

К. т. н. А. Б. Гольцов, д. т. н. К. И. Логачёв (✉), к. т. н. Ю. Г. Овсянников,
к. т. н. В. М. Киреев

ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический
университет имени В. Г. Шухова», г. Белгород, Россия

УДК 533.6:628.5

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ЗАГРУЗОЧНОМ ЖЕЛОБЕ АСПИРАЦИОННОГО УКРЫТИЯ С МНОГОСТУПЕНЧАТЫМ РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫМ ВОЗДУШНЫМ ЗАТВОРОМ

Рассмотрена многоступенчатая технологическая рециркуляция аспирационного воздуха в перегрузочные желоба — возврат аспирируемого от укрытий технологического оборудования воздуха обратно в технологический процесс с целью снижения энергетических затрат за счет создания аэродинамического сопротивления на пути движения эжекционного воздуха и поддержания требуемых теплофизических параметров в оборудовании. Рекомендуется оснащать желоба многоступенчатыми рециркуляционными затворами с минимально возможным углом подачи воздуха навстречу потоку, эжектируемому перегружаемым сыпучим материалом, что повысит энергетическую эффективность систем вентиляции и сократит выбросы в атмосферу вредных веществ.

Ключевые слова: обеспыливающая вентиляция, рециркуляция, энергосбережение, конвейерная перегрузка.

ВВЕДЕНИЕ

Производство строительных материалов и переработка минерального сырья сопровождается значительным выделением пыли. Для ее эффективной локализации используются различные технологические приемы [1–4], совершенствующие производственный процесс и системы обеспыливающей вентиляции. Работа систем обеспыливающей вентиляции требует значительных энергетических затрат, связанных с процессами локализации, транспортировки и очистки воздушных потоков от пыли [5]. В основном они обусловлены энергозатратами на преодоление сопротивления систем обеспыливающей вентиляции и создание достаточной для эффективной локализации необходимой скорости воздушного потока в местах пылевыведения. Совершенствование систем обеспыливающей вентиляции направлено на снижение расхода удаляемого воздуха, снижение концентрации пыли в аспирируемом воздухе, повышение степени очистки пылеулавливающими установками, снижение

аэродинамического сопротивления пылеуловителей [5, 6] и фасонных элементов вентиляционных систем [7, 8].

Для снижения энергозатрат на функционирование систем обеспыливающей вентиляции используют свойства отрывных [9, 10], рециркуляционных [11, 12], вихревых [13, 14], закрученных течений [15–17], механическое экранирование [18, 19], а также более совершенные укрытия, пылеулавливающие аппараты, вентиляторы с низким энергопотреблением, рекуперацию [20–23] и методики расчета [24]. Особого внимания заслуживают системы аспирации с технологической рециркуляцией (рис. 1), которые направлены на снижение производительности обеспыливающих систем, т. е. на снижение объемов аспирируемого воздуха за счет повышения аэродинамического сопротивления технологического тракта (например, верхнее укрытие ленточного конвейера – желоб – нижнее укрытие ленточного конвейера) и обеспечения теплофизических условий для перерабатываемого материала. Технологическая рециркуляция открывает разные пути интеграции обеспыливающих систем и технологических процессов с целью их совершенствования. Например, использование рециркуляционного воздуха позволяет снижать объемы выбросов в атмосферу. Данному вопросу была посвящена работа [21], в которой рассматривалась рециркуляция под углом к встречному эжекционному потоку, формируе-



К. И. Логачёв
E-mail: kilogachev@mail.ru

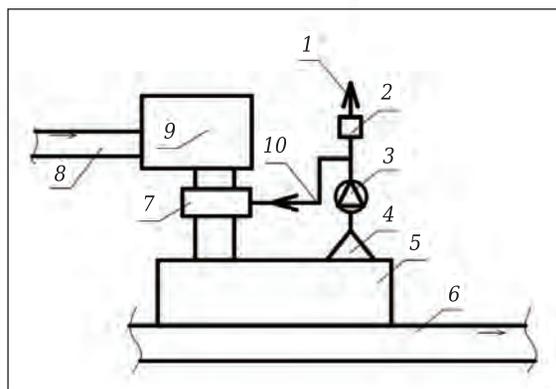


Рис. 1. Принципиальная схема аспирации с рециркуляционным затвором: 1 — выброс очищенного воздуха; 2 — пылеулавливающий аппарата; 3 — вентилятор; 4 — аспирационная воронка; 5 — нижнее аспирационное укрытие; 6 и 8 — конвейерная лента; 7 — рециркуляционный воздушный затвор (РВЗ); 9 — верхнее укрытие конвейерной ленты; 10 — рециркуляционный воздуховод

тому перегружаемым сыпучим материалом, для повышения эффективности данного устройства было предложено использовать эффект Коанда, что и было подтверждено в последующих работах [22, 23, 25]. Более того, была выявлена положительная динамика при использовании многоступенчатого рециркуляционного патрубка [23]. Использование технологической рециркуляции также позволяет эффективно поддерживать теплофизические условия в полостях технологического оборудования, например при переработке гигроскопичных материалов.

