

NEWS

OF THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN
SERIES CHEMISTRY AND TECHNOLOGY

ISSN 2224-5286

Volume 2, Number 428 (2018), 72 – 79

A.O. Torskiy¹, A.A. Volnenko¹, A.A. Abzhapbarov¹, A.E. Levdanskiy²

¹M. Auezov South Kazakhstan State University, Shymkent, Kazakhstan;

²Belorussian State Technological University, Minsk, Belarus

e.mail: nii_mm@mail.ru

HYDRODYNAMICS OF A SWIRLING FLOW IN THE CYCLONE-VORTEX APPARATUS

Abstract. Despite the wide spreading of apparatuses, using the centrifugal force, the process of heterogeneous systems' separation, occurring in them, is not sufficiently studied because of the difficulty in taking into accounting all parameters, influencing on it.

In view of the fact that the dusty gas stream enters the cyclone through the branch pipe located tangentially to the cylindrical dust collection chamber, passes circumferentially around the exhaust pipe and moves spirally down the wall of the cone and then up, the resulting centrifugal force is influencing on solid particles, causing them to cling to the inner wall of the housing and then, under the influence of gravity, to slide to the outlet branch pipe.

To calculate the cyclones, there was offered a large number of models describing the processes of flow motion and gas-solid separation system. Many researchers accept as a separating boundary the imaginary vertical cylindrical surface, corresponding to the radius of the inner tube for gas outflow from the apparatus. Others, to calculate the hydraulic resistance, use the medium cylindrical surface with a radius of $\sqrt{r_1 r_2}$ and height h , assuming that there occurs an abrupt flow rate change on it. On both sides of this surface the potential flow is prevailing. As a result, there have been derived the equations for calculation of local resistance coefficients for input and output in the cyclone and those of total resistance.

Some researchers propose to calculate the hydraulic resistance of the cyclone via the inlet gas velocity. To calculate the cyclone hydraulic resistance, we have suggested the equation, taking into account the resistance of the inlet zone, vortex zone and output zone. The results of calculation according to the proposed equation correlate well with the data of other researchers.

Keywords: cyclone, tangential branch pipe, centrifugal force, solid particles, gas velocity, resistance coefficient, hydraulic resistance.

УДК 66.02.071.7

А.О. Торский¹, А.А. Волненко¹, А.А. Абжапбаров¹, А.Э. Левданский²

¹Южно-Казахстанский государственный университет им.М.Ауэзова, г.Шымкент, Казахстан;

²Белорусский государственный технологический университет, г.Минск, Беларусь

ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В АППАРАТЕ ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОГО ДЕЙСТВИЯ

Аннотация. Несмотря на широкое распространение аппаратов, использующих центробежную силу, протекающий в них процесс разделения неоднородных систем недостаточно изучен из-за сложности учета всех действующих на него параметров.

В виду того, что запыленный газовый поток входит в циклон через патрубок, расположенный тангенциально к цилиндрической пылесадительной камере, проходит по окружности вокруг выхлопной трубы и движется спирально вниз по стенке конуса и затем вверх, возникающая при этом центробежная сила воздействует на твердые частицы, заставляя их прижиматься к внутренней стенке корпуса, которые затем, под действием силы тяжести, сползают к выпускному патрубку.

Для расчета циклонов предложено большое число моделей, описывающих процессы движения потока и разделения системы газ-твердое вещество. Многие исследователи принимают в качестве границы разделения воображаемую вертикальную цилиндрическую поверхность соответствующую радиусу внутренней трубы для выхода газа из аппарата. Другие для расчета гидравлического сопротивления используют среднюю цилиндрическую поверхность радиусом $\sqrt{r_1 r_2}$ и высотой h , предполагая, что на ней происходит скачкообразное изменение скорости потока. По обе стороны этой поверхности преобладает потенциальное течение. В результате получены уравнения для расчета коэффициентов местных сопротивлений для входа и выхода в циклоне и общего сопротивления.

