

Гидравлическое Сопротивление Пылеуловителя С Прямоточно-Вихревыми Контактными Элементами

Каримов И.Т. Хоназаров Р.Д. Эргашев Н.А

Доктор философии технических наук. PhD

Эргашев Насимбек Ахмаджонович

Ферганский государственный технический университет

Республика Узбекистан

ergashev_10_1976@mail.ru

ABSTRACT

В статье представлены результаты экспериментального исследования по определению гидравлического сопротивления в устройстве, в котором контактный элемент генерирует вращающийся поток, и изучению его влияния на эффективность очистки. Предложено уравнение для определения коэффициента сопротивления контактного элемента устройства и включены поправочные коэффициенты, на основании которых экспериментально определяются значения коэффициента сопротивления. В качестве образцов в установке использовались доломитовая пыль для исследования влияния рабочих органов на поток запыленных газов. На основе оптимальных параметров построены сравнительные графики для различных значений переменных факторов гидравлического сопротивления и его влияния на эффективность очистки

ARTICLE INFO

Received: 24th February, 2025

Accepted: 20th March 2025

KEY WORDS: расход, контактный элемент, гидравлическое сопротивление, коэффициент сопротивления, кварцевый песок и доломитовая пыль, поток газа, пленка жидкости, угол отсчета, лопасть, эффективность очистки.

Annotation: The article presents the results of an experimental study to determine the hydraulic resistance in a device in which the contact element generates a rotating current and to study its effect on the cleaning efficiency. The equation for determining the resistance coefficient of the contact element of the device is proposed and the correction coefficients are included, on the basis of which the values of the resistance coefficient are determined experimentally. Dolomite dust was used as samples in the installation to study the effect of working bodies on the flow of dusty gases. Comparative graphs were constructed for different values of variable factors of hydraulic resistance and its effect on cleaning efficiency and based on optimal parameters.

Keywords: flow rate, contact element, hydraulic resistance, resistance coefficient, quartz sand and dolomite dust, gas flow, liquid film, reference angle, blade, cleaning efficiency.

Введение

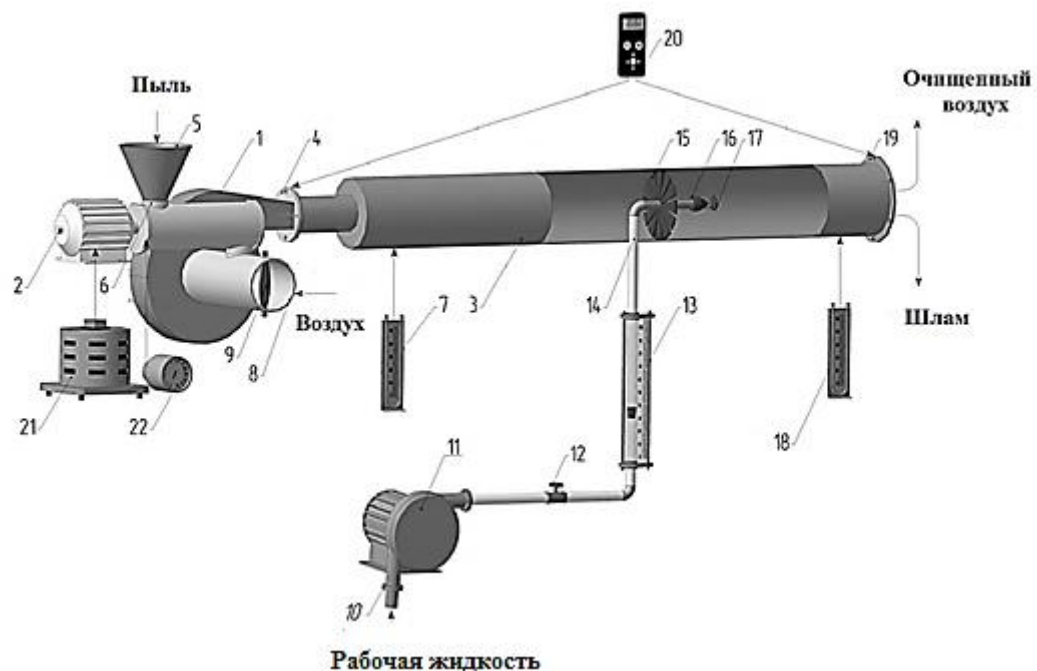
Для эффективного проведения технологических процессов на промышленных предприятиях запыленные газы и воздух необходимо очищать от пыли. Смесители, диспергаторы и большинство

метаболических устройств не могут нормально функционировать без эффективных схем удаления газов и пыли [1,2,3].

