

## ОПЫТ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Чальцев М.Н., Бугаев Б.Е.

Автомобильно-дорожный институт  
Донецкого национального технического университета

*Інститут виконує дослідження у галузі пневматичного транспорту сипучих матеріалів з метою створення нових, енергозберігаючих технологій та устаткування.*

Пневмотранспортные системы (ПТС) имеют значительное преимущество среди других видов непрерывного транспорта. Сжатым воздухом транспортируются строительные материалы (цемент, гипс), пищевые (зерно, комбикорма), продукты химической промышленности (удобрения) и т.п. Так называемые «топливные» материалы (угольная пыль, зола, торф) в настоящее время в основном перемещается с помощью ПТС.

К недостаткам ПТС в первую очередь нужно отнести сравнительно высокие транспортные энергозатраты. Поэтому усилия исследователей направляются прежде всего на решение этой задачи.

В транспортном трубопроводе затраты энергии определяются квадратом скорости движения транспортирующего воздуха. От скорости воздуха зависит также износ трубопровода, интенсивность разрушения частиц транспортируемого материала. С другой стороны, уменьшение количества и скорости воздуха до некоторой критической величины приводит к колебаниям давления в трубопроводе, дестабилизирует процесс транспортирования. Возникает задача правильного аэродинамического расчета трубопровода во всем диапазоне возможных отклонений от расчетной величины скоростей и концентраций транспортируемой смеси.

Вопросы надежности и энергоемкости систем пневмотранспорта, разработки методик уточненного расчета критических скоростей транспортирования рассматриваются в [1, 2] и в других работах. Необходимо отметить, что предлагаемые в них методики расчета основаны на эмпирических зависимостях, поэтому не могут претендовать на высокую точность и универсальность.

Более обоснованные теоретические модели движения сплошных сред в гидромеханике разрабатываются на основе уравнений движения и равновесия потоков. В работе [3] была предпринята попытка создания теоретической модели потока газ - твердые частицы. Система уравнений

движения одномерного потока газозвеси для участка трубы между двумя произвольными поперечными сечениями 1 и 2 имеет вид:

$$\rho_1(1 - C_1)U_1 = \rho_2(1 - C_2)U_2, \quad (1)$$

$$\rho_T C_1 U_1 = \rho_T C_2 U_2, \quad (2)$$

$$\rho_{\tilde{n}i} \frac{U_{\tilde{n}i}^2}{2} + P + \Delta P = const., \quad (3)$$

где нижними индексами 1 и 2 обозначены величины, относящиеся к первому и второму сечению соответственно. В уравнениях (1)-(3) приняты следующие обозначения:  $U$  – средняя по поперечному сечению трубы скорость движения газозвеси;  $\rho$ ,  $\rho_T$ ,  $\rho_{\tilde{n}i}$  – плотность газа, твердых частиц и смеси;  $C$  – объемная концентрация, равная отношению объемного расхода твердых частиц к объемному расходу газозвеси;  $P$  – давление в газе;  $\Delta P$  – потери давления, обусловленные трением газозвеси о стенки трубы и местными гидравлическими сопротивлениями.

Уравнения (1) и (2) выражают постоянство массовых расходов газа и твердых частиц вдоль потока, тогда как (3) представляет собой уравнение Бернулли для потока реальной газозвеси.

В гидромеханике уравнение Бернулли для идеальной жидкости используется как закон сохранения механической энергии [4]. Сложность в использовании уравнения Бернулли для потока газозвеси заключается в необходимости учета сжимаемости газа, а также неравномерности распределения концентраций и скоростей фаз по живому сечению. В научной литературе известны уравнения Бернулли, составленные для потока суспензии как несжимаемой среды [5], а также для потока газожидкостной смеси как сжимаемой среды [6]. Для потока газозвеси это уравнение впервые было решено нами в сотрудничестве с Институтом гидромеханики НАН Украины [7]. В итоге получена теоретическая зависимость удельного падения давления в трубопроводе от скорости газа:

$$Z \quad 2 \quad (4)$$

где  $L$  – длина участка трубопровода;  $m_p$  – расходная массовая концентрация смеси;  $\lambda_{cm}$  – коэффициент гидравлического трения смеси;  $D$  – диаметр трубопровода;  $\beta_T$  – коэффициент Кориолиса для твердых

частиц, который представляет собой отношение действительной кинетической энергии массы твердых частиц к «средней» кинетической энергии этой же массы.

Если обозначить множитель в квадратных скобках правой части уравнения (4) через  $\varphi$ , а второй множитель, который по формуле Дарси-Вейсбаха выражает удельные потери давления при движении чистого газа, через  $\frac{\Delta P_{\tilde{a}}}{L}$ , то уравнение (4) можно записать так:

$$\frac{\Delta P}{L} = \varphi \frac{\lambda_{ci}}{\lambda_2} \frac{\Delta P_{\tilde{a}}}{L}. \quad (5)$$