Часть исследователей предлагает рассчитывать гидравлическое сопротивление циклона по скорости газа на входе. Нами для расчета гидравлического сопротивления циклона предложено уравнение, учитывающее сопротивление зоны входа, вихревой зоны и зоны выхода. Результаты расчета по предложенному уравнению хорошо коррелируются с данными других исследователей.

Ключевые слова: циклон, тангенциальный патрубок, центробежная сила, твердые частицы, скорость газа, коэффициент сопротивления, гидравлическое сопротивление

Введение. Известно, что применение центробежной силы позволяет существенно увеличить пределы разделения неоднородных пылегазовых систем [1,2-5]. Однако, несмотря на широкое распространение аппаратов, использующих центробежную силу [6-13], протекающий в них процесс разделения неоднородных систем недостаточно изучен из-за сложности учета всех действующих на него параметров.

В основе процесса центробежного разделения рассматривается следующая физическая модель [1]. Запыленный газовый поток входит в циклон через патрубок, расположенный тангенциально к цилиндрической пылеосадительной камере, проходит по окружности вокруг выхлопной трубы и движется спирально вниз по стенке конуса и затем вверх, в выхлопную трубу. Диаметр восходящего по спирали потока почти равен диаметру выхлопной трубы. Поток газа на входе в циклон движется с ускорением в кольцевом пространстве между стенками корпуса циклона и выхлопной трубы. Кинетическая энергия кольцевого потока диссипируется в результате обмена количествами движения с обратными потоками, возникающими на границах застойных зон.

Гидравлическое сопротивление аппарата, а также расход энергии на разделение заданного объемного расхода пылегазовой смеси тесно связаны с геометрическими размерами циклона.

Установить связь между оптимальными геометрическими размерами циклона, его производительностью, расходом энергии и разделительной способностью возможно только приближенно, с использованием эмпирических данных. Для расчета циклонов предложено большое число моделей [14], описывающих процессы движения потока и разделения системы газ-твердое вещество. Распределение потоков в циклоне (особенно в его конической части) до сих пор не изучено в достаточной степени.

Методы исследований

Для проведения исследований использованы метод непосредственного измерения гидравлического сопротивления чашечным манометром и микроманометром, а также численные методы с применением ЭВМ.

Результаты исследований

Экспериментально установлено, что путь газового потока внутри циклона соответствует форме спирали Архимеда. Это особенно важно знать для правильного расположения выходного патрубка для пыли [1,15,16].

Гидравлическое сопротивление меняется внутри аппарата в зависимости от распределения скоростей и поэтому приближенно может быть рассчитано в предположении определенной формы границы разделения системы газ (жидкость) – твердое. Многие исследователи принимают в качестве границы разделения воображаемую вертикальную цилиндрическую поверхность радиусом r_1 (равным радиусу внутренней трубы для выхода газа из аппарата). В последнее время [1] для расчета гидравлического сопротивления использует среднюю цилиндрическую поверхность радиусом $\sqrt{r_1 r_2}$ и высотой h , предполагая, что на ней происходит скачкообразное изменение скорости потока. По обе стороны этой поверхности преобладает потенциальное течение.

Изменение давления на входе в циклон может быть выражено моментом количества движения M_a на наружной стороне (r_2) сепарационного пространства (следует учитывать поправку на то, что количество движения в сечении входного патрубка $M_{вх}$ будет несколько отличаться от M_a). Количество движения на цилиндрической поверхности радиусом r_1 выражается разностью

$$M_{вх} = M_a - M_{ср} \quad (1)$$

Причем

$$M_{ср} = \lambda \cdot 2\pi r_1 r_2 h \frac{\rho_c}{2} w_i w_a \quad (2)$$

В качестве коэффициента трения λ в первом приближении можно принять величину $\lambda_{см}$, определяемую в условиях существования турбулентного пограничного слоя на внешней стенке циклона при постоянном давлении [17]:

$$\lambda_{см} = 0,074 Re_{см}^{-0,2} \quad (3)$$

где

$$Re = \omega_a \cdot 2\pi r_2 / v_c, \text{ причем } 5 \cdot 10^5 < Re_{см} < 10^7$$

