

М. Н. Чальцев, д-р. техн. наук, проф.

Донецкий государственный технический университет, г. Горловка Донецкая обл., Украина

ЗАПИРАЮЩЕЕ СВОЙСТВО ТРУБОПРОВОДНОГО КОЛЕНА И ОПЫТ ЕГО ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Анализируются условия создания прочной пробки в изгибе (колоне) трубопровода, заполненном сыпучим материалом. Разработана математическая модель устройства. Предложено простое и надежное техническое решение запорного органа для питателей пневмотранспортных систем.

Наиболее ответственными узлами камерного питателя в системе пневматического транспортирования сыпучих материалов являются его грузовые запорные органы, обеспечивающие переключение режимов загрузки и выгрузки питателя. В качестве запорных органов обычно используются различного рода клапаны, задвижки, заслонки, которые, как правило, оборудуются приводами электромагнитными, пневматическими или иного типа. Все это оборудование усложняет конструкцию питателя, неизбежно отражается на надежности, в силу инерционности приводов снижает его производительность. Поэтому повышение быстродействия и надежности запорных органов является важной задачей совершенствования камерных питателей.

Одним из нетрадиционных способов решения данной задачи является использование запорного колена в качестве разгрузочного запорного органа.

Известно, насколько опасным явлением в практике эксплуатации пневмотранспортных систем являются случаи завала транспортного трубопровода, когда в нем образуется плотная пробка сыпучего материала. Особенно часто завал образуется в местах изгиба трубопровода, в так называемых коленах.

Если же определенной формы колено оборудовать аэратором, то явление завала можно использовать как управляемый запорный орган питателя. Сыпучий материал в колоне под давлением из камеры образует плотную пробку, которая, однако, легко разрушается и устраняется с помощью сжатого воздуха, вдуваемого в пробку аэраторное колено, будучи предельно простым по конструкции, является, тем не менее, довольно сложным функциональным объектом, требующим детального изучения условий формирования плотной и прочной материальной пробки. Неудачный подбор параметров колена грозит или преждевременным разрушением пробки под давлением из камеры и нарушением режима работы установки, или увеличением сопротивления и потерь давления в транспортном трубопроводе. В связи с этим представляется целесообразным проведение аналитических исследований параметров запорного колена и прочности создаваемой в нем пробки.

Рассмотрим упрощенную расчетную схему колена, изображенную на рисунке 1.

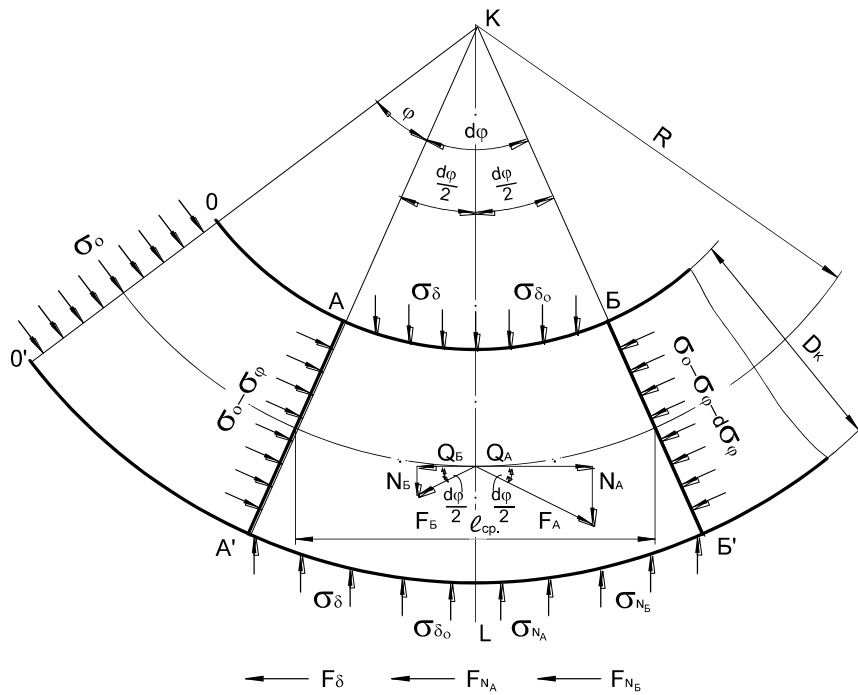


Рисунок 1 – Схема сил и напряжений в запорном колене

Колено с диаметром D_k и радиусом изгиба R заполнено уплотненным сыпучим материалом. В начале колена (сечение OO') материал находится под давлением σ_0 . По длине колена под действием сил трения давление уменьшается. В сечении AA' , выполненному под углом φ к плоскости OO' , давление уменьшается на величину σ_φ , и становится равным $\sigma_0 - \sigma_\varphi$.

Двумя бесконечно близкими сечениями AA' и BB' , с углом $d\varphi$ между ними, выделим из колена произвольный элемент $AA'B'B$.

Средняя длина элемента при измерении угла φ в радианах будет равна $L_{cp} = R d\varphi$.

