_n, m_{ш}$ – соответственно массы рабочего органа, поршня и штока; $\rho_{\sigma} \cdot S_{\sigma} \cdot h_{\sigma} \cdot z(\xi = 0)$ – масса бетонной сме-си; $\rho_{ж}, V_{ж}$ – плотность и общий объем рабочей жидкости в приводе; N_p – число цилиндров); $f_{e1} = \mu f_1; f_{e2} = \mu f_2$ – эффективные площади отверстий для входа воздуха в полости цилиндров (f_1, f_2 – площади отверстий, μ – коэффициент расхода); $S_1, S_2, S_{ш}$ – площади торцов поршня и сечения штока; $f_{ОТР}$ – амплитудное значение силы трения покоя; $K_1 = \sqrt{2k/(k-1)}$, k – показатель адиабаты, R – газовая постоянная; T_M – абсолютная температура воздуха в магистрали; P_a, P_M – атмосферное и магистральное давление; d_0, l_0 – внутренний диаметр и длина эластичной оболочки.

Из анализа симплексов подобия $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_6$ (1) видно, что при $S_1 \approx S_2, \dot{\xi}_1 \approx 1$, а конструктивные параметры пневмовибрационной системы в Π_2, Π_3, Π_4 при $S_{\phi} \ll S_1$ охвачены симплексами Π_5 и Π_6 , причём для отношений $f_{e1}/S_1, f_{e2}/S_2$ в [1] установлены рациональные значения в диапазоне 0,04...0,07, поэтому в качестве

характерного симплекса можно принять Π_5 , в котором отображены также параметры эластичных оболочек.

Для системы с одним цилиндром и одной оболочкой из (1), после подстановок вместо T_0 и s их выражений, можно записать:

$$\begin{aligned} \Pi_5 &= \frac{K_1 \sqrt{RT_M} \cdot T_0 \cdot f_{e1}}{S_1 \cdot s} = \\ 2K_1 \cdot \frac{f_{e1}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{RT_M \cdot M}{P_M \cdot \pi d_0^2 \cdot l_0}} &\Rightarrow \\ \Rightarrow \Pi_5 &= \sqrt{\frac{8k}{(k-1) \cdot \pi}} \cdot \frac{f_{e1}}{S_1} \cdot \sqrt{\frac{RT_M \cdot M}{P_M \cdot d_0^3}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{ld}}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\varepsilon_{ld} = l_0/d_0$ – отношение длины резинкордной оболочки к её внутреннему диаметру, которое выбрано в качестве фактора, входящего в симплекс подобия Π_5 .

На основании факторного эксперимента, выполненного на виброплощадке с пневмогидравлическим приводом, получено уравнение регрессии и определены диапазоны рациональных значений параметров, обеспечивающие достаточную прочность при сжатии образцов (порядка 30 МПа): частота вибрации $\nu = 4...5$ Гц; отношение длины оболочки к диаметру $\varepsilon_{ld} = l_0/d_0 = 2.30...2.45$; критерий

$\Pi_5=34,9...33,8$ подвижность смеси ОК = 2...6 см; время уплотнения 60...90 секунд.

На основании зависимости (2) с использованием полученных диапазонов рациональных значений параметров получено выражение для требуемого диаметра эластичной оболочки пневмовибрационного привода:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{8k}{(k-1) \cdot \pi} \cdot \left(\frac{f_{el}}{S_1}\right)^2 \cdot \frac{RT_M \cdot M}{P_M \cdot \Pi_5^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{id}}}, \quad (4)$$

С использованием (3) и полученных диапазонов рациональных значений параметров построены графики для определения диаметра эластичной оболочки при изменении магистрального давления и массы вибрирующих частей формирующей машины (рис. 2).

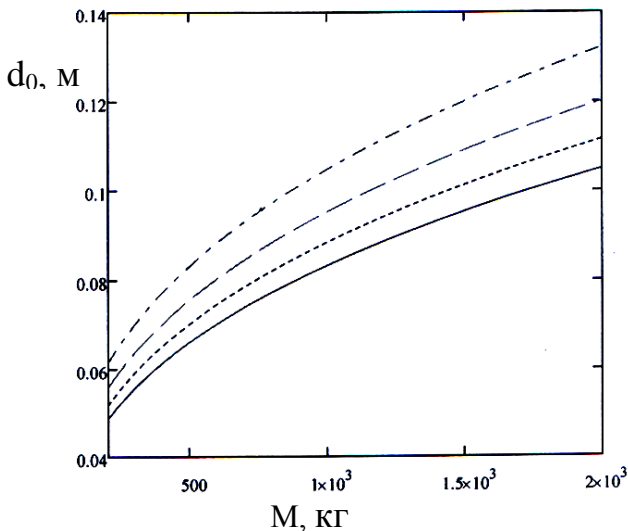


Рис. 2 - Зависимости для определения требуемого диаметра эластичной оболочки при изменении магистрального давления и массы вибрирующих частей формирующей машины: — $P_M = 0,6$ МПа; $P_M=0,5$ МПа; - - - $P_M = 0,4$ МПа; - · - · - $P_M=0,3$ МПа

Результаты теоретических и экспериментальных исследований положены в основу следующей уточненной методики расчёта параметров виброплощадки с пневмогидравлическим приводом.