В выполненных ранее работах [5, 6, 21–23, 25] было установлено, что использование принудительной рециркуляции в желобах оказывает положительное влияние на снижение эжекционного потока и объемов аспирируемого из укрытия воздуха, что, в свою очередь, приводит к снижению энергопотребления системами обеспыливающей вентиляции. В данных работах были изучены разные затворы для рециркуляции: одно- и двухщелевые с перпендикулярной подачей воздуха, двухщелевые с подачей под углом по направлению к эжекционному потоку, одноступенчатый двухщелевой с использованием эффекта Коанда для подачи рециркуляционного потока навстречу эжекционному, а также двухступенчатый с эффектом Коанда. Все изученные варианты позволяют повысить энергетическую эффективность систем вентиляции за счет снижения объемов эжектируемого воздуха на 30–80 %. Наибольшую эффективность показывают многоступенчатые затворы с применением эффекта Коанда [23], рассматривается сравнение многоступенчатого затвора с разными углами подачи рециркуляционного воздуха.

Данная работа посвящена исследованию многоступенчатой рециркуляции в перегрузоч-

ных желобах. Цель работы — исследование многоступенчатого рециркуляционного воздушно-затвора (РВЗ) с разными углами подачи α и переменным числом ступеней для выявления факторов, влияющих на повышение сопротивления движению эжекционного воздуха, обеспечивающих его снижение и повышение энергетической эффективности аспирационных систем при локализации конвейерных перегрузок.

Задачи исследования:

- аналитическое исследование закономерности влияния рециркуляционного потока на потери давления в закрытых желобах при перегрузке сыпучих материалов;
- проведение серии вычислительных экспериментов для выявления влияния факторов (количество ступеней, угол наклона, ширина щели) на потери давления при использовании технологической рециркуляции;
- выявление основных факторов, влияющих на повышение потерь давления, снижение объемов эжектируемого воздуха, дальнейшие направления исследования.

МЕТОДЫ

Построение расчетной области, выбор модели и вычислительный эксперимент проводили в программном комплексе Solid Works Flowsimulation. В математической модели заложены уравнения неразрывности, движения и энергии, а также кинетической энергии турбулентности (k - ϵ модель турбулентности, интенсивность 0,1 % и масштаб турбулентности 0,002 м). Уравнения решают на неструктурированных адаптированных к телу прямоугольных сетках. Для выполнения вычислительного эксперимента в среде Solid Works была построена пространственная твердотельная модель перегрузочного желоба и задана расчетная область моделирования воздушных течений. В ходе расчетов решали внутреннюю газодинамическую задачу движения воздушного потока в полости желоба.

В среде Solid Works Flow Works была разработана математическая модель желоба с одно-, двух- и трехступенчатой рециркуляцией. В качестве граничных условий приняты (рис. 2): постоянный объем эжектируемого воздуха 0,24 м³/с, вход рециркуляционного воздуха в желоб 0,02 м³/с (суммарно 0,12 м³/с), статическое давление на выходе из желоба 101325 Па. В ходе эксперимента фиксировали значения перепада полного давления на входе и на выходе из желоба. Геометрические характеристики желоба: высота 1 м, сечение 0,3×0,3 м.

Достоверность и обоснованность полученных результатов подтверждается результатами серии сравнительных экспериментов по определению коэффициента местного сопротивления (КМС) воздушного затвора ζ в сравнении с ре-

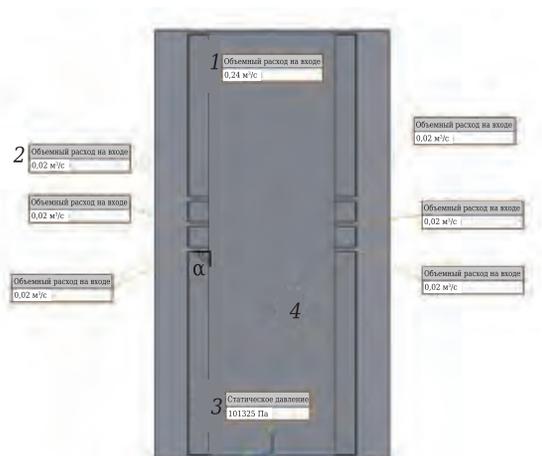


Рис. 2. Математическая модель желоба с одно-, двух- и трехступенчатой рециркуляцией. Граничные условия: 1 — объемный расход на входе в желоб; 2 — объемный расход на входе в щели одно-, двух- и трехступенчатого РВЗ (суммарно составляет 0,12 м³/с); 3 — статическое давление на выходе из желоба; 4 — непроницаемые стенки желоба с шероховатостью 100 мкм

зультатами исследований воздушного тройника, как наиболее точно повторяющего физическую модель РВЗ [26] (рис. 3). Коэффициент линейной корреляции сравниваемых величин составляет 0,99.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Исследовали РВЗ при подаче воздуха перпендикулярно потоку ($\alpha = 90^\circ$) и по направлению к потоку с углом $\alpha = 5^\circ$, количество ступеней варьировалось от 1 до 3, расстояние между ступенями 50 мм. Из проводимых ранее исследований выявлено, что чем меньше угол α подачи рециркуляционного воздуха, тем выше сопротивление, поэтому в исследованиях принят наихудший $\alpha = 90^\circ$ и наилучший $\alpha = 5^\circ$. В предшествующих поисковых экспериментах проводили эксперименты с разными углами подачи, шагом между ступенями и шириной щелей. На основании результатов этих экспериментов не удалось выявить характерные условия, формирующие максимальное сопротивление в желобе из-за возникновения хаотичного перемешивания воздушных потоков и слияния рециркуляционных струй, поэтому принято решение сократить количество факторов.

Потери давления в общем случае в желобе складываются из потерь при турбулентном смешении потоков с разными скоростями и направлениями, а также потерь на поворот потока при его выходе из рециркуляционного патрубка и на расширение потока.