В настоящее время для очистки запыленных газовых смесей используются следующие методы:

- Осаждение под действием силы тяжести; Осаждение под действием центробежной силы; Осаждение в электрических полях и других сил; Фильтрация; Мокрая очистка.

Наиболее эффективным из этих методов анализа является мокрая очистка, которая в настоящее время широко используется в промышленности и в этой области проводится множество исследований [4,5 и другие]. Например, при использовании этого типа устройства поток пыли будет контактировать с жидкостью в капельном виде или водной пленки. Согласно гидрофильным свойствам, порошок прилипает к поверхности жидкости и вместе с ней удаляется из устройства. Он также обладает способностью улавливать очень мелкие частицы (до 0,1 мкм) и высокой степенью очистки (до 99%). Однако, образование жидкого осадка, при использовании этого типа устройства и дополнительная энергия, необходимая для его повторной очистки, что требует дополнительных исследований в этой области. Одним из основных технических требований при создании новых устройств для очистки запыленных газов во влажной среде является обеспечение высокой эффективности очистки при минимальном расходе жидкости и следовательно, снижение энергозатрат. На основании вышеизложенного были проанализированы многочисленные исследования по конструкции устройств очистки и обезвреживания влажных пылевых газов мокрым способом, их достоинства и недостатки, на основании которых была разработана конструктивная схема устройства, генерирующего закрученный поток контактного элемента (рисунок 1). [6] С целью изучения влияния гидравлического сопротивления разработанного устройства на эффективность очистки и энергозатраты теоретически и экспериментально исследованы его гидродинамические режимы. На рис.2 представлена расчетная схема устройства.



1 – вентилятор; 2 – электромотор; 3 – металлическая труба; 4,10,19 – фланцы; 5 – пылезагрузочное устройство; 6 – питатель пыли; 7,18 – трубки Прандтля; 8 – патрубок входа воздуха или запыленного газа; 9 – шибер; 11 – насос; 12 – вентиль; 13 – ротаметр для воды; 14 – патрубок подачи рабочей жидкости (воды); 15 – завихритель газового потока; 16 – форсунка подачи рабочей жидкости (воды); 17 – отбойник струи воды; 20 – анемометр; 21 – автотрансформатор (ЛАТР); 22 – тахометр.

Рис. 1. Пылеуловитель с прямоточно-вихревыми контактными элементами.

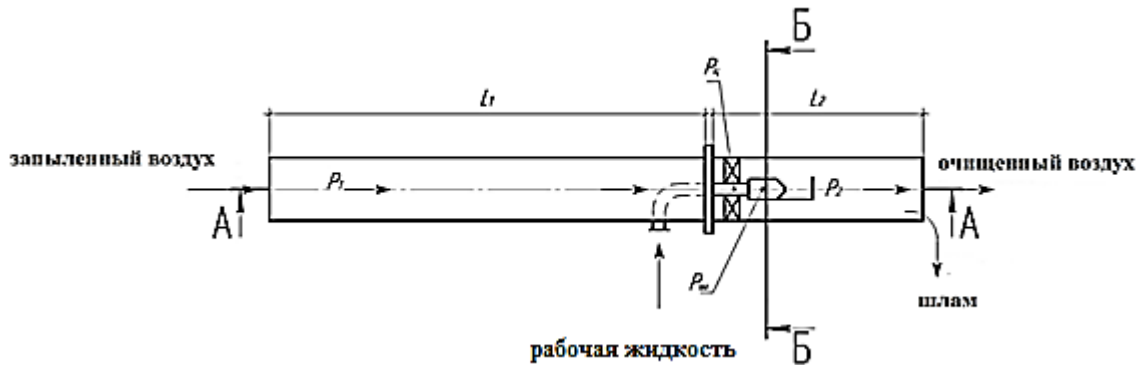


Рис. 2. Расчетная схема рабочего элемента

Теория и метод исследования

В теоретических исследованиях полное гидравлическое сопротивление, влияющее на поток запыленного газа, движущегося в устройстве, в котором контактный элемент генерирует вращающийся поток, можно записать с использованием расчетных уравнений, приведенных в литературе [7,8] и по схеме расчета устройства для сечения А – А, Па;

$$\Delta P = P_1 + P_2 \quad (1)$$

где ΔP – общее гидравлическое сопротивление установки, Па;

P_1 – гидравлическое сопротивление при входе запыленных газов в аппарат и до завихрительного контактного элемента. P_1 – можно определить по следующей формуле, Па;

$$P_1 = \xi_1 \frac{v_1^2 \rho_{см}}{2} \quad (2)$$

где: v_1 – скорость газа при входе в аппарат до завихрительного контактного элемента. ξ_1 – местное гидравлическое сопротивление газа при входе в аппарат и до завихрительного контактного элемента.

