

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОРАЗГРУЗЧИКОВ ЦЕМЕНТА МЕТОДАМИ ПРИБЛИЖЕННОГО ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Евтюков С.А.

*ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», Санкт-Петербург, Россия Санкт-Петербург, e-mail:s.a.evt@mail.ru*

Пневмотранспортные установки могут перемещать сыпучие материалы по сложной траектории; забирать их из различных средств доставки и в труднодоступных местах; выдавать материал в различных точках; пневматический транспорт надежно защищает груз от атмосферных воздействий и обеспечивает необходимые санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала. Окружающая среда защищена от распыления транспортируемого материала, и требования экологии соблюдаются. Пневмотранспортные установки отличаются простотой эксплуатации и легкостью управления.

В настоящее время промышленность выпускает серийно вагоны-цистерны с пневморазгрузкой; специализированный автотранспорт, оборудованный пневмосистемами; камерные и винтовые насосы различных модификаций; пневморазгрузчики и пневмоподъемники сыпучих материалов; донные и боковые выгрузатели; различное оборудование для пневмосистем; вакуум-насосы, воздуходувки и компрессоры. Число основных данных, необходимых для определения параметров пневмотранспортной установки, расчет ее, имея в виду получение технически надежного и экономически целесообразного решения, представляет значительные трудности. Это объясняется главным образом тем, что забор и перемещение смеси материала и воздуха в трубопроводах связан с процессами, физическая сущность которых до настоящего времени не является достаточно ясной, что не дает возможности создать стройную общую теорию расчета пневмотранспортных установок. Методы решения основной задачи пневмотранспорта – определения потерь давления – все еще основываются на эмпирических зависимостях и расчетных формулах, включающих опытные коэффициенты, функции которых не определены, а их числовые значения у авторов различны. Это объясняется сложностью физических явлений, протекающих при пневмотранспорте, трудностью аналитического решения, различной методикой проведения исследований и другими причинами.

При выполнении большого объема научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию пневмотранспортного оборудования для разгрузки и перемещения сыпучих строительных материалов применялись методы приближенного физического моделирования. Научная школа моделирования систем, взаимодействующих с обрабатываемой или транспортируемой средой, явилась основой при создании экспериментальных стендов и организаций исследований. При этом обеспечено моделирование динамических процессов взаимодействия оборудования со средой (сыпучим материалом) при отсутствии полного математического описания. На этапе обоснования исследований и оценки качественных характеристик процесса взаимодействия со средой определилась целесообразность проведения исследований на моделях пневморазгрузчиков и установлены масштабы моделирования. Выбор масштабов основных параметров является важным этапом формирования приближенных физических моделей.

Ключевые слова: пневморазгрузчик, заборное устройство, цементопровод, дисковый питатель, шнеконапорный механизм, нагнетательная линия, винтовой насос, подъемник.

## INVESTIGATION OF DISCHARGE BLOWERS OF CONCRETE USING THE METHOD OF APPROXIMATE PHYSICAL MODELING

Evtjukov S.A.

*State educational institution of high professional education «Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering», Saint Petersburg, Russia e-mail:s.a.evt@mail.ru*

Pneumatic transport installations can transport loose materials along a difficult trajectory, take them away from various delivery systems and in hard-to-reach places, give out a material in various places; pneumatic transport reliably protects cargo from atmospheric influences and provides necessary sanitary-and-hygienic working conditions for service staff. Environment is protected from dispersion of a transported material and ecology requirements are fulfilled. Pneumatic transport installations differ in ease of operation and control. Nowadays the industry produces in lots cars-tanks with air assist, the specialized motor transport equipped with pneumatic systems, chamber and screw pumps of various updating, discharge blowers and pneumatic

---

lifts of loose materials, ground and lateral unloaders, the various equipment for pneumatic systems, vacuum pumps, blast engines and compressors.

