

Андрейчук Н.Д., Кроль О.С., Шумакова Т.А., Тарасюк А.П.

СНИЖЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ АДсорбЦИОННЫХ ФИЛЬТРОВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Предложены технические решения по снижению аэродинамического сопротивления проточной части угольных адсорберов вентиляционных систем.

Ключевые слова: адсорбционный фильтр, вентиляционная система, аэродинамическое сопротивление, диффузор, конфузор.

Анализ состояния проблемы. Актуальной задачей при эксплуатации адсорбционных фильтров промышленных вентиляционных систем является уменьшение потерь энергии при течении газовой среды и повышение их пропускной способности [1, 2].

Основным направлением решения данной задачи является снижение аэродинамического сопротивления фильтров, что осуществляется совершенствованием конструкции проточной части, выбором оптимальных геометрических и технологических параметров пористого слоя [3, 4].

Цель статьи. Целью работы является снижение аэродинамического сопротивления адсорбционных фильтров совершенствованием конструкции проточной части путем установки диффузора и конфузора соответственно на входе и выходе фильтра.

Рассмотрим вопрос снижения аэродинамического сопротивления адсорбционного фильтра на примере угольного адсорбера АУИ-1500 (используется в вентиляционной системе ТЛ-22 энергоблока ВВЭР-1000 АЭС), общий вид и проточная часть которого приведены на рис. 1.

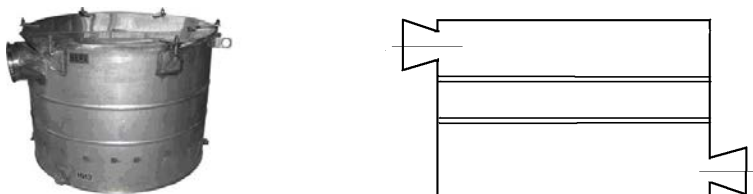


Рис. 1. Адсорбер угольный АУИ-1500

Аэродинамические потери складываются из:

- потерь на входе:

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{\rho v_1^2}{2}, \quad (1)$$

где ζ_1 - коэффициент гидравлического сопротивления входа; ρ - плотность фильтруемой среды; v_1 - скорость среды в узком сечении подвода;

- потерь, связанных с выходом потока из корпуса фильтра в выходной патрубке:

$$\Delta p_2 = \zeta_2 \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (2)$$

где ζ_1 - коэффициент гидравлического сопротивления выхода; v_2 - скорость среды в узком сечении отвода;

- потери, связанные с течением среды через слой адсорбера.

Общие потери для рассматриваемой модели фильтра, согласно паспорту составляют 2500 Па. Оценим каждую из составляющих [3-4].

Потери входа. При производительности фильтра 1500 м³/час и $\zeta_1=1$ потери составляют 300 Па. Их величина может быть значительно уменьшена использованием диффузора. Для перехода от меньшего сечения трубы (канала) к большему (преобразования кинетической энергии потока в энергию давления) с минимальными потерями полного давления устанавливается плавно расширяющийся участок – диффузор. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения до определенных пределов падает, общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, становится меньшим, чем для такой же длины участка трубы постоянного сечения с площадью, равной начальной площади сечения диффузора.

Начиная с некоторого угла расширения диффузора заданной длины, дальнейшее увеличение этого угла значительно повышает коэффициент сопротивления, так что он становится во много раз большим, чем для прямой трубы той же длины.

Возрастание коэффициента сопротивления диффузора заданной длины с дальнейшим увеличением угла расширения вызывается усиливающимся турбулентным перемешиванием потока, отрывом пограничного слоя от стенки диффузора и связанным с этим сильным вихреобразованием.

Пограничный слой отрывается от стенок под воздействием положительного градиента давления вдоль диффузора, возникающего вследствие падения скорости при увеличении поперечного сечения (согласно уравнению Бернулли).

При постоянных условиях течения на входе и постоянной относительной длине или степени расширения диффузора $n = F_1/F_2$ (отношение площади выхода к площади входа) увеличение угла раскрытия α , начиная с $\alpha = 0^\circ$, приводит последовательно к четырем основным режимам течения:

а) устойчивый режим; безотрывное течение («безотрывные» диффузоры);

б) режим с большим неустановившимся срывом потока, когда размер и интенсивность отрыва изменяются во времени (режим сильно пульсирующих течений, диффузоры с местным отрывом потока);

в) режим полностью развитого отрыва потока, когда основная часть диффузора занята обширной зоной обратной циркуляции (диффузоры со значительным отрывом потока);

г) режим струйного течения, при котором основной поток оторван от стенок диффузора по всему периметру (диффузоры с полным отрывом потока).

Начало отрыва в диффузоре зависит как от его геометрических параметров, так и от режима течения (чисел Рейнольдса Re и Маха M) и состояния потока на входе (толщины вытеснения пограничного слоя или толщины «потери импульса», степени турбулентности и т. п.).

Опыты показывают, что при наличии конического диффузора с углом $\alpha = 4^\circ$ помещенного как непосредственно за плавным коллектором так и далеко за ним, не наблюдается отрыв потока на всей длине. «Размывание» потенциального ядра (ядра постоянных скоростей), наличие которого определяет длину «начального участка» диффузора, т. е. участка с нестабилизированным течением, и соответствующее «вытягивание» всего профиля скоростей» случае заканчивается примерно при $n = 6 - 8$. За этим сечением, т.е. на участке стабилизированного течения (на котором пограничный слой заполняет все сечение), начинается заметное выравнивание вытянутого профиля скоростей.