$$\xi_1 = \lambda \frac{l}{d_э} \quad (3)$$

где l – длина трубы, м; $d_э$ – эквивалентный диаметр трубы, м; λ – коэффициент Дарси, который определяется по следующему уравнению:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4)$$

в этом случае уравнение (3) выглядит как;

$$\xi_1 = \frac{0,3164l}{d_э^4 \sqrt{Re}} \quad (5)$$

Подставляя уравнение (5) в уравнение (2), мы получаем следующее уравнение, Па;

$$P_1 = \frac{0,3164l v_1^2 \rho_{см}}{2 d_э^4 \sqrt{Re}} \quad (6)$$

P_2 – гидравлическое сопротивление на контактном завихрительном элементе аппарата, определяется по следующей формуле, Па;

$$P_2 = \xi_2 \frac{v_2^2 \rho_{см}}{2} \quad (7)$$

где v_2 – потеря скорости газа за счет сопротивления контактного завихрительного элемента, м/с; ξ_2 – коэффициент гидравлическое сопротивления контактного завихрительного элемента определяется опытным путём.

$\rho_{см}$ – плотность смеси пыли и газа, которая определяется следующим уравнением. кг/м³

$$\rho_{см} = \rho_г + (\rho_{пыл} \cdot \gamma) \quad (8)$$

где ρ_{cm} – плотность пыли, кг/м³; ρ_c – плотность воздуха, кг/м³; γ – количество пыли, содержащейся в воздухе, %.

Подставляя уравнения (6) и (7) в уравнение (1), уравнение для определения полного гидравлического сопротивления устройства определяется как, Па;

$$\Delta P = \frac{0,3164 l v_1^2 \rho_{cm}}{2 d \sqrt[4]{Re}} + \xi_2 \frac{v_2^2 \rho_{cm}}{2} \quad (9)$$

С помощью полученного уравнения (9) мы можем определить полное гидравлическое сопротивление в устройстве.

Определение коэффициента сопротивления ξ_2 в уравнении (9) сложно и требует упрощения.

В этом случае было получено следующее уравнение для определения коэффициента сопротивления по отношению общей площади лопастей контактного элемента к токопроводящей поверхности, и был введен поправочный коэффициент.

$$\Delta k \frac{4\pi R^2}{nab \sin \beta} \quad (10)$$

где n – количество лопастей; a , b – длина стороны лопастей; β – угол наклона открытой поверхности, через которую газовый поток проходит на контактный элемент; Δk – поправочный коэффициент, определяемый экспериментально.

Из этого уравнения видно, что увеличение угла наклона открытой поверхности между лопастями контактного элемента приводит к уменьшению коэффициента сопротивления.

На основании вышеуказанных факторов, изменяя уравнение (9), можно будет определить полное гидравлическое сопротивление устройства следующим образом: Па;

$$\Delta P = \frac{0,3164 l v_1^2 \rho_{cm}}{2 d \sqrt[4]{Re}} + \Delta k \frac{2\pi R^2 v_2^2 \rho_{cm}}{nab \sin \beta} \quad (11)$$

Общее гидравлическое сопротивление влияющее на жидкость в сечении Б-Б аппарата может записывать в следующем виде. Па

$$\Delta P_{жид} = P_m + P_u \quad (12)$$

где, P_T – геометрическое давление в трубе, где движется жидкость определяется следующим уравнением, Па

$$P_k = \rho g H \quad (13)$$

где: ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; H – высота уровней жидкости, м;

P_u – плотность жидкости потерянная через отверстие, которое определяется уравнением Дарси-Вейсбаха, Па

$$P_u = \xi_u \frac{v_c^2 \cdot \rho_c}{2}, \text{ Па} \quad (14)$$

где: v_c – скорость течения жидкости через отверстия; м/с; ξ_u – коэффициент сопротивление при течении жидкости через отверстия, зависит от толщины отверстия штуцера и диаметра d_u штуцера.

В таком случае для определения скорости жидкости, протекающей через отверстие аппарата, применяем уравнение Бернулли и предполагаем, что давление в трубе P_k и давление в отверстии пробки равны. Без него уравнение (12) можно записать следующим образом, Па;

$$P_u = \xi_u \frac{v_c^2 \cdot \rho_c}{2} \quad (15)$$

Из полученного уравнения (15) определим скорость движения жидкости, м/с;

$$v_c = \sqrt{\frac{2gH}{\xi_u}} \quad (16)$$

Из (16) уравнения можно определить расход жидкости, протекающей через шунтирующее отверстие устройства, м³/ч;

$$Q_c = 3600\pi R^2 \sqrt{\frac{2gH}{\xi_{ш}}} \quad (17)$$

Результаты экспериментов

Значения переменных факторов для определения гидравлического сопротивления устройства: расход жидкости $Q_{жс}=0,07\div0,253$; $0,071\div0,295$; $0,072\div0,327$ м³/ч, диаметр патрубка $d_{ш}=2$; 2,5 и 3 мм, скорость газа $v_c=7,07$ м/с до 28,37 м/с, промежуточный шаг 4 м/с, наклон рабочего тела контактного элемента, придающий подвижность движению расход газа $\alpha=30^\circ$; 45° и 60° [9,10].

