**Шатохин В. М.**

д. т. н., професор

**Гранько Б. Ф.**

к.т.н., доцент

**Соболь В. Н.**

к.т.н., доцент

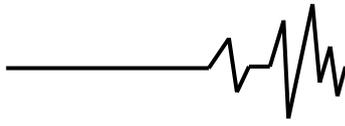
**Харьковский  
национальный  
университет  
строительства и  
архитектуры****Shatokhin V.****Granko B.****Sobol V.****Kharkov National University  
of Civil Engineering and  
Architecture****УДК 621.432:693.542****DOI: 10.37128/2306-8744-2020-2-3****МОДЕЛИРОВАНИЕ  
ВИБРАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ  
В ШЛАНГОВОМ  
БЕТОНОНАСОСЕ С  
ГИДРОПРИВОДОМ**

*Изложены результаты исследований по разработке математической модели динамических процессов в шланговом бетононасосе с гидравлическим приводом. Монолитное бетонирование занимает одну из ведущих позиций в современном строительстве. Хорошо зарекомендовали в этой области перистальтические бетононасосы. Создание устройств для выполнения таких работ, методов рационального выбора их параметров является актуальной задачей. Одним из современных эффективных направлений ее решения является адекватное моделирование динамических процессов в указанных механизмах. Модель создана в форме дифференциального уравнения относительно угла поворота ротора насоса; содержит основные геометрические, массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга, строительной смеси. Разработан метод формирования момента сопротивления вращению ротора насоса от роликов, деформирующих шланг. Предложена модель сил трения, препятствующих движению строительной смеси. Получено выражение для сил сопротивления, обусловленных силами тяжести частиц смеси в отводящей части шланга. Предложен подход использования данных каталога для представления момента гидромотора как функции угловой скорости его ротора.*

*Проведены исследования динамических процессов с помощью созданной модели. Установлены важные технологические закономерности функционирования устройства, в частности: скорость движения раствора может иметь значительную переменную составляющую; скорость движения раствора и производительность насоса возрастают при уменьшении длины отводящего шланга и снижении высоты его подъема, уменьшении коэффициентов трения качения для роликов, отказе от боковых роликов.*

*Проведенные исследования показали, что увеличение высоты подъема ведет к уменьшению средней скорости движения смеси, частоты пульсаций. При этом размахи пульсаций скорости возрастают. При увеличении длины отводящего шланга размахи пульсаций скорости меняются незначительно. Отказ от боковых роликов ведет к росту средней скорости движения раствора при незначительных пульсациях. Стенки шланга однако в этом случае испытывают более интенсивные изгибные напряжения, что снижает долговечность шланга.*

**Ключевые слова:** *вибрационный процесс, шланговый бетононасос, гидропривод, ротор насоса, ролик*



**Постановка проблеми.** Монолитное бетонирование занимает одну из ведущих позиций в современном строительстве. Хорошо зарекомендовали в этой области беспоршневые бетононасосы. Создание устройств для выполнения таких работ, методов рационального выбора их параметров является актуальной задачей. Одним из современных эффективных направлений ее решения является адекватное моделирование динамических процессов в указанных механизмах. В настоящее же время усилия исследователей сосредоточены на решении отдельных задач, связанных с созданием новых моделей беспоршневых насосов. К ним, в частности, относятся задачи: моделирования гидравлической системы управления и высокомоментного гидромотора; оценки расхода мощности на процесс транспортирования смеси и давления нагнетания, которое должен создавать бетононасос; оценки неравномерности подачи смеси и скорости движения смеси при выходе из трубопровода и т.д.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В настоящее время имеется достаточно большое количество литературных источников, содержащих сведения о беспоршневых шланговых насосах, в которых рассматриваются конструкции насосов, их характеристики и области применения. При этом исследований, посвященных теории расчетов насосов указанного типа, моделированию динамических процессов в них, имеется ограниченное количество.

В работе [1] рассматриваются технологические возможности насоса, в [2] – анализируются его гидравлические характеристики, работа прижимных роликов. Исследования вопроса снижения пульсаций потока смеси, которая перекачивается, рассмотрены в работе [3]. Одним из способов снижения пульсаций может быть использование классической методологии управления с механизмом обратной связи [4]. В этом случае, однако, снижение уровня пульсаций ведет к росту давления нагнетания раствора.

Иным образом снизить уровень пульсаций можно с помощью повышения числа прижимных роликов насоса, однако это снижает срок службы рабочей части шланга в корпусе насоса [5].

Вопрос пульсации потока жидкости и оптимизация его параметров рассмотрены в работе [6]. Свойства исследуемой среды, однако, существенно отличаются от свойств потока смеси, которая перекачивается шланговым бетононасосом.

В настоящее время отсутствуют модели динамических процессов, которые бы отражали причины появления пульсаций и позволяли оценивать степень неравномерности подачи смеси шланговым бетононасосом в трубопроводе.

В статье [7] в качестве привода рассматривается аксиально-поршневой гидромотор. Приведена подробная математическая модель гидросистемы, в которой питание насоса осуществляется от аксиально-поршневого насоса, однако модель не учитывает влияние перемещаемой в трубопроводе смеси.

Математическая модель современного мобильного бетононасоса приведена в работе [8], но в качестве исполнительного механизма в данном устройстве используется гидроцилиндр.

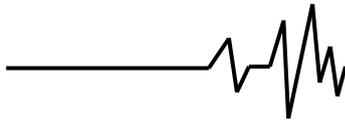
В ряде литературных источников содержатся сведения относительно беспоршневых шланговых насосов [9, 10], где рассматриваются конструкции насосов, их характеристики и области применения. При этом вопросы, посвященные их происхождению, а также теории расчета насосов данного типа, представленные очень ограниченно.

