

УДК 536.248

ИССЛЕДОВАНИЕ НА МОДЕЛЯХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОННОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ЗАПЫЛЕННЫХ ГАЗОВ

Доктор техн. наук проф. Н. А. КОЗУЛИН,

инженер В. П. ИСАКОВ, кандидат техн. наук

А. И. ЕРШОВ, инженер Л. М. ГУХМАН

Ленинградский технологический институт имени Ленсовета

Одной из важных задач современной техники является изыскание рациональных методов охлаждения газов, содержащих взвешенную твердую фазу. Решение ее связано с трудностями, возникающими вследствие застарания теплопередающих поверхностей частицами пыли и в ряде случаев полностью исключающими экономическую целесообразность применения таких аппаратов, как котлы-utiлизаторы и рекуператоры.

Использование для утилизации тепла запыленных газов теплообменников типа циклона с рубашками на корпусе аппарата и выхлопной трубе, в которых непрерывная очистка теплопередающих поверхностей обеспечивается самим завихренным потоком газа с одновременным выделением из него твердой фазы не решило проблемы из-за недостаточно развитой поверхности теплообмена. В настоящее время этот недостаток циклонов-теплообменников устранен путем замены обычной выхлопной трубы кожухотрубной, поверхность которой может быть доведена до больших размеров.

Основными параметрами, характеризующими работу циклонов-теплообменников, являются: удельный съем тепла, потеря давления на гидравлическое сопротивление и степень очистки. Вопросы теплообмена в циклонах с различным исполнением теплопередающих поверхностей были изучены ранее [1, 2]. В настоящей работе рассматриваются вопросы аэродинамики.

Исследование аэродинамики проводилось в лабораторных условиях на прозрачной модели, геометрически подобной циклону ЦН-15у системы НИИОГАЗ, диаметром 200 мм, с пятью сменными выхлопными трубами (рис. 1) на чистом и запыленном воздухе. В качестве твердой фазы использовался апатит и кварцевый песок, предварительно просеянные через сито с отверстиями 250 μm . Запыленность воздушного потока менялась в пределах от 0 до 40 $\text{г}/\text{м}^3$, его скорость на входе — от 12 до 21 м/сек. Поля скоростей — окружных W_z , осевых W_0 и радиальных W_r — замерялись в семи сечениях (рис. 2) шаровым пятиканальным зондом по методике, разработанной в Политехническом институте имени М. И. Калинина [3]. Потери давления на гидравлические сопротивления определялись по разности статических давлений до и после модели.

В циклоне с обычной выхлопной трубой картина потока близко соответствует данным, полученным и другими исследователями [4—6]. Вместе с тем следует отметить, что окружные скорости нисходящего закрученного потока несколько выше входных его скоростей, что объясняется

дополнительной подкруткой этого потока внутренним восходящим потоком, имеющим окружную скорость в полтора раза превышающую входную.

На эпюрах осевых скоростей (рис. 2) четко видна граница между нисходящим и восходящим потоками, причем в цилиндрической части циклона такой границей является цилиндрическая поверхность, диаметр которой равен диаметру выхлопной трубы. В конической части границей является поверхность конуса с диаметром верхнего основания, равным диаметру выхлопной трубы, а нижнего — несколько меньше диаметра пылевыпускного отверстия.

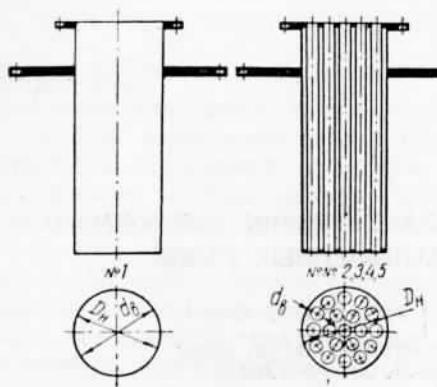


Рис. 1. Варианты выхлопных труб и их характеристика:

Характеристика исследованных выхлопных труб

Геометрические параметры	Номер выхлопной трубы				
	1	2	3	4	5
Наружный диаметр D_H , мм	120	120	120	120	120
Внутренний диаметр трубок d_{BH} , мм	116	18	26	15	9,8
Количество трубок n шт.	1	19	7	19	48
Свободное сечение выхлопной трубы F_{cv} , см ²	105	48,3	37,2	33,6	30,5
Геометрический комплекс $\Gamma = \frac{F_{cv}}{F_1}$	1	0,46	0,35	0,32	0,291

$$\Delta p = \zeta_0 \frac{\rho W^2}{2}, \quad (1)$$

где Δp — потеря давления в аппарате, Н/м^2 ;

ζ_0 — коэффициент гидравлического сопротивления;

ρ — плотность чистого газа, кг/м^3 ;

W — скорость потока во входном патрубке, м/сек .

