

**В.И. Тимошенко, Ю.В. Кнышенко**

Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск

## **ПНЕВМОТРАНСПОРТ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ С ПОВЫШЕННЫМ ДАВЛЕНИЕМ НЕСУЩЕГО ГАЗА**



На основании расчетных оценок и результатов экспериментальных исследований на лабораторном пневмотранспортном стенде с давлением несущего газа до 3,3 МПа показано, что использование повышенного давления при пневмотранспорте сыпучих материалов позволяет при заданной производительности пневмотрассы снизить энергозатраты на транспортировку и уменьшить перепады скоростей несущего газа в начале и в конце пневмотранспортной линии. Приведены сравнительные данные проектных параметров пневмотранспортной системы для перемещения зерна пшеницы на комбинате хлебопродуктов от элеватора к мельнице традиционным путем и с использованием пневмотрассы с повышенным давлением несущего газа.

*Ключевые слова:* пневматический транспорт, повышенное давление, сыпучий материал, эксперимент, гидравлическое сопротивление, компрессор, энергозатраты, дальность транспортировки.

Пневматический транспорт сыпучих материалов является одним из прогрессивных видов транспорта на предприятиях различных отраслей промышленности. В цементной, строительной, химической, алюминиевой и пищевой промышленности с помощью пневмотранспорта перемещается огромное количество разнообразных сыпучих материалов.

Производительность пневмотранспортных установок колеблется от сотен килограмм до десятков тонн в час. Длина пневмотрассы может достигать нескольких сотен метров, высота подъема до 100 м [1–3]. Дальнейшее увеличение длины пневмомагистрали сдерживается ростом энергозатрат. В традиционной пневмотранспортной системе несущая газовая среда (сжатый воздух) после разделения ее с сыпучим материалом в конце магистрали сбрасывается в атмосферу, поэтому давление в конце магистрали лишь незначительно (на величину гидравлических потерь в системе сепарации) пре-

вышает атмосферное давление. С ростом длины пневмомагистрали необходимо увеличивать давление в начале трассы, создаваемое компрессорным агрегатом, что приводит к росту относительного перепада давления вдоль пневмотрассы и влечет за собой падение плотности несущего газа и соответствующее возрастание его скорости в конечных участках. Для количественной иллюстрации на рис. 1 приведены изменения плотности и скорости газа вдоль трубопровода при относительном изменении давлений во входном и конечном сечениях пневмотрубопровода:  $p_0 / p_L = 1,1; 1,5; 2,0; 3,0; 10,0$  (линии 1, 2, 3, 4, 5). В частности, из рисунка следует, что при  $p_0 / p_L = 2,0$  скорость в конце трубопровода увеличивается вдвое, а при  $p_0 / p_L = 10,0$  — в 10 раз. Т.е. если для конкретной пневмотрассы давление на выходе  $p_L = 0,1$  МПа и для преодоления гидравлического сопротивления давление на входе должно быть  $p_0 = 1,0$  МПа, то при скорости газа в начальном сечении 7–10 м/с скорость газа на конечном участке трубопровода достигает 70–

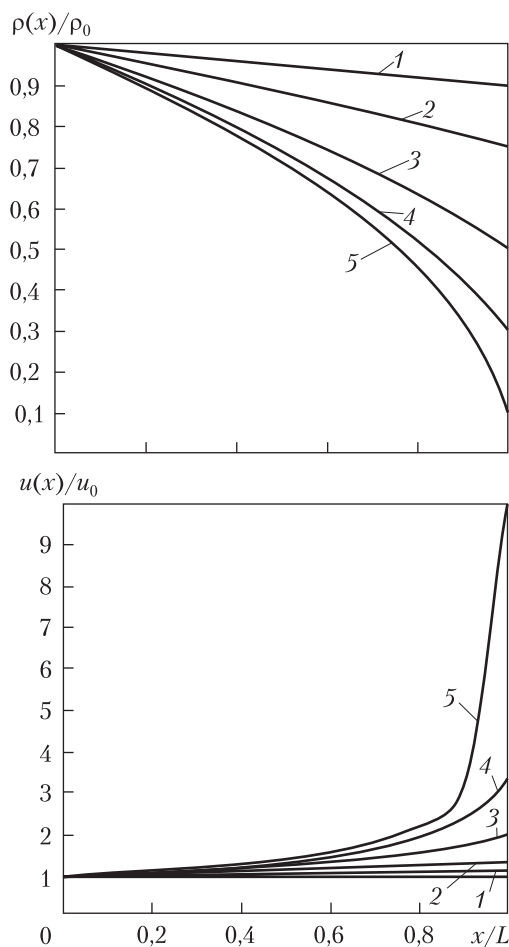


Рис. 1. Влияние перепада давлений между входом и выходом из пневмотрубопровода: кривые 1, 2, 3, 4, 5 соответствуют  $p_0 / p_L = 1,1; 1,5; 2,0; 3,0; 10,0$

100 м/с. Такое увеличение скорости потока с ростом длины пневмотрассы приводит к интенсивному абразивному износу трубопровода и проточных элементов системы, а также к измельчению перемещаемого материала. Эти недостатки ограничивают применение традиционного пневмотранспорта на расстояния не более 500–800 м.

### КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПНЕВОТРАНСПОРТА С ПОВЫШЕННЫМ ДАВЛЕНИЕМ НЕСУЩЕГО ГАЗА

В реальных условиях турбулентного течения двухфазного потока для обеспечения эффек-

тивного пневмотранспорта на увеличенные расстояния необходимо уменьшить среднюю скорость потока по длине пневмотрассы. Этого можно добиться повышением давления в конце пневмомагистрали, что приводит к уменьшению относительного перепада давления и, как следствие, к менее интенсивному возрастанию скорости вдоль пневмотрассы. Так, при давлении на входе  $p_0 = 0,2$  МПа, а на выходе  $p_L = 0,1$  МПа скорость газа в конце магистрали вырастет вдвое по сравнению со скоростью на входе. Если же  $p_0 = 1,0$  МПа, а на выходе  $p_L = 0,9$  МПа (при сохранении разности  $p_0 - p_L = 0,1$  МПа), то скорость газа в конце магистрали вырастет всего на 11 % по сравнению со скоростью на входе.

В соответствии с общепринятой гипотезой о допустимости сложения гидравлических потерь, обусловленных течением газа и движением твердых частиц, коэффициент гидравлического сопротивления двухфазного потока можно представить в виде

$$\lambda = \lambda_0 (1 + K\mu), \quad (1)$$

где  $\lambda_0$  – коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода при движении чистого газа;  $K$  – коэффициент Гастерштадта, зависящий от массовых и аэродинамических свойств твердых частиц, параметров пневмомагистрали, режима течения и др. [4, 5];  $\mu = G_T / G$  – расходная концентрация твердой фазы;  $G_T$  – расход сыпучего материала;  $G$  – расход газа.