1. Возмущающая сила на штоке одного пневмоцилиндра:

$$F_6 = \frac{k_p \cdot M \cdot (2 \cdot \pi \cdot \nu)^2 \cdot A_n}{2 \cdot N_\sigma},$$

где A_n – полуразмах колебаний; ν – частота колебаний; $k_p = 1.5...1.7$ – коэффициент запаса.

2. Внутренний диаметр пневмоцилиндра [1]:

$$D_n \approx 1.13 \sqrt{\frac{F_6}{\chi \cdot P_M \cdot (1 - k_{TP})}},$$

где χ – безмерный параметр нагрузки ($\chi = 0,5$); k_{TP} – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре (в справочнике [1] приводятся для магистрального давления 0,5...0,6 МПа при полезной нагрузке 6,0...25 кН значения $k_{TP} = 0,12...0,08$ соответственно).

3. Диаметр штока из условия прочности на разрыв:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4F_{6.n.}}{[\sigma]_P}},$$

где $[\sigma]_P$ – допустимое напряжение на разрыв для материала штока.

4. Параметры эластичной резинорезинкордной оболочки (рукава) из условия обеспечения заданного размаха движения рабочего органа:

- объем вытесняемой жидкости из поршневых полостей цилиндров должен быть меньше, чем объем полости оболочки:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A_n \cdot N \leq V_o.$$

- длина оболочки (рабочая):

$$l_o = \frac{4 \cdot V_o}{\pi \cdot d_0^2},$$

где d_o – внутренний диаметр оболочки.

При этом на основании исследования должно соблюдаться условие $L_o/d_o \geq 2...3$.

5. Количество жидкости, необходимое для перемещения поршней на величину хода поршня x_{max} :

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot x_{max} \cdot N_\sigma.$$

Объем пневмополости (с учетом объемов в местах крепления оболочки)

$$V_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_0^2)}{4} \cdot L_o.$$

6. Требуемые площади f_1 , f_2 и диаметры d_1 , d_2 впускных и выпускных отверстий в пневмоцилиндрах:

$$f_1 \geq \frac{0,0036 \cdot \nu \cdot V_n}{\mu_1}; \quad d_{o1} \geq \sqrt{\frac{4f_1}{\pi}};$$

$$f_2 \geq \frac{0,009 \cdot \nu \cdot V_n}{\mu_2}; \quad d_{o2} \geq \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}}.$$

7. Расход воздуха в пневмогидравлическом приводе:

$$Q = 30 \cdot \nu \cdot (\alpha_p \cdot \Lambda - 1) \cdot \left\{ \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\mu \cdot f_1}{0,05 \cdot V_1 \cdot \nu} \right)^7} \right] \cdot V_1 + \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\mu \cdot f_2}{0,05 \cdot V_2 \cdot \nu} \right)^7} \right] \cdot V_2 \right\}$$

8. Выбор пневмораспределителя по его пропускной способности [1]:

$$K_v = \frac{Q}{C \sqrt{\Delta P \cdot P_M}},$$

где $C=4,7$; ΔP – перепад давления на входе и выходе распределителя ($\Delta P=0,015$ МПа).

Выводы. В результате аналитического и экспериментального исследования дано научное обоснование методики расчета виброплощадки с пневмогидравлическим приводом, комплексно учитываю-

щей режимы вибрации, параметры пневмосистемы и характеристики материала (бетонной смеси).

ЛИТЕРАТУРА:

1. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/ Герц Е.В., Кудрявцев А.И., Ложкин О.В. / Под ред. Е.В.Герц – М.: Машиностроение, 1981. – 407 с.
2. Машины для строительного-монтажных работ: Справочник./ Болотских Н.С., Емельянова И.А., Савченко А.Г. и др./ Под ред. Н.С. Болотских. – К.: 1993. – 344 с.
3. Гусев Б.В. Вибрационная технология бетона./ Б.В.Гусев, В.Г.Зазимко. –К.: Будівельник, 1991. – 160 с.
4. Вибрационная машина. А.с.1672017 SU, F15B 21/12/ Н.Г. Емельяненко, Н.Ф. Симонов, В.А. Токарев (СССР). - №4622334/29; Заявл. 21.12.88; Опубл. 23.08.91, Бюл. №31. – 2с.
5. Емельяненко Н.Г. Математическое моделирование работы вибромашины на пневмогидравлических опорах./ Н.Г. Емельяненко // Материалы шестой научной школы стран СНГ «Вибротехнология-96» по механической обработке дисперсных материалов и сред. Часть 3.- Одесса: НПО «ВОТУМ», 1996. – С.35-37.
6. Емельяненко Н.Г. Аналитическое исследование динамики вибромашины с пневмоприводом. /Н.Г.Емельяненко, В.В.Герасименко, А.В.Метелёв // Науковий вісник будівництва». - Харків: ХДТУБА, ХОТВАБУ, 2005. Вип..32. - С.263-268.
7. Емельяненко М.Г. Створення обладнання з пневмогідроприводом для формування дрібноштучних виробів./ М.Г.Ємельяненко // Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. Вип. 45. – С. 198-205.