**Целью исследований** является создание универсальной математической модели динамических процессов в шланговом бетононасосе с гидроприводом для определения технологических качеств устройства, выбора его рациональных параметров. Модель должна содержать основные геометрические, массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга, строительной смеси.

Для достижения поставленной цели должны быть решены такие задачи: разработан метод формирования момента сопротивления на роторе насоса от роликов, деформирующих шланг; создана модель сил трения, препятствующих движению строительной смеси; получено выражение для сил сопротивления, обусловленных силами тяжести частиц смеси в отводящей части шланга; построена модель момента гидромотора как функции угловой скорости его ротора с использованием данных каталога; проведены расчетные исследования закономерностей динамических процессов бетононасосе с помощью разработанной универсальной модели.

### **1. Математическая модель шлангового бетононасоса с гидравлическим приводом.**

Расчетная схема бетононасоса показана на рис. 1. Приняты следующие обозначения: 1 – вал насоса; 2 – обойма; 3 – центральный



(прижимной) ролик; 4 – боковой (нажимной) ролик; 5 – устройство для изменения радиуса контакта поверхностей роликов со шлангом 6; 7 – строительная смесь; дуговой стрелкой указано направление вращения ротора.

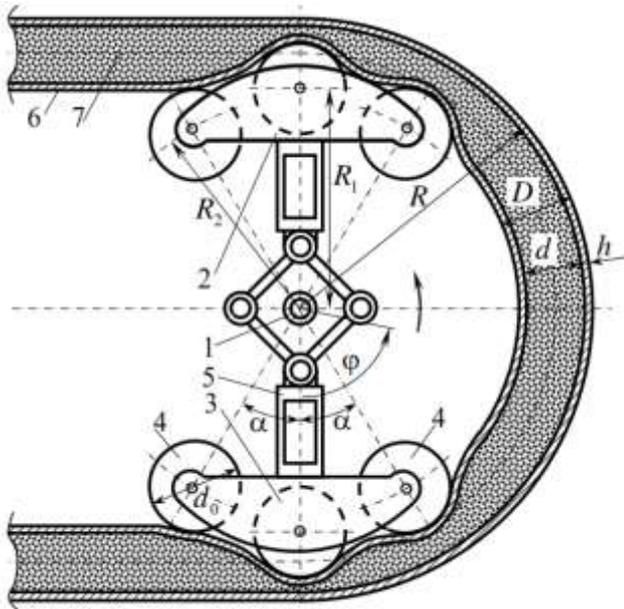


Рис. 1. Расчетная схема бетононасоса

Буквенные обозначения:  $d$  – диаметр шланга (внутренний);  $h$  – толщина стенки шланга;  $D$  – диаметр шланга (наружный);  $R$  – радиус корпуса бетононасоса по внутренней стенке;  $R_1$  – радиус, равный расстоянию между центрами ротора и центрального ролика;  $R_2$  – радиус, равный расстоянию между центрами ротора и бокового ролика;  $d_0$  – диаметр центрального и бокового роликов;  $\alpha$  – угол между центральным и боковым роликами;  $\varphi$  – направление отсчета угла, определяющего положение ротора (отсчитывается от вертикали против хода часовых стрелок).

Создание динамической модели ротора насоса требует построения зависимостей моментов сил, приложенных к ротору, от его угла поворота. Для формирования **момента сил сопротивления от перекачивания роликов по шлангу** необходимо располагать углами, которые образуют отрезки, соединяющие центры масс ролика и ротора, в момент контакта ролика со шлангом (рис. 2). С помощью указанной схемы и очевидных геометрических соотношений имеем для углов

$$\beta_i = \arcsin \frac{R - D - \frac{d_0}{2}}{R_i}; \quad \alpha_i = \frac{\pi}{2} - \beta_i, \quad (i=1, 2). \quad (1)$$

В этих формулах индекс  $i=1$  соответствует центральному ролику,  $i=2$  – боковому. Отметим, что такими же по модулю будут и углы, отвечающие моменту потери контакта роликов со шлангом. Здесь предполагается, что параметры  $D$ ,  $d_0$ ,  $R_2$  таковы, что контакт бокового ролика имеет место с недеформированным шлангом (шланг восстановил форму после прохода центрального ролика).

Приведенные соображения позволяют утверждать, что процесс изменения момента сопротивления, препятствующего перекачиванию ролика, при повороте ротора включает три этапа: нарастание деформации шланга от накатывания ролика; вытеснение раствора при максимальной деформации шланга; уменьшение деформации шланга при “выходе” ролика из контакта со шлангом.

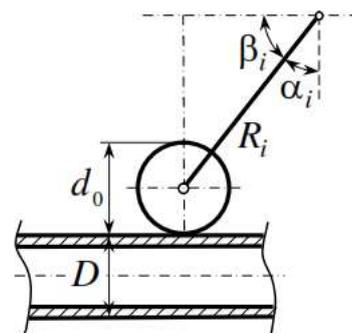


Рис. 2. Схема для определения углов контакта роликов со шлангом

Для сохранения традиционной формы представления максимального момента сил трения качения в виде [11]

$$M_{тр} = N f_k \quad (2)$$

оказалось целесообразным эти три этапа при разработке модели отнести к характеру изменения коэффициент трения качения  $f_k$ , а нормальную составляющую реакции шланга (силу нормального давления)  $N$  принять постоянной.