The number of basic data necessary for definition of parameters of pneumatic transport installation, calculation of this installation, meaning reception of technically reliable and economically expedient decision, presents considerable difficulties. It is explained mainly with the fact that intake and transporting of a mix of a material and air in pipelines is connected with the processes which physical essence isn't clear enough till nowadays and it doesn't give possibility to create the harmonous general theory of calculation for pneumatic transport installations. Methods for solving the primary goal of pneumatic transport — definitions of pressure losses — are still based on empirical dependences and calculation formulas including trial coefficients which functions aren't defined, and their numerical values by different authors are various. It is explained with complexity of the physical phenomena running in pneumatic transport, difficulty of the analytical decision, a various technique of carrying out researches and other reasons.

---

*Key words:* discharge blower, intake, pipes for concrete supply, feeding deal, pressure screw mechanism, pressurized line, screw pump, lifter.

## **Введение**

Одно из условий повышения эффективности строительного производства – рост его технической вооруженности, в том числе развитие и совершенствование оборудования для погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ с сыпучими материалами. Доставка этих материалов трубопроводным пневматическим транспортом получает всё более широкое распространение в строительной индустрии и строительстве. В России объём перемещаемых этим видом транспорта сыпучих строительных материалов, с учётом многократных перегрузок, составляет сотни миллионов тонн в год. Самыми массовыми грузами являются вяжущие материалы – тонкоизмельченные порошкообразные минеральные вещества.

Экспериментальные исследования, выполняемые при создании пневмотранспортного оборудования, позволяют изучить физические процессы движения аэросмеси, основные характеристики работы узлов оборудования и получить практические данные о режимах и параметрах происходящих процессов.

**Цель исследования:** определить скорость воздуха в трубопроводе и концентрации смеси, расход воздуха и диаметра транспортного трубопровода, расчет пневматических винтовых насосов и подъемников для надежности и экономичности системы.

**Материалы и методы:** на этапе обоснования исследований и оценки качественных характеристик процесса взаимодействия со средой определилась целесообразность проведения исследований на моделях пневморазгрузчиков и установлены масштабы моделирования. Выбор масштабов основных параметров является важным этапом формирования приближенных физических моделей. При этом обеспечено моделирование динамических процессов взаимодействия оборудования со средой (сыпучим материалом) при отсутствии полного математического описания.

**Результаты и обсуждение.** На этапе обоснования алгоритма исследований и оценки качественных характеристик процесса взаимодействия со средой определилась целесообразность проведения исследований. Выбор масштабов основных параметров является

важным этапом формирования приближенных физических моделей. Для создания физических моделей заборных устройств пневморазгрузчиков цемента применены основные положения теории подобия. Проанализирована определяющая подсистема «цемент – дисковый питатель» и выбраны параметры так, чтобы получить моделируемые процессы, тождественные процессам в системе-оригинале [1].

При определении масштабов моделей применены рекомендации методики моделирования о возможности использования в качестве модели существующего образца конструктивно подобной машины (рис. 1).

В качестве натурального образца использовано заборное устройство пневморазгрузчика модели ГА-33 ( $K_l=1$ ) и изготовлены две модели в масштабе  $K_l=1,37$  и  $K_l=3,5$ .

Основные параметры натурального образца заборного устройства и двух его моделей приведены в табл. 1.

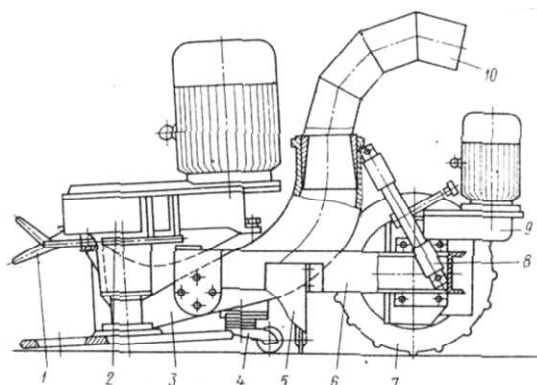


Рис. 1. Заборное устройство пневморазгрузчика цемента всасывающе-нагнетательного действия:

- 1 – рушитель; 2 – редуктор привода дисков; 3 – сопло; 4 – опорный ролик; 5 – зачистное устройство; 6 – рама; 7 – колесо; 8 – талреп; 9 – редуктор привода колеса; 10 – поворотный патрубок

Таблица 1. Основные параметры натурального образца заборного устройства и 2-х его моделей

Обозначение	Наименование параметров	Единицы измерения	K <sub>1</sub> =1	K <sub>1</sub> =1,37	K <sub>1</sub> =3,5
$D_{\delta}$	Наружный диаметр диска	м	0,682	0,496	0,195
$D_{\delta, cp}$	Средний диаметр диска	м	0,460	0,380	0,143
$D_{откр}$	Диаметр открылок сопла	м	0,284	0,207	0,810
$\omega_{\delta}$	Частота вращения диска	об/мин	45,00	42,00	57,00
$V_{ц. \delta}$	Скорость цемента, перемещаемого диском	м/с	1,080	0,920	0,570
$V_{з. у.}$	Скорость перемещения заборного устройства	м/с	0,090	0,076	0,048

Для рассматриваемого процесса взаимодействия вращающихся перфорированных дисков заборного устройства с рабочей средой (цементом) характерно действие сдвига, тяжести, инерции, внутреннего и внешнего трения, и подсистема «цемент – дисковый питатель» характеризуется следующими основными критериями подобия:

$$\frac{E}{\sigma_{кр}}; \frac{V_{ц. \delta}^2}{gl_i}; \varphi; \frac{\omega_{\delta}^2 \cdot r}{g}; \omega_{\delta} \cdot t; f_{\delta}; \frac{l_i}{r}; \frac{\rho \cdot V_{ц. \delta}^2}{E}; \frac{N_{\delta}}{V_{ц. \delta}^2 \cdot G_{\delta} \cdot \gamma_{м. \delta}},$$

где  $\omega_{\delta}$  – угловая скорость диска;  $l_i$  – определяемый линейный размер;  $N_{\delta}$  – мощность дискового питателя;  $\varphi$  – текущий угол поворота диска;  $t$  – время;  $f_{\delta}$  – коэффициент трения цемента о диск;  $g$  – ускорение свободного падения;  $G_{\delta}$  – секундная производительность (массовый расход) питателя;  $\gamma_{м. \delta}$  – насыпная масса цемента, перемещаемая диском питателя;  $\rho$  – плотность цемента;  $E$  – модуль упругости цемента;  $\sigma_{кр}$  – критическое напряжение, соответствующее нарушению структурных связей в массе насыпи цемента;  $V_{ц. \delta}$  – средняя скорость цемента, подаваемая диском.

Рассматривая комплекс приведенных критериев, можно сделать вывод, что определяющими критериями являются:

$$F_r - \frac{V_{ц. \delta}^2}{gl_i} \text{ (критерий Фруда) и } C_o - \frac{\rho \cdot V_{ц. \delta}^2}{E} \text{ (критерий Коши).}$$

Для осуществления физического моделирования необходимо, чтобы масштабы всех сил, соответствующих вышеназванным определяющим критериям, были равны, что невозможно. Моделирование по одному из определяющих критериев  $F_r$  или  $C_o$  производить нежелательно, так как нам неизвестно соотношение между силами, участвующими в процессе. Поэтому был принят метод моделирования, при котором не требуется изменять прочностные свойства цемента и учитываются все основные силы, соответствующие критериям  $F_r$  и  $C_o$ . При выбранном методе моделирования необходимо выдержать условия механического подобия как сочетания подобия кинематического и материального, т.е.

$$\frac{t_H}{t_M} = K_t; \quad \frac{V_H}{V_M} = K_V; \quad \frac{\omega_H}{\omega_M} = K_\omega; \quad \frac{l_H}{l_M} = K_l; \quad \frac{m_H}{m_M} = K_m, \quad (1)$$

где  $t$  – время;  $V$  – скорость;  $\omega$  – ускорение;  $l$  – определяющий линейный размер;  $m$  – масса;  $K_t$ ;  $K_V$ ;  $K_\omega$ ;  $K_l$ ;  $K_m$  – соответствующие коэффициенты подобия.

