

В. В. Алексеев, В. О. Лукин, И. И. Поникаров

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТА ВИХРЕВОГО ТИПА КОМПЛЕКСНОЙ ОЧИСТКИ ГАЗОВ

Ключевые слова: гидравлическое сопротивление, пылеулавливание, абсорбция, контактный теплообмен, аппарат вихревого типа комплексной очистки газов.

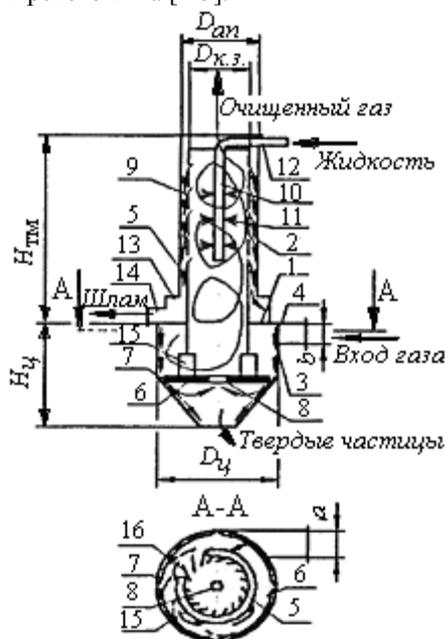
Новые безотходные и малоотходные технологии предполагают применение более совершенного оборудования, позволяющего комплексно и эффективно осуществлять процессы тонкого пылеулавливания и абсорбции или контактного теплообмена. Использование традиционного колонного насадочного или тарельчатого оборудования сдерживается низкой эффективностью и производительностью противоточного взаимодействия фаз. Применение аппаратов вихревого типа, сочетающих высокие скорости контактирования и центробежную сепарацию фаз позволяет рекомендовать их для проведения комплексных процессов. В статье рассмотрено конструктивное оформление аппаратов вихревого типа, область их применения и представлены экспериментальные исследования по определению энергозатрат данного аппарата на проведение комплексных процессов пылеулавливания и абсорбции или теплообмена.

Key words: the hydraulic resistance, dust collection, absorption, contact condenser, device vortex integrated gas cleaning.

New wasteless technologies suppose using more modern equipment, which allows effectively to carry out the processes of fine dust collection and absorption or contact condenser. The using of traditional column packed or popper equipment hampered by low efficiency and performance countercurrent interaction phases. The using of devices vortex which include high contact speeds and separation of phases allows to recommend them for conducting of complex processes. The article examines constructive design of device vortex the sphere of their using and represents experimental researches on definition of energy of this device for carrying out of complex processes dust collection and absorption or contact condenser.

Введение

Для проведения процессов пылеулавливания, газоочистки и контактного теплообмена широкое применение находят аппараты с закруткой потока: циклоны, вихревые камеры, горелки, абсорберы и теплообменники вихревого типа [1-5].



- траектория газовой фазы
- траектория частиц
- ~ траектория жидкости

Рис. 1 – Схема аппарата комплексной очистки газов

Циклоны прямоточные и более эффективные противоточные, разработанные в институтах охраны

труда (ЛИОТ, СИОТ, и ВЦИИОТ), применяются для индивидуальных процессов сухого пылеулавливания твердых частиц с размерами более 10 мкм [1]. Из большого разнообразия противоточных циклонов наибольшее применение в отечественной практике пылеулавливания нашли циклоны конструкции НИИОГАЗ (ЦН-11, ЦН-15, ЦН-15У и ЦН-24), а также разработанные позднее высокоэффективные спирально-конические циклоны типа СК-ЦН-34, СК-ЦН-34М и СК-ЦН-40 и спирально длинноконические, например типа СДК-ЦН-33. Область применения высокоэффективных циклонов ограничена сухим пылеулавливанием твердых частиц с размерами более 5 мкм при температурах пылегазовой смеси, не превышающей 400-500 °С.

Вихревые камеры и горелки [2] используют начальную закрутку потока для интенсификации процессов горения газообразного и твердого топлива с учетом специфики процесса имеют различные конструктивные модификации и ограниченное применение.