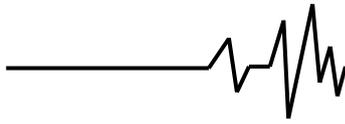


График зависимости коэффициента трения для центрального ролика показан на рис. 3, когда его максимальное значение  $\delta_1 = 2\text{см}$ .

Если не учитывать смещения графиков относительно горизонтальной оси, качественно характер изменения коэффициентов трения для боковых роликов будет аналогичным. Отличия будут обусловлены иными значениями параметров  $\alpha_2$  (см. формулы (1)) и  $\delta_2$

$$f_{k_i}(\varphi) = \begin{cases} \delta_i, & \varphi \leq \pi; \\ \delta_i \left( \frac{\pi - \varphi}{\alpha_i} + 1 \right), & \pi < \varphi < \pi + \alpha_i; \\ 0, & \pi + \alpha_i \leq \varphi \leq 2\pi - \alpha_i; \\ \delta_i \left( \frac{\varphi - 2\pi}{\alpha_i} + 1 \right), & 2\pi - \alpha_i < \varphi \leq 2\pi \quad (i=1,2). \end{cases} \quad (2)$$

Законы изменения коэффициента трения качения на интервалах внедрения и выхода ролика из контакта с деформированным шлангом приняты линейными. Это не снижает общности предложенной модели: во-первых, указанные интервалы составляют незначительную долю от полного оборота ротора, поэтому эффект от учета нелинейного характера этой зависимости будет ничтожным; во-вторых, учет такой зависимости, например, полученной расчетным или экспериментальным путем, при программной реализации алгоритма не представляет никаких трудностей.

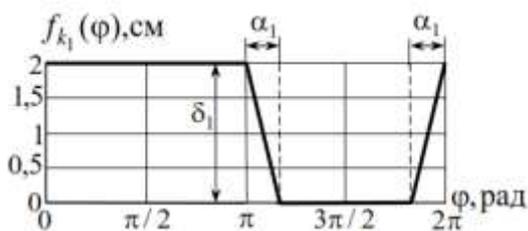


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения качения центрального ролика от угла поворота ротора

На рис. 4 приведена вспомогательная схема, поясняющая преобразование момента сопротивления перекачиванию центрального ролика  $M_{\text{тр1}}$  к моменту сопротивления вращению ротора  $M$ . На этом рисунке  $T_1$  – движущая сила, приложенная к оси ролика;  $T_1'$  – сила, приложенная к ротору (модули этих сил

(результаты расчетов, приведенные ниже, получены для  $\delta_2 = 1\text{см}$ ). Смещения же графиков по отношению к графику центрального ролика будут обусловлены тем, что левый боковой ролик “отстает” от центрального на угол  $\alpha$ , а правый – соответственно “опережает” на угол  $\alpha$  (см. рис. 1). Указанные кусочно-линейные функции аналитически описываются выражением:

одинаковы  $T_1 = T_1'$ );  $G_1$  – сила прижатия ролика;  $N_1, F_{\text{тр1}}$  – соответственно нормальная реакция шланга и сила трения, действующая со стороны шланга на ролик.

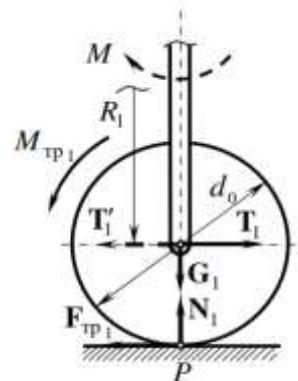


Рис. 4. Момент сопротивления на роторе при перекачивании ролика

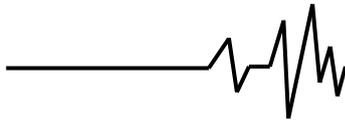
Для силы, приложенной к ротору, с учетом (2) имеем

$$T_1(\varphi) = \frac{M_{\text{тр1}}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}} = \frac{G_1 \cdot f_{k_1}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}}. \quad (3)$$

Тогда:

$$M(\varphi) = T_1'(\varphi) \cdot R_1 = T_1(\varphi) \cdot R_1. \quad (4)$$

Теперь суммарный момент сопротивления на роторе от трех роликов



нижней обоймы на основании формул (2) – (4) (см. рис. 1)

$$M_1(\varphi) = \frac{G_1 \cdot f_{k_1}(\varphi)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_1 + \frac{G_2 \cdot f_{k_2}(\varphi - \alpha)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_2 + \frac{G_2 \cdot f_{k_2}(\varphi + \alpha)}{\frac{d_0}{2}} \cdot R_2. \quad (5)$$

Два последних слагаемых в формуле (5) отвечают моментам сопротивления от левого и правого боковых роликов.

Выражение момента сопротивления от роликов верхней (“опережающей”) обоймы будет отличаться от (5) увеличенным на  $\pi$  значением аргумента

$$M_2(\varphi) = M_1(\varphi + \pi). \quad (6)$$

Тогда суммарный момент сопротивления на роторе от перекачивания роликов будет

$$M_k(\varphi) = M_1(\varphi) + M_2(\varphi). \quad (7)$$

На рис. 5 представлены графики суммарного момента сопротивления и его составляющих, когда  $G_1 = 100\text{Н}$ ,  $G_2 = 50\text{Н}$ .

Выражение для **силы сопротивления движению смеси в шланге** получим с использованием формулы потери напора (давления) при ламинарном течении жидкости в круглой трубе длиной  $l$ . На рис. 6 показано распределение скоростей по поперечному сечению потока (параболоид вращения) [12]:

$$v = \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (R^2 - r^2), \quad (8)$$

где  $\mu$  – коэффициент вязкости;  $R = \frac{d}{2}$  –

радиус сечения трубы.