Исследованиями [7—9] установлено, что гидравлическое сопротивление циклонов падает с увеличением концентрации твердой фазы. В частности, нами было предложено [9] уравнение для определения величины этого сопротивления, отличающееся от общепринятого введением дополнительного члена, характеризующего степень запыленности потока

$$\Delta p = (\zeta_0 - AK_{cp}^m) \frac{\rho W^2}{2}, \quad (2)$$

где K_{cp} — средняя концентрация твердой фазы в потоке, $\text{г}/\text{м}^3$;
 A, m — эмпирические коэффициенты.

Для циклона-теплообменника с рубашками, поскольку он выполняется по типу обычных циклонов-осадителей, коэффициент ζ_0 является определенной величиной и может быть записан состоящим из суммы двух коэф-

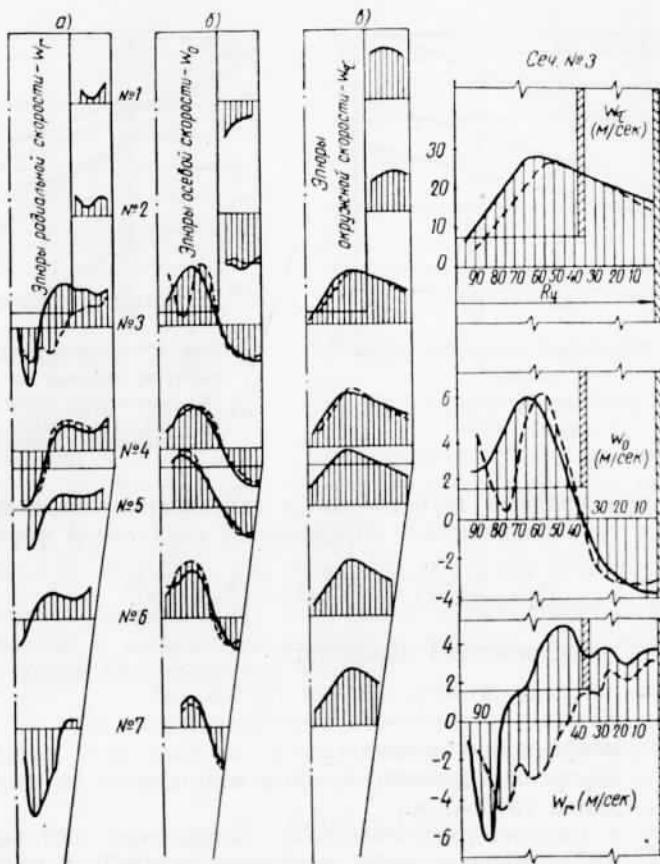


Рис. 2. Изменение полей скоростей по сечениям:

— гладкая выхлопная труба; — кожухотрубная выхлопная труба; а — эпюры радиальной скорости W_r ; б — осевой скорости W_o ; в — окружной скорости W_z .

фициентов: ζ_1 — коэффициента сопротивления на участке от входного патрубка до входа в выхлопную трубу и ζ_{bt} — коэффициента сопротивления выхлопной трубы

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_{bt}. \quad (3)$$

Для кожухотрубного циклона-теплообменника по аналогии можно записать

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta'_{bt}, \quad (4)$$

здесь ζ'_{bt} — коэффициент сопротивления выхлопной трубы типа кожухотрубного теплообменника.

Исходя из одинаковости конструкции участка циклонов обоих типов от входного патрубка до входа в выхлопную трубу и идентичности картины потоков в сепарирующей зоне, можно принять, что сопротивление

циклонов на этом участке одинаково и, следовательно, полное сопротивление циклонов, отличающихся конструкцией выхлопной трубы, будет целиком зависеть от ее сопротивления.