Вихревые пылеуловители отличаются от циклонов наличием устройств соплового и лопаточного типов, создающих вспомогательный закручивающий поток газа [8]. Наиболее выгодным является использование в качестве вторичного газа запыленных пылегазовых потоков с оптимальным расходом 30-35% от первичного. Основными достоинствами вихревых пылеуловителей по сравнению с циклонами являются более высокая эффективность улавливания мелкодисперсной пыли и возможность регулирования пылеулавливания за счет изменения подачи вторичного газа [12]. К недостаткам вихревых пылеуловителей следует отнести применение вспомогательного вентилятора и сложность в эксплуатации аппарата.

Центробежные циклоны и скрубберы с водяной пленкой применяются для мокрой пылеулавливания и

могут быть использованы для процессов абсорбции и контактного теплообмена [9-11]. Однако их применение ограничено условием существования противоточно-винтового взаимодействия очищаемого восходящего пылегазового потока с нисходящим движением пленки жидкости, из-за чего среднерасходная скорость движения газа по пустому сечению аппарата составляет 2.5-5.5 м/с.

В качестве других конструкций мокрых пылеуловителей, в которых может сочетаться пылеулавливание с теплообменом или пылеулавливание с абсорбцией, применяются полые газопромыватели, форсуночные скрубберы и скоростные газопромыватели (скрубберы Вентури) с центробежными сепараторами. Применение вихревых скрубберов с различными типами оросительных устройств повысило эффективность пылеулавливания за счет осаждения частиц пыли на каплях и их совместного движения, под действием центробежной силы, к стенке аппарата.

Существенным шагом в улучшение сепарации жидкостных пленок в закрученных потоках жидкостных пленок в закрученных потоках явились новые конструкции пленочных сепараторов, разработанные для массообменного оборудования. Применение двухступенчатой сепарации позволило обеспечить удаление пристенной пленки жидкости за область контактирования и обеспечить среднерасходные скорости движения закрученного потока газа да 15-20 м/с [10].

На кафедре машин и аппаратов химических производств КНИТУ разработан и защищен авторским свидетельством [6] аппарат вихревого типа комплексной очистки газов (КОГ), предназначенный для проведения совместных процессов тонкого пылеулавливания и абсорбции или контактного теплообмена.

На рис. 1 представлена схема аппарата вихревого типа КОГ, состоящего из циклонной (нижней) и теплообменной (верхней) частей. Циклонная часть, состоящая из входного тангенциального патрубка 4, циклона 3, тангенциально-лопаточного закручивающего устройства (ТЛЗУ) 15, горизонтальной перегородки 6 с кольцевым зазором 7, центральным отверстием 8 и бункера для сбора пыли, предназначена для сухого (предварительного) пылеулавливания.

Тепло-массообменная часть аппарата, состоящая из корпуса 2, перегородки 1, центральной трубки 5 с установленной на ней дырчатый сепаратором 9 с соплообразными отверстиями, центрально расположенного оросителя 10, емкости 13 для сбора шламовой жидкости и штуцера 14 для ее слива из аппарата, предназначена для тонкого (окончательного) пылеулавливания и газоочистки или контактного теплообмена.

Принцип работы аппарата вихревого типа КОГ описан в [6].

Результаты и дискуссия

Целью данной статьи является исследование гидравлического сопротивления циклонной и теплообменной камер и определение общего сопротивления аппарата при проведении комплексных процессов пылеулавливания и абсорбции или контактного теплообмена в зависимости от расходных параметров газа и жидкости.

Исследование гидравлического сопротивления аппарата вихревого типа КОГ проводилось под небольшим избыточным давлением газа на системе «воздух – вода» в изотермических условиях, когда температуры газа $t_{г}$ и жидкости $t_{ж}$ были равны $t_{г} \approx t_{ж} = 20 \pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а избыточное давление не превышало гидравлического сопротивления аппарата и подводимой газовой линии, и составляло $5 \div 6$ КПа.