При заданной производительности пневмотранспортной системы по сыпучему материалу с ростом давления несущего газа массовая расходная концентрация твердой фазы  $\mu$  уменьшается, что приводит к снижению гидравлического сопротивления двухфазного потока.

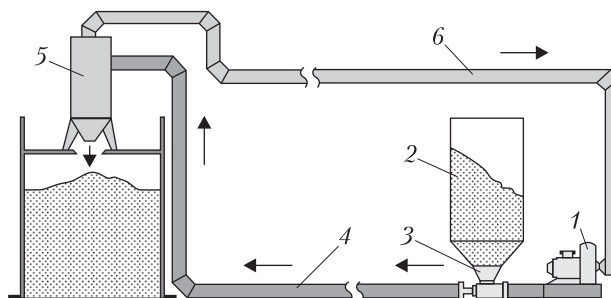
Таким образом, повышение давления несущего газа двухфазного потока обуславливает двоякое влияние на снижение гидравлического сопротивления: а) за счет снижения гидравлических потерь чистого газа и б) за счет снижения затрат энергии на движение твердых частиц.

Уменьшение скорости движения газа, а следовательно, и скорости транспортируемых час-

тиц обеспечивает их сохранность, предотвращая измельчение (эта проблема весьма актуальна при транспортировке зерна, таблеток, гранул химических препаратов и др.), сокращает абразивный износ элементов проточной части пневмотранспортной системы. Кроме того, рост давления газа в системе способствует предотвращению образования аварийных закупорок трубопроводов сыпучим материалом, что является проблемой для традиционных систем пневмотранспорта.

Схематически на рис. 2 показана трансформация традиционного пневмотранспорта в пневмотранспорт с повышенным давлением несущего газа, которая обеспечивается соединением выходного патрубка системы сепарации сыпучего материала со входом компрессорного агрегата. Наличие обратной нитки трубопровода для подачи воздуха на вход компрессора приводит к некоторому увеличению металлоемкости системы. Эта нитка может быть выполнена из трубопровода меньшего диаметра, рассчитанного на меньшее рабочее давление, поскольку гидравлическое сопротивление при течении очищенного газа по ней существенно меньше, чем на линии двухфазного потока. Вместе с тем возможно применение основной и обратной ниток из труб одного диаметра, что позволяет после эксплуатационного износа основной нитки использовать трубопроводы обратной нитки в качестве основной, а трубы основной нитки — в качестве обратной, поскольку давление в обратной нитке ниже. Это дает дополнительную экономию материальных ресурсов.

Предлагаемая технология пневмотранспорта базируется в основном на использовании стандартного оборудования. Наиболее просто реализуется работа системы в порционном режиме на базе использования одного серийного камерного питателя или в квазиравномерном режиме при попеременном использовании двух камерных питателей. В качестве источника сжатого воздуха может быть применен серийный дожимной компрессор (бустер), энергия кото-



**Рис. 2.** Схема пневмотранспорта с повышенным давлением несущего газа: 1 — компрессор; 2 — устройство загрузки сыпучего материала; 3 — питатель; 4 — пневмотрубопровод; 5 — устройство сепарации и выгрузки сыпучего материала; 6 — обратный трубопровод

рого используется более эффективно. Система выгрузки сыпучего материала в порционном режиме работы конструктивно не отличается от традиционной, а при работе с двумя камерными питателями необходимы две сборные емкости, попеременное подключение которых должно быть согласовано с работой каждого из питателей.

Приведенные ниже расчетные оценки и данные экспериментов подтверждают правомерность предлагаемой концепции пневмотранспорта с повышенным давлением несущего газа.

### РАСЧЕТНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ

Расчетные оценки проведены для условий горизонтального пневмотрубопровода. Будем считать, что течение в трубопроводе одномерное (гидравлическое приближение). В силу большой протяженности магистрали и теплообмена через стенки трубопровода с окружающей средой транспортировка происходит в изотермических условиях: температура несущего газа равна температуре среды, окружающей трубопровод. Положим, что распределение давления, плотности и скорости по длине трубопровода при движении двухфазного потока описывается зависимостью, аналогичной течению чистого газа. Такое допущение справедливо при небольших объемных концентрациях твердой фазы, характерных для пневмотранспортных систем. Течение сжимаемого газа

по трубопроводу постоянного проходного сечения описывается уравнениями [6]

$$\begin{cases} \rho u \frac{du}{dx} = -\frac{dp}{dx} - \frac{1}{2D} \rho u^2 \lambda; \\ p = \rho RT; \\ \rho u F = G = const, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\rho$ ,  $u$ ,  $p$ ,  $T$  – соответственно плотность, скорость, давление и температура несущего газа в трубопроводе;  $x$  – координата;  $R$  – газовая постоянная;  $D$  – внутренний диаметр трубопровода;  $F = \pi D^2 / 4$  – площадь проходного сечения трубопровода.

Решение уравнений (2) может быть представлено в виде

$$p(x)^2 - p_0^2 = -b \cdot G^2 \left( \lambda \frac{x}{D} - \ln \frac{p(x)^2}{p_0^2} \right), \quad (3)$$

где  $b = 16 \frac{RT}{\rho^2 D^4}$ ;  $p_0$  – давление газа на входе в трубопровод.

Для пневмомагистралей протяженностью  $L > 100$  м можно воспользоваться упрощенным соотношением [6]:

$$p_0^2 - p^2(x) = \frac{b\lambda}{D} x G^2. \quad (4)$$

Положив  $x = L$ ,  $p_L = p(L)$  и введя обозначение для гидравлического сопротивления трубопровода  $\Delta p_L = p_0 - p_L$ , из соотношения (3) получим

$$\Delta p_L = \frac{b \cdot G^2 \lambda}{p_L + p_0} \frac{L}{D}; \quad (5)$$

$$G = \frac{F}{\sqrt{RT}} \sqrt{\frac{2D}{\lambda L} \Delta p_L (p_0 - \Delta p_L / 2)}. \quad (6)$$

Их этих зависимостей следует, что при одном и том же перепаде давлений  $\Delta p_L$  рост давления в начале и конце пневмотрассы обеспечивает увеличение дальности пневмотранспортирования  $L$ , а при одной и той же длине трассы – увеличение расхода, т. е. производительности транспортировки.