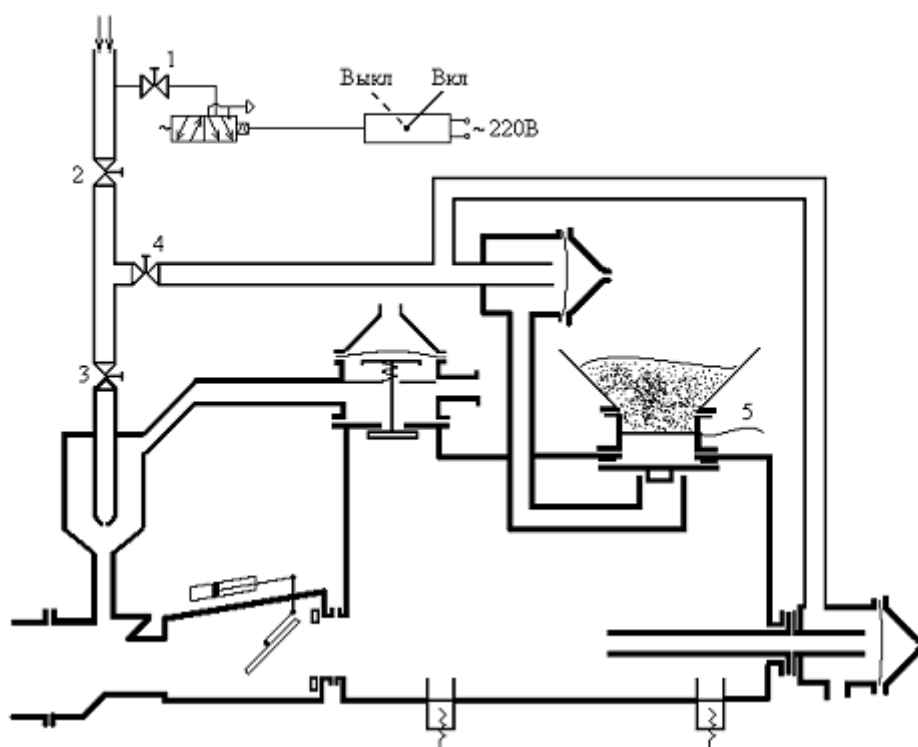
Предварительные расчеты гидравлических потерь в горизонтальном трубопроводе при пневмотранспорте сыпучих материалов показывает их неплохую сходимость с опытными данными в пределах до 10%. Для сравнения отметим, что расчеты по эмпирическим методикам дают погрешность до 30% и более.

Другим по значению источником энергозатрат после транспортного трубопровода является питатель пневмотранспортной системы.

Существуют два типа питателей, которые обеспечивают пневмотранспорт наиболее экономичным методом – высокой концентрацией смеси. Это пневмовинтовые и камерные насосы. Пневмовинтовой питатель оборудован шнеком, который с помощью электропривода подает транспортируемый материал в зону повышенного давления. Камерный питатель оперирует только сжатым воздухом, он лишен электропривода и за счет этого экономит почти столько же энергии, сколько ее требуется собственно на транспортирование.

В настоящее время новые ПТС оборудуются преимущественно камерными насосами. Однако на большинстве действующих промышленных ПТС применяются насосы ПВН, замена которых на камерные могла бы дать существенную экономию энергии. Проблема состоит в том, что размеры ПВН меньше по высоте, чем камерный насос той же производительности, их замена требует значительных капитальных затрат на переоборудование производства.

В АДИ Дон НТУ разработан новый класс камерных питателей – малогабаритный камерный насос (МКП), который по своим габаритам легко встраивается взамен ПВН той же производительности без реконструкции оборудования цеха. Высокая производительность МКП при уменьшении емкости камеры насоса обеспечена с помощью специальных быстродействующих затворов и интенсификации процесса загрузки путем создания разрежения в камере. Схема МКП представлена на рис. 1.



1 – вентиль управления; 2 – заслонка; 3 – клапан регулирующий; 4 – заслонка подачи воздуха в камеру питателя; 5 – шибер пылевого бункера;

Рис.1 Схема малогабаритного камерного питателя

Новая технология успешно внедрена на Славянской ТЭС. Малогабаритный камерный питатель НК-5 установлен взамен пневмовинтового в линии подачи угольной пыли на энергоблок.

Производительность насоса 60 т угольной пыли в час, дальность подачи – 450м.

Аннулирован электродвигатель мощностью 200 кВт. Расход электроэнергии на один питатель сокращен на 500000 кВт/ч в год.

## Литература

1. Голобурдин А.Н., Донат Е.В. Пневмотранспорт в резиновой промышленности. – М.: Химия, 1983 – 161с.
2. Островский Г.М. Пневматический транспорт сыпучих материалов в химической промышленности. – Л.: Химия, 1984 – 104с.

3. Чальцев М.Н. О гидравлическом расчете трубопроводов для пневмотранспортных систем // Вестник НТУУ (КПИ), Серия Машиностроение, - 2000, №38, т.1, - с.50-54.
4. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). – М: Стройиздат, 1975. – 323с.
5. Дементьев М.А. О гидравлическом расчете прямолинейных и равномерных взвесенесущих потоков в гидротранспортных системах // Изв. ВНИИГ. – 1964. – т.75 – с.33-58.
6. Федоровский А.Д., Никифорович Е.И. Процессы переноса в системах газ-жидкость. – К.: Наукова думка, 1988. – 256с.
7. Криль С.И., Чальцев М.Н. Уравнение Бернулли для потока газозвеси // Прикладная гидромеханика, т.6 (78), №1, 2004.

Поступила в редакцию 11 января 2004 года