Расход газовой фазы $G_{в}^*$ в экспериментах изменялся от 100 до 500 м³/ч, а расход жидкости - $L_{в}^*$ - от 0,2 до 1,2 м³/ч.

Экспериментальная установка включала в себя аппарат КОГ, состоящий из циклонной камеры и устанавливаемой на нее при помощи болтового соединения разъемной герметичной тепло-массообменной камеры. Газовая линия состояла из вентилятора, задвижки для регулирования расхода газа, остроугольный диафрагмы и двух дифманометров для определения перепада давления на диафрагме и избыточного давления на входе в диафрагму. Точность замера избыточных давлений, определяемых по водяным U-образным дифманометрам, составляла ± 1 мм. вод. ст. Жидкостная линия включала в себя насос центробежный, расходную емкость и ротаметры РС-5 и РС-7, предназначенные для измерения расхода жидкости, подаваемого в аппарат. Точность показаний расхода составляла $\pm 0,5$ % от максимального расхода жидкости. Гидравлическое сопротивление физических моделей определялось по U-образному дифманометру, один конец которого был соединен с входным тангенциальным патрубком аппарата КОГ, а другой – с атмосферным (барометрическим) давлением. Полный перепад давления на входе ΔP , Па определялся как сумма статического, $P_{ст}$ и динамического, $P_{д}$, где

$$\rho_{ж} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{плотность воды в дифманометре; } g$$

$$= 9.81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} - \text{ускорение силы тяжести; } \Delta h - \text{перепад}$$

уровня жидкости в U-образном дифманометре, м; – скорость движения газа во входном патрубке, м/с, а

$\rho_{г}$ – плотность газовой фазы, кг/м³.

Гидравлическое сопротивление циклонной камеры $\Delta P_{ц}$, Па определялось по коэффициенту гидравлического сопротивления $\zeta_{ц}$, рассчитанному по скорости движения газа на выходе из циклона, м/с по выражению:

$$\zeta_{ц} = 2 \cdot \Delta P_{ц} / (\rho_{г} \cdot v_{вых}^2), \quad (1)$$

где $\Delta P_{ц} = \Delta P_{ст.ц} + \rho_{г} \cdot v_{вых}^2 / 2$ – перепад полного

давления в циклонной камере перед входом в тангенциальный патрубок и на выходе из циклона, Па;

$\Delta P_{ст.ц} = P_{1ц} - P_{2}$ - перепад статического давления в патрубке, Па; – давление на входе в патрубок, Па;

$P_2 = P$ – барометрическое давление окружающего воздуха, Па; v – скорость движения газа на выходе из циклона диаметром $D_{\text{вых}}$, м/с.

На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований гидравлического сопротивления циклонной камеры $\Delta P_{\text{ц}}$ и аппарата КОГ

ΔP^* от объемного расхода газа G_V^* , м³/ч. Геометрические параметры аппарата вихревого типа КОГ и его частей – циклонной и тепло-массообменной камер приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Геометрические параметры аппарата вихревого типа КОГ

$D_{\text{ан}}$	$D_{\text{к.з.}}$	$D_{\text{вых}}$	$D_{\text{ц}}$	$H_{\text{ц}}$	$H_{\text{тм}}$	a	b	$d_{\text{ор}}$
В мм								
120	100	100	200	500	700	40	100	16
$F_{\text{ан}}$	$F_{\text{к.з.}}$	$F_{\text{тлзу}}$	$F_{\text{вх}}$					
$10^3 \cdot \text{м}^2$								
11,3	7,85	4,2	4,0					

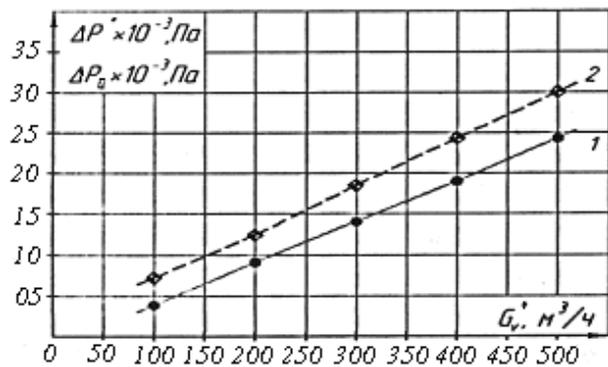


Рис. 2 - График зависимости гидравлического сопротивления циклонной части 1 и аппарата КОГ 2 от расхода газа

