

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 ВЦИОТ), 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 оС. 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 движение 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 тепломассообменной (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 дырчатым 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 тепло-массообменной 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 и жидкости были равны, а избыточное давление не превышало гидравлического сопротивления аппарата и подводящей газовой линии, и составляло 5÷6 КПа. Расход газовой фазы в экспериментах изменялся от 100 до 500 м³/ч, а расход жидкости - 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, остроугольной 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, P_a определялся как сумма статического, $P_{ст}$ и динамического, $P_{д}$, где ρ – плотность воды в дифманометре; $g = 9.81$ – ускорение силы тяжести; h – перепад уровня жидкости в U - образном дифманометре, м; v – скорость движения газа во входном патрубке, м/с, ρ_g – плотность газовой фазы, кг/м³. Гидравлическое сопротивление циклонной камеры, $P_{ц}$ определялось по коэффициенту гидравлического сопротивления $\zeta_{ц}$, рассчитанному по скорости движения газа на выходе из циклона, м/с по выражению: (1) где $\Delta P_{пол}$ – перепад полного давления в циклонной камере перед входом в тангенциальный патрубок и на выходе из циклона, Па; $P_{ст}$ – перепад статического давления в патрубке, Па; $P_{вх}$ – давление на входе в патрубок, Па; $P_2=B$ – барометрическое давление окружающего воздуха, Па; $v_{вых}$ – скорость движения газа на выходе из циклона диаметром $D_{вых}$, м/с. На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований гидравлического сопротивления циклонной камеры $\Delta P_{ц}$ и аппарата КОГ от объемного расхода газа, 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

Параметр	Дк.з.	Двых	Дц	Нц	Нтм	a	b	dop	в мм
Дк.з.	120	100	100	200	500	700	40	100	16
Фк.з.	Фтлзу	Фвх	103 · 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 построен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления циклона $\zeta_{ц}$ от режима движения газа, где $v_{к.з.}$ – скорость движения газа в контактной зоне тепло-массообменной камеры, м/с; $D_{к.з.}$ – диаметр контактной зоны тепло-массообменной камеры, м; μ_g – 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 $\zeta_{ц}$ убывает, стремится к постоянной величине $\zeta_{ц} = const$. Сравнение результатов экспериментальных исследований гидравлического сопротивления тепло-массообменной камеры $\zeta_{тм}$ 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 аппарата 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 ζ_c , рассчитанному по скорости движения газа в контактной зоне тепло-массообменной камеры $V_{к.з.}$, м/с по выражению: (2) где – перепад полного давления в аппарате КОГ перед входом в тангенциальный патрубок и на выходе из аппарата, Па; – перепад статического давления в патрубке, Па; остальные обозначения приведены в уравнении (1). Рис. 3 – График зависимости коэффициентов гидравлического сопротивления аппарата ζ_c , $\zeta_{ц}$, $\zeta_{тм}$ 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 $V_{вых}$, т.к. она численно совпадает с характерной скоростью движения газа в тепло-массообменной камере $V_{к.з.}$. Используя уравнение (2) и график зависимости для чисел Re от $25 \cdot 10^3$ до $130 \cdot 10^3$ был построен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления аппарата вихревого типа КОГ ζ_c от режима движения газа (см. рис. 3). При больших числах Рейнольдса $Re > 100 \cdot 10^3$ коэффициент ζ_c стремиться к постоянной величине, автомодельной по числу Рейнольдса. Гидравлическое сопротивление тепло-массообменной камеры, Па определялось по разности гидравлического сопротивления аппарата КОГ ΔP^* , Па и гидравлического сопротивления циклонной камеры $\Delta P_{ц}$, Па при соответствующих значениях расхода газовой фазы (см. рис. 2). Коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{тм}$ определяется по выражению: (3) где – 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 $\zeta_{тм}$ от режима движения газа Re , который аналогичен графикам $\zeta_{ц} = f(Re)$ и $\zeta_c = f(Re)$. 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 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: (4) где – гидравлическое сопротивление орошаемой

жидкости, Па. На рис. 4 представлены результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления орошаемого аппарата КОГ ДР, Па в зависимости от расходов жидкости Lv^* , м³/ч и газа Gv^* , м³/ч. Анализ этого графика показывает, что при постоянных нагрузках по газу $Gv^* = \text{const}$ 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 $Lv^* = \text{const}$ дает расход газовой фазы. Некоторые значения коэффициента гидравлического сопротивления орошаемой жидкости от нагрузки по жидкости Lv^* , м³/ч для фиксированных значений нагрузок по газу Gv^* , м³/ч приведены в табл. 2. Общее гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата вихревого типа КОГ ДР, Па определяется по выражению: , где $\zeta_{ор}$ – коэффициент гидравлического сопротивления орошаемого аппарата.

Таблица 2 $\zeta_{ор}$ Lv^* , м³/ч $Gv^*=205$ м³/ч $Gv^*=311$ м³/ч $L1=0,25$ 10 5 $L2=0,55$ 12 7 $L3=0,65$ 13 8 $L4=0,85$ 16 9 $L5=1,1$ 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].