С учетом этих зависимостей могут быть получены уравнения для расчета коэффициентов местных сопротивлений для входа и выхода в циклоне. Для входной трубы [1]:

$$\xi_{вх} = \frac{\Delta p_{вх}}{\rho_c v^2 / 2} = \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{w_i}{v_i} \right)^2 \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{w_i}{v_i} \cdot \frac{h}{r_1} \lambda \right)^2} - 1 \right] \quad (4)$$

Для выходной трубы:

$$\xi_{вых} = \frac{\Delta p_{вых}}{\rho v^2 / 2} = K \left(\frac{w_i}{v_i} \right)^{4/3} + \left(\frac{w_i}{v_i} \right)^2 \quad (5)$$

По опытным данным [1] константа $K=4,4$. Соотношение скоростей на входе в аппарат и на выходе из него может быть рассчитано в зависимости от соотношения площадей сечения входного патрубка и выходной трубы:

$$\frac{w_i}{v_i} = \frac{1}{\frac{F_{вх}}{F_{вых}} \cdot \frac{r_1}{r_2} \alpha + \frac{h}{r_1} \lambda} \quad (6)$$

где α – поправочный коэффициент, учитывающий отношение моментов количеств движения $M_{вх}/M_a$:

$$\alpha = \frac{M_{вх}}{M_a} = \frac{v_{вх} r_{вх}}{w_a r_2} \quad (7)$$

Общее гидравлическое сопротивление циклона рассчитывается суммарно как [1]:

$$\Delta P_y = \Delta P_{вх} + \Delta P_{вых} \quad (8)$$

или

$$\Delta P_y = \xi \frac{\rho_c w_0^2}{2}, \quad (9)$$

где $\xi = \xi_{вх} + \xi_{вых}$

По методике ЛИОТ [18] гидравлическое сопротивление циклонов различных типов рассчитывается по условной (фиктивной) скорости газового потока в горизонтальном сечении цилиндрической части пустого аппарата как

$$\Delta P_y = \xi_0 \frac{\rho w_0^2}{2} \quad (10)$$

или по скорости во входном патрубке как

$$\Delta P_y = \xi_{вх} \frac{\rho w_{вх}^2}{2} \quad (11)$$

Для уменьшения гидравлического сопротивления циклонов НИИОГАЗ на выхлопной трубе ставятся улитка или кольцевой диффузор, снижающие ΔP_{ξ} в среднем на 10 %[1].

Коэффициенты гидравлических сопротивлений ξ_{ex} и ξ_0 приведены в [1] (ЦН-11 $\xi_{ex} = 6,1$, $\xi_0 = 150$; ЦН-15 $\xi_{ex} = 7,6$, $\xi_0 = 160$; ЦН-24 $\xi_{ex} = 10,9$, $\xi_0 = 80$).

Следует учесть, что гидравлическое сопротивление циклона в значительной степени зависит от запыленности газа, причем коэффициенты гидравлического сопротивления ξ в запыленном потоке газа изменяются в среднем от 2 до 20% в зависимости от концентрации пыли[1]. По опытным данным присутствие пыли в газе в количествах, превышающих 1 г/м^3 , вызывает неоднородность процесса разделения системы г-г, образование вторичных циркуляционных потоков, отрыв пограничного слоя и замедление окружной скорости газа. При концентрациях $> 10 \text{ г/м}^3$ влиянием запыленности на гидравлическое сопротивление пренебрегать нельзя.

Согласно [19], при осаждении частиц в условиях, соответствующих закону Стокса, теоретическую скорость осаждения в м/с подсчитывают по формуле:

$$w_o = \frac{d^2 (\rho_1 - \rho_2) w_c^2}{9 v_2 \rho_2 D} \quad (12)$$

здесь w_c – окружная скорость газа в циклоне, принимаемая равной 12 – 14 м/с; D – диаметр циклона в м.

Диаметром циклона следует предварительно задаваться, а затем проверять его последующим расчетом. Для предварительного выбора диаметра центробежного пылеосадителя можно руководствоваться данными[19,20], в которых приведены ориентировочные соотношения основных размеров центробежных пылеосадителей и ширины входного патрубка b или диаметра циклона D.