Движение воздуха в перегрузочном желобе, снабженном воздушным затвором (рис. 4), представляет собой движение газа с переменным расходом. Изменение расхода воздуха Q_1 (индекс ch

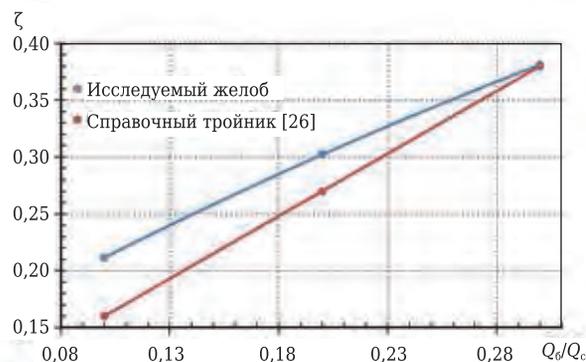


Рис. 3. Результаты сравнения расчетной модели с данными [26]: Q_6/Q_c — соотношение расхода воздуха, проходящего через боковое ответвление, к общему объему воздуха, проходящего через тройник

опущен с целью упрощения записи), поступающего в желоб из верхнего укрытия, происходит из-за входа в данное русло рециркуляционного потока Q_r . В результате расход воздуха, поступающего из желоба в укрытие, рассчитан по формуле

$$Q_2 = Q_1 + Q_r. \quad (1)$$

Величина Q_2 в общем случае будет зависеть от гидравлического сопротивления желоба, разрежения в укрытии P_{sh} и эжектирующих свойств перегружаемого материала.

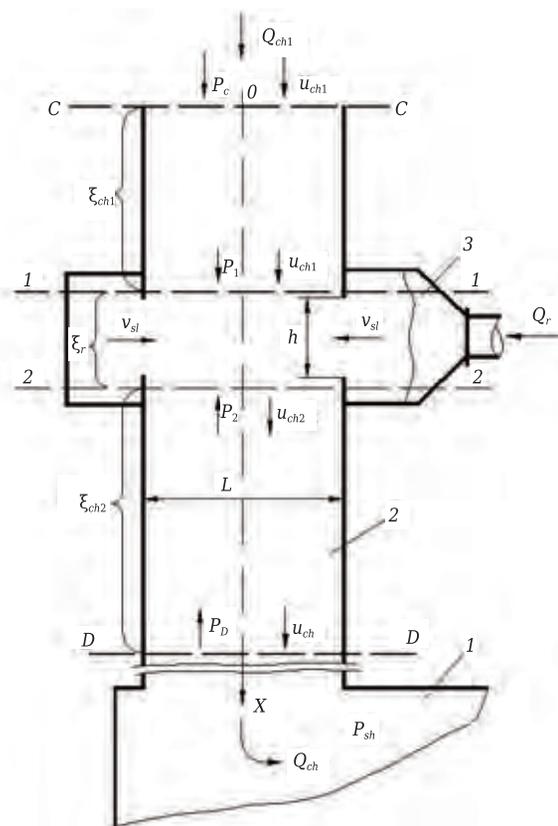


Рис. 4. Аэродинамическая схема перегрузочного желоба с воздушным затвором: 1 — укрытие; 2 — желоб; 3 — РВЗ

Гидравлическое сопротивление желоба определяется величинами Q_1 и Q_2 (индекс ch опущен) и действием РВЗ ζ_r . Разрежение в укрытии P_{sh} задается исходя из конструкции укрытия [27–29].

Существующие методики расчета объемов аспирации [27–29] позволяют учесть эжектирующие свойства перегружаемого материала, но только на участках до и после воздушного затвора. Как правило, длина этих участков будет значительно больше осевой длины РВЗ, поэтому можно допустить отсутствие влияния эжектирующих свойств перегружаемого сыпучего материала на аэродинамические характеристики РВЗ, что на практике будет соответствовать работе аспирационной системы (АС) при выключенном или незагруженном подающем конвейере.

Механизм слияния воздушных потоков в РВЗ, объем V которого будет равен объему желоба, заключенного между сечениями 1–1 и 2–2, описывается уравнением изменения количества движения [5]:

$$\int_S \rho u u_n dS = - \int_S P n dS + \int_S \tau_n dS + \int_V \rho M dV, \quad (2)$$

где u_n — проекция вектора скорости u на внешнюю нормаль к выделенному объему газа V ; n — единичный вектор внешней нормали; τ_n — касательные напряжения на площадке с внешней нормалью n ; M — вектор внешних массовых сил, действующих на выделенный объем, отнесенный к единице массы; S — поверхность выделенного объема V .

Для упрощения решения этого уравнения принят ряд следующих допущений. Параметры газа в выделенном объеме неизменны, движение установившееся. Слияние потоков происходит мгновенно и равномерно во всех точках объема РВЗ. Скорости потока во всех точках до и после затвора одинаковы. Касательные напряжения на стенках желоба РВЗ и массовые силы, действующие на выделенный объем, незначительны: $\int_S \tau_n dS \approx 0$, $\int_V \rho M dV \approx 0$.

С учётом изложенных допущений, в проекции на ось x (см. рис. 4) выражение (2) примет следующий вид:

$$\rho u_2 u_2 S_2 - \rho u_1 u_1 S_1 = P_{st1} S_1 - P_{st2} S_2, \quad (3)$$

где S_1 , S_2 — площади соответствующих сечений, равные площади поперечного желоба $S_{ch} = LB$; B — ширина поперечного желоба; P_{st1} и P_{st2} — статические давления в соответствующих сечениях; u_1 и u_2 — скорости движения воздуха до и после РВЗ (индекс ch опущен).