Из третьего уравнения системы (2) с учетом уравнения состояния следует, что рост скорости в конце магистрали  $u_L$  при постоянном гидравлическом сопротивлении обратно пропорционален давлению  $p_L$ :

$$\frac{u_L}{u_0} = \frac{c_0}{c_L} = \frac{p_0}{p_L} = 1 + \frac{\Delta p_L}{p_L}, \quad (7)$$

где  $u_0$ ,  $c_0$  – скорость и плотность воздуха в начале магистрали;  $c_L$  – плотность воздуха в конечном сечении магистрали.

При использовании замкнутой по несущему газу системы пневмотранспорта полное гидравлическое сопротивление всего проточного тракта (без учета местных гидравлических потерь) представляет собой сумму гидравлического сопротивления магистрали двухфазного потока  $\Delta p$  и магистрали очищенного воздуха (обратной линии)  $\Delta p_{об}$ , соединяющей выход устройства сепарации твердой фазы со входом компрессорного агрегата.

Мощность компрессорного агрегата, обеспечивающего функционирование пневмотранспортной системы, определяется выражением [7]

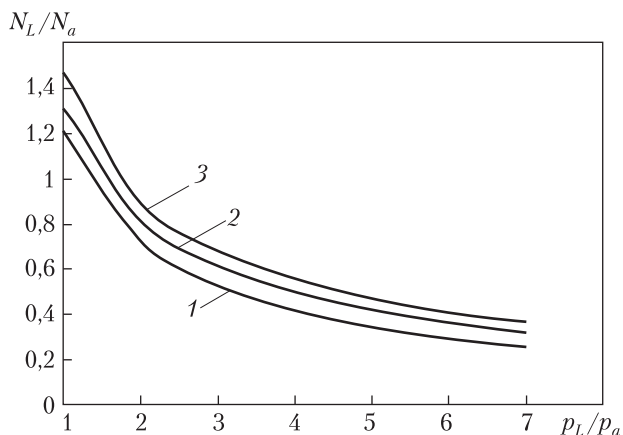
$$N = \frac{G p_H \ln(p_K / p_H)}{\eta \rho_H}, \quad (8)$$

где  $p_H$ ,  $c_H$  – давление и плотность газа на входе в компрессор;  $p_K$  – давление на выходе из компрессора;  $\eta$  – КПД компрессора.

Для традиционного разомкнутого варианта пневмотранспортной установки при расчете мощности компрессора  $N_a$  следует принять  $p_H = p_a$  и  $\rho_H = \rho_a$  (здесь индекс а соответствует параметрам окружающей атмосферы). Для замкнутого варианта установки при расчете мощности компрессора  $N_L$  принимается  $p_H = p_L - \Delta p_{об}$ ,  $\rho_H = \frac{p_L - \Delta p_{об}}{RT}$ .

Используя (3) и уравнение состояния, сравним мощности компрессоров для традиционного  $N_a$  и предлагаемого  $N_L$  вариантов, приняв для обоих вариантов равенство массовых расходов газа и КПД:

$$\frac{N_L}{N_a} = \frac{\ln \left[ \frac{1 + \Delta \bar{p}_L}{1 - \Delta \bar{p}_L / \bar{p}_L} \right]}{\ln(1 + \Delta \bar{p}_a)}, \quad (9)$$



**Рис. 3.** Снижение энергозатрат на пневмотранспорт при повышенном давлении несущего газа; кривые 1, 2, 3 соответствуют значениям  $\Delta p / p_L = 2, 4, 6$ ;  $\varphi = 0,1$

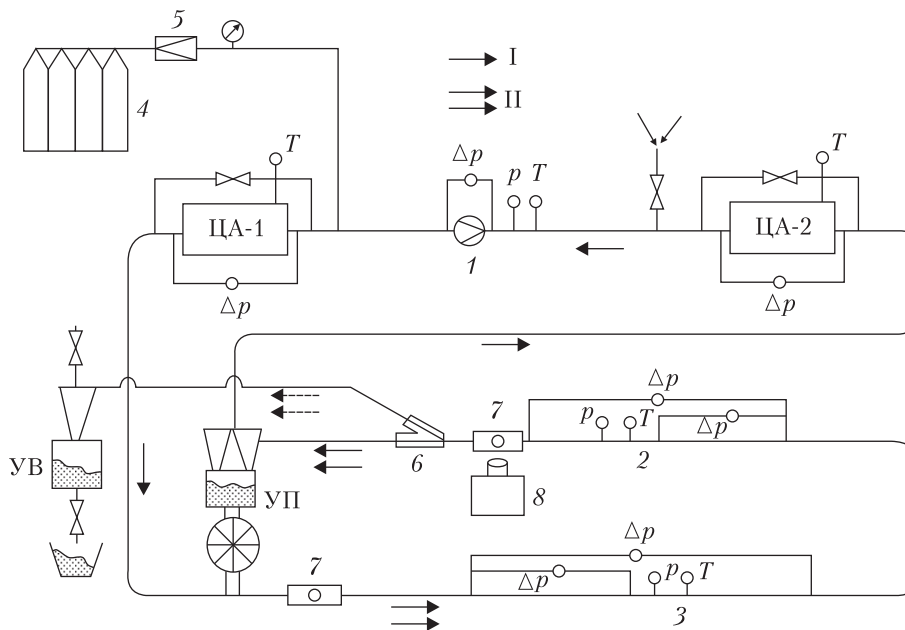
где  $\varphi = \Delta p_0 / \Delta p_L$ ;  $\Delta \bar{p}_L = \Delta p_L / p_a$ ;  $\Delta \bar{p}_a = \Delta p_a / p_a$ ;  $\bar{p}_L = p_L / p_a$ .

На рис. 3 представлены зависимости относительного снижения мощности компрессорного агрегата для системы на повышенном давлении при равенстве гидравлических сопротивлений участков двухфазного потока с уче-