Площадь сечения входного патрубка в м^2

$$f = bh = \frac{V_{сек}}{w_{ex}}, \quad (13)$$

где $V_{сек}$ – действительный секундный объем газа, поступающего в циклон при заданного температуре, в $\text{м}^3/\text{с}$; $w_{ex} \approx 20 \text{ м/с}$ – скорость газа во входном патрубке циклона.

Правильность применение формулы (12) проверяют по уравнению

$$Re = \frac{w_o}{v_2} \leq 0,2 \quad (14)$$

При $Re > 0,2$ теоретическую скорость осаждения подсчитывают следующим образом.

Определив по уравнению критерий Архимеда,

$$Ar = \frac{g \cdot d^3}{v_2^2} \cdot \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} \quad (15)$$

находят фактор разделения:

$$\Phi_p = \frac{w_c^2}{gR} = \frac{2w_c^2}{gD} \quad (16)$$

Критерий Рейдольдса следует подсчитывать по формулам:

при $Ar\Phi_p < 84000$

$$Re = \left(\frac{Ar\Phi_p}{13,9} \right)^{1/1,4}; \quad (17)$$

при $Ar\Phi_p > 84000$

$$Re = 1,71 \sqrt{Ar\Phi_p} \quad (18)$$

По найденным значением критерия Re определяют теоретическую скорость осаждения.

Исходя из заданной производительности циклона, находят внутренний диаметр выхлопной трубы по уравнению

$$d_m = 1,13 \sqrt{\frac{V_{сек}}{w_m}}, \quad (19)$$

где w_m – скорость газа в выхлопной трубе в м/с (в практических расчетах) w_m принимают равной 4-8 м/с).

Наружной диаметр выхлопной трубы

$$D_1 = d_m + 2\delta; \quad (20)$$

здесь δ – толщина стенки выхлопной трубы.

Правильность выбранного значения диаметра циклона проверяют по формуле

$$D = \frac{D_1}{1 - 10 \frac{v_{ос}}{w_z}}. \quad (21)$$

Высота цилиндрической части центробежногопылеосадителя

$$h_1 = \frac{2V_{сек}}{(D - D_1)w_z}. \quad (22)$$

Высоту h_2 конусной части циклона можно определить по данным, приведенным в [19,20]. Надежный вывод из циклона улавливаемых частиц обеспечивается при значении угла при вершине конуса 30-40°.

Гидравлическое сопротивление циклона рассчитывают по формуле:

$$\Delta P_{ц} = \xi_{ц} \frac{w_{ax}^2 \rho_z}{2}, \quad (23)$$

где $\xi_{ц}$ – коэффициент сопротивления, зависящий от конструкции циклона (для циклонов конструкции ЦККБ $\xi_{ц} = 2,5$, для циклонов ВТИ $\xi_{ц} \approx 6$, для циклонов НИИОГАЗа $\xi_{ц} \approx 7$ [19]).

Как видно из формулы (12), скорость осаждения частиц в центробежных пылеосадителях можно повысить увеличением скорости газового потока w_z или уменьшением радиуса вращения R. Первый путь неэффективен, так как вызывает резкое возрастание гидравлического сопротивления аппарата, увеличение турбулентности газового потока и, в конечном итоге, снижение коэффициента полезного действия. Второй путь привел к созданию конструкций батарейных циклонов.

В работе [20] для расчета потери давления в циклоне предложено уравнение:

$$\Delta p = \xi \frac{pw^2}{2}. \quad (24)$$

По заданной производительности вычисляют действительную скорость газа в циклоне, при этом скорость газа в циклоне не должна отклоняться от оптимальной более чем на 15%.