Выражение (3) сокращается на величину S_{ch} . При прибавлении к левой и правой частям этого выражения $\frac{\rho u_1^2}{2} - \frac{\rho u_2^2}{2}$ оно примет вид:

$$P_{st1} + \frac{\rho u_1^2}{2} - \left(P_{st2} + \frac{\rho u_2^2}{2} \right) = \rho u_2^2 - \frac{\rho u_2^2}{2} + \frac{\rho u_1^2}{2} - \rho u_1^2.$$

Здесь левая часть — это разность полных давлений в сечениях 1–1 и 2–2, то есть

$$P_{1-2} = P_1 - P_2 = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (4)$$

Для того чтобы найти величину u_2 , необходимо в уравнении (1) выразить расходы воздуха через его скорости и площади поперечных сечений:

$$u_1 S_{ch} + v_{sl} S_{sl} = u_2 S_{ch}, \quad (5)$$

где v_{sl} — скорость воздуха в щелях РВЗ ($slote$ — щель); S_{sl} — площадь щелей воздушного затвора, $S_{sl} = Bnh$; n — количество щелей; h — высота щели.

После введения переменной $f = S_{sl}/S_{ch} = nh/L$ из уравнения (5) выражается величина скорости эжектируемого воздуха

$$u_2 = u_1 + f v_{sl}. \quad (6)$$

Выражение (4) преобразуется к следующему виду:

$$\Delta P_{1-2} = \rho (u_2 + f v_{sl}) f v_{sl} / 2. \quad (7)$$

Потери давления на проход в РВЗ ΔP_{1-2} , выраженные через соответствующий КМС ζ_r , отнесенный к динамическому давлению после слияния потоков Q_1 и Q_r , рассчитываются по формуле

$$\Delta P_{1-2} = \zeta_r \rho u_2^2 / 2. \quad (8)$$

Из уравнений (7) и (8) выражается величина КМС РВЗ

$$\xi_r = \frac{\Delta P_{1-2}}{\rho u_1^2 / 2} = \frac{f \cdot v_{sl} (2u_1 + f \cdot v_{sl})}{u_2^2}, \quad (9)$$

или с учетом (6)

$$\xi_r = f \frac{v_{sl}}{u_2} \left(2 - f \frac{v_{sl}}{u_2} \right) = \frac{S_{sl}}{S_{ch}} \frac{v_{sl}}{u_2} \left(2 - \frac{S_{sl}}{S_{ch}} \frac{v_{sl}}{u_2} \right) = \frac{Q_r}{Q_{ch}} \left(2 - \frac{Q_r}{Q_{ch}} \right). \quad (10)$$

Полученные зависимости позволяют оценить только качественную картину аэродинамики систем с принудительной рециркуляцией части аспирируемого воздуха. Основная причина этого заключается в том, что выражение включает в себя зависимость для ΔP_{1-2} и КМС воздушного затвора, полученные при допущениях, существенно упрощающих механизм слияния потоков, что искажает количественную оценку аэродинамического сопротивления воздушного затвора.

Исходя из полученных выражений (5) и (6), можно говорить о том, что количество затворов N способно повысить сопротивление только в комплексе с увеличением рециркуляционного потока Q_r . Повышение расхода рециркуляционного потока при сохранении S_{sl} рециркуляционного затвора приведет к повышению скорости и, как следствие, к повышению ΔP_{1-2} и КМС в перегрузочном желобе. Увеличение N с площа-

дями $S_{sl} = Bh$ при постоянном расходе $Q_r = nBhv_{sl}$ приведет к снижению v_{sl} и увеличению S_{sl} , что в совокупности приведет к снижению сопротивления и КМС РВЗ ζ_r .

Расход рециркуляционного воздуха должен обеспечить наибольшее снижение расхода эжектируемого воздуха и, следовательно, расхода аспирируемого воздуха. Как показали исследования одно- и двухщелевого затвора [21–23, 25], при поперечной подаче рециркуляционного воздуха в желоб существует экстремум, при котором достигается максимальный КМС РВЗ. В то же время существует эжекционный эффект (отрицательный КМС) при больших объемах рециркуляционного воздуха.

Для подтверждения полученных зависимостей (8)–(10) были проведены вычислительные эксперименты, в ходе которых подтверждаются результаты аналитических исследований. Увеличение количества последовательных ступеней воздушных затворов при сохранении объемов рециркуляционного воздуха приводит к снижению ΔP_{1-2} . В то же время выявлена интересная закономерность, которая требует дальнейших исследований: влияние высоты щели h на ΔP_{1-2} в желобе. В более ранних исследованиях [5, 21–23] и в полученных аналитических выражениях уменьшение h и, соответственно, S_{sl} приведет к пропорциональному повышению скорости и сохранению перепада полных давлений (рис. 5). Подача воздуха под малым углом α приводит к повышению перепада полных давлений.

На рис. 6, *a, d* видно, что при подаче под малым углом α формируются вихри рециркуляционного потока, которые сужают проход эжекционного воздуха и приводят к повышению сопротивления. Наиболее высокий ΔP_{1-2} (74,17 Па) зафиксирован при $h = 5$ мм. Скорость в выходном сечении щели составляет 41,4 м/с. Формирование высокого сопротивления происходит под воздействием встречных давлений эжекционного и рециркуляционного потоков. При увеличении высоты щели до 12 мм скорость падает до 17,2 м/с, а сопротивление до 32,7 Па.

