

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОТОКОВ ГАЗОВЗВЕСИ

М. Н. Чальцев, канд. техн. наук  
Автомобильно-дорожный институт ДонНТУ, г. Горловка  
С. И. Криль, докт. техн. наук  
Институт гидромеханики НАН Украины, г. Киев

*Надано теоретичне обґрунтування нового методу гідравлічного розрахунку пневмотранспортного потоку. Метод розроблено на базі рішення рівняння Бернуллі для аеродисперсних потоків.*

*Theoretical method of a new technique account of the pneumatic flow is represented. The method is developed on the ground of Bernoulli equation decision.*

## Введение

Важными параметрами, определяющими энергетические характеристики промышленных систем пневматического транспорта, являются удельные потери напора на горизонтальных участках транспортного трубопровода.

Действующие методики гидравлического расчета пневмотранспортных потоков построены на эмпирических зависимостях, область применения которых обычно ограничена условиями эксперимента, а погрешность расчета достигает 40 % и более.

Известны попытки создания аналитических методов расчета [1, 2], но они справедливы только для низкой концентрации потока (до 5 кг частиц в 1 кг воздуха), поэтому не могут быть использованы для расчета промышленных пневмотранспортных трубопроводов, где концентрация потока достигает значений 15–25 кг / кг и более.

Теоретической основой гидравлических расчетов потоков газозвеси могут служить три гидравлических уравнения: неразрывности, Бернулли и гидравлических сопротивлений. При записи уравнений неразрывности, выражающих постоянство массовых расходов фаз в поперечном сечении потока, не возникает особых трудностей.

Уравнение Бернулли для потоков газозвеси также известно, оно составлено авторами в 2004 г. [3].

На базе уравнения Бернулли была разработана обобщенная методика гидравлического расчета газозвеси [4], которая обеспечивает высокую точность расчетов для зернистых материалов. Однако выяснилось, что результаты расчетов газозвеси пылевидных материалов с размером частиц менее 100 мкм дают существенные отклонения от опытных данных. Для выявления причин этого обстоятельства потребовалось проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

## Изучение основного материала

Целью данной работы является создание научно-обоснованных инженерных методов гидравлического расхода потоков газозвеси пылевидных материалов.

Рассмотрим следующую модель потока. Пневмотранспортный поток является потоком некоторой однородной однофазной жидкости, плотность и вязкость которой равняется плотности и вязкости газозвеси. Движение газозвеси низконапорное, характеризующееся относительно малыми перепадами давления между начальным и конечным сечениями потока. В этом случае газ можно рассматривать как несжимаемую среду, а его плотность – как постоянную величину. Режим теплообмена – изотермический. В этих условиях уравнение Бернулли приобретает вид [3]:

$$\rho_{см} = \frac{U_{см}}{2} + P + \rho_P g z + \Delta P_{TP} = \text{const}, \quad (1)$$

где  $\rho_{см}$  – эффективная плотность газозвеси, соответствующая скорости  $U_{см}$  ;  
 $P$  – давление;

$\rho_p$  – расходная плотность газозвеси;  
 $g$  – ускорение свободного падения;  
 $z$  – высота расположения центра масс краевого сечения потока относительно плоскости сравнения;  
 $\Delta P_{TP}$  – потери давления на трассе.

Напишем уравнение Бернулли (1) для двух произвольных сечений потока газозвеси 1–1 и 2–2, отстающих друг от друга на расстоянии  $L$ :

$$\rho_{cm,1} \frac{u_{cm}^2}{2} + P_1 + \rho_p g z_1 = \rho_{cm,2} \frac{u_{cm}^2}{2} + P_2 + \rho_p g z_2 + \Delta P_{TP}, \quad (2)$$

где индексами 1 и 2 снабжены величины и соответствующих живых сечениях 1–1 и 2–2.

В случае движения газозвеси в трубе постоянного диаметра поток является равномерным и, следовательно,  $u_{cm,1} = u_{cm,2}$ ;  $\rho_{cm,1} = \rho_{cm,2}$ . В этом случае из (2) вытекает:

$$P_1 - P_2 = \Delta P_{TP} + \rho_p g (z_2 - z_1). \quad (3)$$

Разделив обе части уравнения (3) на  $L$  и, обозначив  $\frac{P_1 - P_2}{L}$  и  $\frac{z_2 - z_1}{L}$  соответственно через  $\frac{\Delta P}{L}$  и  $\sin \alpha$ , где  $\alpha$  – угол наклона трубы к горизонтальной плоскости, будем иметь:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\Delta P_{TP}}{L} + \rho_p g \sin \alpha. \quad (4)$$

Теперь определяем удельные потери давления на трение  $\frac{\Delta P_{TP}}{L}$ .

Пользуясь методом гидравлики, газозвесь будем рассматривать как некоторую однофазную однородную жидкость плотностью  $\rho_{cm}$  и эффективной вязкостью  $\gamma_{cm}$ . По аналогии с выражением удельных потерь давления в трубопроводной гидравлике имеем:

$$\frac{\Delta P_{TP}}{L} = \lambda'_{cm} \rho_{cm} \frac{u_{cm}^2}{2D}, \quad (5)$$

где  $\lambda'_{cm}$  – расчетный коэффициент гидравлического трения для рассматриваемой модельной жидкости;

$D$  – внутренний диаметр трубы.