Периметр поперечного сечения колена $\Pi = \pi D_k$.

Площадь поперечного сечения $S_K = \frac{\pi D_k^2}{4}$.

В выделенном элементе потери продольного давления составляют $d\sigma_\varphi$, таким образом, в сечении BB' давление будет равно $\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi$. От стенок колена сжатый материал испытывает боковое давление σ_δ , величина которого при расчете напряженного состояния сыпучих сред прямо пропорциональна величине продольного давления $\sigma_0 = \psi(\sigma_0 - \sigma_\varphi)$, где ψ – коэффициент бокового давления.

На элемент колена действуют продольные силы F_A и $F_{A'}$. Если принять однородным продольное давление по всему поперечному сечению колена, то

$$F_A = S(\sigma_0 - \sigma_\varphi) = \frac{\pi D_k^2}{4}(\sigma_0 - \sigma_\varphi),$$

$$F_{A'} = S(\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi) = \frac{\pi D_k^2}{4}(\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi).$$

Силы F_A и F_B разлагаем на составляющие Q_i и N_i так, чтобы продольные составляющие Q_i располагались на касательной к оси колена в пределах выделенного элемента:

$$\begin{aligned} Q_A &= F_A \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi) \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \\ Q_{A'} &= F_{A'} \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi) \cos\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \\ N_A &= F_A \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi) \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \\ N_{A'} &= F_{A'} \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi) \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right). \end{aligned}$$

Под действием поперечных сил N_A и N_B возникают силы трения материала о стенки колена:

$$\begin{aligned} F_{N_A} &= f N_A = f \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi) \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \\ F_{N_{A'}} &= f N_{A'} = f \frac{\pi D_k^2}{4} (\sigma_0 - \sigma_\varphi - d\sigma_\varphi) \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right), \end{aligned}$$

где f – коэффициент трения, и соответствующие им давления – σ_{N_A} и $\sigma_{N_{A'}}$.
И еще одна сила трения F_δ возникает от бокового давления σ_δ .

$$F_\delta = f \sigma_\delta \Pi L_{cp} = f \psi \pi D_k R (\sigma_0 - \sigma_\varphi) d\varphi.$$

Вес материала в колене в расчет не принимается.

Уравнение равновесия проекций сил на продольную ось имеет вид:

$$Q_A - Q_B - F_\delta - F_{N_A} - F_{N_{A'}} = 0.$$

Подставляем значения этих сил и после преобразований, получаем:

$$d\sigma_\varphi \cos\frac{d\varphi}{2} - f \frac{2\psi R}{D_k} (\sigma_0 - \sigma_\varphi) d\varphi - 2f (\sigma_0 - \sigma_\varphi) \sin\frac{d\varphi}{2} + f d\sigma \sin\frac{d\varphi}{2} = 0.$$

Учитывая, что $\sin\frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$, $\cos\frac{d\varphi}{2} \approx 1$ и, пренебрегая произведением дифференциалов, запишем:

$$d\varphi + f \left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right) \sigma_\varphi d\varphi - f \left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right) \sigma_0 d\varphi = 0,$$

откуда

$$d\varphi = \frac{d\sigma_\varphi}{f \left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right) (\sigma_0 - \sigma_\varphi)}.$$

Проинтегрировав полученное уравнение, находим:

$$\varphi = \frac{\ln(\sigma_0 - \sigma_\varphi)}{f\left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right)} + C.$$

Константу С определим из нулевых условий (для сечения ОО') $\varphi = 0, \sigma_\varphi = 0$:

$$C = \frac{\ln \sigma_0}{f\left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right)}.$$

С учетом полученного значения константы С:

$$\varphi = -\frac{\ln\left(\frac{\sigma_0 - \sigma_\varphi}{\sigma_0}\right)}{f\left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right)}.$$

Текущее значение давления в колене обозначим знаком σ : $\sigma = \sigma_0 - \sigma_\varphi$.
Тогда

$$\varphi = -\frac{\ln\left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)}{f\left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right)}.$$

Решая последнее уравнение относительно $\frac{\sigma_0}{\sigma}$, получаем:

$$\frac{\sigma_0}{\sigma} = e^{-\varphi f\left(1 + \frac{4\psi R}{D_k}\right)}.$$

Полученные формулы можно записать также в координатах L_k (длина дуги запорного колена).