Индексом «м» обозначены параметры модели, а индексом «н» – параметры натурального образца. При этом:

$$K_t = \frac{K_l}{K_V}; \quad \frac{K_l}{K_t} = K_V; \quad K_\omega = \frac{K_l^2}{K_t} = \frac{K_l}{K_t^2}; \quad K_m = K_l^3. \quad (2)$$

Соотношение между параметрами процесса, имеющими размерность силы для оригинала и модели, как известно, можно записать в следующем виде:

$$P_H = P_M \cdot K_l^n, \quad (3)$$

где  $n$  – коэффициент несоблюдения динамического подобия в случае, когда подобные процессы протекают в геометрически подобных системах при не изменяющихся прочностных свойствах рабочей среды.

Переход от модели к оригиналу по величинам, определяющим силовые характеристики процесса, может быть в общем случае осуществлен посредством применения принципа суперпозиции при анализе сил, определяющих рассматриваемый процесс. Такой прием базируется на известном положении механики о независимости действия сил. Так, горизонтальная составляющая общего сопротивления перемещению цемента диском питателя может быть условно представлена в виде некоторой суммы сил:

$$S_0 = S_1 + S_2, \quad (4)$$

где  $S_1$  – сопротивление, обусловленное действием объемных сил (сила давления массы цемента на диск, сила давления заборного устройства на опору диска);  $S_2$  – сопротивление, обусловленное действием поверхностных сил (сила сцепления, сдвига, трения и т.д.).

Соответствующие силы сопротивления  $S_{1M}$  и  $S_{2M}$  на модели заборного устройства устанавливаются экспериментально. Применяя основные соотношения подобия для объемных и поверхностных сил, была установлена зависимость для определения показателя степени  $n$ :

$$n = \lg \left( \frac{S_{1M} \cdot K_l^3 + S_{2M} \cdot K_l^2}{S_{1M} + S_{2M}} \right) \cdot (\lg K_l)^{-1}. \quad (5)$$

На основании полученных экспериментальных данных установлено, что величина  $n = (2,7 - 2,8)$  для различных режимов работы дискового питателя.

Установлены формулы коэффициентов перехода для пересчета ряда основных параметров с модели на натурный образец:

- для скорости  $K_V = K_l^{\frac{n}{2}-1}$  ; - для ускорения  $K_\omega = K_l^{n-3}$  ; - для силы  $K_P = K_l^n$  ;
- для мощности  $K_N = K_l^{\frac{3n}{2}-1}$  ; - для производительности  $K_G = K_l^{\frac{n}{2}+1}$  .

При сравнении с результатами испытаний натуральных образцов заборных устройств пневморазгрузчиков цемента установлено, что отклонение расчетных значений, полученных с применением формул перехода, от действительных, составляет: для мощности – до 6 %, для сил – до 7 %, для производительности – 12–18 %. Следовательно, приведенные формулы могут быть с успехом применены при разработке новых типоразмеров заборных устройств пневмотранспортных машин.

Указанные исследования параметров заборного устройства, а также всасывающей и нагнетательной линий пневморазгрузчика, их синхронной работы, перетечек воздуха из нагнетательной линии во всасывающую и ряда других величин производились на специально разработанных экспериментальных стендах [2].

Конструкция стендов позволила проводить исследования на экспериментальных образцах пневморазгрузчиков цемента всасывающе-нагнетательного действия и физических моделях заборных устройств с использованием необходимой испытательной аппаратуры. Регистрация основных параметров пневмотранспорта базировалась на тензометрических измерениях процесса. В основу замера был положен метод синхронной непрерывной записи параметров процесса.

Полученные в процессе исследований величины параметров пневмосистемы были использованы при разработке инженерной методики расчета пневморазгрузчиков.

Теоретические основы расчета пневмотранспортных установок до настоящего времени разработаны недостаточно. Это объясняется сложностью физических явлений, происходящих при пневматическом транспортировании материалов. Поэтому большинство предлагаемых методик расчета пневмотранспортных установок основывается на экспериментальных данных, полученных при пневматическом перемещении отдельных материалов на определенных установках.