В экспериментах использовались доломитовый пыль. Проведены лабораторные исследования для определения дисперсного состава пыл [11,15].

По его результатам, рассчитана плотность смесь пыл доломита газа $\rho_{смес}=2,13$ кг/м³. На 1 м³ воздуха по ГОСТ-23672-79 для доломитовой пыли 360,3 мг/м³ [12].

В устройстве коэффициент местного сопротивления на расстоянии от впускного патрубка запыленного газа до устройства и контактного элемента, образующего катушку, принят равным 0,7 [7]. Коэффициент сопротивления в контактном элементе определялся экспериментально для различных значений переменных факторов. Соответственно, угол наклона поверхности, через которую проходит поток газа $\sin\beta=60^\circ$, коэффициент сопротивления контактного элемента при $\zeta=1,1$ и поправочный коэффициент $\Delta k=0,91$; угол наклона поверхности, через которую проходит поток газа $\sin\beta=45^\circ$, коэффициент сопротивления контактного элемента при $\zeta=1,3$ и поправочный коэффициент $\Delta k=0,81$, а также угол наклона поверхности, через которую проходит газ потоков $\sin\beta=30^\circ$ определены коэффициент сопротивления контактного элемента при $\zeta=1,5$ и поправочный коэффициент $\Delta k=0,68$. В этом случае $\sin\beta=60^\circ$, общий коэффициент сопротивления устройства - угол наклона поверхности, через которую проходит поток газа, равен 1,8; $\sin\beta=45^\circ$ равно 2 и $\sin\beta=30^\circ$ равно 2,2.

Опыты по определению гидравлического сопротивления устройства проводились в два этапа. На первом этапе исследовали влияние смеси пыл доломитовой и воздуха на гидравлическое сопротивление устройства. Результаты экспериментов представлены на рисунках 3, 4 и 5.

На рисунок 4; 5 и 6 показано влияние смеси газа и доломитовой пыли на гидравлическое сопротивление. Данные показывают, что скорость газа $v_c=7,07\div28,37$ м/с с промежуточным шагом 4 м/с и минимальной и максимальной нагрузкой гидравлического сопротивления для уклона рабочего тела $\alpha=30^\circ$; 45° и 60° . Для контактного элемента, движущегося в потоке газа, минимальные значения расхода жидкости $d_{ш}=2$ мм, $Q_{жс}=0,07$ м³/ч - const для $\Delta P_{н.жс}=749$ Па увеличены до 1036 Па. Промежуточный шаг составил $\Delta P_{н.жс}=134$ Па между значениями $\alpha=30^\circ$ и 45° рабочей поверхности, а $\Delta P_{н.жс}=153$ Па между значениями $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$ $d_{ш}=2,5$ мм, $Q_{жс}=0,071$ м³/ч - const для $\Delta P_{н.жс}=787-1088$ Па. Промежуточный шаг составлял $\Delta P_{н.жс}=142$ Па между значениями рабочей поверхности $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$, а значения между $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$ составляли $\Delta P_{н.жс}=159$ Па и $d_{ш}=3$ мм, $Q_{жс}=0,072$ м³/ч; Увеличение $\Delta P_{н.жс}=826$ Па до 1140 Па наблюдалось при - const. Промежуточный шаг составил $\Delta P_{н.жс}=149$ Па между значениями $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$ рабочей поверхности, а $\Delta P_{н.жс}=165$ Па между значениями $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$.