По приведенным в работе таблицам принимают коэффициент гидравлического сопротивления, соответствующий заданному типу циклона. Для циклонов НИИОГаз (одиночных или групп) вводят уточняющие поправки по формуле

$$\xi = K_1 K_2 \xi_{ц}^{c,n} + K_3, \quad (25)$$

где $\xi_{500}^{c,n}$ - коэффициент гидравлического сопротивления одиночного циклона диаметром 500 мм. Индекс «с» означает, что циклон работает в гидравлической сети, а «п» - без сети, т.е. прямо на выхлоп в атмосферу; K_1 - поправочный коэффициент на диаметр циклона; K_2 - поправочный коэффициент на запыленность газа; K_3 - коэффициент, учитывающий дополнительные потери давления, связанные с компоновкой циклонов в группу.

Нами для расчета гидравлического сопротивления циклона предложено уравнение:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{в.з.}} + \Delta P_{\text{вых}}, \quad (26)$$

где $\Delta P_{\text{вх}}$ - гидравлическое сопротивление зоны входа, Па; $\Delta P_{\text{в.з.}}$ - гидравлическое сопротивление вихревой зоны, Па; $\Delta P_{\text{вых}}$ - гидравлическое сопротивление зоны выхода, Па.

Гидравлическое сопротивление зоны входа:

$$\Delta P_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{w_{\text{вх}}^2 \rho_{\text{г}}}{2}, \quad (27)$$

где $\xi_{\text{вх}} = 3,32$ - коэффициент сопротивления на входе в аппарат.

Гидравлическое сопротивление вихревой зоны:

$$\Delta P_{\text{в.з.}} = \xi_{\text{в.з.}} \frac{w_{\text{в.з.}}^2 \rho_{\text{г}}}{2}, \quad (28)$$

где $\xi_{\text{в.з.}} = 4,1$ - коэффициент сопротивления вихревой зоны; $w_{\text{в.з.}}$ - скорость газа в вихревой зоне, м/с.

Гидравлическое сопротивление зоны выхода:

$$\Delta P_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{w_{\text{вых}}^2 \rho_{\text{г}}}{2}, \quad (29)$$

где $\xi_{\text{вых}} = 5,7$ - коэффициент сопротивления на выходе из аппарата.

На рисунке 1 представлены результаты вычислений гидравлического сопротивления циклона по уравнениям, представленным различными авторами.

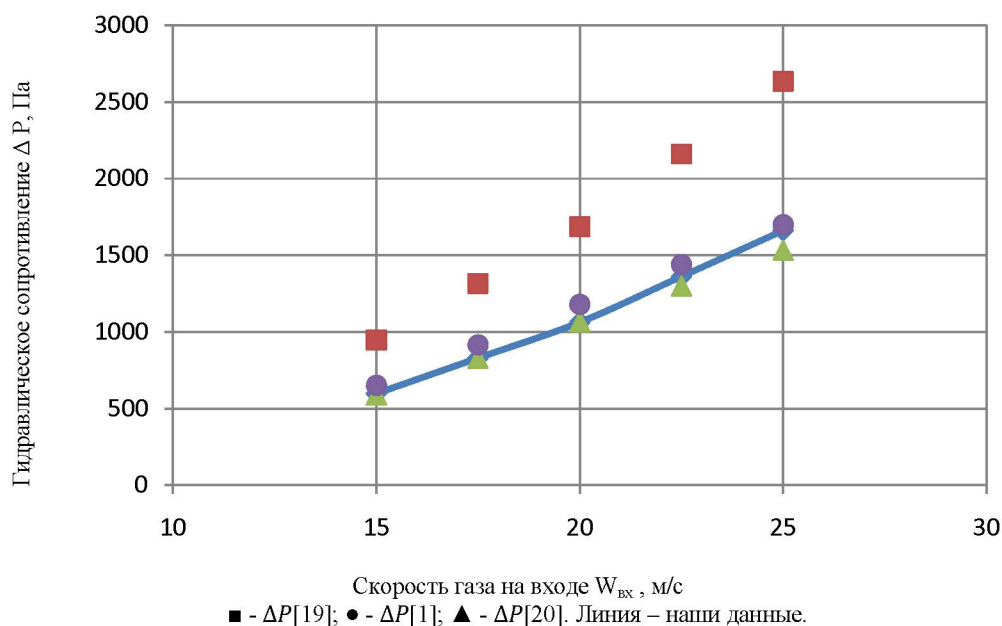


Рисунок 1 – Гидравлическое сопротивление циклона ΔP в зависимости от скорости газового потока на входе $w_{\text{вх}}$.