При использовании двухступенчатого РВЗ с расстоянием между ступенями 50 мм (рис. 6, *b, e*) наиболее высокий ΔP_{1-2} (40,9 Па) зафиксирован при $h = 5$ мм. Скорость в выходном сечении щели составляет 10,3 м/с. При этом видно, что в двухступенчатом РВЗ по сравнению с одноступенчатым создаваемое сопротивление вдвое меньше. Снижение сопротивления обусловлено увеличением общей площади сечения воздушного затвора. Количество щелей стало вдвое больше, суммарные объемы рециркуляционного воздуха неизменны. При увеличении высоты щели до 12 мм скорость составляет 4,3 м/с, а сопротивление 20,6 Па.

В трехступенчатом РВЗ с тем же расстоянием между ступенями 50 мм (рис. 6, *c, f*) общая

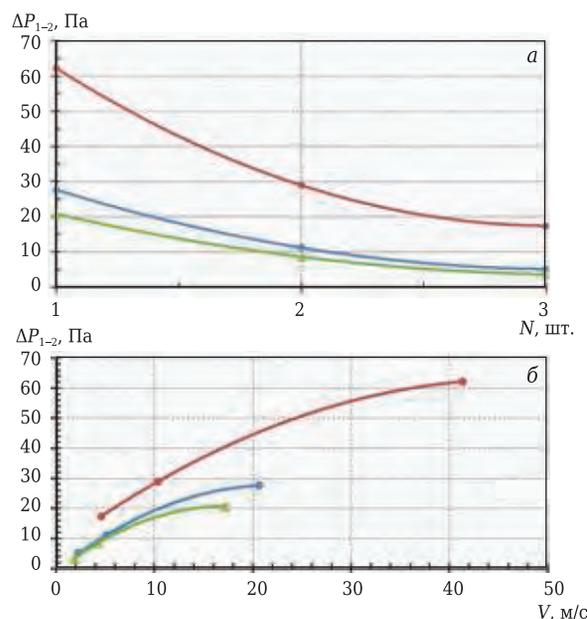


Рис. 5. Зависимость ΔP_{1-2} в желобе при постоянном расходе рециркуляционного воздуха от количества ступеней N воздушного затвора (*a*) и от средней скорости потока в щели V (*b*) при h , равной 0,01 (●), 0,005 (●) и 0,012 м (●); $\alpha = 5^\circ$

зона вихря более протяженная по сравнению с одно- и двухступенчатым затвором. В то же время сужение потока происходит в меньшей степени, так как скорость выходящего рециркуляционного потока составляет от 1,9 до 4,6 м/с (при $h = 12$ мм и $h = 5$ мм). Наиболее высокий ΔP_{1-2} (29,4 Па) зафиксирован при $h = 5$ мм. Скорость в выходном сечении щели составляет 4,6 м/с. Аналогично с предыдущими экспериментами, сохраняется тенденция снижения сопротивления при увеличении высоты щели до 12 мм, сопротивление составляет 15,6 Па.

При подаче рециркуляционного потока под углом $\alpha = 90^\circ$ (рис. 7) в рамках исследуемого диапазона расходов наблюдается эжекционный эффект: в случае с одной щелью перепад полных давлений составляет -4,4 Па при скорости рециркуляционного потока 20,7 м/с.

Эжекционный эффект наблюдается, когда воздушный затвор способствует дополнительной эжекции, т. е. КМС и ΔP_{1-2} имеют отрицательные значения. Воздушный затвор проявляет себя как эжектор. Необходимо учитывать, что решаемая задача является упрощенной моделью желоба с воздушным затвором, в реальности данная картина проявляется при большем соотношении Q_r/Q_{ch} в связи с наличием верхнего укрытия, которое обладает дополнительным сопротивлением. С двумя и тремя щелями эжекционного эффекта не наблюдается, ΔP_{1-2} составляет от 7,4 и 7,5 Па при скорости рециркуляционного воздуха 5,2 и 2,6 м/с. РВЗ с поперечной подачей рециркуляционного воздуха создает значительно более низкое сопротив-

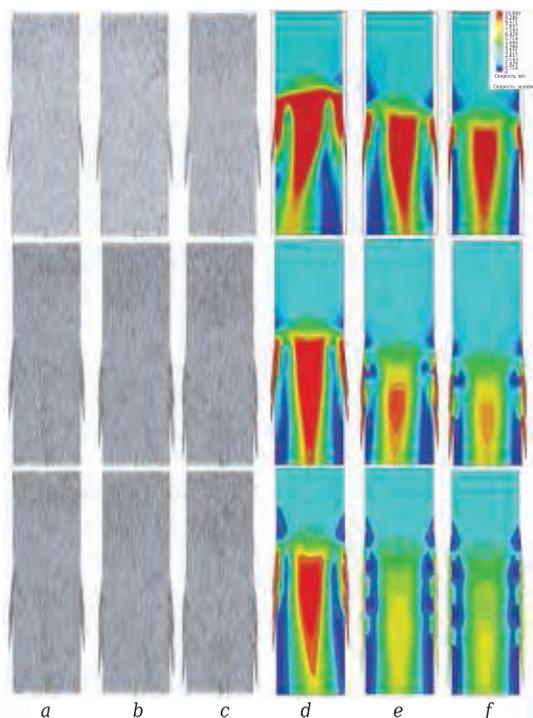


Рис. 6. Линии тока и поля скоростей одно-, двух- и трехступенчатом рециркуляционных РВЗ с углом подачи $\alpha = 5^\circ$ при h , равной 5 (a, d), 10 (b, e) и 12 мм (c, f)