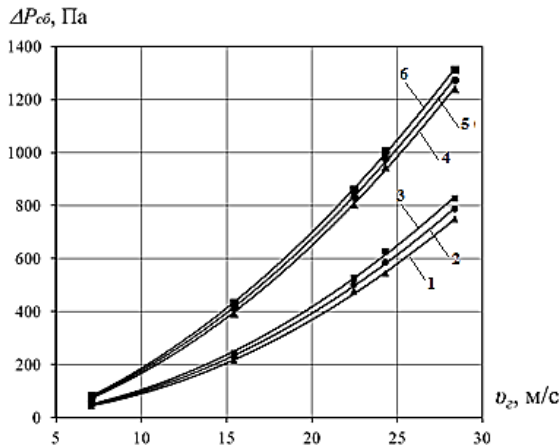


Рис.3.
 $\alpha=60^\circ$ ва $\rho_r=2,13 \text{ кг/м}^3\text{-const}$

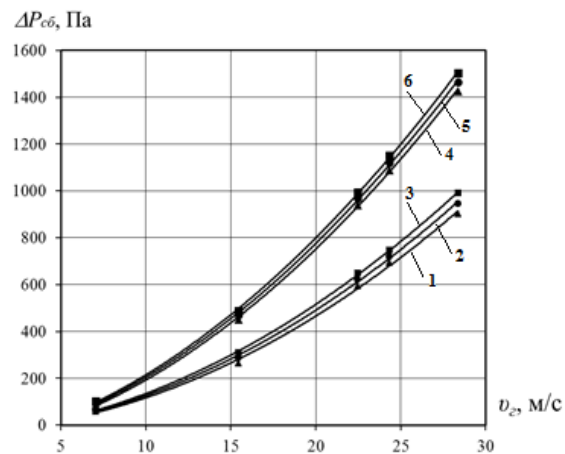


Рис.4.
 $\alpha=45^\circ$ ва $\rho_r=2,13 \text{ кг/м}^3\text{-const}$

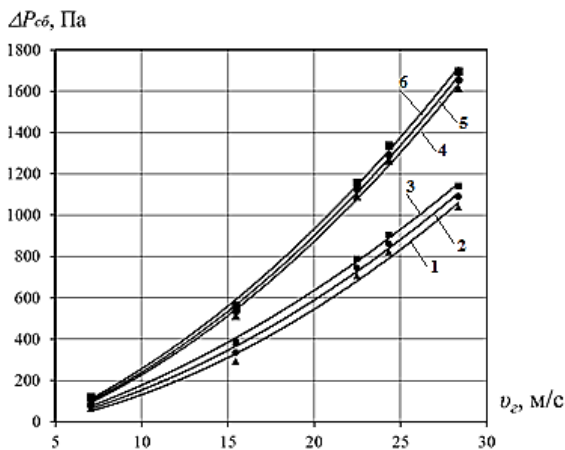


Рис.5.
 $\alpha=30^\circ$ ва $\rho_r=2,13 \text{ кг/м}^3\text{-const}$

- 1 – $d_{ш}=2 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,07 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 2 – $d_{ш}=2,5 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,071 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 3 – $d_{ш}=3 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,072 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 4 – $d_{ш}=2 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,253 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 5 – $d_{ш}=2,5 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,295 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- 6 – $d_{ш}=3 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,327 \text{ м}^3/\text{ч}$;

Рис. 3-5. Зависимость гидравлического сопротивления устройства подачи жидкости $\Delta P_{н.ж.}$ от скорости газа v_g (опорный угол контактного элемента, перемещающего поток газа $\alpha=60^\circ$; 45° и 30° и $\rho_g=2,13 \text{ кг/м}^3 - \text{const}$)

Наблюдались высокие нагрузки гидравлического сопротивления, увеличение $\Delta P_{н.ж.}=1240 \text{ Па}$ до 1615 Па при максимальных значениях расхода жидкости $d_{ш}=2 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,253 \text{ м}^3/\text{ч} - \text{const}$. Промежуточный шаг составил $\Delta P_{н.ж.}=188 \text{ Па}$ между значениями $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$ рабочей поверхности, а $\Delta P_{н.ж.}=187 \text{ Па}$ между значениями $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$. $d_{ш}=2,5 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,295 \text{ м}^3/\text{ч} - \text{const}$ для $\Delta P_{н.ж.}=1275 \text{ Па}$ до 1656 Па . Промежуточный шаг составлял $\Delta P_{сб}=192 \text{ Па}$ между значениями $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$ рабочей поверхности, в то время как $\Delta P_{н.ж.}=189 \text{ Па}$ между $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$, и $d_{ш}=3 \text{ мм}$, $Q_{ж}=0,327 \text{ м}^3/\text{ч}$ и увеличение в $\Delta P_{н.ж.}=1312 \text{ Па}$ до 1697 Па наблюдалось при $- \text{const}$. Промежуточный шаг составил $\Delta P_{н.ж.}=195 \text{ Па}$ между значениями $\alpha=30^\circ$ и $\alpha=45^\circ$ рабочих поверхностей, а $\Delta P_{н.ж.}=190 \text{ Па}$ между значениями $\alpha=45^\circ$ и $\alpha=60^\circ$.

Следующие эмпирические формулы были получены с использованием метода наименьших квадратов для графических зависимостей, показанных на рисунках 3; 4 и 5 [13].