В потоке мелкодисперсных частиц, когда средние скорости воздуха и материала могут быть приравнены друг к другу, величина  $u_{cm}$  может быть выражена через скорость воздуха  $u$ :

$$u_{cm} = u(1 + \mu).$$

Из выражений (5) и (6) получаем:

$$\frac{\Delta P_{TP}}{L} = \lambda'_{cm} \rho_{cm} (1 + \mu_v)^2 \frac{u^2}{2D}. \quad (6)$$

В рамках принятой модели, рассматривающей газозвесь как однородную однофазную жидкость плотностью  $\rho_{cm}$  и динамической вязкостью  $\gamma_{cm}$ , входящий в (5) расчетный коэффициент гидравлического трения  $\lambda'_{cm}$  зависит от числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_{cm} = \frac{uD}{\nu_{cm}}, \quad (7)$$

где  $\nu_{cm} = \frac{\gamma_{cm}}{\rho_{cm}}$  – кинематическая вязкость газозвеси, и от относительной эквивалентной шероховатости внутренней стенки трубы  $\frac{K_g}{D}$ . Для определения величины  $\lambda'_{cm}$  можно использовать, в частности, формулу, аналогичную формуле Альтшуля, полученной для потока однородной жидкости [5]:

$$\lambda'_{cm} = 0,11 \left( \frac{68}{Re_{cm}} + \frac{K_g}{D} \right)^{0,25}. \quad (8)$$

Что касается динамической вязкости газозвеси  $\gamma_{cm}$ , то для малых значений объемной концентрации  $\mu_v$  величина  $\gamma_{cm}$  может быть определена по формуле, аналогичной для суспензий [6]:

$$\gamma_{cm} = \gamma(1 + 3,5\mu_v), \quad (9)$$

где  $\gamma$  – динамическая вязкость газа.

Таким образом, формула (7) позволяет определить с учетом (8) удельный перепад давления  $\frac{\Delta P_{TP}}{L}$  при движении однородной жидкости, моделирующей запыленный газ, в трубах. Оказывается, что экспериментальные значения  $\frac{\Delta P_{TP}}{L}$ , соответствующие движению запыленного газа, существенно занижены по сравнению с расчетными значениями  $\frac{\Delta P_{TP}}{L}$  для модельной жидкости. Иначе говоря, фактический коэффициент гидравлического трения, который обозначаем через  $\lambda_{cm}$ , оказывается существенно меньшим расчетного коэффициента гидравлического трения  $\lambda'_{cm}$ .

В качестве примера, подтверждающего вышесказанное, на рисунке 1 показана зависимость отношения  $\frac{\lambda_{cm}}{\lambda'_{cm}}$  от  $\mu_v$ , полученная в результате обработки опытных данных, заимствованных из [7], по измерению  $\frac{\Delta P_{TP}}{L}$  при пневмотранспортировании цемента крупностью  $d_s = 0,021$  мм и плотностью  $\rho_s = 3060$  кг/м<sup>3</sup> в горизонтальной трубе диаметром  $D = 0,05$  м. При определении  $\frac{\lambda_{cm}}{\lambda'_{cm}}$  для заданных средних скоростей движения газа величина  $\lambda_{cm}$  вычисляется по формуле:

$$\lambda_{cm} = \left( \frac{\Delta P_{TP}}{L} \right)_{он} / \left( \rho_{cm} \left( 1 + \mu_v \right)^2 \frac{u^2}{2D} \right), \quad (10)$$

где  $\left( \frac{\Delta P_{TP}}{L} \right)_{он}$  – экспериментальное значение удельного перепада давления в потоке газозвеси. Коэффициент же  $\lambda'_{cm}$  определялся по формуле (8).

Как видно на рисунке 1, величина  $\frac{\lambda_{cm}}{\lambda'_{cm}}$  равняется около 0,2. Такое существенное уменьшение фактического коэффициента гидравлического трения  $\lambda_{cm}$  по сравнению с расчетным коэффициентом  $\lambda'_{cm}$  можно физически объяснить гашением турбулентности пылевидной взвесью. Любопытно отметить, что указанный выше эффект снижения

удельного перепада давления присущ только газозвесьям, содержащим пылевидные частицы. При гидравлическом трубопроводном транспорте таких частиц этот эффект не наблюдается, и в данном случае  $\lambda'_{см} = \lambda_{см}$ . Отсюда следует, что определяющую роль в подавлении турбулентности играет, по-видимому, сравнительно большая относительная плотность твердых частиц  $\frac{\rho_T}{\rho}$  и связанная с ней инерционность этих частиц в процессе их переноса пульсационным движением газа. Сам физический механизм влияния мелкой взвеси на турбулентность газа можно объяснить следующим образом.

Согласно [8], в любом турбулентном двухфазном потоке полный переток механической энергии от осредненного движения смеси к пульсационному происходит одновременно по двум «каналам»: из-за потери устойчивости и распада вихрей несущей среды, а также путем образования крупно- или мелкомасштабных возмущений или вихревых следов вследствие обтекания твердых частиц жидкостью или газом.