

Ауд 92988

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ имени ЛЕНСОВЕТА

А. И. ЕРШОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОННОГО УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛА ДЛЯ ЗАПЫЛЕННЫХ ГАЗОВ

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ЛЕНИНГРАД
1961

Луг 92988

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ имени ЛЕНСОВЕТА

А. И. ЕРШОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОННОГО УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛА ДЛЯ ЗАПЫЛЕННЫХ ГАЗОВ

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор Н. А. КОЗУЛИН

072004

ЛЕНИНГРАД
1961



Диссертационная работа выполнена в Ленинградском технологическом институте им. Ленсовета на кафедре «Оборудование заводов химической промышленности».

Защита диссертации намечается на 30/I 1962 г.

Дата рассылки автореферата 30/XII 1961 г.

Замечания и отзывы по данной работе просим направлять по адресу г. Ленинград, Ф-13, Загородный пр., 49, Ученый Совет.

Одной из важных задач современной техники является изыскание рациональных методов охлаждения газов, несущих взвешенную твердую фазу. Решение этой задачи связано с трудностями, возникающими вследствие зарастания поверхностей теплообмена частицами пыли. При малом содержании в потоке твердой фазы частота переключений на зачистку поверхностей еще сравнительно невелика и не оказывает заметного влияния на эффективность работы обычных котлов утилизаторов. Сложнее обстоит дело при высокой запыленности газов, особенно в процессах «кипящего слоя», сопровождаемых значительным уносом обрабатываемых материалов. Пыль в таких случаях, оседая на теплопередающих стенках, быстро снижает интенсивность теплообмена и нарушает равномерность технологического режима.

В этой связи представлялось своевременным рассмотрение конструктивных решений, обеспечивающих возможность бесперебойного охлаждения запыленных газов с минимальными эксплуатационными затратами. Среди них особый интерес представляет утилизатор циклонного типа, созданный на базе циклонов-осадителей, в котором одновременно с отбором тепла происходит и улавливание твердой фазы в сухом виде с непрерывным удалением осажденных частиц из рабочей зоны. Обладая положительными качествами, указанные аппараты пока не получили широкого распространения в промышленности. Причиной здесь служит недостаточное развитие поверхности теплообмена в предложенных схемах и отсутствие необходимых данных о рабочих характеристиках.

Предварительный анализ приводит к выводу, что конструктивное усовершенствование циклонных утилизаторов еще не достигло предельных возможностей.

До сих пор внимание исследователей в этой области сосредотачивалось на изучении закономерностей осаждения

взвешенных частиц, в результате чего были установлены наиболее оптимальные режимы ведения процесса пылеулавливания. Совершенно иначе обстоит дело с раскрытием конструктивных особенностей, а также величин гидравлических сопротивлений на пути следования циклонного потока и условий теплообмена между газом и стенкой. Последние вопросы изучены еще недостаточно.

Целью настоящей работы и являлось экспериментальное исследование конструктивных, аэродинамических и теплотехнических характеристик циклонного утилизатора тепла для запыленных газов.



Исследование рабочих характеристик проводилось на вновь спроектированных образцах циклонного утилизатора, за основу которых принят циклон осадитель типа НИИОГАЗ, дооборудованный рубашками на выхлопной трубе и корпусе аппарата. Конструктивные дополнения на первых порах сводились к повышению удельного съема тепла с единицы объема, как наиболее важного фактора совмещенных процессов.

В одном исполнении наружная поверхность выхлопной трубы оставалась гладкостенной, в двух других она была развита за счет оребрения. Конфигурация оребрения выбиралась такой, чтобы избежать нарушения процесса осаждения пыли. Не менее важными условиями являлись также удобство компоновки и низкая стоимость.

Первый вариант оребрения представляет собой конические насадки по типу центробежных сепараторов, которые по данным ряда исследователей способствуют разделению двухфазных сред. Второй вид оребрения — продольные насадки, широко применяются в трубчатых теплообменниках. Их выбор в нашем случае обосновывался стремлением разбить поверхность теплообмена на отдельные участки, способствующие разрушению сплошности пограничного слоя. Попутно имелось в виду создать благоприятные условия для искусственной турбулизации потока. С целью меньшего влияния на степень очистки они располагаются по касательной к поверхности рубашки.

Для получения более общих зависимостей часть экспериментов ставилась на моделях разного диаметра 150, 200 и 250 мм. Ширина входного патрубка во всех исполнениях

равнялась ширина кольцевого пространства между корпусом аппарата и рубашкой выхлопной трубы.