Формула (8) (формула Пуазейля) позволяет подсчитать количество жидкости, протекающей через сечение трубы в единицу времени [12],

$$Q = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \frac{\pi R^4}{8\mu}, \quad (9)$$

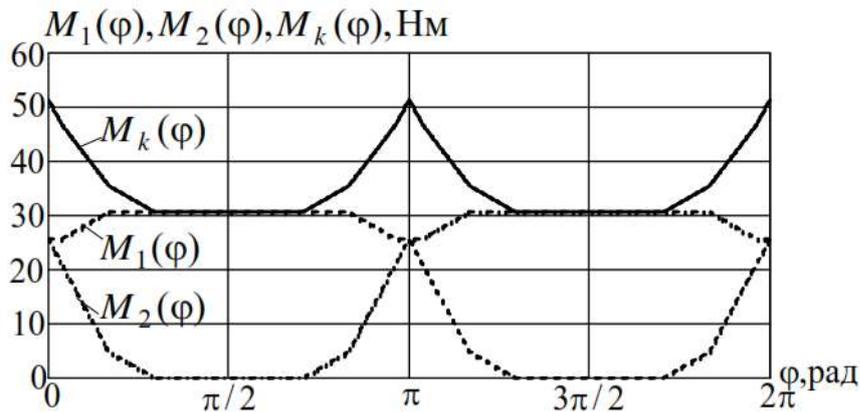


Рис. 5. Суммарный момент сопротивления на роторе  $M_k(\varphi)$

Тогда для средней скорости имеет место формула

$$v_{\text{cp}} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} R^2. \quad (10)$$

Разность же сил давления  $(p_1 - p_2)\pi R^2$

должна быть равна силе  $F$ , действующей на столб жидкости длиной  $l$  со стороны стенок трубы [12]:

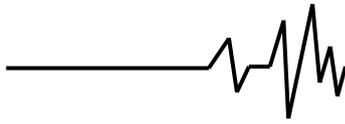
$$(p_1 - p_2)\pi R^2 = F.$$

Следовательно, с учетом (10)

$$F = 8\pi\mu l v_{\text{cp}}. \quad (11)$$

В качестве средней оправдано принять скорость, с которой “вытесняется раствор” (см. рис. 1)

$$v_{\text{cp}} = \left(R_1 + \frac{d_0}{2}\right)\omega = \left(R_1 + \frac{d_0}{2}\right)\dot{\varphi}, \quad (12)$$



где  $\Omega$  – модуль угловой скорости ротора.

Окончательно для силы сопротивления имеем

$$F(\dot{\varphi}) = 8\pi\mu l \left( R_1 + \frac{d_0}{2} \right) \dot{\varphi}. \quad (13)$$

Здесь  $l = l_1 + l_r + l_2$  – полная длина шланга;  $l_1$  – длина подводящего участка шланга;  $l_r = \pi \cdot R_C$  – длина изогнутой части шланга (см. рис. 1);  $R_C = R - \frac{D}{2}$  – радиус оси шланга в изогнутой части (см. рис. 1);  $l_2$  – длина отводящего участка шланга.

Динамическую модель ротора насоса удобно представить в форме уравнения Лагранжа второго рода, используя в качестве обобщенной координаты угол поворота ротора  $\varphi$

$$\delta A = \left( M_m(\dot{\varphi}) - M_k(\varphi) - F(\dot{\varphi}) \cdot R_C - M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C \right) \cdot \delta \varphi, \quad (15)$$

где  $M_m(\dot{\varphi})$  – момент гидромотора, приложенный к ротору;  $M_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l_0 \cdot \gamma$  – масса смеси, которая поднимается;  $\gamma$  – плотность смеси;  $g$  – ускорение свободного падения;  $l_0 = l_2 + \pi R_C$  – длина шланга, в котором находится поднимаемая смесь;

Для представления момента гидромотора  $M_m(\dot{\varphi})$  использованы данные каталога [13], в котором приведены зависимости момента от частоты вращения ротора для разных расходов рабочей жидкости (масла).

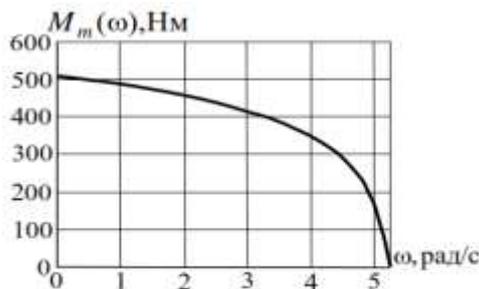


Рис. 7. Зависимость момента гидромотора от угловой скорости ротора (расход 10 л/мин)

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (14)$$

где  $T = T(\varphi, \dot{\varphi})$  – кинетическая энергия системы;

$Q_\varphi = Q_\varphi(\varphi, \dot{\varphi})$  – обобщенная сила.

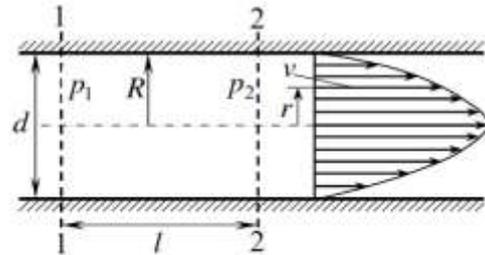


Рис. 6. Распределение скоростей по поперечному сечению трубы

Для получения обобщенной силы составим выражение виртуальной работы сил, действующих на механическую систему – ротор, строительная смесь, гидромотор,

$H_0 = H + 2R_C$  – суммарная высота подъема смеси;  $H$  – высота подъема конца отводящего участка шланга;  $2R_C$  – высота подъема смеси в корпусе насоса (см. рис. 1);  $\delta\varphi$  – обобщенное виртуальное перемещение ротора.