Как видно из рисунка, гидравлическое сопротивление циклона в зависимости от скорости газового потока на входе аппарат растёт. Это очевидно, так как с увеличением скорости растут затраты на преодоление местных сопротивлений и создания закрученного потока. Расчёты по уравнениям, предложенным в работах [1,20] и наши данные имеют близкие значения, тогда как данные [19] несколько завышены.

Выводы. Рассмотрена модель центробежного разделения запыленного газового потока.

Дан анализ различным подходам к определению гидравлического сопротивления циклона.

Исходя из проведенного анализа, предложено уравнение, учитывающее сопротивление зоны входа, вихревой зоны и зоны выхода, хорошо коррелирующееся с данными других исследователей.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Романков П.Г., Курочкина М.И. Гидромеханические процессы химической технологии. Л.: Химия, 1974. – 288с.
[2] Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: Справ. изд. /Алиев Г.М.-А. М.: Металлургия, 1986. – 544с.
[3] Очистка промышленных газов от пыли / В.Н.Ужов, А.Ю.Вальдберг, Б.И.Мягков, И.К.Решидов. – М.: Химия, 1981. – 390с.
[4] Лукин В.Д., Курочкина М.И. Очистка вентиляционных выбросов в химической промышленности. - Л.: Химия, 1980. – 232с.
[5] Карпов С.В., Сабуров Э.Н. Влияние основных геометрических параметров на аэродинамическую эффективность циклонных аппаратов // Теор. осн. хим. технол. – 1990. – т.24. - № 5. – С.651 – 660.
[6] Коузов П.А., Мельников С.И. Расчет эффективности пылеулавливания в циклонах с водяной пленкой // Тр. инт. охраны труда. 1972. – вып. 77 – С. 6 – 12.
[7] Пречистенский С.А. Центрифугирование аэрозолей в ЦРП. – М.: Атомиздат, 1960. – 190с.
[8] Очистка газов в химической промышленности. Процессы и аппараты /О.С.Балабеков, Л.Ш.Балтабаев – М.: Химия, 1991 – 256с.
[9] Волненко А.А. Конструирование двухступенчатых вихревых аппаратов для проведения процессов пылеулавливания. // Наука и образование Южного Казахстана. - 1997. – № 7. – С.200 – 202.
[10] Волненко А.А. Очистка газов в двухступенчатых аппаратах вихревого типа //Проблемы развития предприятий ос-новой и горной химии: Сб. науч. трудов АО "КазНИИХимпроект".-Шымкент, 1996. - С.228-230.
[11] Вальдберг А.Ю., Ковалевский Ю.В., Лебедев Г.К. Мокрые пылеуловители ударно-инерционного, центробежного и форсуночного действия. – М.: ЦИТИХимнефтемап, 1981. – 38с.
[12] Потапов О.П., Кропш Л.Д. Батарейные циклоны. М.: Энергия, 1977. – 152 с.
[13] Кропш Л.Д., Бронштейн А.Ш. Эксплуатация батарейных циклонов. М.: Энергия, 1964. – 152 с.
[14] Гордон Г.М., Пейсахов И.Л. Пылеулавливание и очистка газов. – М.-Л.: Металлургия, 1968. – 499с.
[15] Коузов П.А. Сравнительная оценка циклонов различных типов. – В кн.: Обеспыливание в металлургии. М.: Металлургия, 1971. – С.185-196.
[16] Газоочистное оборудование. Циклоны. М.: ЦИТИХимнефтемап, 1977. – 24 с.
[17] Шлихтин Г. Теория пограничного слоя. Пер. с англ. М.: Наука, 1969. – 741с.
[18] Коузов П.А., Иофинов Г.А. Испытание обеспыливающих вентиляционных установок. – Л.: ВНИИОТ, 1971. – 165с.
[19] Машины и аппараты химических производств. Под ред. И.И. Чернобыльского. М.: Машиностроение, 1975. – 454с.
[20] Биргер М.И., Вальдберг А.Ю., Мягков Б.И. Справочник по пыле- и золоулавливанию // Под общ.ред. А.А. Русанова. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312с.