Смена различных элементов осуществлялась в зависимости от важности влияния их на определяющие характеристики. При изучении аэродинамики основным фактором считалась форма насадки. Поэтому исследование проводилось в одной и той же модели ($D=200$ мм) с тремя типами сменных выхлопных труб: 1) с гладкой поверхностью, 2) с коническим оребрением — 26 насадок и 3) продольным оребрением — 24 насадки. При исследовании теплообмена кроме формы насадок существенную роль имело и их количество. В результате добавилось еще две выхлопные трубы с другим числом насадок: 1) конических — 13 шт. и 2) продольных — 12 шт. Здесь же испытывались и аппараты разного диаметра.

Кроме исследуемой модели установка включала в себя вентилятор высокого давления, рукавный фильтр, воздухопроводы, дозатор пыли, электрокалорифер, вспомогательное оборудование и измерительные приборы.

В качестве рабочей среды использовался чистый и запыленный воздух. Для запыления применялась апатитовая пыль, содержащая достаточное количество тонких фракций, и песчаная более крупная по дисперсному составу (таблица № 1). Несколько опытов ставилось с запылением окисью цинка.

Экспериментальная установка и методика исследований подробно описаны в работе (Л1).

* * *

Исследование аэродинамики циклонного процесса позволило установить характер и причины влияния оребрения и запыленности на распределение полей скоростей и потерю напора.

С введением оребрения профили полей окружных скоростей сохраняются, но абсолютное значение скоростей за срезом выхлопной трубы падает по сравнению с гладкой стенкой — для конических ребер в 1,7 раза, а для продольных в 1,9 раза. От конструктивного оформления наружной поверхности выхлопной трубы оказалось зависящим и гидравлическое сопротивление. С введением конических насадок потеря напора при одних и тех же расходах снизилась по сравнению с гладкой поверхностью в среднем на 25%, а для про-

дольных ребер — на 50%. Причиной этому служит частичное спрямление винтового потока и падение крутки за нижним срезом выхлопной трубы, функцией которых являются окружающая скорость и гидравлическое сопротивление.

Как показали дальнейшие исследования, помимо геометрии аппарата на общую потерю напора существенное влияние оказывает концентрация твердой фазы в потоке. С увеличением запыленности гидравлическое сопротивление падает. При концентрации 120 г/м^3 потеря напора снижается по сравнению с незапыленным потоком на 40—50%. Физическая сущность подобного явления может быть охарактеризована следующими положениями. В пристенной зоне осадительного пространства траектории взвешенных частиц представляют собой систему замкнутых ломаных линий. Их перемещение носит скачкообразный характер. При ударах частиц о стенку и между собой неизбежно происходит рассеяние механической энергии, особенно за уровнем нижнего среза выхлопной трубы, где основная масса пылинок успевает достигнуть стенки. В результате снижается окружающая скорость и, как следствие, падает сопротивление аппарата.

Мерилом аэродинамических качеств циклонов обычно принимают коэффициент гидравлического сопротивления. Его значение ранее устанавливалось по незапыленному потоку и считалось величиной постоянной. В результате обработки экспериментальных данных нами получено эмпирическое уравнение для нахождения общего коэффициента сопротивления циклонов с учетом запыленности потока:

$$\zeta_0 = \zeta - A \cdot K_{\text{ср}}^n$$

Соответственно потеря напора может быть подсчитана по следующей зависимости:

$$\Delta P_{\text{ц}} = (\zeta - A \cdot K_{\text{ср}}^n) \frac{\gamma_t w_{\text{вх}}^2}{2g},$$

где $\Delta P_{\text{ц}}$ — потеря напора в циклоне, мм вод. ст.;

ζ — коэффициент гидравлического сопротивления при незапыленном потоке;

ζ_0 — коэффициент гидравлического сопротивления при запыленном потоке;

$K_{\text{ср}}$ — средняя концентрация твердой фазы в потоке, г/м^3 ;

γ_t — удельный вес газа при рабочей температуре, кг/м^3 ;

$w_{\text{вх}}$ — скорость потока на входе, м/сек ;

g — ускорение свободного падения, $м/сек^2$;

A и n — эмпирические коэффициенты.

Значение коэффициента сопротивления ζ нами рассчитывалось по средней входной и условной скоростям. Сделано это исключительно в целях удобства сопоставления, т. к. в инженерной практике широко пользуются тем и другим методом расчета.

В таблице № 2 приведены численные значения коэффициентов ζ , A и показателя степени n для циклонного утилизатора с тремя исполнениями выхлопной трубы. Показатель степени n при всех исполнениях сохраняет постоянное значение. Различие наблюдается лишь в абсолютном значении величин ζ и A , что может быть объяснено только разной геометрией аппаратов. В наших опытах мы не имели возможности исследовать все геометрические параметры циклонных устройств, поэтому не удалось полностью выявить причины различия значений коэффициента A . Однако следует отметить одну особенность. С возрастанием или убыванием коэффициента ζ соответственно изменяется в том же направлении и коэффициент A . Повидимому на величину этого коэффициента оказывают влияние те же геометрические параметры, которые определяют сопротивление циклонных аппаратов при незапыленном потоке.