Поскольку $L_k = \left(\frac{2\pi R}{2\pi}\right)\varphi = R\varphi$ и $\varphi = \frac{L_k}{R}$, то

$$L_k = \frac{\ln\left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right)}{f\left(\frac{1}{R} + \frac{4\psi}{D_k}\right)}.$$

Обозначив $a = f\left(\frac{1}{R} + 4\psi\frac{R}{D_k}\right)$, можно записать:

$$\varphi = \frac{1}{a} \ln\left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right); \quad L_k = \frac{1}{a} \ln\left(\frac{\sigma_0}{\sigma}\right);$$

$$\frac{\sigma_0}{\sigma} = e^{L_k a}; \quad \frac{\sigma_0}{\sigma} = e^{-\varphi a}$$

Найденные зависимости позволяют произвести качественный анализ влияния параметров колена и характеристик заполняющего его сыпучего материала на прочность образующейся в ней пробки. Чем быстрее затухает в колене давление, тем прочнее образующаяся в нем пробка. Можно считать достаточным для затвора участок колена, обеспечивающий снижение первоначального давления на 90...95 %, т. е. в 10...20 раз. В реальной конструкции питателя угол поворота колена может составлять 90–130°. При

правильно подобранных параметрах R и D_k затухание давления в нем до величин 0,1 и менее от первоначального происходит уже при повороте колена на $60-70^\circ$. Варьируя в доступных пределах параметрами колена: радиусом кривизны R , диаметром D_k , углом поворота φ или длиной дуги L_k можно обеспечить надежный затвор.

Работоспособность предложенного устройства подтверждена при тщательной проверке затвора в лабораторных и промышленных условиях на пневмоподъемнике, установленном в пылеприготовительном цехе Славянской ТЭС. Пневмоподъемник камерного типа предназначен для подъема молотого угля в количестве 70 т/час на высоту 30 м. Схема питателя пневмоподъемника с запорным коленом на выходе представлена на рисунке 2.

Питатель установлен наклонно в мельничном приемке и оборудован загрузочным клапаном 1 и системой подачи сжатого воздуха 5, 6, 7, 8. Камера 2 диаметром 720 мм, длиной 6000 мм, через переходный конус соединена с запорным коленом 4, диаметр которого составляет $D_k = 324$ мм, радиус изгиба $R = 1250$ мм. При загрузке камеры через открытый клапан 1 мельпродуктом заполняется часть запорного клапана. Затем клапан 1 закрывается и в камеру по патрубку 5 подается сжатый воздух, который уплотняет в колене пробку и создает в камере начальное давление, требуемое для эффективного транспортирования. Затем с подачей воздуха в запорное колено пробка разрушается, происходит выдача материала из камеры 2 через колено 4 в транспортный трубопровод и далее на сепараторы.

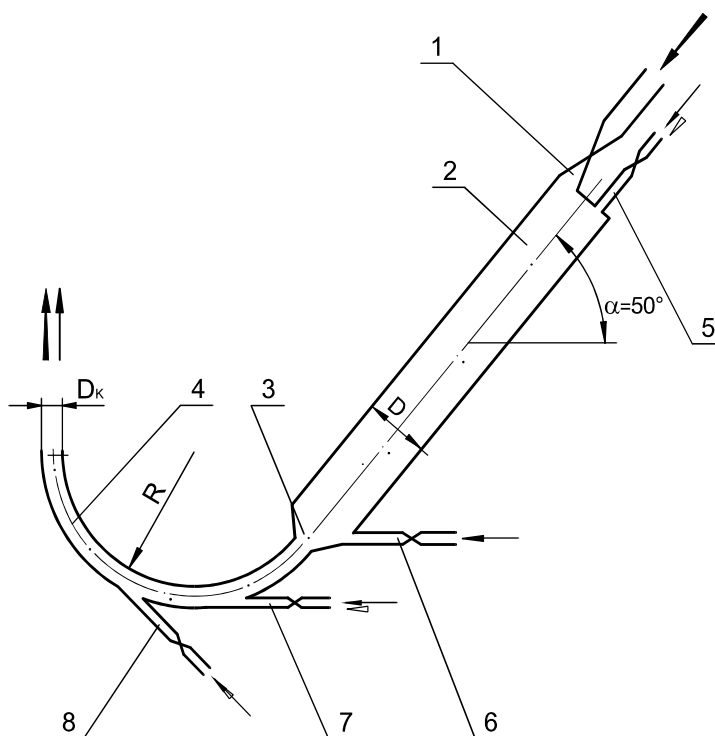


Рисунок 2 – Схема питателя с наклонной камерой и запорным коленом:
1 – клапан загрузочный; 2 – камера; 3 – конус; 4 – запорное колено; 5, 6, 7, 8 – патрубки ввода сжатого воздуха

В процессе испытаний установки отказов в работе запорного колена не наблюдалось.

Таким образом подтверждена возможность использования запирающего свойства трубопроводного колена на практике. Это простое и надежное техническое решение может быть предложено для пневмотранспортных систем любого назначения.

Список использованной литературы

1. Зенков Р. П. Механика насыпных грузов / Р. П. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 250 с.

Zenkov R. P. Mekhanika nasypanykh грузов (Bulk Goods Mechanics) / R. P. Zenkov. – М.: Mashinostroyeniye, 1964. – 250 s.

2. Зенков Р. П. Машины непрерывного транспорта / Р. П. Зенков, И. И. Иванников, П. Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1980. – 303 с.

Zenkov R. P. Mashiny nepreryvnogo transporta (Stream-Flow Transportation Machines) / R. P. Zenkov, I. I. Ivannikov, P. N. Kolobov. – М.: Mashinostroyeniye, 1980. – 303 s.