А.О. Торский¹, А.А. Волненко¹, А.А. Абжапбаров¹, А.Э. Левданский²

¹М.Әуезов атындағы Оңтүстік Қазақстан мемлекеттік университеті, Шымкент, Қазақстан;

² Беларусь мемлекеттік технологиялық университеті, Минск, Беларусь

ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В АППАРАТЕ ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОГО ДЕЙСТВИЯ

Аннотация. Ортадан тепкіш күшті қолданатын аппараттардың кең таралғанына қарамастан, оларда ететін біркелік емес жүйелерді бөлу процесі оларға әсер ететін барлық параметрлерді ескерудің күрделілігіне байланысты жеткіліксіз зерттелген.

Шаңдалған газ ағыны циклонға цилиндрлі шантұндырғыш камерасына тангенциалды орналасқан келте құбыр арқылы кіретіндіктен газ шығаратын түтікше айналасында шенбер бойымен өтіп конус қабырғасы бойымен спиральды түрде төмен қарай қозғалады да және содан соң жоғары қарай қозғалады, бұл ретте пайда болатын ортадан тепкіш күш қатты бөлшектерді қаңқаның ішкі қабырғасына жабысуына мәжбүрлей отырып әсер етеді, олар кейін ауырлық күші әсерімен шығарушы келте құбырға сырғып түседі.

Циклондарды есептеу үшін газ-қатты заттар жүйесін бөлу мен ағындар қозғалысы процесстерін сипаттайтын көптеген модельдер ұсынылды. Көптеген зерттеушілер бөлу шекарасы ретінде аппараттан газды шығаруға арналған ішкі құбыр радиусына сәйкес келетін елестетілген тік цилиндрлі бетті қабылдайды. Өзгелер гидравликалық кедергіні есептеу үшін h биіктігімен және радиусы $\sqrt{r_1 r_2}$ орташа цилиндрлі бетті, онда ағын жылдамдығының секірмелі өзгерісі болады деп ойлап, пайдаланады. Бұл беттің екі жағы да потенциалды ағысқа ие болады. Нәтижесінде жалпы кедергі мен циклонға кіру және шығуға арналған жергілікті кедергілер коэффициенттерін есептеуге арналған теңдеу алынды.

Зерттеушілердің бір бөлігі шығу жақтағы газ жылдамдығы бойынша циклонның гидравликалық кедергісін есептеуді ұсынады. Біз циклонның гидравликалық кедергісін есептеу үшін кіріс аймағының, құйынды аймағының және шығыс аймағының кедергілерін ескеретін теңдеу ұсынып отырмыз. Ұсынылып отырған теңдеу бойынша есептеу нәтижелері өзге зерттеушілердің мәндерімен жақсы үйлеседі.

Түйін сөздер: циклон, тангенциалдыкелте құбыр, ортадан тепкіш күш, қатты бөлшектер, газ жылдамдығы, кедергі коэффициенті, гидравликалық кедергі.

Сведения об авторах:

Торский Андрей Олегович – PhD докторант 1-го года обучения специальности 6D072400 - «Технологические машины и оборудование», кафедра «Технологические машины и оборудование», Южно-Казахстанский государственный университет им. М.Ауэзова, e-mail: nii_mm@mail.ru;

Волненко Александр Анатольевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», Южно-Казахстанский государственный университет им. М.Ауэзова, e-mail: nii_mm@mail.ru;

Абжапбаров Абай Акилбекович – магистр, преподаватель кафедры «Технологические машины и оборудование», Южно-Казахстанский государственный университет им. М.Ауэзова, e-mail: nii_mm@mail.ru;

Левданский Александр Эдуардович – доктор технических наук, доцент кафедры «Процессы и аппараты химических производств», Белорусского государственного технологического университета, e-mail: alex_levdansky@belstu.by