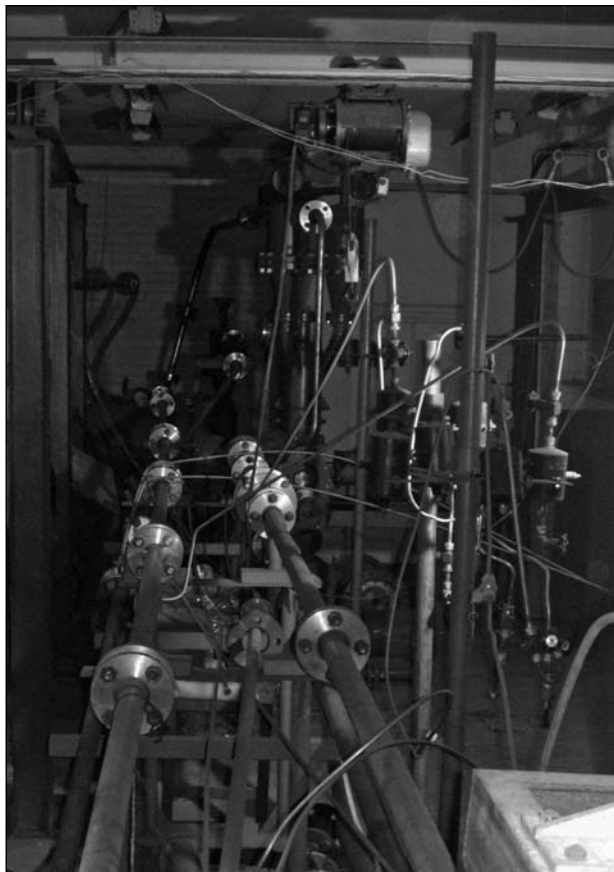
том относительных гидравлических потерь в обратной линии подачи очищенного газа на вход компрессора  $\varphi = 0,1$ . Приведенные данные показывают, что уже при повышении давления в конце двухфазного участка трубопровода  $p_L$  в 1,4–1,8 раза по отношению к атмосферному  $p_a$  относительная потребляемая мощность компрессора  $N_L / N_a$  становится меньше единицы. Дальнейший рост давления в конце пневмотрубопровода приводит к существенному снижению мощности компрессорного агрегата. Так, при давлении в конце двухфазного участка, равном  $p_L = 3p_a$ , в зависимости от длины пневмотрассы (ее гидравлического сопротивления) потребляемая мощность компрессора снижается на 30–50 %.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПНЕВМОТРАНСПОРТА ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ

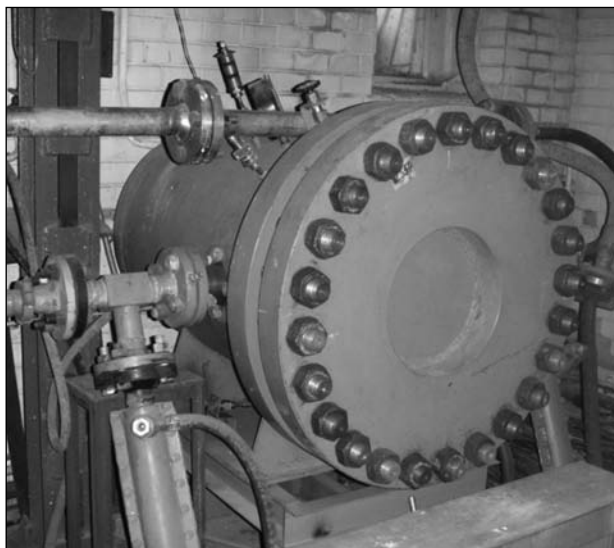
Проверка реализуемости и оценка энергетической эффективности пневмотранспорта повышенного давления была проведена на пнев-



**Рис. 4.** Схема пневмотранспортного стенда: 1 – расходомер Вентури; 2, 3 – мерные участки Ду30 и Ду50; 4 – блок газоснабжения; 5 – редуктор; 6 – переключатель потока; 7 – прозрачные вставки в трубопровод; 8 – видеокамера;  $p, T, \Delta p$  – датчики давления, температуры и перепада давления; I – поток газа; II – двухфазный поток



**Рис. 5.** Общий вид пневмотранспортного стенда с повышенным давлением несущего газа



**Рис. 6.** Общий вид циркуляционного агрегата в боксе

мотранспортном стенде при различных рабочих давлениях несущего газа. Схема стенда и его общий вид представлены на рис. 4 и рис. 5 [9]. Цель экспериментов: определение гидравлического сопротивления двухфазного потока, критической скорости и удельных энергозатрат при повышенном давлении несущего газа.

Стенд смонтирован по замкнутой схеме с контурами чистого газа и двухфазной взвеси. Проточная часть стенда представляет собой комплекс транспортных трубопроводов, компрессоров, устройств загрузки, выгрузки и перегрузки твердой фазы, средств контроля, измерения и регистрации температуры, давления, расхода газа и твердой фазы. Для определения гидравлического сопротивления чистого газа и двухфазного потока в стенде выполнено два мерных участка длиной 5,1 м каждый из труб с внутренним диаметром 30 и 50 мм. Общая длина трубопроводов двухфазного потока и чистого газа составляла примерно 70 м. Гидравлическое сопротивление двухфазного потока определялось по перепаду давления на мерных участках с помощью датчиков давления «Сапфир-22ДД». Расход несущего газа (воздуха) определялся с помощью трубы Вентури в контуре чистого газа.

Устройство перегрузки (УП) представляет собой блок циклонов, установленных на цилиндрическом бункере, в нижней части которого помещен барабанный питатель с регулируемой скоростью вращения. Устройство выгрузки состоит из циклона и приемного бункера. Расход твердой фазы определялся по скорости вращения барабанного питателя, предварительно проградуированного для конкретного вида твердых частиц. Величина критической скорости (минимальной скорости, при которой отсутствует осаждение частиц на стенки трубопровода), фиксировалась для заданного скоростного режима визуально через прозрачные вставки в мерном трубопроводе.

Циркуляционные агрегаты (ЦА) — ЦА-1 и ЦА-2, — в качестве которых были использова-

ны шестеренчатые компрессоры типа 2АФ51, заключены в герметичные боксы (рис. 6), охлаждаемые водой. Причем ЦА-1 приводился во вращение трехфазным электродвигателем ( $N = 11 \text{ кВт}$ ,  $n = 2900 \text{ об./мин}$ ), а ЦА-2 — электродвигателем постоянного тока ( $N = 7,5 \text{ кВт}$ ,  $n = 0 - 2000 \text{ об./мин}$ ), что обеспечивало достаточно точное поддержание режима течения несущего газа в процессе экспериментов. В зависимости от заданного режима течения двухфазного потока в стенде можно было использовать либо один, либо два ЦА. Максимальное значение расхода несущего газа составляло  $0,8 \text{ кг/с}$  при рабочем давлении  $3,3 \text{ МПа}$ . По уровню рабочего давления (до  $3,3 \text{ МПа}$ ) данный стенд не имеет аналогов в Украине и за рубежом и может быть использован для отработки пневмотранспортных систем различного назначения.

Перед экспериментами проточная часть стенда и боксы циркуляционных агрегатов заполнялись воздухом до рабочего давления  $p_p = 0,1 - 3,3 \text{ МПа}$  от блока газоснабжения. Движение воздуха в трубопроводе обеспечивалось циркуляционными агрегатами. Для перехода в режим двухфазного течения включается приводной электродвигатель барабанного питателя УП, который подает сыпучий материал в трубопровод. Твердые частицы подхватываются потоком газа и движутся в его потоке по трубопроводам контура двухфазного потока с мерными участками. В циклонах УП происходит разделение фаз: газ из циклонов поступает на вход ЦА, а твердые частицы из бункера УП с помощью барабанного питателя вновь вводятся в поток газа.