Исходными данными для расчета и проектирования пневматической транспортной установки являются: тип установки, схема, конфигурация и длина трассы, производительность установки; род и физико-механические свойства транспортируемого материала (плотность, объемная масса сыпучего материала, гранулометрический состав, влажность, абразивность, липкость).

При расчете пневматической установки требуется определить необходимый расход воздуха, диаметр трубопроводов и потребный напор, на основании которых подбирается воздуходувная машина и двигатель соответствующей мощности. Для расчета основных параметров пневматической установки определяется ряд вспомогательных величин, массовая концентрация смеси, скорость витания, рабочая скорость воздуха в трубопроводе и т. д. После расчета основных параметров производится конструктивная разработка отдельных элементов и узлов пневматической установки.

Выбор типа питателя зависит от параметров транспортирования (производительности, дальности подачи) и его режима. Так, для непрерывной подачи материала при расстоянии до 400 м применяют пневмовинтовые, при расстоянии до 150 м могут быть применены шлюзовые или струйные питатели. Камерные питатели используют там, где по условиям производства допускается периодическая или циклическая подача материала, а также при большой длине транспортного трубопровода – до 1000 м. Окончательно тип и параметры питателя и воздуходувной машины выбирают после определения полного сопротивления всех элементов транспортной магистрали.

Приводимые методики расчета установок пневматического транспорта являются результатом большого объема научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Многие из этих методик были откорректированы по результатам по эксплуатации созданных разгрузочных и пневмотранспортных систем для строительных материалов и изложены в работах [3].

#### Определение скорости воздуха в трубопроводе и концентрации смеси

Скорость воздуха в трубопроводе  $V_B$ , концентрация смеси  $\mu$  являются основными факторами, определяющими надежность и экономичность системы. Массовая концентрация смеси  $\mu$  характеризует соотношение масс материала и воздуха в трубопроводе. Увеличение концентрации до известного предела улучшает технико-экономические показатели пневмотранспортной установки. Однако в случае превышения оптимальных для данной системы значений концентрации, работоспособность, надежность и экономичность установки резко ухудшаются, может произойти завал трубопровода. При прочих равных условиях концентрацию принимают тем больше, чем трубопровод.

К настоящему времени накоплен значительный опыт по созданию, исследованию и эксплуатации пневмотранспортных систем, перемещающих различные сыпучие строительные материалы [4]. На основании полученных данных построены графики зависимости оптимальной скорости воздуха и массовой концентрации от приведенной дальности транспортирования для всасывающих (рис. 5) и нагнетательных (рис. 6) систем.

При выполнении расчета установок пневматического транспорта принятые по указанным графикам данные позволяют с достаточной для практических целей точностью предварительно определить необходимый для работы установки расход воздуха. Фактическая величина массовой концентрации, скорости воздуха и другие параметры пневмотранспортирования уточняются после окончательного выбора размеров и конфигурации трассы, её диаметра, воздухоудвигного оборудования.

#### Определение расхода воздуха и диаметра транспортного трубопровода

Расход сжатого воздуха  $Q_B$  определяют в первом приближении на основании выбранного значения  $\mu$  и производительности установки  $G$  по формуле:

$$Q_B = \frac{1000 \cdot G}{60 \cdot \mu \cdot \gamma_B}, \quad (7)$$

где  $\gamma_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – плотность «стандартного» воздуха при нормальном атмосферном давлении и температуре  $15^\circ\text{C}$ .

Диаметр транспортного трубопровода  $d_{TP}$  определяется на основании величины расхода воздуха  $Q_B$  и выбранной скорости  $V_B$  на выходе из трубопровода:

$$d_{TP} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B}{60 \cdot \pi \cdot V_B}}. \quad (8)$$

По таблице 3 внутренних диаметров труб выбирается труба с внутренним диаметром, равным (или ближайшим большим) рассчитанному.