Согласно исследованиям удельный вес и размер частиц практически не сказываются на сопротивлении циклонов.

* * *

Одной из важных задач настоящей работы являлась проверка степени улавливания взвешенных частиц пыли циклонным утилизатором в зависимости от следующих факторов:

- 1) оформления теплопередающих поверхностей;
- 2) входной скорости воздуха при изменении ее в пределах 12—21 $м/сек$;
- 3) концентрации твердой фазы в потоке (0—120 $г/м^3$).

Среднее значение к.п.д. очистки по апатитовой пыли составило для модели с гладкими стенками — 97%, для модели с коническим оребрением на выхлопной трубе при тех же самых аэродинамических режимах — 94% и для модели с продольными насадками — 91%. Оребрение поверхности выхлопной трубы снижает степень очистки на 3—6%, однако существенно не изменяет циклонный процесс осаждения пыли.

Изменение расхода воздуха и концентрации твердой фазы в указанных пределах очень мало сказывается на степени очистки.



Исследование теплообмена велось на базе теории теплового моделирования. Необходимыми условиями при этом являлись геометрическое подобие, подобие условий движения среды на входе, подобие тепловых условий и одинаковость значений определяющих критериев Re и Pr при вынужденном движении.

Ввиду значительной сложности конвективных потоков опыты проводились при установившемся тепловом режиме системы с переменным градиентом температур по высоте модели аппарата. Определяющие величины изменялись в следующих пределах:

$$12 \leq w_{вх} \leq 21 \text{ м/сек};$$

$$2,27 \cdot 10^{-3} \leq \frac{d}{d_3} \leq 6,75 \cdot 10^{-3}; 0 \leq k_{ср} \leq 120 \text{ г/м}^3;$$

$$100^\circ\text{C} \leq t_{вх} \leq 200^\circ\text{C};$$

где d — осредненный диаметр взвешенных частиц, $м$;
 d_3 — эквивалентный диаметр входного патрубка, $м$;
 $t_{вх}$ — температура газа на входе, $^\circ\text{C}$.

Полученные данные позволили определить средние величины теплового потока, среднелогарифмический температурный напор, средние значения коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи от газа к стенке. В работе приведены графики зависимости коэффициента теплопередачи от весовой скорости газового потока. Согласно этим графикам коэффициент теплопередачи, отнесенный к гладкой поверхности, возрастет с увеличением скорости циклонного потока и поверхности оребрения. Его значение для оребренной поверхности заметно выше, чем для гладкой, и зависит в основном не от формы ребер, а от их суммарной поверхности. Последнее обстоятельство в свою очередь говорит за то, что циклонный поток сам по себе сильно турбулизован и аэродинамическое воздействие оребрения очень мало.

Для практического использования опытных данных по теплоотдаче от закрученного потока газа к стенке может быть рекомендована формула вида

$$Nu = 0.033 Re^{0.8} \left(\frac{F_0}{F_n} \right)^{0.6},$$

где $\frac{F_0}{F_n}$ — величина обратная коэффициенту оребрения.

При вычислении критериев Re и Nu за определяющий линейный размер принимался внутренний эквивалентный диаметр входного патрубка, за определяющую скорость — средняя скорость потока на входе в осадительное пространство и за определяющую температуру — средняя температура охлаждаемого воздуха в аппарате.

При относительно небольших размерах частиц и отсутствии зарастания поверхностей нагрева пылью интенсивность теплообмена не отличалась от наблюдаемой при чистом потоке.



Наблюдения за состоянием теплопередающих поверхностей показали, что слабо и среднеслипающиеся сорта пыли (песчаная, апатитовая) свободно скользят по стенкам циклонного утилизатора, хорошо осаждаются и не влияют на равномерный съем тепла. В таких случаях могут применяться оребренные выхлопные трубы с коническими и продольными насадками. Иначе обстояло дело с сильнослипающимися сортами пыли. Так, например, при запыленности воздуха окисью цинка она налипала на внутренней поверхности корпуса аппарата, резко снижая теплопередачу.

Для предотвращения забивания стенки корпуса лифкой пылью в процессе исследования возникла идея использования энергии вращения внутреннего отходящего потока. Конструктивно эта идея была оформлена в виде несложного устройства, состоящего из вертикального валика с насаженными на него крылаткой и специальной рамкой. Первая из них располагалась непосредственно перед входом в выхлопную трубу и приводилась во вращение внутренним вихрем. Рамка же, вращаясь вместе с валиком и крылаткой, своими скребками касалась внутренней поверхности корпуса аппарата и предотвращала забивание стенок.