Гидравлическая мощность, необходимая для обеспечения пневмотранспортирования сыпучего материала при различных значениях рабочего давления несущего газа, определялась по перепаду давлений на циркуляционных агрегатах и расходу воздуха в контуре чистого газа. В качестве твердой фазы использовались гранулы полиэтилена с эквивалентным диаметром  $d_{\text{экв}} = 4 \text{ мм}$ , и плотностью  $\rho_{\tau} = 930 \text{ кг/м}^3$ . Расход данного варианта твердой фазы изме-

нялся в пределах  $0,2 \div 1,0 \text{ кг/с}$ . Эксперименты проводились при двух фиксированных массовых расходах несущего газа ( $G_{\text{min}} \approx 1,2 G_{\text{крит}}$  и  $G_{\text{max}} \approx 1,5 G_{\text{крит}}$ ) для каждого из значений избыточного рабочего давления при изменении расхода твердой фазы в пределах  $0,145 \div 1,5 \text{ кг/с}$ .

Количественная оценка содержания твердых частиц в газозвеси характеризуется расходной  $\mu$  и объемной в концентрациями, связанными между собой следующим соотношением [8]:

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1}{\mu} \frac{\rho_{\tau}}{\rho} \frac{u_{\tau}}{u}}, \quad (10)$$

где  $u_{\tau} / u$  — относительная скорость движения частиц, величина которой зависит от их дисперсности и режимов течения (по опытным данным для мелкодисперсных частиц она близка к единице, для частиц миллиметрового размера находится в пределах  $0,4 \div 0,8$ ).

При постоянном расходе сыпучего материала увеличение плотности несущего газа приводит к снижению расходной массовой концентрации, а величина объемной концентрации сохраняет постоянное значение.

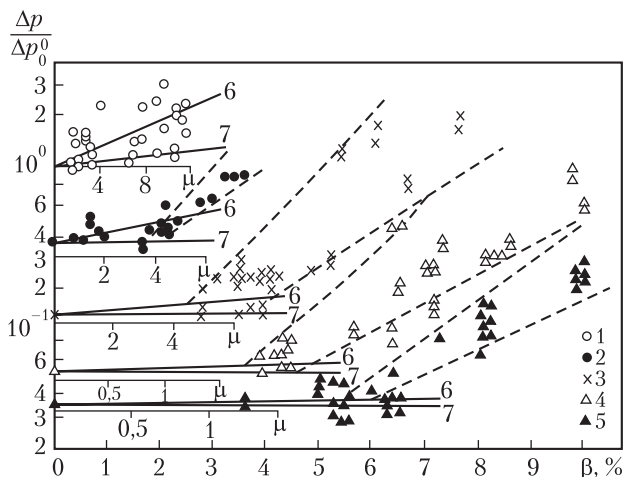
На рис. 7 представлены результаты экспериментального исследования влияния давления несущего газа на гидравлическое сопротивление двухфазного потока.

Для удобства анализа влияния рабочего давления на гидравлическое сопротивление двухфазного потока результаты экспериментов представлены в виде зависимостей отношения гидравлического сопротивления при повышенном давлении несущего газа  $\Delta p$  к сопротивлению чистого воздуха при среднем давлении, близком к атмосферному  $\Delta p_0^0$ :

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_0^0} = f_1(p_p, \mu) \text{ и } \frac{\Delta p}{\Delta p_0^0} = f_2(p_p, \beta), \quad (11)$$

где  $p_p$  — рабочее давление в стенде.

На рисунке также представлены результаты расчетов с использованием предложенной в работе [7] зависимости для коэффициента



**Рис. 7.** Зависимость  $\Delta p / \Delta p_0^0$  от объемной и расходной концентрации сыпучего материала в трубопроводе Ду50 при различных рабочих давлениях: 1 –  $p_p = 101$  кПа; 2 – 230 кПа; 3 – 563 кПа; 4 – 1020 кПа; 5 – 1416 кПа; 6 – расчет по [4],  $U = U_{\min}$ ; 7 – расчет по [4],  $U = U_{\max}$

Гастерштадта, выполненные для крайних значений скорости несущего газа, реализованных в экспериментах (линии 6 соответствуют  $U = U_{\min}$ , а линии 7 –  $U = U_{\max}$ ).

Приведенные на рис. 7 результаты показывают, что гидравлическое сопротивление при повышенном рабочем давлении в проточной части стенда и значениях объемной концентрации твердой фазы, не превышающих 3–4 %, существенно меньше сопротивления чистого газа при среднем давлении, равном атмосферному. Расчетные данные, полученные с использованием зависимостей работы [7], достаточно хорошо согласуются с результатами экспериментов для каждого уровня рабочего давления в области объемных концентраций до 3–4 %, характерных для традиционных систем пневмотранспорта. При дальнейшем росте объемной концентрации опытные данные гидравлического сопротивления превышают значения, определяемые зависимостями работы [7], экстраполированные на область повышенных плотностей несущего газа и объемных концентраций.

Предельные значения объемной концентрации, с превышения которых растет гидравли-

ческое сопротивление относительно зависимостей работы [7], сдвигаются в сторону больших объемных концентраций с ростом рабочего давления. Полученные результаты показывают, что экстраполяция зависимостей для определения гидравлического сопротивления двухфазного потока допустима при повышенном давлении несущего газа для условий объемной концентрации, не превышающей 3–4 %.

Полученные экспериментальные данные подтверждают изложенные выше расчетные оценки и выводы о снижении гидравлического сопротивления двухфазного потока с ростом давления несущего газа.

Скорость движения двухфазного потока в горизонтальном трубопроводе в любом сечении по его длине не может быть меньше некоторой минимальной скорости, называемой *критической*, ниже которой начинается осаждение твердых частиц на нижнюю часть трубопровода. Эмпирические зависимости для определения минимально допустимых скоростей движения двухфазного потока (критических скоростей), исходя из литературных данных [4, 10], могут быть обобщены для  $\mu = 1 - 15$  кг/кг в виде

$$u^* = A \mu^\omega \sqrt{\frac{\rho_T}{\rho_0}}, \quad (12)$$

где  $A = A(D, d, g)$ ;  $d$  – эквивалентный диаметр частицы;  $\omega$  – постоянное число, по данным различных авторов принимающее фиксированное значение от 0 до 0,5;  $g$  – ускорение свободного падения.