По уравнению (1) и графику зависимости $\Delta P_{\text{ц}} = f_1(G_V^*)$ построен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления циклона $\zeta_{\text{ц}}$

от режима движения газа $Re = V_{\text{к.з.}} \cdot D_{\text{к.з.}} \cdot \frac{\rho_{\text{г}}}{\mu_{\text{г}}}$, где

$V_{\text{к.з.}}$ – скорость движения газа в контактной зоне тепло-массообменной камеры, м/с; $D_{\text{к.з.}}$ – диаметр контактной зоны тепло-массообменной камеры, м; $\mu_{\text{г}}$ – коэффициент динамической вязкости газа, Па · с (см. рис. 3).

Анализ этого графика показывает, что при увеличении числа Рейнольдса Re от $25 \cdot 10^3$ до $130 \cdot 10^3$ коэффициент $\zeta_{\text{ц}}$ убывает, стремится к постоянной величине $\zeta_{\text{ц}} = \text{const}$.

Сравнение результатов экспериментальных исследований гидравлического сопротивления тепло-массообменной камеры $\zeta_{\text{тм}}$ с гидравлическим сопротивлением сухого аппарата вихревого типа [7] показано их качественное совпадение. Количественные различия объясняются различными значениями конструктивного параметра крутки на входе в аппарат вихревого типа и в тепло-массообменную камеру ап-

парата КОГ. При одинаковых структурах газа расчеты гидравлического сопротивления орошаемого аппарата вихревого типа [7] количественно совпадают с результатами расчета тепло-массообменной камеры аппарата КОГ.

Гидравлическое сопротивление сухого аппарата КОГ ΔP^* , Па определялось по коэффициенту гидравлического сопротивления $\zeta_{\text{с}}$, рассчитанному по скорости движения газа в контактной зоне тепло-массообменной камеры $V_{\text{к.з.}}$, м/с по выражению:

$$\zeta_{\text{с}} = 2 \cdot \Delta P^* / (\rho_{\text{г}} \cdot V_{\text{к.з.}}^2), \quad (2)$$

где $\Delta P^* = \Delta P_{\text{ст.с}} + \rho_{\text{г}} \cdot v_{\text{вх}}^2 / 2$ – перепад полного давления в аппарате КОГ перед входом в тангенциальный патрубок и на выходе из аппарата, Па; $\Delta P_{\text{ст.с}} = P_1 - P_2$ – перепад статического давления в патрубке, Па; остальные обозначения приведены в уравнении (1).

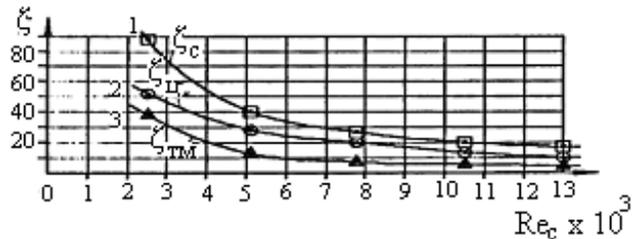


Рис. 3 - График зависимости коэффициентов гидравлического сопротивления аппарата $\zeta_{\text{с}}$, $\zeta_{\text{ц}}$, $\zeta_{\text{тм}}$ от числа Рейнольдса Re

При исследовании гидравлического сопротивления циклонной камеры за характерную скорость движения газа в циклоне принимали скорость движения газа на входе из циклона $V_{\text{вых}}$, т.к. она численно совпадает с характерной скоростью движения газа в тепло-массообменной камере $V_{\text{к.з.}}$.