Выражение в скобках формулы (15) и представляет собой обобщенную силу

$$Q_\varphi(\varphi, \dot{\varphi}) = M_m(\dot{\varphi}) - M_k(\varphi) - F(\dot{\varphi}) \cdot R_C - M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C. \quad (16)$$

На рис. 7 показана полученная в результате перестроения зависимость момента от угловой скорости ротора, которая использовалась в расчетах.

Выражение  $-F(\dot{\varphi}) \cdot R_C$  фактически является эквивалентным моментом сопротивления, обусловленным силами сопротивления стенок шланга (см. формулу (13)).

Последнее слагаемое в правой части формулы (16)  $-M_0 g \cdot \frac{H_0}{l_0} \cdot R_C$  представляет собой обобщенную силу (также имеет размерность момента), которая соответствует виртуальной работе сил тяжести при подъеме смеси.

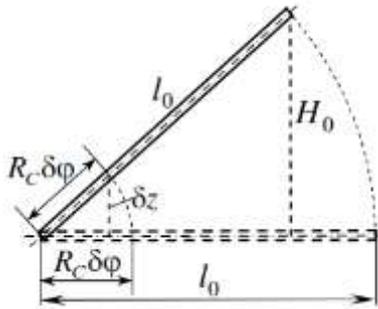
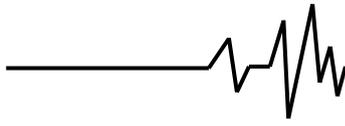


Рис. 8. Схема для определения обобщенной силы, соответствующей силам тяжести

Работа сил тяжести смеси зависит только от разности высот концов шланга. Форма шланга между крайними точками не имеет значения, но масса перемещаемой смеси зависит от длины шланга (пропорциональна его длине). Поэтому при выводе указанного выражения шланг можно принять прямолинейным (рис. 8). Тогда элементарное вертикальное перемещение смеси определится из пропорции

$$\frac{\delta z}{R_C \delta \varphi} = \frac{H_0}{l_0}.$$

Имеем

$$\delta z = \frac{H_0}{l_0} R_C \delta \varphi.$$

Теперь для виртуальной работы и обобщенной силы справедливы формулы:

$$\delta A_{M_0} = -M_0 g \cdot \delta z = -M_0 g \frac{H_0}{l_0} R_C \cdot \delta \varphi = Q_{M_0} \delta \varphi; \quad Q_{M_0} = -M_0 g \frac{H_0}{l_0} R_C$$

Кинетическая энергия ротора с роликами и перемещающегося раствора

$$T = T_0 + 2T_1 + 4T_2 + T_3, \quad (17)$$

где  $T_0 = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}^2$  – кинетическая энергия ротора;

$I$  – суммарный момент инерции роторов насоса (вместе с обоямами) и мотора;

$T_1 = \frac{1}{2} m v_{C_1}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2$  – кинетическая энергия

центрального ролика;  $v_{C_1} = \dot{\varphi} R_1$  – скорость центра масс центрального ролика;  $m$  – масса ролика;  $I_1$  – осевой момент инерции ролика;

$\omega_1 = \frac{2v_{C_1}}{d_0}$  – угловая скорость центрального

ролика;  $T_2 = \frac{1}{2} m v_{C_2}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega_2^2$  – кинетическая

энергия бокового ролика;  $v_{C_2} = \dot{\varphi} R_2$  – скорость центра масс бокового ролика;

$\omega_2 = \frac{2v_{C_2}}{d_0}$  – угловая скорость бокового

ролика;  $T_3 = \frac{1}{2} M R_C^2 \dot{\varphi}^2$  – кинетическая

энергия смеси;  $M = \frac{\pi d^2}{4} l \gamma$  – масса смеси.

С учетом этого формула (17) для кинетической энергии системы дает

$$T = \frac{1}{2} \left( I + 2 \left( m + \frac{4I_1}{d_0^2} \right) (R_1^2 + 2R_2^2) + M R_C^2 \right) \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} I_e \dot{\varphi}^2, \quad (18)$$

где  $I_e$  – эквивалентный момент инерции

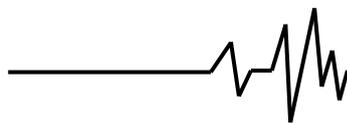
$$I_e = I + 2 \left( m + \frac{4I_1}{d_0^2} \right) (R_1^2 + 2R_2^2) + M R_C^2. \quad (19)$$

Если ролик можно принять за

однородный цилиндр, то  $I_1 = \frac{1}{8} m d_0^2$  и

формула (19) упрощается

$$I_e = I + 3m (R_1^2 + 2R_2^2) + M R_C^2 \quad (20)$$



После выполнения операций дифференцирования кинетической энергии (18) уравнение Лагранжа (14) с учетом (16) приобретает вид

$$I_e \ddot{\varphi} = Q_{\varphi}(\varphi, \dot{\varphi}). \quad (21)$$

Это и есть **дифференциальное уравнение движения ротора**, которое должно интегрироваться с начальными условиями: при  $t = 0$   $\varphi = \varphi_0 = 0$ ,  $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 = 0$ .