Проверка на прозрачной модели в лабораторных условиях показала, что энергии вращения отходящего потока вполне достаточно для вращения рамки и зачистки поверхности стенок от липких отложений. Число оборотов рамки при входных скоростях воздуха 12—21 м/сек в модель диаметром 200 мм достигало 2000 об/мин и более. При этом условия протекания циклонного процесса полностью сохранились, а общая потеря напора снижалась на 5—6% за счет спрямления внутреннего потока на участке выхлопной трубы.

Как показали дополнительные опыты, энергия вращения отходящего потока при отсутствии налипания частиц может быть преобразована в гидродинамический напор, используемый на преодоление части сопротивления циклона. Тем самым обеспечивается снижение мощности, расходуемой на создание напора при входе в аппараты циклонного вида. В этом случае вместо рамки на валике в районе улитки монтировалась крылатка, типа вентиляторного колеса, которая приводилась во вращение первоначальной крылаткой.

В настоящее время работа продолжается по пути исследования конструкции циклонного утилизатора с выхлопной трубой в виде трубчатого теплообменника.



Основные результаты выполненной диссертационной работы сводятся к следующему.

1. Исследованы конструктивные, аэродинамические и теплотехнические характеристики циклонного утилизатора тепла для запыленных газов, совмещающего процессы осаждения пыли и отбора тепла.

2. Доказана возможность развития поверхности теплообмена за счет оребрения рубашки выхлопной трубы без заметного влияния на степень пылеулавливания.

3. Подтверждено влияние взвешенной твердой фазы на аэродинамику и гидравлическое сопротивление циклонных аппаратов и предложено уравнение для расчета потери напора с учетом средней запыленности газового потока.

4. Установлена критериальная зависимость для определения средних значений коэффициента теплоотдачи от газа к стенке, согласно которой эффективность конвективного теплообмена в циклонном утилизаторе с гладкой поверхностью в 1,5 раза выше, чем в обычных трубах при тех же режимах.

5. Впервые установлена возможность и целесообразность использования энергии вращения внутреннего отходящего потока 1) для предотвращения забивания стенок корпуса аппарата липкими пылями при выделении их из потока и 2) для снижения мощности, расходуемой на преодоление сопротивления циклонов, в среднем на 18—20%.

* * *

Публикации по материалам, вошедшим в диссертацию

1. Н. А. Козулин, А. И. Ершов, «Исследование теплообмена в циклонном аппарате с различным исполнением теплопередающих поверхностей». Энергетика № 6, 1961.

2. А. И. Ершов, Н. А. Козулин, «Исследование факторов, определяющих эффективность совместных процессов в циклонном теплообменнике». Тезисы докладов на научно-технической конференции ЛТИ им. Ленсовета. Госхимиздат, 1961.

3. Н. А. Козулин, А. И. Ершов, «Исследование рациональной конструкции циклонного теплообменника для запыленных газов». Тезисы докладов на научно-технической конференции ЛТИ им. Ленсовета. Госхимиздат, 1960.

4. А. И. Ершов, «Некоторые особенности аэродинамики запыленного потока в циклоне уловителя». Тезисы докладов на научно-технической конференции молодых специалистов научно-исследовательских, проектных институтов и предприятий химической промышленности г. Ленинграда. Л-д, 1960.

5. А. И. Ершов, Н. А. Козулин, Авторская заявка № 692248/23—5 (положительное решение), 1961.

6. Н. А. Козулин, А. И. Ершов, Авторская заявка № 722456/25—8 (положительное решение), 1961.

Таблица 1

а) Исходная апатитовая пыль

Диаметр частиц μ	0—10	10—20	20—30	30—40	40—60	60—90	> 90
Содержание, %	19,61	10,89	15,56	9,48	14,54	15,20	14,72

б) Исходная песчаная пыль

Диаметр частиц μ	0—60	60—90	90—125	125—160	160—200	> 200
Содержание, %	1,08	5,20	12,36	29,12	33,36	18,88

Таблица 2

Обозначения	Модель с выхлопной трубой без оребрения		Модель с коническими насадками на выхлопной трубе		Модель с продольными насадками на выхлопной трубе	
	$w_{вх}$	w_0	$w_{вх}$	w_0	$w_{вх}$	w_0
ζ	7,2	343	5,3	256	3,7	178
A	0,8	38	0,33	16	0,18	8,5
n	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

М-38124.

27/XII 1961 г.

Зак. 776.

Тир. 180.

Тип. ЛТИ им. Ленсовета. Ленинград, Московский пр., 26