Используя уравнение (2) и график зависимости $\Delta P_{\text{ц}} = f_2(G_V^*)$ для чисел $Re_{\text{г}}$ от $25 \cdot 10^3$ до $130 \cdot 10^3$

был построен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления аппарата вихревого типа КОГ $\zeta_{\text{с}}$ от режима движения газа (см. рис. 3). При больших числах Рейнольдса $Re_{\text{г}} > 100 \cdot 10^3$ коэффициент $\zeta_{\text{с}}$ стремится к постоянной величине, автомобильной по числу Рейнольдса.

Гидравлическое сопротивление тепло-массообменной камеры, Па определялось по разности гидравлического сопротивления аппарата КОГ ΔP^* , Па и гидравлического сопротивления циклонной камеры $\Delta P_{\text{ц}}$, Па при соответствующих значениях расхода газовой фазы (см. рис. 2).

Коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{\text{тм}}$ определяется по выражению:

$$\zeta_{\text{тм}} = \zeta_{\text{с}} - \zeta_{\text{ц}} = 2 \cdot \Delta P_{\text{тм}} / (\rho_{\text{г}} \cdot V_{\text{к.з.}}^2), \quad (3)$$

где $\Delta P_{\text{тм}} = \Delta P_{\text{с}} - \Delta P_{\text{ц}}$ – гидравлическое сопротивление тепло-массообменной камеры, Па; остальные обозначения приведены в уравнении (1) и (2).

На рис. 3 изображен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления тепло-массообменной камеры ζ_{TM} от режима движения газа Re_r , который аналогичен графикам $\zeta_{ц} = f(Re_r)$ и $\zeta_{с} = f(Re_r)$.

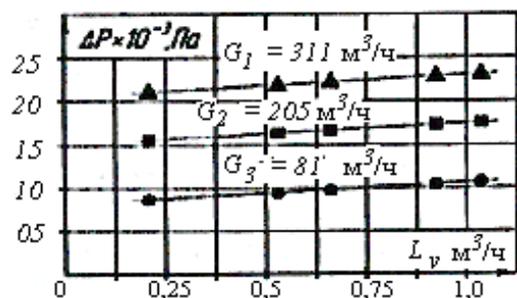


Рис. 4 – График зависимости гидравлического сопротивления аппарата КОГ от нагрузок по газу и жидкости

Анализ этих графиков показывает, что гидравлическое сопротивление циклонной части значительно превышает гидравлическое сопротивление тепло-массообменной примерно в 1,5÷2,0 раза, а при больших значениях Re_r и в 3 раза. Это связано с тем, что часть механической энергии в циклонной камере расходуется на ТЛЗУ, которое фактически является элементом тепло-массообменной камеры. Однако учесть сопротивление данного закручивающего устройства отдельно от сопротивления циклонной камеры экспериментальным путем не представляется возможным.

Гидравлическое сопротивление жидкостной добавки, связанной с орошением сухого аппарата $\Delta P_{жд}$ определялось вычитанием из общего сопротивления орошаемого аппарата ΔP , Па сопротивления сухого аппарата ΔP^* , Па, а коэффициент гидравлического сопротивления орошаемой жидкости $\zeta_{ор}$ находился из выражения:

$$\zeta_{ор} = 2 \cdot \Delta P_{жд} / (\rho_r \cdot V_{к.з.}^2), \quad (4)$$

где $\Delta P_{жд} = \Delta P - \Delta P^*$ - гидравлическое сопротивление орошаемой жидкости, Па.

На рис. 4 представлены результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления орошаемого аппарата КОГ ΔP , Па в зависимости от расходов жидкости L_v^* , м³/ч и газа G_v^* , м³/ч.

Анализ этого графика показывает, что при постоянных нагрузках по газу $G_v^* = const$ увеличение расхода жидкости приводит к увеличению гидравлического сопротивления и тем больше, чем больше расход жидкой фазы. Однако больший вклад в гидравлическое сопротивление аппарата при постоянной нагрузке по жидкости $L_v^* = const$ дает расход газовой фазы.

Некоторые значения коэффициента гидравлического сопротивления орошаемой жидкости от нагрузки по жидкости L_v^* , м³/ч для фиксированных значений нагрузок по газу G_v^* , м³/ч приведены в табл. 2.