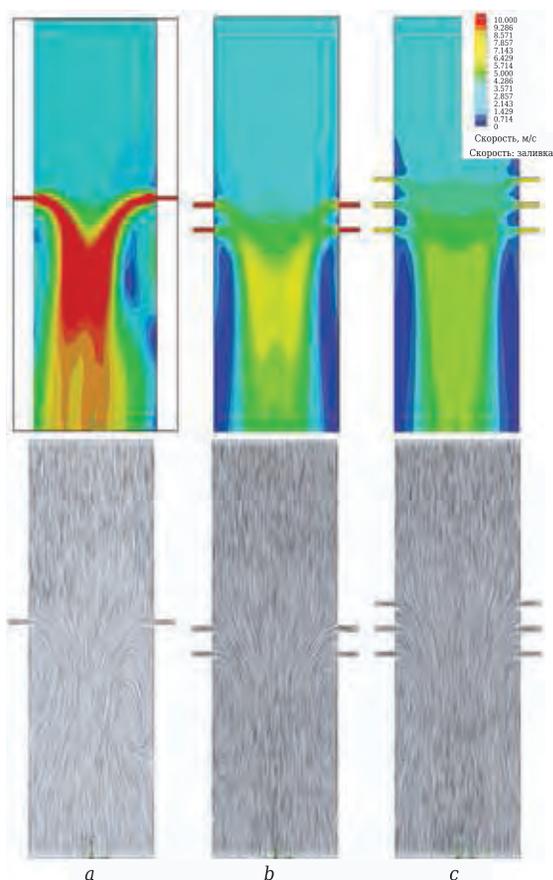


Рис. 7. Линии тока и поля скоростей для одно- (a), двух- (b) и трехступенчатом (c) РВЗ с углом подачи $\alpha = 90^\circ$, $h = 10$ мм и расстоянием между ступенями 50 мм

ление, до 10 раз меньшее, чем подача воздуха по направлению к эжекционному потоку.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проведенных исследований установлено следующее:

- увеличение количества ступеней рециркуляционных затворов с сохранением объемов рециркуляционного воздуха приводит к снижению потерь полных давлений;
- уменьшение угла α приводит к повышению потерь полных давлений в желобе, оснащем рециркуляционным затвором;
- полученная общая аналитическая зависимость потерь полных давлений в желобе позволяет качественно оценить эффективность работы воздушного затвора. Выявлено влияние высоты щели рециркуляционного затвора при углах подачи α менее 90° ;
- технологическая рециркуляция способна значительно снизить объемы эжектируемого и аспирируемого воздуха, снизить пылевую нагрузку на фильтры системы, а также снизить типоразмер используемого оборудования в системах обеспыливающей вентиляции (на наш взгляд, данный тип устройств может более чем вдвое сократить энергоемкость систем аспирации перегрузочных узлов);
- использование принудительной технологической рециркуляции в системах аспирации имеет высокий потенциал развития и совершенствования систем промышленной вентиляции.

На основании полученных результатов при проектировании систем аспирации перегрузочных узлов рекомендуется оснащать желоба одноступенчатыми рециркуляционными затворами с минимальным углом α подачи рециркуляционного воздуха. В отличие от более ранних исследований, где используется естественная рециркуляция за счет воздуха с увлекаемым сыпучим материалом и использования проницаемого загрузочного желоба с байпасной камерой, здесь используется принудительная рециркуляция. Поэтому появляется возможность получить более существенное снижение расхода эжектируемого воздуха. Дальнейшим направлением исследований может стать комплексное использование принудительной и естественной рециркуляции. Кроме того, данная работа связана с направлением исследований по повышению КМС элементов вентиляционных сетей [35, 36], что приводит к уменьшению расхода эжектируемого и аспирируемого из укрытий воздуха, в отличие от работ [7–10], где, напротив, снижение КМС приводит к уменьшению расхода отсасываемого воздуха для систем вентиляции с открытыми местными отсосами.

В дальнейших исследованиях планируется провести исследования высоты щели воздуш-

ного затвора с целью получения аналитических зависимостей, позволяющих осуществлять эффективное проектирование систем аспирации со сниженной энергоемкостью. Для этого требуется более детальная проработка вычислительных моделей и практические исследования опытных образцов воздушных затворов. Особую роль в дальнейших исследованиях планируется отвести подходам к определению оптимальных объемов рециркуляционного воздуха.

Проведенные исследования выполнены при поддержке гранта Российского научного фонда (Проект № 18-79-10025).