На рис. 8 представлено влияние плотности несущего газа на относительное изменение критической скорости, свидетельствующее о допустимости экстраполяции эмпирических соотношений для традиционных систем пневмотранспорта на условия повышенной плотности несущего газа.

Поскольку изменение скорости несущего газа по длине трубопровода обратно пропорционально его плотности, а изменение критической скорости – обратно пропорционально корню квадратному из плотности, то их отноше-



ние можно представить в виде

$$\frac{u(x)}{u^*(x)} = \frac{u(0)}{u^*(0)} \sqrt{\frac{\rho(0)}{\rho(x)}}, \quad (13)$$

где  $u(0)$ ,  $\rho(0)$ ,  $u^*(0)$  — соответственно величины скорости, плотности и критической скорости в начале пневмотрубопровода.

Из приведенного соотношения следует, что если в начале трубопровода скорость несущего газа превышает критическую скорость, то это гарантирует ее превышение на всем протяжении трубопровода.

Энергозатраты на единицу массы транспортируемой твердой фазы (без учета затрат мощности на создание в системе повышенного давления) определялись как отношение гидравлической мощности циркуляционного агрегата к производительности по сыпучему материалу:

$$\sigma = \Delta p_{\text{ЦА}} G / \rho G_T, \quad (14)$$

где  $\Delta p_{\text{ЦА}}$  — перепад давления на циркуляционном агрегате.

На рис. 9 представлены результаты определения в экспериментах на лабораторном стенде удельных энергозатрат при пневмотранспортировании с рабочим давлением несущего газа  $p_p = 0,1, 0,3, 0,5$  и  $0,9$  МПа и расхода сыпучего материала  $G_T = 0,16, 0,44, 0,68$  кг/с. Расход воздуха вдоль каждой линии изменялся в диапазоне  $0,04 \div 0,4$  кг/с и определяется значениями  $\Delta p_{\text{ЦА}}$ , которые варьировались в экспериментах. Линии 1, 2, 3 соответствуют значению  $G_T = 0,16$  кг/с, при рабочих давлениях  $p_p = 0,1; 0,3$  и  $0,5$  МПа, а линии 4, 5 соответствуют рабочему давлению  $p_p = 0,9$  МПа при  $G_T = 0,44$  и  $0,68$  кг/с.

Из сравнения линий 1, 2, 3 видно, что при увеличении давления в пневмотрассе расходная концентрация сыпучего материала  $\mu = G_T / G$  убывает и удельные энергозатраты существенно снижаются. Например, для  $\mu \approx 2$  кг/кг энергозатраты падают примерно в 6 раз, а при  $\mu = 0,8$  кг/кг — более чем в 10 раз при одной и той же производительности пневмотрассы  $G_T =$

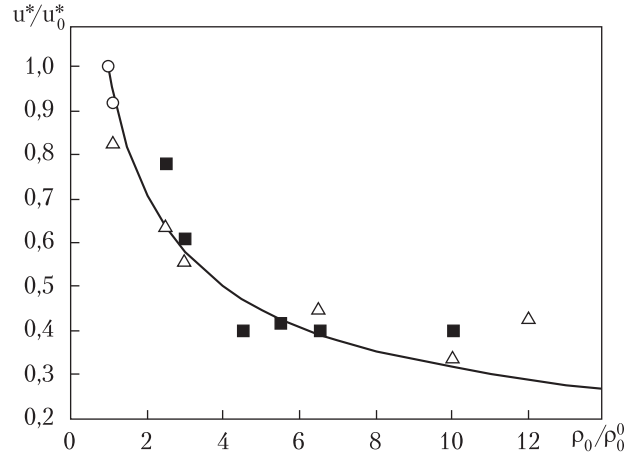


Рис. 8. Влияние плотности несущего газа на критическую скорость: сплошная линия — расчет по формуле  $u^*/u_0^* = \sqrt{\rho_0/\rho_0^0}$ ;  $\circ$  —  $\mu = 1,5-4,0$ ;  $\blacksquare$  —  $\mu = 5-9$ ;  $\triangle$  —  $\mu = 11-15$  — эксперимент на стенде

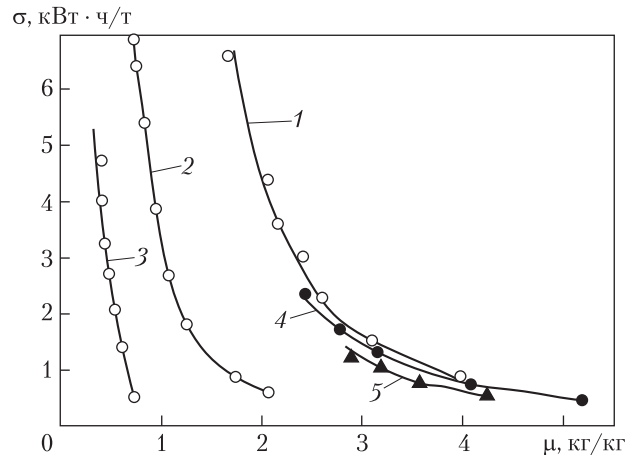


Рис. 9. Влияние повышения давления несущего газа на удельные энергозатраты при пневмотранспорте сыпучего материала; кривые 1, 2, 3 соответствуют рабочим давлениям  $p_p = 0,1$  МПа,  $p_p = 0,3$  МПа,  $p_p = 0,5$  МПа при  $G_T = 0,16$  кг/с; кривые 4 и 5 соответствуют рабочему давлению  $p_p = 0,9$  МПа при  $G_T = 0,44$  кг/с ( $\bullet$ ) и  $G_T = 0,68$  кг/с ( $\blacktriangle$ )

$= 0,16$  кг/с. Это видно из сопоставления кривых 1 — 2 и 2 — 3. Уменьшение  $\mu$  при увеличении давления связано с увеличением плотности несущего газа при постоянном расходе твердой фазы. Из сопоставления линий 1, 4, 5 видно, что повышение рабочего давления до  $0,9$  МПа обеспечивает рост производительности по сы-