**2. Расчетные исследования динамических процессов.** Исследования проводились для следующих значений параметров бетононасоса:  $d = 5\text{см}$ ;  $h = 1,5\text{см}$ ;  $D = 8\text{см}$ ;  $R = 32\text{см}$ ;  $R_1 = 23,7\text{см}$ ;  $R_2 = 21,8\text{см}$ ;  $d_0 = 10\text{см}$ ;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $\delta_1 = 3,5\text{см}$ ;  $\delta_2 = 2,5\text{см}$ ;  $G_1 = 500\text{Н}$ ;  $G_2 = 250\text{Н}$ ;  $l_1 = 1\text{м}$ ;  $l_2 = 10\text{м}$ ;  $\mu = 4\text{Па} \cdot \text{с}$ ;  $g = 9,81\text{м/с}^2$ ;  $m = 7,2\text{кг}$ ;  $I = 2,56\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\gamma = 2300\text{кг/м}^3$ .

На рис. 9 показаны временные зависимости скорости движения строительной смеси для трех значений высоты подъема конца отводящего участка шланга:  $H = 0$ ;  $H = 2,5\text{м}$ ;  $H = 5\text{м}$ . Увеличение высоты подъема ведет к уменьшению средней скорости движения смеси, частоты пульсаций (уменьшается частота вращения ротора). При этом размахи пульсаций скорости увеличиваются.

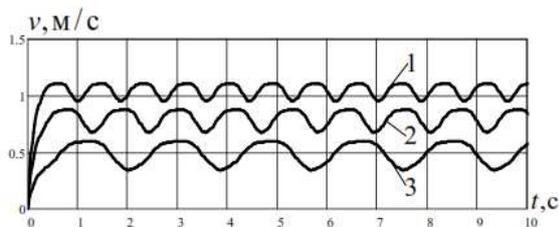


Рис. 9. Скорость движения раствора (1 –  $H = 0$ ; 2 –  $H = 2,5\text{м}$ ; 3 –  $H = 5\text{м}$ )

Графики рис. 10 представляют аналогичные зависимости для трех значений длины отводящего шланга:  $l_2 = 5\text{м}$ ;

$l_2 = 7,5\text{м}$ ;  $l_2 = 10\text{м}$ . В этих расчетах высота подъема конца отводящего шланга  $H = 1\text{м}$ . Следствием увеличения длины шланга также является уменьшение средней скорости движения смеси, частоты пульсаций. Однако размахи пульсаций скорости для указанного набора параметров меняются незначительно.

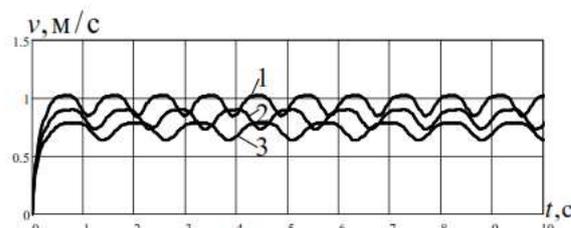


Рис. 10. Скорость движения раствора (1 –  $l_2 = 5\text{м}$ ; 2 –  $l_2 = 7,5\text{м}$ ; 3 –  $l_2 = 10\text{м}$ )

Кривые на рис. 11 являются временными зависимостями скорости движения строительной смеси для трех пар значений коэффициентов трения качения центрального и боковых роликов: 1)  $\delta_1 = 0,035\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0,025\text{м}$ ; 2)  $\delta_1 = 0,0175\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0,0125\text{м}$ ; 3)  $\delta_1 = 0,0175\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0$ . Высота подъема конца отводящего участка шланга в этих расчетах  $H = 2\text{м}$ .

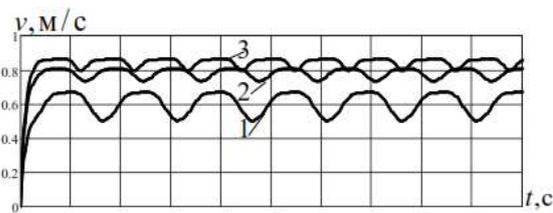
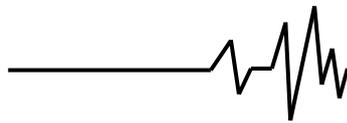


Рис. 11. Скорость движения раствора (1 –  $\delta_1 = 0,035\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0,025\text{м}$ ; 2 –  $\delta_1 = 0,0175\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0,0125\text{м}$ ; 3 –  $\delta_1 = 0,0175\text{м}$ ;  $\delta_2 = 0$ )

Равенство нулю в варианте 3 коэффициента трения качения для боковых роликов фактически означает их отсутствие. Это ведет к росту средней скорости движения раствора при незначительных пульсациях (кривая 3). Стенки шланга однако в этом случае испытывают более интенсивные изгибные напряжения, что снижает долговечность шланга. Наименьшую среднюю скорость и наибольшие ее пульсации имеем для варианта 1 (кривая 1).

**Выводы:**

1. Создана математическая модель динамических процессов в шланговом



бетононасосе с гидравлическим приводом в форме дифференциального уравнения относительно угла поворота ротора. Модель содержит основные геометрические, массовые характеристики ротора, динамическую характеристику гидромотора, параметры шланга, строительной смеси.

2. Разработан метод формирования момента сопротивления вращению ротора насоса от роликов, деформирующих шланг; установлено, что он существенно отличается от постоянного на интервале оборота.

3. Предложена модель силы сопротивления движению строительной смеси.

4. Получено выражение для сил сопротивления, обусловленных силами тяжести частиц смеси в отводящей части шланга.

5. Предложен подход использования данных каталога для представления момента гидромотора как функции угловой скорости его ротора.

6. Проведены исследования динамических процессов с помощью созданной модели. Установлены важные технологические закономерности функционирования устройства: скорость движения раствора может иметь значительную переменную составляющую; скорость движения раствора и производительность насоса возрастают при уменьшении длины отводящего шланга и снижении высоты его подъема, уменьшении коэффициентов трения качения для роликов, отказе от боковых роликов.