Результаты в угле $\alpha = 60^\circ - \text{const}$

$$y = 0,9531x^2 - 0,6803x + 1,3647 \quad R^2 = 0,9996 \quad (18)$$

$$y = 0,9705x^2 + 0,4993x - 4,6903 \quad R^2 = 0,9998 \quad (19)$$

$$y = 0,9993x^2 + 1,3433x - 8,7918 \quad R^2 = 0,9993 \quad (20)$$

$$y = 1,2494x^2 + 10,749x - 65,144 \quad R^2 = 0,9998 \quad (21)$$

$$y = 1,2274x^2 + 12,964x - 75,565 \quad R^2 = 0,9998 \quad (22)$$

$$y = 1,2124x^2 + 15,056x - 86,085 \quad R^2 = 0,9999 \quad (23)$$

Результаты в угле $\alpha = 45^\circ$ – const

$$y = 1,0216x^2 + 4,183x - 26,853 \quad R^2 = 0,9983 \quad (24)$$

$$y = 1,0316x^2 + 5,5053x - 32,278 \quad R^2 = 0,9992 \quad (25)$$

$$y = 1,0452x^2 + 6,7077x - 36,746 \quad R^2 = 0,9997 \quad (26)$$

$$y = 1,4028x^2 + 13,785x - 85,066 \quad R^2 = 0,9997 \quad (27)$$

$$y = 1,4193x^2 + 14,545x - 83,152 \quad R^2 = 0,9997 \quad (28)$$

$$y = 1,437x^2 + 15,34x - 82,431 \quad R^2 = 0,9998 \quad (29)$$

Результаты в угле $\alpha = 30^\circ$ – const

$$y = 1,1097x^2 + 8,0011x - 59,241 \quad R^2 = 0,9944 \quad (30)$$

$$y = 1,0071x^2 + 13,288x - 80,005 \quad R^2 = 0,9968 \quad (31)$$

$$y = 0,8751x^2 + 19,624x - 106,76 \quad R^2 = 0,9984 \quad (32)$$

$$y = 1,4413x^2 + 21,287x - 129,08 \quad R^2 = 0,9985 \quad (33)$$

$$y = 1,4405x^2 + 22,764x - 131,21 \quad R^2 = 0,9987 \quad (34)$$

$$y = 1,4116x^2 + 25,327x - 138,01 \quad R^2 = 0,9987 \quad (35)$$

Результаты экспериментов по определению гидравлического сопротивления и исследовательской работы К.Т.Semrau [1] были использованы для изучения эффективности очистки устройства. Из исследований К.Т.Semrau известно, что эффективность очистки зависит от гидравлического сопротивления устройства.

В этом случае все затраты энергии должны быть потрачены на очистку запыленных газов с использованием жидкостей [12,13]. На основании вышеизложенного было исследовано влияние гидравлического сопротивления оборудования на эффективность очистки.

В экспериментах следующие пределы переменных, диаметр жидкостного сопла $d_{жл}=2, 2,5$ и 3 мм [11,16], расход жидкости $Q_{жл}=0,070 \div 0,295$ м³/ч увеличили интервал до $0,060$ м³/ч, лопасти контактного элемента устанавливаются на рабочей трубе с углом наклона $\alpha=30^\circ$; Количество лопастей, установленных на контактном элементе 45° и 60° , увеличено до 12, скорость газа $v_z=5 \div 25$ м/с, промежуточный шаг увеличен до 5 м/с.

Плотность газа $\rho_{смес}=2,13$ кг/м³, на 1 м³ воздуха по ГОСТ-23672-79 количество доломитовой пыли составляет 360,3 мг/м³. Температура водогазовой системы была установлена на уровне $20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ с учетом влияния внешней среды во время экспериментов. $\eta, \%$

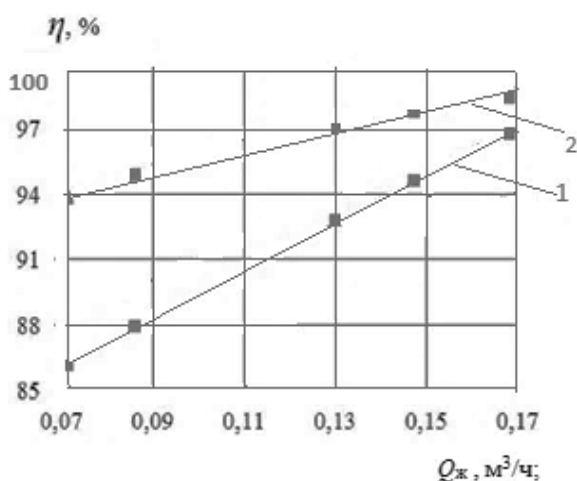


Рис. 6. Доломитовая пыль.