Библиографический список

- Dust control handbook for industrial minerals mining and processing ; 2nd edition / U.S. Department of Health and Human Services, Public Health Service, Centers for Disease Control and Prevention, National Institute for Occupational Safety and Health. — 2019.
- Huque, S. T.** The transfer chute design manual: for conveyor belt systems. Conveyor transfer design pty / S. T. Huque, P. Donecker, J. J. Rozentals, C. W. Benjamin. — Limited, 2010. — 272 p.
- Li, Xiaochuan.** Developments in studies of air entrained by falling bulk materials / Xiaochuan Li, Qili Wang, Qi Liu, Yafei Hu // Powder Technology. — 2016. — Vol. 291. — P. 159–169.
- Fang, Chenchen.** Experimental investigation on particle entrainment behaviors near a nozzle in gas-particle coaxial jets / Chenchen Fang, Jianliang Xu, Hui Zhao, Weifeng Li, Haifeng Liu // Powder Technology. — 2015. — Vol. 286. — P. 55–63.
- Овсянников, Ю. Г.** Аспирационные системы с принудительной рециркуляцией : монография / Ю. Г. Овсянников, А. И. Алифанова. — Белгород : изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2013. — 137 с.
- Logachev, I. N.** Local exhaust ventilation: aerodynamic processes and calculations of dust emissions / I. N. Logachev, K. I. Logachev, O. A. Averkova. — Boca Raton: CRC Press, 2015. — 576 p.
- Logachev, K. I.** On the resistance of a round exhaust hood, shaped by outlines of the vortex zones occurring at its inlet / K. I. Logachev, A. M. Ziganshin, O. A. Averkova // Build. Environ. — 2019. — Vol. 151. — P. 338–347.
- Ziganshin, A. M.** Minimizing local drag by shaping a flanged slotted hood along the boundaries of vortex zones occurring at inlet / A. M. Ziganshin, K. I. Logachev // J. Build. Eng. — 2020. — Vol. 32. — Article 101666.
- Logachev, K. I.** A survey of separated airflow patterns at inlet of circular exhaust hoods / K. I. Logachev, A. M. Ziganshin, O. A. Averkova, A. K. Logachev // Energy Build. — 2018. — Vol. 173. — P. 58–70.
- Logachev, K. I.** A study of separated flows at inlets of flanged slotted hoods / K. I. Logachev, A. M. Ziganshin, O. A. Averkova // J. Build. Eng. — 2020. — Vol. 29. — Article 101159.
- Averkova, O. A.** Analytical and experimental study of the air recirculation in a loading porous tube with a combined bypass chamber / O. A. Averkova, I. V. Kryukov, I. N. Logachev, K. I. Logachev // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. — 2017. — Vol. 90, № 2. — P. 318–328.
- Logachev, K. I.** Simulation of air flows in ventilation shelters with recirculation / K. I. Logachev, I. V. Kryukov, O. A. Averkova // Refract. Ind. Ceram. — 2015. — Vol. 56, № 4. — P. 428–434.
- Логачёв, К. И.** Моделирование воздушных потоков в аспирационном укрытии с рециркуляцией / К. И. Логачёв, И. В. Крюков, О. А. Аверкова // Новые огнеупоры. — 2015. — № 8. — С. 57–62.
- Cao, Z.** Study of the vortex principle for improving the efficiency of an exhaust ventilation system / Z. Cao, Y. Wang, M. Duan, H. Zhu // Energy and Buildings. — 2017. — Vol. 142. — P. 39–48.
- Gritskevich, M. S.** Numerical Investigation of flow near a round exhaust channel screened by an annular swirled jet / M. S. Gritskevich, A. K. Logachev, K. I. Logachev // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. — 2019. — Vol. 92, № 2. — P. 468–476.
- Gol'tsov, A. B.** Modeling dust and air flow within an aspirated shelter / A. B. Gol'tsov, K. I. Logachev, O. A. Averkova // Refract. Ind. Ceram. — 2016. — Vol. 57, № 3. — P. 325–331.
- Гольцов А. Б.** Моделирование пылевоздушных течений в аспирируемом укрытии / А. Б. Гольцов, К. И. Логачёв, О. А. Аверкова // Новые огнеупоры. — 2016. — № 6. — С. 61–66.
- Gol'tsov, A. B.** Simulation of the dust-air flow near a rotating disk cylinder suction unit / A. B. Gol'tsov, K. I. Logachev, O. A. Averkova, V. A. Tkachenko // Refract. Ind. Ceram. — 2019. — Vol. 60, № 2. — P. 232–236.
- Гольцов А. Б.** Моделирование пылевоздушного течения вблизи вращающегося дискового цилиндра-отсоса / А. Б. Гольцов, К. И. Логачёв, О. А. Аверкова, В. А. Ткаченко // Новые огнеупоры. — 2019. — № 4. — С. 70–74.
- Gol'tsov, A. B.** Investigation of the dust-air flow near a vertical rotating cylindrical local exhaust / A. B. Gol'tsov, K. I. Logachev, O. A. Averkova, V. A. Tkachenko // Refract. Ind. Ceram. — 2019. — Vol. 59, № 6. — P. 671–676.
- Гольцов А. Б.** Исследование пылевоздушного потока вблизи вертикально расположенного вращающегося цилиндрического местного отсоса / А. Б. Гольцов, К. И. Логачёв, О. А. Аверкова, В. А. Ткаченко // Новые огнеупоры. — 2018. — № 12. — С. 62–66.
- Logachev, K. I.** Flow analysis of slit-type suction ports shielded with slender visors / K. I. Logachev, N. M. Anzheurov // Refract. Ind. Ceram. — 2003. — Vol. 44, № 3. — P. 145–148.
- Логачев, К. И.** Расчеты щелевых отсосов, экранированных тонкими козырьками / К. И. Логачев, Н. М. Анжеуров // Новые огнеупоры. — 2002. — № 7. — С. 38–41.
- Cascetta, F.** Assessment of velocity fields in the vicinity of rectangular exhaust hood openings / F. Cascetta, F. M. Rosano // Building and Environment. — 2001. — Vol. 36. — P. 1137–1141.
- Haan, F. L.** Design, construction and performance of a large tornado simulator for wind engineering applications / F. L. Haan, P. P. Sarkar, W. A. Gallus // Engineering Structures. — 2008. — Vol. 4, № 30. — P. 1146–1159.
- Ovsyannikov, Y. G.** Reducing the power consumption of ventilation systems through forced recirculation / Yu.