7. Предложенный подход исследования динамических процессов перспективен при модернизации существующих и разработке новых моделей перистальтических насосов.

#### Список использованных источников

1. Beyerle. Hose dosing pump. *Maschinenmarkt*. 1978. № 44. P. 868-870.
2. Кускова М.А. Гидравлические характеристики перистальтических насосов. *Нефтяное хозяйство*. 2008. № 1. С. 104-106.
3. Klespitz J., Kovács L. Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities. *IEEE 12th International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics*. Herl'any, Slovakia, 2014. P. 191-194.
4. Kinesis Scientific Exprets, "IPC and IPC-N peristaltic dispensing pump". URL: <http://fluidics.kinesis-usa.com/ismatec-ipc-pump> (last accessed: 29.01.2020).
5. Пат. 20090053084 US. Roller pump and peristaltic tubing with atrium. Оpubл. 10.04. 2009.
6. Dhananchezhian P., Hiremath S.S. Optimization of Multiple Micro Pumps to Maximize

the Flow Rate and Minimize the Flow Pulsation. *Procedia Technology*. 2016. № 25. P. 1226-1233.

7. Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K. Selektion of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln.– OL. PAN*. 2009. Vol. 9. P. 267-276.

8. Henikl J., Kemmetmüller W., Bader M., Kugi A. Modeling, simulation and identification of a mobile concrete pump. *Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems*. 2015. 21 (2). P. 180-201.

9. Bredel hose pumps. URL: <https://www.watson-marlow.com/us-en/range/bredel/hose-pumps/> (last accessed: 29.01.2020).

10. Peristaltic hose pumps for industry. PeriFlo.– 2003. URL: <http://www.periflo.com> (last accessed: 29.01.2020).

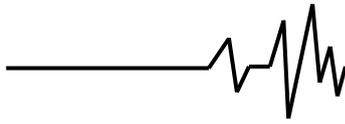
11. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. В 2-х томах. т. I. Статика и кинематика.– М.: Наука, 1982. 352 с.

12. Хайкин С.Э. Физические основы механики.– М.: Наука, 1971. 752 с.

13. Гидромоторы MR, технические характеристики. URL: [http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory\\_mr-](http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory_mr-) (дата обращения: 29.01.2020).

#### References

1. Beyerle. Hose dosing pump. (1978). *Maschinenmarkt*, 44, 868-870.
2. Kuskova M.A. (2008). *Gidravlicheskie harakteristiki peristalticheskikh nasosov* [Hydraulic characteristics of peristaltic pumps]. *Neftyanoe hozyajstvo*, 1, 104-106 [in Russian].
3. Klespitz J., & Kovács L. (2014). Peristaltic pumps – a review on working and control possibilities. *IEEE 12th International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics*: Herl'any, Slovakia, 191-194.
4. Kinesis Scientific Exprets, "IPC and IPC-N peristaltic dispensing pump". URL: <https://kinesis.co.uk/knowledgebase/ismatec-ipc-pumps> (accessed: 29.01.2020).
5. Pat. UA 112585 C2 Universalnij shlangovij betononasos [Universal hose pump]. Opubl. 26.09.2016. [in Ukrainian].
6. Dhananchezhian P., & Hiremath S.S. (2016). Optimization of Multiple Micro Pumps to Maximize the Flow Rate and Minimize the Flow Pulsation. *Procedia Technology*, 25, 1226-1233.
7. Ryzhakov A., & Nikolenko I., & Dreszer K. (2009). Selektion of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln.– OL. PAN*, 9, 267-276.
8. Henikl J., & Kemmetmüller W., & Bader M., et al. (2015). Modeling, simulation and



identification of a mobile concrete pump. *Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems*, 21 (2), 180-201.

9. Bredel hose pumps. URL: <https://www.watson-marlow.com/us-en/range/bredel/hose-pumps/> (29.01.2020).

10. Peristaltic hose pumps for industry. PeriFlo.– 2003. URL: <http://www.periflo.com> (accessed: 29.01.2020).

11. Lojcyanskij L.G., & Lure A.I. (1982). *Kurs teoreticheskoy mehaniki. V 2-h tomah. t. I. Statika i kinematika [The course of theoretical mechanics. In 2 volumes. Volume 1. Statics and kinematics]*. Moscow: Nauka [in Russian].

12. Hajkin S.E. (1971) *Fizicheskie osnovy mehaniki [Physical fundamentals of mechanics]*. Moscow: Nauka [in Russian].

13. Gidromotory MR, tehnicheskie harakteristiki [MR motors, specifications]. URL: [http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory\\_mr\\_-](http://www.gik43.ru/equipment/motors/gidromotory_mr_-) [in Russian].

#### МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ШЛАНГОВОМУ БЕТОНОНАСОСІ З ГІДРОПРИВОДОМ

Викладено результати досліджень по розробці математичної моделі динамічних процесів у шланговому бетононасосі з гідравлічним приводом. Монолітне бетонування займає одну з провідних позицій у сучасному будівництві. Добре зарекомендували в цій області перистальтичні бетононасоси. Створення пристроїв для виконання таких робіт, методів раціонального вибору їх параметрів є актуальна задача. Одним з сучасних ефективних напрямів її розв'язання є адекватне моделювання динамічних процесів у вказаних механізмах. Модель створена у формі диференціального рівняння відносно кута повороту ротора насоса; містить основні геометричні, масові характеристики ротора, динамічну характеристику гідромотора, параметри шланга, будівельної суміші. Розроблено метод формування моменту опору обертанню ротора насоса від роликів, що деформують шланг. Запропоновано модель сил тертя руху будівельної суміші. Отримано вираз для сил опору, які обумовлені силами ваги частинок суміші у відповідній частині шланга. Запропоновано підхід використання даних каталогу для подання моменту гідромотора як функції куткової швидкості його ротора.