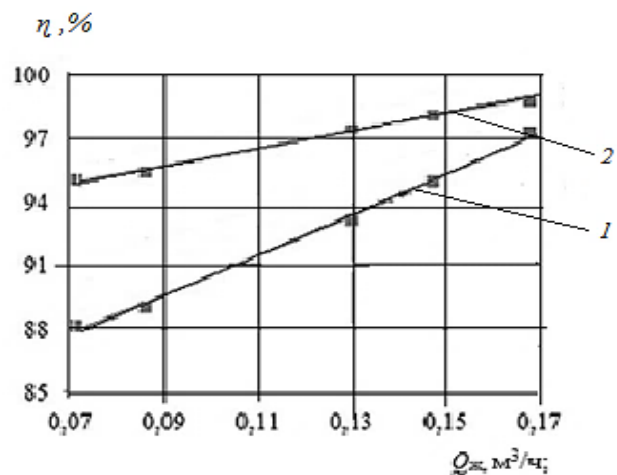
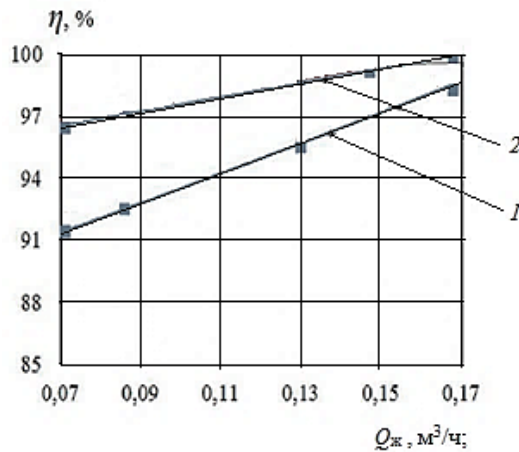


Рис. 7. Доломитовая пыль.



- 1 – $d_{ш}=2$ мм, $Q_{ж}=0,070$ м³/ч;
2 – $d_{ш}=2,5$ мм, $Q_{ж}=0,071$ м³/ч;
3 – $d_{ш}=3$ мм, $Q_{ж}=0,072$ м³/ч;
4 – $d_{ш}=2$ мм, $Q_{ж}=0,253$ м³/ч;
5 – $d_{ш}=2,5$ мм, $Q_{ж}=0,295$ м³/ч;
6 – $d_{ш}=3$ мм, $Q_{ж}=0,327$ м³/ч;

Рис. 6-8. Зависимость эффективности очистки η от расхода жидкости $Q_{ж}$
Опорный угол контактного элемента
 $\alpha=60^\circ; 45^\circ$ и 30°

Рис. 8. Доломитовая пыль.

По результатам экспериментов построены сравнительные графики влияния гидравлического сопротивления на эффективность очистки. (Рисунки 6-8). Учитывая многовариантный характер экспериментов, графики были построены для различных значений расхода жидкости и для нагрузок с низкой и высокой скоростью газа.

Из данных, приведенных на рисунках 6-8 видно, что угол наклона лопасти контактного элемента, установленных на рабочей трубе, составляет $\alpha=60^\circ$, расход жидкости $Q_{ж}=0,070 \div 0,295$ м³/ч для нижнего предела скорости газа. Эффективность очистки от пыли доломита 94,81÷98,62 % а эффективность удаления пыли доломит для верхнего предела скорости газа составила 93,81÷98,43 %.

Угол наклона лопасти контактного элемента $\alpha=45^\circ$, расход жидкости $Q_{ж}=0,070 \div 0,295$ м³/ч для нижнего предела скорости газа, эффективность очистки от пыли доломита 88,13÷97,21 % а эффективность улавливания пыли доломита для верхнего предела скорости газа составила 94,99÷98,7 %.

Угол наклона лопасти контактного элемента $\alpha=30^\circ$, расход жидкости $Q_{ж}=0,070 \div 0,295$ м³/ч для нижнего предела скорости газов, эффективность очистки от пыли доломита 91,4÷98,2 % а эффективность улавливания пыли доломита для верхнего предела скорости газа составила 96,7÷99,9 %.