G. Ovsyannikov, A. B. Gol'tsov, A. S. Seminenko [et al.] // Refract. Ind. Ceram. — 2017. — Vol. 57, № 5. — P. 557–561.

Овсянников, Ю. Г. Снижение энергоёмкости аспирационных систем за счет принудительной рециркуляции / Ю. Г. Овсянников, А. Б. Гольцов, А. С. Семиненко [и др.] // Новые огнеупоры. — 2016. — № 10. — С. 64–68.

22. **Kireev, V. M.** The use of coanda effect in energy-efficient recirculating aspiration systems / V. M. Kireev, A. B. Goltsov, A. S. Seminenko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2018. — Vol. 463. — Article 032020.

23. **Kireev, V. M.** Creation of a new energy-efficient design of the dustexhaust system / V. M. Kireev, A. B. Goltsov, A. S. Seminenko, Y. G. Ovsyannikov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2019. — Vol. 552. — Article 012021.

24. **Logachev, I. N.** Refining the method for determining the flow rate of air entrained by freely falling polydisperse loose material / I. N. Logachev, E. N. Popov, K. I. Logachev, O. A. Averkova // Powder Technology. — 2020. — Vol. 373. — P. 323–335.

25. **Киреев, В. М.** Рециркуляционные энергоэффективные системы аспирации с использованием эффекта Коанда / В. М. Киреев, В. А. Минко, А. Б. Гольцов // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. — 2018. — № 12. — С. 57–62.

26. **Идельчик, И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик ; под ред. М. О. Штейнберга ; 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1992. — 672 с.

27. **Минко, В. А.** Обеспыливание технологических процессов производства строительных материалов / В. А. Минко. — Воронеж : изд-во ВГУ, 1981. — 176 с.

28. **Нейков, О. Д.** Аспирация и обеспыливание воздуха при производстве порошков / О. Д. Нейков, И. Н. Логачев. — М. : Металлургия, 1981. — 192 с.

29. Альбом унифицированного и нестандартного оборудования систем аспирации для предприятий по производству силикатного кирпича. — Белгород : БТИСМ, 1989. — 78 с.

30. **Huang, Y.** Study on ventilation performance of lateral exhaust hood under the influence of two high-temperature buoyant jets / Y. Huang, K. Lu, J. Guo [et

al.] // Building and Environment. — 2020. — Vol. 177. — Article 106849

31. **Huang, Y.** Study on limit flow ratio method for a lateral exhaust hood above high-temperature buoyant jets / Yanqiu Huang, Ke Lu, Yi Wang [et al.] // Sustainable Cities and Society. — 2020. — Vol. 54. — Article 101969.

32. **Wang, Y.** Lateral ventilation performance for removal of pulsating buoyant jet under the influence of high-temperature plume / Yi Wang, Lei Cao, Yanqiu Huang, Yingxue Cao // Indoor and Built Environment. — 2020. — Vol. 29, № 4.

33. **Huang, Y.** Performance of constant exhaust ventilation for removal of transient high-temperature contaminated airflows and ventilation-performance comparison between two local exhaust hoods / Yanqiu Huang, Yi Wang, Li Liu [et al.] // Energy and Buildings. — 2017. — Vol. 154. — P. 207–216.

34. **Huang, Y.** Ventilation guidelines for controlling smoke, dust, droplets and waste heat: four representative case studies in Chinese industrial buildings / Yanqiu Huang, Yi Wang, Xiaofen Ren [et al.] // Energy and Buildings. — 2016. — Vol. 128. — P. 834–844.

35. **Logachev, I. N.** Methods and means of reducing the power requirements of ventilation systems in the transfer of free-flowing materials / I. N. Logachev, K. I. Logachev, O. A. Averkova // Refract. Ind. Ceram. — 2013. — Vol. 54, № 3. — P. 258–262.

Логачёв, И. Н. Способы и средства снижения энергоёмкости аспирационных систем при перегрузке сыпучих материалов / И. Н. Логачёв, К. И. Логачёв, О. А. Аверкова // Новые огнеупоры. — 2013. — № 6. — С. 66–70.

36. **Logachev, K. I.** Decreasing the power requirements of ventilation shelters through aerodynamic screening of slot leakages / K. I. Logachev, I. V. Khodakov, O. A. Averkova // Refract. Ind. Ceram. — 2015. — Vol. 56, № 2. — P. 204–209.

Логачёв, К. И. Снижение энергоёмкости аспирационных укрытий за счет аэродинамического экранирования щелевых неплотностей / К. И. Логачёв, И. В. Ходаков, О. А. Аверкова // Новые огнеупоры. — 2015. — № 4. — С. 56–61. ■

Получено 21.10.20

© А. Б. Гольцов, К. И. Логачёв, Ю. Г. Овсянников, В. М. Киреев, 2020 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ceramitec 2021
Technologies · Innovations · Materials

■ 16–19 ноября 2021 г.
■ г. Мюнхен, Германия

Hot spot for the ceramics industry

www.ceramitec.com