Проведено дослідження динамічних процесів за допомогою створеної моделі. Встановлено важливі технологічні закономірності функціонування пристрою, зокрема: швидкість руху розчину може мати значну змінну складову; швидкість руху розчину і продуктивність насоса зростають при

зменшенні довжини відповідного шланга і зниженні висоти його підйому, зменшенні коефіцієнтів тертя кочення для роликів, відмові від бічних роликів.

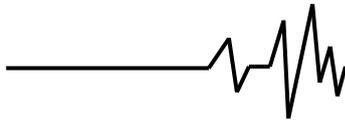
Проведені дослідження показали, що збільшення висоти підйому призводить до зменшення середньої швидкості руху суміші, частоти пульсацій. При цьому розмахи пульсацій швидкості зростають. При збільшенні довжини відповідного шланга розмахи пульсацій швидкості змінюються не суттєво. Відмова від бічних роликів веде до зростання середньої швидкості руху розчину при невеликих пульсаціях. Стінки шланга, проте, в цьому випадку отримують інтенсивні згинні напруження, що знижують довговічність шланга.

**Ключові слова:** вібраційний процес, шланговий бетононасос, гідропривід, ротор насоса, ролик.

#### VIBRATION PROCESSES MODELING IN A PERISTALTIC CONCRETE PUMP WITH HYDRAULIC DRIVE

The research results of the mathematical model development of dynamic processes in a peristaltic concrete pump with a hydraulic drive are presented. Cast concrete occupies a leading place in modern construction. Peristaltic concrete pumps are good proved in this area. Developing of devices for performance of such activities is an actual task. One of contemporary efficient directions in its solving is an adequate modeling of dynamic processes in mentioned devices. The model is development in the form of a differential equation for rotation angle of the pump rotor; contains general geometric characteristics, rotor's mass characteristics, dynamic characteristics of the hydraulic motor, parameters of the hose and a structural mix. A method has been developed for the resistance torque forming to rotation of the pump rotor from rollers deforming the hose. A model of the friction forces during the movement of the structural mix is proposed. An expression is obtained for the resistance forces as result of gravity forces action on the mix particles in the outlet part of the hose. An approach is proposed for using catalog data to represent the torque of a hydraulic motor as a function of the angular velocity of its rotor.

Researches of dynamic processes by using the proposed model are carried out. Important technological regularities of the unit functioning have been established, in particular: the mortar speed may have a significant variable component; the mortar speed and the pump performance increase with a decrease in the length of the outlet hose and a decrease in its



height, a decrease in the rolling friction coefficients for the rollers, and not using of the side rollers.

The conducted research show that an increase of an altitude leads to a decrease in the average speed of the mixture and the frequency of pulsations. In this case the amplitude of velocity pulsations increases. With an increase in the length of a deferent hose, the amplitude of velocity

pulsations changes insignificantly. The rejection of side rollers leads to an increase in the average speed of the mixture motion with minor pulsations. The walls of the hose, however, in this case experience more intense bending stresses, which reduce the product life of the hose.

**Keywords:** vibration process, concrete pump, hydraulic drive, pump rotor, roller.

#### **Відомості про авторів**

**Шатохін Володимир Михайлович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки Харківського національного університету будівництва та архітектури (вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: [shatokhinvlm@gmail.com](mailto:shatokhinvlm@gmail.com); (099) 461-89-67).

**Шатохин Владимир Михайлович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры теоретической механики Харьковского национального университета строительства и архитектуры (ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: [shatokhinvlm@gmail.com](mailto:shatokhinvlm@gmail.com); (099) 461-89-67).

**Shatokhin Vladimir** – Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of theoretical mechanics of Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, (St. Sumskaya, 40, Kharkov, Ukraine, 61002, e-mail: [shatokhinvlm@gmail.com](mailto:shatokhinvlm@gmail.com); (099) 461-89-67).

**Гранько Борис Федорович** – доцент кафедри теоретичної механіки Харківського національного університету будівництва та архітектури (вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: [grankoa.b@gmail.com](mailto:grankoa.b@gmail.com); (095) 948-73-00).

**Гранько Борис Федорович** – доцент кафедры теоретической механики Харьковского национального университета строительства и архитектуры (ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: [grankoa.b@gmail.com](mailto:grankoa.b@gmail.com); (095) 948-73-00).

**Granko Boris** – Associate Professor of the Department of theoretical mechanics of Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, (St. Sumskaya, 40, Kharkov, Ukraine, 61002, e-mail: [grankoa.b@gmail.com](mailto:grankoa.b@gmail.com); (095) 948-73-00).

**Соболь Володимир Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки Харківського національного університету будівництва та архітектури (вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: [sobol\\_vn@ukr.net](mailto:sobol_vn@ukr.net); (095) 779-09-10).

**Соболь Владимир Николаевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики Харьковского национального университета строительства и архитектуры (ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: [sobol\\_vn@ukr.net](mailto:sobol_vn@ukr.net); (095) 779-09-10).

**Sobol Vladimir** – Ph.D., Associate Professor of the Department of theoretical mechanics of Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, (St. Sumskaya, 40, Kharkov, Ukraine, 61002, e-mail: [sobol\\_vn@ukr.net](mailto:sobol_vn@ukr.net); (095) 779-09-10).