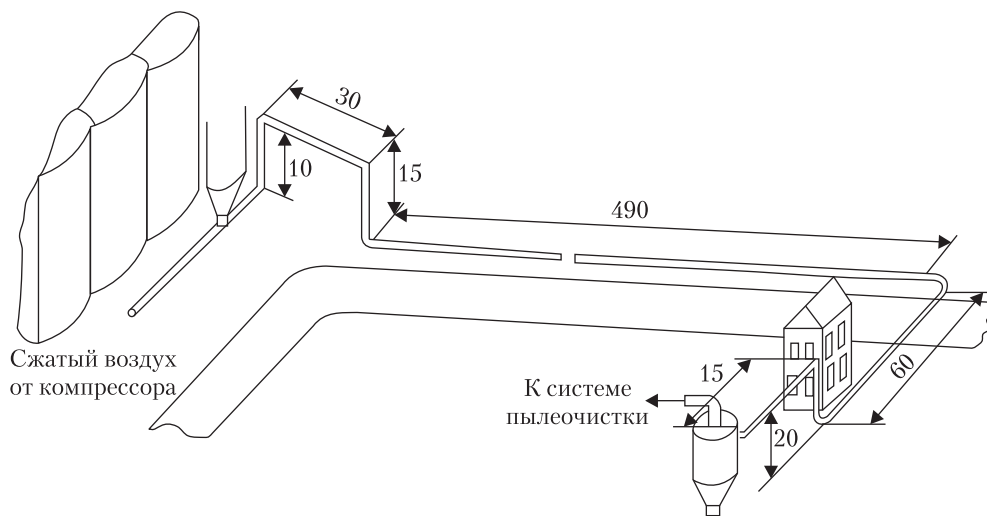


Рис. 10. Схема пневмотранспорта пшеницы от элеватора к мельнице (разомкнутый вариант, длины участков трубопроводов — в м)

пучему материалу до 0,44—0,68 кг/с при удельных энергозатратах, меньших, чем при производительности 0,16 кг/с и рабочем давлении 0,1 МПа.

### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТРАДИЦИОННОЙ И ПРЕДЛАГАЕМОЙ СИСТЕМ ПНЕВМОТРАНСПОРТА ДЛЯ УСЛОВИЙ КОНКРЕТНОЙ УСТАНОВКИ

Опираясь на полученные расчетные оценки и экспериментальные данные, было проведено расчетно-экспериментальное обоснование и разработан проект пневмотранспортной системы взамен автотранспорта для перемещения зерна пшеницы от элеватора к мельнице.

Для конкретного варианта пневмотрассы, представленной на рис. 10, проведены гидравлические расчеты с учетом следующих факторов:

- ✦ конфигурация пневмотрассы представляет собой совокупность горизонтальных, вертикальных (восходящих) участков и участков поворота;
- ✦ гидравлическое сопротивление прямолинейных участков складывается из потерь на разгон частиц после загрузки (первый участок) или после поворота и потерь установившегося двухфазного потока;

- ✦ гидравлическое сопротивление участка поворота складывается из потерь чистого воздуха и потерь, обусловленных движением частиц;
- ✦ выполняется условие превышения критической скорости на горизонтальных и вертикальных участках);
- ✦ процесс пневмотранспортирования происходит в изотермических условиях.

Кроме того, заданными являются длина трассы (по участкам), производительность по сыпучему материалу, давление в конце магистрали, гранулометрические и физические параметры твердой фазы. Искомыми параметрами являются: расход несущего газа, начальное давление, диаметры трубопровода по участкам, потребная мощность компрессорного агрегата.

Выполнение расчетов проводилось с использованием эмпирических зависимостей различных авторов для учета указанных выше факторов, обоснованность экстраполяции которых (коэффициентов Гаустерштадта, критических скоростей, скоростей витания) была проверена экспериментальным путем на описанном выше стенде.

На каждом из прямолинейных участков справедливы следующие соотношения:

$$\begin{cases} p_{0i} - p_{Li} - \Delta p(p_{0i}, p_{Li}) = 0; \\ U_{0i} \rho_{0i} = U_{Li} \rho_{Li}; \\ \rho_{0i} = \rho_a p_{0i} / p_a; \\ \rho_{Li} = \rho_a p_{Li} / p_a, \end{cases} \quad (15)$$

где  $p_{0i}$ ,  $\rho_{0i}$  — давление и плотность воздуха в начале  $i$ -го участка с учетом потерь на разгон или поворот и разгон;  $p_{Li}$ ,  $\rho_{Li}$  — давление и плотность воздуха в конце  $i$ -го участка;  $p_a$ ,  $\rho_a$  — атмосферные давление и плотность воздуха.

Используя выражения для  $\rho(x)$ ,  $u(x)$  и  $K(x)$ , из соотношения для  $\Delta p(p_{0i}, p_{Li})$

$$\Delta p(p_{0i}, p_{Li}) = p_{0i} - p_{Li} = \frac{\lambda_0}{2D} \times \int_0^{L_i} \rho(x) U^2(x) (1 + K(x) \mu(x)) dx \quad (16)$$

итерационным методом находится значение  $p_{Li}$ .

Расчет по уравнению (16) начинается с первого участка, для которого задается значение  $p_0$  в качестве начального приближения. После нахождения  $p_{L1}$  находятся потери на поворот и на разгон частиц после поворота. Полученные потери вычитаются из значения  $p_{L1}$  на первом участке. Найденная разность является начальным давлением на втором участке. Указанный

процесс продолжается до последнего участка включительно. Если полученное значение  $p_L$  для последнего участка отличается от заданного значения этого давления в конце трассы, то процесс расчета повторяется, начиная с первого участка при измененном значении начального давления  $p_{01}$ , до тех пор, пока расчетное и заданное значения давления в конце трассы сойдутся с необходимой точностью.

Данный расчетный алгоритм применим как для разомкнутой, так и для замкнутой схем пневмотранспорта. В случае замкнутой схемы воздух в конце двухфазной части системы не сбрасывается в атмосферу, а после очистки в устройствах сепарации твердой фазы возвращается на вход компрессора по обратному трубопроводу, проложенному параллельно основному. Расчет двухфазной линии проводится, как описано выше, а расчет обратной линии чистого воздуха проводится с учетом найденного значения давления в конце магистрали двухфазного потока и гидравлических потерь в системе пыле- и влагоотделения.

Расчет мощности компрессора проводится с использованием входного давления, определяемого с учетом падения давления при течении чистого воздуха по обратной линии. Для

**Результаты расчетов различных вариантов пневмомагистрали**

Расход газа, кг/с	$\mu$ , кг/кг	Диаметр трубопровода, мм	Начальное давление, МПа	Начальная скорость, м/с	Конечное давление, МПа	Конечная скорость, м/с	Мощность компрессора, кВт
<i>Замкнутая схема пневмотранспорта</i>							
0,72	13,9	120	0,47	11,2	0,20	26,4	116,2
0,72	0	120	0,20	26,4	0,14	39,2	
0,72	13,9	120	0,52	10,2	0,25	21,2	101,7
0,72	0	120	0,25	21,2	0,20	26,2	
0,72	13,9	120	0,57	9,3	0,30	17,6	73,8
0,72	0	120	0,30	17,6	0,26	20,3	
<i>Разомкнутая схема пневмотранспорта</i>							
0,72	13,9	120	0,37	14,2	0,10	52,7	122,1
1,20	8,3	170	0,26	16,8	0,10	43,8	150,3
1,36	7,4	208	0,23	14,4	0,10	33,1	142,7
3,25	3,1	375	0,16	15,3	0,10	24,4	185,6

разомкнутой схемы давление на входе в компрессор принимается атмосферным.