По выбранному диаметру уточняется расход при той же скорости и фактическая концентрация смеси по формулам:

$$Q_B = \frac{60 \cdot \pi \cdot d_{TP}^2 \cdot V_B}{4}, \quad (9)$$

$$\mu = \frac{1000 \cdot G}{60 \cdot Q_B \cdot \gamma_B}, \text{ кг/кг}. \quad (10)$$

#### Расчет пневматических винтовых насосов и подъемников

Методика расчетов пневматических винтовых насосов и подъемников базируется на определении параметров напорного шнекового механизма (диаметра, шага витков, частоты вращения) и элементов пневмосистемы (расхода транспортирующего воздуха, диаметра материалопровода и потерь давления) [5].



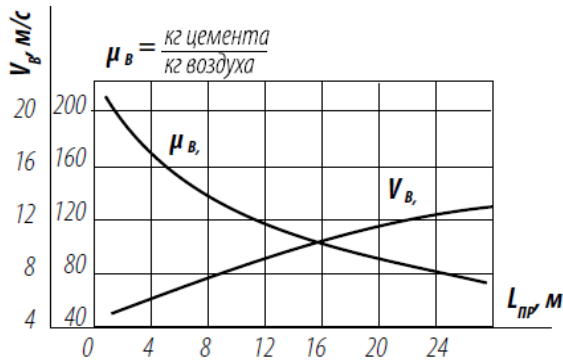


Рис.3 Графическая зависимость массовой концентрации и скорости транспортирующего воздуха  $V_B$  от приведенной длины всасывающего трубопровода  $L_{пр}$

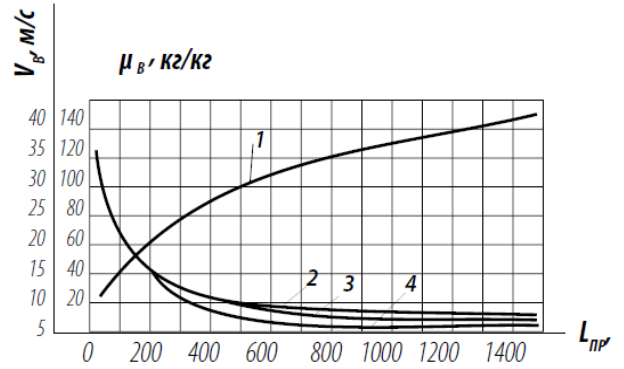


Рис.4 Графическая зависимость оптимальной скорости воздуха на выходе из трубопровода  $V_B$  и массовой концентрации смеси  $\mu_B$  от приведенной дальности транспортирования  $L_{пр}$

Таблица 3. Таблица для определения внутренних диаметров труб (трубы стальные бесшовные горячедеформированные)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм							
	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
133	124	123	122	121	119	117	115	113
140	131	130	129	128	126	124	122	120
146	137	136	135	134	132	130	128	126
162	143	142	141	140	138	136	134	132
159	150	149	148	147	145	143	141	139
168	-	158	157	156	154	152	150	148
180	-	170	169	168	166	164	162	160
194	-	184	183	182	180	178	176	174
203	-	-	-	-	189	187	185	183
219	-	-	-	-	205	203	201	199
245	-	-	-	-	-	229	227	225
273	-	-	-	-	-	257	255	251

Производительность шнека (т/ч) определяют по последнему напорному витку:

$$P_{ш} = 0,785 \cdot (D_{ш}^2 - d_B^2) S'_H \cdot K_{СК} \cdot \rho_0 \cdot n \cdot 60 \quad (21)$$

где  $D_{ш}$  – диаметр шнека, м;  $d_B$  – диаметр вала шнека, м обычно  $d_B = (0,42 - 0,52) D_{ш}$ ;  $S'_H = S_H - \delta_H$  – шаг последнего напорного витка без толщины витка  $\delta_H$  (принимается  $\delta_H = 0,06B_{ш}$ );  $K_{СК}$  – коэффициент скольжения шнека;  $\rho_0$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>,

для наиболее распространенных марок цемента  $\rho_0 = 1,15 \text{ т/м}^3$ ;  $n$  – частота вращения шнека в  $\text{мин}^{-1}$ .