Как известно [10], коэффициент гидравлического сопротивления труб-

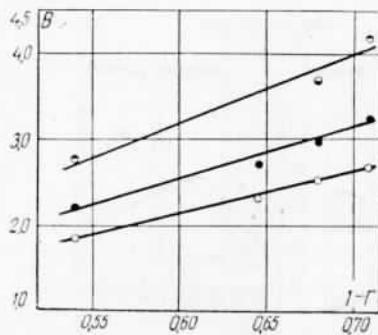


Рис. 3. Результаты обработки опытных данных:

● — при $\lambda = 0,01$; ● — при $\lambda = 0,02$;
○ — при $\lambda = 0,03$

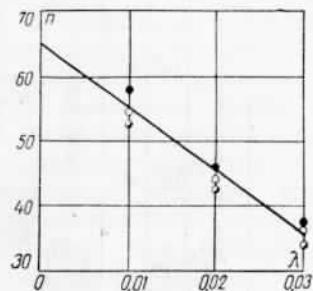


Рис. 4. Результаты обработки опытных данных:

● — выхлопная труба № 2;
● — выхлопная труба № 4;
○ — выхлопная труба № 5

ного пучка при входе в него потока в направлении, перпендикулярном к поверхности трубной решетки, определяется следующей формулой:

$$\zeta_t = \left[0,5(1 - \Gamma) + (1 - \Gamma^2) + \lambda \frac{l}{d} \right], \quad (5)$$

где $\Gamma = \frac{F_{cb}}{F_{gl}}$ — геометрический параметр;

F_{cb} — площадь живого сечения трубок, m^2 ;

F_{gl} — площадь поперечного сечения кожуха, m^2 ;

λ — коэффициент трения;

d — внутренний диаметр трубок, m ;

l — длина трубок, m .

Поскольку в циклоне-теплообменнике направление потока на входе в выхлопную кожухотрубную трубу не перпендикулярно к решетке, а его скорость переменна по радиусу, применение формулы (5) для определения коэффициента сопротивления такой трубы не допустимо без внесения в нее соответствующих корректировок, учитывающих отмеченные выше факторы.

Исходя из этого, подставим в уравнение (4) значение ζ_1 из уравнения (3), заменив предварительно значение ζ_{vt} через $B_1 \zeta_t$ и ζ_{vt} через $B_2 \zeta_t$. B_1 и B_2 — поправочные коэффициенты, из которых первый учитывает изменение гидравлического сопротивления пучка труб при входе закрученного потока, а второй — изменение сопротивления обычной выхлопной трубы при замене ее кожухотрубной одинакового наружного диаметра.

Тогда уравнение (4) примет следующий вид:

$$\zeta = \zeta_0 + (B_1 - B_2) \zeta_t, \quad (4')$$

или, заменив разность $B_1 - B_2$ через B , окончательно получим

$$\zeta = \zeta_0 + B \zeta_t. \quad (4'')$$

С учетом выведенных зависимостей уравнение (2) может быть записано в виде

$$\Delta p = (\zeta_0 + B \zeta_t - A K_{cp}^m) \frac{\rho W^2}{2}. \quad (6)$$

Для определения численных значений коэффициентов A , B и показателя степени m были проведены соответствующие замеры полного перепада давлений в аппарате при пяти типоразмерах выхлопных труб и по уравнению (1) рассчитаны значения ζ_0 и ζ_t , а по уравнению (5) — величины ζ_{τ} при различных коэффициентах трения — λ . На рис. 3 построена зависи-

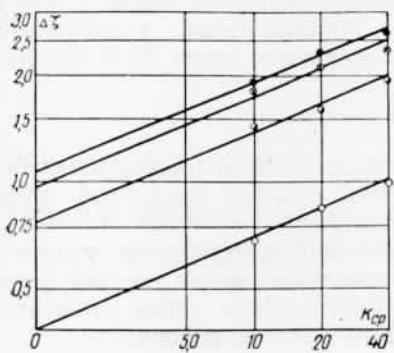


Рис. 5. Результаты обработки опытных данных:

○ — выхлопная труба № 1; ● — выхлопная труба № 2; □ — выхлопная труба № 3; ■ — выхлопная труба № 4; ● — выхлопная труба № 5

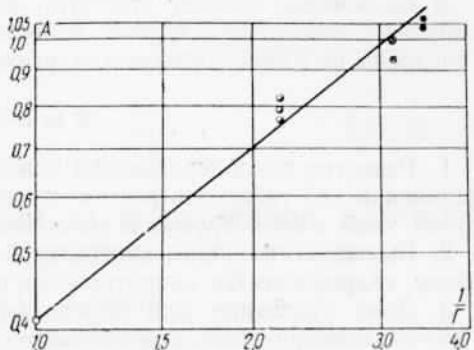


Рис. 6. Результаты обработки опытных данных:

○ — выхлопная труба № 1; ● — выхлопная труба № 2; □ — выхлопная труба № 3; ■ — выхлопная труба № 4; ● — выхлопная труба № 5

мость $\frac{\zeta - \zeta_0}{\zeta_t} = f \left(\frac{F_{rn} - F_{cb}}{F_{rn}} \right)$ или с учетом (4'') и (5) $B = f(1 - \Gamma)$, откуда видно, что зависимость $B = f(1 - \Gamma)$ при $\lambda = \text{const}$ имеет линейный характер. При разных λ получилось семейство прямых, выходящих из начала координат, общий вид уравнения которых

$$B = n(1 - \Gamma), \quad (7)$$

где n — тангенс угла наклона прямых, находящийся в следующей зависимости от коэффициента трения (рис. 4):

$$n = 6,5(1 - 14\lambda). \quad (8)$$

Графическая обработка опытных данных по сопротивлению аппарата при запыленном потоке (рис. 5) показала, что характер зависимости $\Delta\zeta = AK_{cp}^m$ остается справедливым и для циклонов с кожухотрубными выхлопными трубами. Показатель степени m сохраняет постоянное значение при всех вариантах выхлопной трубы и равняется 0,25. Зависимость $A = f\left(\frac{1}{\Gamma}\right)$ в логарифмических координатах (рис. 6) оказалась прямой, определяемой уравнением

$$A = 0,4\left(\frac{1}{\Gamma}\right)^{0.85}. \quad (9)$$

Раскрытие значений A , B , m и подстановка всех полученных выражений в (6) дало окончательное уравнение

$$\Delta p = \left[\zeta_0 + 6,5(1 - 14\lambda)(1 - \Gamma)\zeta_t - 0,4\left(\frac{1}{\Gamma}\right)^{0.85} K_{cp}^{0.25} \right] \frac{\rho W^2}{2}. \quad (10)$$

Расхождение опытных данных с расчетными по уравнению (10) не превышает 10%.

Проверка степени осаждения твердой фазы в исследуемых моделях показала, что процент улавливания зависит от геометрического симплекса

$\Gamma = \frac{F_{\text{св}}}{F_{\text{рн}}}$. С уменьшением $\frac{F_{\text{св}}}{F_{\text{рн}}}$ коэффициент полезного действия очистки возрастает.

Такое явление объясняется некоторым снижением радиального стока под нижним срезом кожухотрубной выхлопной трубы и отражением трубной доской частичек пыли из внутреннего потока во внешний.

В заключение следует отметить, что циклоны-теплообменники с кожухотрубной выхлопной трубой испытаны в промышленных условиях [2] и внедрены на Южно-горнометаллургическом комбинате имени М. В. Фрунзе.

ВЫВОДЫ

1. Развитие теплопередающей поверхности циклона-теплообменника без увеличения его габаритов решено путем замены обычной выхлопной трубы трубой типа кожухотрубного теплообменника.

2. Выявлено влияние кожухотрубной выхлопной трубы на строение потока, гидравлическое сопротивление и степень улавливания твердой фазы.

3. Дано уравнение для определения сопротивления таких аппаратов с учетом конструктивных особенностей и запыленности потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Козулин Н. А., Ершов А. И. «Изв. вузов СССР — Энергетика» № 6, 1961.
2. Козулин Н. А., Ершов А. И., Исаков В. П. «Цветные металлы» № 1, 1964.
3. Повх И. Л. Аэродинамика (руководство к лабораторным работам), 1962.
4. Смухин П. Н., Коузов П. А. Центробежные пылеотделители-циклоны, 1935.
5. Бутаков С. Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции, 1949.
6. A ter Linden. Chem-Eng. Techn. 25, 328, 1952.
7. Фукс Н. А. Механика аэрозолей. Изд. АН СССР, 1955.
8. Шлихтинг. Теория пограничного слоя. ИЛ, М., 1956.
9. Козулин Н. А., Ершов А. И. «Теплоэнергетика» № 1, 1962.
10. Идельчик И. Е. Справ. по гидравлическим сопротивлениям, 1960.

Представлена кафедрой оборудования
 заводов химической промышленности

[12.III.1965]