Следующие эмпирические формулы были получены с использованием метода наименьших квадратов для графических зависимостей, показанных на рисунках 6–7 [13; 17]:

При угле наклона лопасти контактных элементов, установленных на рабочей трубе, $\alpha=60^\circ$,

$$1) y = 82,201e^{1,0186x} \quad R^2 = 0,9951 \quad (36)$$

$$2) y = 92,315e^{0,4036x} \quad R^2 = 0,9888 \quad (37)$$

При угле наклона лопасти контактных элементов, установленных на рабочей трубе, $\alpha=45^\circ$;

$$1) y = 85,682e^{0,7797x} \quad R^2 = 0,9936 \quad (38)$$

$$2) y = 92,915e^{0,3927x} \quad R^2 = 0,9794 \quad (39)$$

При угле наклона лопасти контактных элементов, установленных на рабочей трубе, $\alpha=30^\circ$;

$$1) y = 88,182e^{0,6772x} \quad R^2 = 0,9923 \quad (40)$$

$$2) y = 94,585e^{0,3337x} \quad R^2 = 0,9899 \quad (41)$$

Вывод

Из экспериментов, проведенных для определения гидравлического сопротивления и изучения его влияния на эффективность очистки, можно сделать вывод, что увеличение опорного угла контактного элемента, движущегося в потоке газа в устройстве предусмотрено утолщение жидкого слоя пленки. Но это привело к уменьшению рабочей поверхности. И наоборот, уменьшение опорного угла приводит к утончению жидкого слоя пленки и увеличение рабочей поверхности. Это, в свою

очередь, привело к увеличению гидравлического сопротивления. Кроме того, изменение скорости и плотности газа, подаваемого в устройство, также существенно влияет на гидравлическое сопротивление. В результате увеличения гидравлического сопротивления повысилась эффективность очистки, но увеличилось потребление энергии, используемой для очистки запыленного газа. Поэтому важно достичь максимальной эффективности очистки при минимальных значениях гидравлического сопротивления [14,18]. При проектировании промышленного варианта устройства рекомендуется учитывать средний размер пыли, выделяемой промышленными предприятиями.

Список литературы

1. Вальдберг А. Ю, Николайкина Н. Е. Процессы и аппараты защиты окружающей среды. Москва: “Драфа”, 2008.- В 239с.
2. Алиев Г. М. Технические пылеулавливания и очистки промышленных газов. Москва. Metallurgia, 1986. - 544 с.
3. Сугак. Е. В. Л. Очистка газовых выбросов в аппаратах с интенсивными гидродинамическими режимами Е. В. Сугак., Н. А. Войнов, И. А. Николаев-Казань: Риц и “Школа”, 1999-224 с.
4. Усманова Р. Р. Повышение эффективности газоочистки в инерционном аппарате с активной гидродинамикой дисс. д.т.н. УФА-2017-179с.
5. Плотноков К. Т. Исследование эффективности пылеулавливания и массоотдачи в роторном аппарате с внутренней циркуляцией жидкости. Дисс. к.т.н. Кемерово-2014-150 с.
6. Алиматов Б. А., Эргашев Н. А., Каримов И. Т. "Контактный элемент в аппарате пылеудаления работающий в вихре спутниково-вихревой режиме", ФерПИ, научно-технический Вестник, № 2, 2019-152-стр.:
7. Латипов К. Ш. " Гидравлика, гидромашин, гидромашин" Ташкент, Укитувчи, 1992.75-80 ставок.
8. Салимов. З. Основные процессы и устройства химической технологии. Учебное пособие для студентов высшего учебного заведения. Т. 1.- Т.: Узбекистан, 1994.- 366 л.
9. Эргашев Н.А., Хошимов Ю.Н., Алиматов Б.А., Экспериментальное определение расхода жидкости при мокром способе пыле-газоочистки // Актуальные проблемы внедрения инновационных методов и технологий в химической промышленности, промышленности строительных материалов и смежных отраслях. I Международная научно-практическая конференция 24-25 мая. Фергана, 2019. - Б. 351-353с.
10. Эргашев Н.А, Маткаримов Ш.А, Зияев А.Т, Тожибоев Б.Т, Қўчқоров Б.У. Опытное определение расхода газа, подаваемого на пылеочищающую установку с контактным элементом, работающим в режиме спутникового вихря // Universum.–Москва, 2019.–№ 12(69).–С. 54-58.
11. Эргашев Н.А., Алиматов Б.А., Ахунбаев А.А. Экспериментальное определение дисперсного состава пылей, отобранных для отбора проб // INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE «GLOBAL SCIENCE AND INNOVATIONS 2019: CENTRAL ASIA» ASTANA, KAZAKHSTAN, 2019. – Б. 276-279 с.
12. ГОСТ Р 51569-2000 Пыль инертная. Технические условия – Моск-ва: Стандартин-форм, 2000. – 8 с.
13. Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников.– Москва: Физматлит, 2006.–816 с.
14. Исомидинов А.С. Разработка эффективных методов и устройств очистки пылевых газов химической промышленности: Дисс. ... Кандидат наук. - Ташкент, 2020. - 118 с.
15. Эргашев Н.А. Исследование гидравлического сопротивления пылеулавливающего устройства мокрым способом // Universum: Технические науки. –М., 2019.–№ 12 (69).– С. 59-62. (02.00.00; №1)