При частоте вращения шнека  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  (при работе с гильзой с продольными валиками) коэффициент скольжения шнека  $K_{СК}$ :

$$K_{СК} = B \cdot S(10P_K)^\xi, \quad (22)$$

где  $B$  – коэффициент, показывающий степень влияния угла подъема  $\alpha_{ср}$  винтовой линии последнего напорного витка на коэффициент скольжения  $K_{СК}$ , равный:

$$B = -0.0197\alpha_{ср}^2 + 0.534\alpha_{ср} - 2.26, \quad (23)$$

$\alpha_{ср}$  – угол подъема винтовой линии витка по среднему радиусу;  $S$  – коэффициент, учитывающий степень влияния коэффициента уплотнения шнека  $K_Y$  на коэффициент скольжения  $K_{СК}$ ; для шнека с шероховатой поверхностью витков (витки наплавлены):

$$S = -0.53K_Y^2 + 1,64K_Y - 0,65, \quad (24)$$

$K_Y$  – коэффициент уплотнения шнека, определяемый как отношение межвиткового пространства (первого заборного) и последнего напорного витков:

$$K_Y = \frac{S_3 - \delta_3}{S_H - \delta_H}, \quad (25)$$

$\xi$  – коэффициент, показывающий степень влияния диаметра шнека  $D_{Ш}$  на коэффициент скольжения  $K_{СК}$ . Степенная связь избыточного давления в смесительной камере питателя и коэффициента  $\xi - (10P_K)$   $\xi$  – отражает степень влияния противодействия и диаметра шнека на величину коэффициента скольжения  $K_{СК}$  и учитывает уплотнение материала в шнеке за счет избыточного давления.

Оптимальное число витков напорного шнека: для заборной части  $m_3 \geq 2$ ; для напорной части  $m_H = 4 - 5$ .

Потребная мощность (кВт) на привод шнека:

$$N_{Ш} = 430P_K D_{Ш}^2 n, \quad (26)$$

где  $430 \text{ см}^2 \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$  – коэффициент;  $P_K$  – избыточное давление в смесительной камере питателя, МПа.

### Выводы

При масштабировании моделей даны рекомендации методики моделирования о возможности использования в качестве модели существующих образцов конструктивно подобных машин. Результаты исследований рекомендованы для инженерной методики расчета пневморазгрузчиков. Сформулированы цели и задачи расчета установок пневматического транспорта. Даны рекомендации по расчету параметров транспортных трубо-

проводов и пневматических винтовых насосов и подъемников. При расчете пневматической установки определен необходимый расход воздуха, диаметр трубопроводов и требуемый напор, на основании которых подбирается воздухоудувная машина и двигатель соответствующей мощности.

### **Список литературы**

1. Евтюков С. А., Шапунов М. М. Пневмотранспортное оборудование в строительной индустрии и строительстве / Под общ. ред. Евтюкова С. А. – СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2005. – 360 с.
2. Евтюков С. А., Шапунов М. М. Справочник по пневмокомплексам и пневмотранспортному оборудованию. – СПб.: ООО «Изд-во ДНК», 2005. – 456 с.
3. Евтюков С. А., Шапунов М. М. Пневматический транспорт в строительстве / Под общ. ред. Евтюкова С. А. – СПб.: ИД «Петрополис», 2012. – 306 с.
4. Калинушкин М. П., Коппель М. А., Серяков В. С., Шапунов М. М. Пневмотранспортное оборудование: справочник. – Л.: Машиностроение, 1986. – 286 с.
5. Волков С. А, Евтюков С. А. Строительные машины. – СПб.: Изд-во ДНК, 2008. – 704 с.

### **Рецензенты:**

Добромиров В. Н., д.т.н., профессор, директор Института безопасности дорожного движения, ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», г. Санкт-Петербург.

Репин С. В., д.т.н., профессор кафедры транспортно-технологических машин, ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», г. Санкт-Петербург.