В таблице приведены результаты расчетов для замкнутого и разомкнутого вариантов пневмотранспортной магистрали, схема которой представлена на рис. 10 для производительности  $G_T = 10$  кг/с (36 т/ч). Расчет коэффициентов Гастерштадта и критической скорости на вертикальных участках проводился по зависимостям работы [7], а критической скорости на горизонтальных участках — по скорректированной зависимости работы [10].

Приведенные результаты показывают, что использование замкнутой системы с повышенным давлением снижает мощность компрессорного агрегата в 1,6–2,5 раза для допустимых по условиям измельчения скоростей воздуха в конце магистрали. При сравнении линии из труб диаметром 120 мм и толщиной стенки 10 мм (замкнутый вариант) и линии из труб диаметром 375 мм и толщиной стенки 10 мм (разомкнутый вариант) выигрыш в металлоемкости для рассмотренных вариантов достигает 30 %.

### ВЫВОДЫ

Результаты сравнительных расчетных оценок и экспериментальные данные показывают, что использование повышенного давления несущего газа дает следующие преимущества перед традиционным пневмотранспортом:

- ✦ снижаются гидравлические потери по длине пневмотрубопровода, что позволяет существенно увеличить дальность пневмотранспортирования;
- ✦ снижаются энергозатраты на пневмотранспортирование (оценочно в несколько раз);
- ✦ величина минимально допустимой (критической) скорости уменьшается обратно пропорционально корню квадратному из плотности несущего газа и есть всегда меньше реальной скорости потока по длине пневмотрассы при условии заданного ее превышения в начальном сечении пневмотрубопровода;
- ✦ снижается средняя скорость газа и частиц по длине трубопровода, что обеспечивает умень-

шение износа линейной части трубопровода и измельчение транспортируемого материала.

Результаты экспериментов и расчетные данные, полученные применительно к конкретной системе пневмотранспорта зерна пшеницы от элеватора к мельнице протяженностью 615 м, показывают, что использование замкнутой системы с обратной линией чистого воздуха снижают мощность компрессорного агрегата, металлоемкость трубопроводов, обеспечивая высокую степень сохранности транспортируемого материала.

Дополнительные затраты на создание обратной линии трубопровода для подачи очищенного газа на вход компрессора компенсируются уменьшением диаметров трубопроводов, снижением абразивного износа и измельчаемости транспортируемого материала. Применение данного способа пневмотранспорта целесообразно для линий, освоенных традиционным пневмотранспортом, и для систем протяженностью более 1–2 км. Реализация предлагаемой технологии базируется в основном на использовании стандартного оборудования, применяемого в традиционных системах пневмотранспорта.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Успенский В.А. Пневматический транспорт / В.А. Успенский. — М.: Металлургиздат, 1959. — 152 с.
2. Зуев Ф.Г. Пневматическое транспортирование на зерноперерабатывающих предприятиях. — М.: Колос, 1976. — 341 с.
3. Островский Г.М. Пневматический транспорт сыпучих материалов в химической промышленности. — Л.: Химия, 1984. — 104 с.
4. Тимошенко В.И., Кнышенко Ю.В., Щербаков В.И. Определение гидравлических потерь при движении двухфазного потока в горизонтальном трубопроводе // Энергетика (Изв. высш. учеб. заведений). — 1990. — № 9. — С. 81–85.
5. Криль С.И., Чальцев М.Н. К вопросу о методиках расчета основных параметров пневмотранспорта сыпучих материалов по горизонтальным трубам // Прикладная гидромеханика. — 2010. — Т. 12, № 4. — С. 36–44.
6. Алиев Р.А., Белоусов В.Д., Немудров А.Г. и др. Трубопроводный транспорт нефти и газа. — М.: Недра, 1988. — 368 с.
7. Смолдырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт. — М.: Металлургия, 1975. — 384 с.

8. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. — М.: Энергия, 1970. — 424 с.
9. Тимошенко В.И., Кнышенко Ю.В., Котысов В.Ф., Громов Е.Н. Влияние повышенного давления несущего газа на гидравлические характеристики двухфазного потока типа газ — твердые частицы // Инж.-физический журнал — 1992. — Т. 62, № 2. — С. 188—194.
10. Сакс С.Е. Определение критической скорости взвешенного потока // Инж.-физический журнал. — 1970. — Т. 18, № 5. — С. 832—837.

*В.И. Тимошенко, Ю.В. Кнышенко*

#### ПНЕВОТРАНСПОРТ СИПУЧИХ МАТЕРИАЛІВ З ПІДВИЩЕНИМ ТИСКОМ НЕСУЧОГО ГАЗУ

На основі розрахункових оцінок і результатів експериментальних досліджень на лабораторному пневмотранспортному стенді з тиском несучого газу до 3,3 МПа показано, що використання підвищеного тиску несучого газу при пневмотранспорті сипучих матеріалів дозволяє при заданій продуктивності пневмотраси знизити енерговитрати на транспортування та зменшити перепади швидкостей несучого газу на початку і в кінці пневмотранспортної лінії. Наведено порівняльні дані проектних параметрів пневмотранспортної системи для переміщення зерна пшениці на комбінаті хлібопродуктів від елева-

тора до млина традиційним шляхом та з використанням пневмотраси з підвищеним тиском несучого газу.

*Ключові слова:* пневматичний транспорт, підвищений тиск, сипучий матеріал, експеримент, гідравлічний опір, компресор, енерговитрати, дальність транспортування.

*V.I. Tymoshenko, Yu.V. Knyshenko*

#### GRANULAR MATERIAL PNEUMATIC TRANSPORTATION UNDER INCREASED PRESSURE OF CARRIER GAS

Based on the calculated estimates and results of experimental studies on the laboratory bench with pneumatic pressure of the carrier gas up to 3.3 MPa it is shown that the use of carrying gas at increased pressure for granular material pneumatic transportation allows to reduce transportation energy expenditure and the velocity step of carrier gas at the beginning and at the end of pneumatic transport line under given pneumatic line capacity. Comparative data for designed parameters of the pneumatic transport system for wheat movement at a bakery plant from the grain elevator to the miller in the traditional way and with the use of increased pressure is given.

*Key words:* pneumatic transportation, increased pressure, granular material, experiment, hydraulic resistance, compressor, energy expenditure, transportation distance.

Стаття надійшла до редакції 21.05.12