Общее гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата вихревого типа КОГ ΔP , Па определяется по выражению:

$$\Delta P = \zeta \cdot \rho_r \cdot V_{к.з.}^2 / 2,$$

где $\zeta = (\zeta_{с} + \zeta_{ор}) = (\zeta_{ц} + \zeta_{TM} + \zeta_{ор})$ - коэффициент гидравлического сопротивления орошаемого аппарата.

Таблица 2

L_v^* , м³/ч	$\zeta_{ор}$	
	$G_v^* = 205$ м³/ч	$G_v^* = 311$ м³/ч
$L_1 = 0,25$	10	5
$L_2 = 0,55$	12	7
$L_3 = 0,65$	13	8
$L_4 = 0,85$	16	9
$L_5 = 1,1$	17	10

Выводы

Таким образом, исследования гидравлического сопротивления аппарата вихревого типа позволяют определить энергозатраты данного аппарата на проведение комплексных процессов пылеулавливания и абсорбции или контактного теплообмена.

1. Гидравлическое сопротивление циклонной камеры не превышает сопротивление высокоэффективных циклонов и вихревых камер [1, 2].

2. Энергозатраты тепло-массообменной камеры сопоставимы с энергозатратами аппаратов вихревого типа [7].

3. Общее гидравлическое сопротивление аппарата вихревого типа КОГ сопоставимо с гидравлическим сопротивлением высокоэффективных вихревых аппаратов [5].

Литература

1. Коузов, П.А. Очистка от пыли газов и воздуха в химической промышленности / П.А. Коузов, А.Д. Мальгин, Г.М. Скрябин. - Л.: Химия, 1982. - 256 с.
2. Кнорре, Г.Ф. Теория топочных процессов / Г.Ф. Кнорре, К.М. Арефьев, А.Г. Блох и [др.]. - М.-Л.: Энергия, 1966, - 491 с.
3. Щукин, В.К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах / В.К. Щукин, А.А. Халатов. - М.: Машиностроение, 1982. - 200 с.
4. Таубман, Е.И. Контактные теплообменники / Е.И. Таубман, В.А. Горнев, В.Л. Мельцер и [др.]. - М.: Химия, 1987. - 265 с.
5. Николаев, А.Н. Высокоэффективные вихревые аппараты для комплексной очистки больших объемов промышленных газовых выбросов / А.Н. Николаев, А.А. Овчинников, Н.А. Николаев. - Хим. пром-сть, 1992, №9, 36 - 38.
6. А.с 1095964, Аппарат для очистки газов / И.И. Поникаров, В.А. Булкин, В.В. Алексеев, Р.З. Латфуллин (СССР) опуб. 1984, Бюл. №21 - 2 с.: ил.
7. В.В.Алексеев, В.А. Булкин, II Всесоюзн. науч. конф. Чимкент, 2, 228 - 223, (1980).
8. Ужов, В.Н. Очистка промышленных газов от пыли / В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков - М.: Химия, 1981. - 392 с.

9. Юдашкин, М.Я. Пылеулавливание и очистка газов в черной металлургии / М.Я. Юдашкин – М.: Металлургия, 1978. – 320 с.
10. А. с. **601017**, Массообменный аппарат / В.А. Булкин, Н.А. Николаев (СССР) опуб. 1978, № 13 – 2 с.: ил.
11. Л.Н. Москалев, С.И. Поникаров, И.И. Поникаров, В.В. Алексеев, Вест. Казан. технол. ун-та, **15**, 10, 240 – 242, (240 – 242).
12. Л.Н. Москалев, С.И. Поникаров, И.И. Поникаров, В.В. Алексеев, Вест. Казан. технол. ун-та, **15**, 3, 123 – 125, (2012).

© **В. В. Алексеев** – канд. техн. наук, доц. каф. машин и аппаратов химических производств КНИТУ; **В. О. Лукин** – канд. техн. наук, доц. той же кафедры; **И. И. Поникаров** – д-р техн. наук, проф. той же кафедры, gotanova_rg@mail.ru.