Отрыв потока от стенок диффузоров с углами расширения примерно до $\alpha = 40^\circ$ начинается, как правило, не по всему периметру сечения, а в той области, где по тем или иным причинам (несимметрия диффузора, несимметричность профиля скоростей на входе и т. п.) скорость потока в пристенном слое меньше, чем в других областях сечения. Как только отрыв произошел на одной стороне диффузора, дальнейшее повышение статического давления вдоль диффузора прекращается или ослабляется, и отрыв потока от поверхности диффузора на противоположной стороне уже не возникает. Это обстоятельство обуславливает несимметричное распределение скоростей по сечениям диффузоров.

Коэффициенты сопротивления диффузоров:

$$\zeta_d = \Delta p / \frac{\rho v_1^2}{2}, \quad (3)$$

как и структура потока в них и отрывные явления, зависят от многих параметров, основные из которых: угол расширения α (для диффузоров с прямолинейными стенками); степень расширения n , форма поперечного сечения; форма образующей; толщина пограничного слоя (толщина потери импульса) на входе; форма профиля скоростей на входе; степень турбулентности потока на входе; режим течения (число Рейнольдса Re) как в пограничном слое, так и в основном потоке; сжимаемость потока (число Маха M).

Для инженерных расчетов удобно применять условный метод разделения общих потерь в диффузоре Δp на две части Δp_{mp} - потери на трение по длине диффузора и $\Delta p_{расш}$ - местные потери, связанные с расширением сечения. Соответственно общий коэффициент сопротивления диффузора ζ_d делится условно на коэффициент сопротивления трения ζ_{mp} и коэффициент сопротивления расширения $\zeta_{расш}$:

$$\zeta_d = \zeta_{mp} + \zeta_{расш}. \quad (4)$$

Потери на «расширение» удобно выразить через коэффициент полноты удара, представляющий собой отношения потерь на расширение в диффузорах к теоретическим потерям на удар при внезапном расширении сечения ($\alpha = 180^\circ$), т.е.:

$$\varphi_{расш} = \frac{\Delta p_{расш}}{\frac{\rho}{2}(v_0^2 - v_1^2)}. \quad (5)$$

При равномерном профиле скоростей во входном сечении и больших числах Рейнольдса ($Re \gg 3 \cdot 10^5$), характерных для систем вентиляции, коэффициент полноты удара диффузоров с углами расширения в пределах $0 < \alpha < 40^\circ$ может быть вычислен по следующей формуле:

$$\varphi_{расш} \approx 3,2ktg\alpha / 2\sqrt{tg\alpha / 2}, \quad (6)$$

где $k=1$ для конических диффузоров.

Коэффициент сопротивления расширения выражается через коэффициент полноты удара следующим образом:

$$\zeta_{расш} = \varphi_{расш} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 = 3,2ktg\alpha / 2\sqrt{tg\alpha / 2} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2. \quad (7)$$

Коэффициент сопротивления трения диффузора круглого сечения, а также прямоугольного сечения с одинаковыми углами расширения в обеих плоскостях:

$$\zeta_{тр} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha / 2} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2, \quad (8)$$

где λ - коэффициент потерь на трение, который зависит от шероховатости и числа Рейнольдса, как для обычного трубопровода.

Условия протекания потока в коротких диффузорах, установка которых целесообразна в условиях малых габаритов корпуса фильтра, (с большими углами расширения) могут быть значительно улучшены, а сопротивление уменьшено, если предупредить в них отрыв потока или ослабить вихреобразование.

К основным мероприятиям, способствующим улучшению течения в диффузорах, относятся [3, 4]: отсасывание и сдувание пограничного слоя; установка направляющих лопаток (дефлекторов) и разделительных стенок (на всю длину диффузора), применение криволинейных стенок, ступенчатых стенок (ступенчатые диффузоры) и предотрывных диффузоров; установка устройств поперечного оребрения.

Таким образом, приведенные выше формулы позволяют рассчитать потери давления потока при входе в корпус фильтра с диффузорами различного типа.

Потери выхода. Переход от большего сечения к меньшему через

плавню сужающийся участок - конфузор также сопровождается сравнительно большими невосполнимыми потерями полного давления. Коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими зависит от угла сужения и степени сужения.

При достаточно больших углах ($\alpha > 10^\circ$) и степенях сужения ($n < 0,3$) после перехода от сужающегося участка прямолинейного конфузора к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обуславливает в основном местные потери полного давления. Чем больше α и меньше n , тем значительнее отрыв потока и больше сопротивление конфузора. Максимум сопротивления получается, естественно, при $\alpha = 180^\circ$, когда происходит внезапное сужение сечения.

По длине сужающегося участка имеют место потери на трение.

Для инженерных расчетов общий коэффициент сопротивления конфузоров удобно представить в виде:

$$\zeta = \zeta_m + \zeta_{тр}. \quad (9)$$

Коэффициент местного сопротивления конфузора:

$$\zeta_m = (-0,0125n^4 + 0,0224n^3 - 0,00723n^2 - 0,00745n) \cdot (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p) \quad (10)$$

где $\alpha_p = 0,174\alpha$ рад ($\alpha, ^\circ$).

Коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ сужающегося участка определяется по тем же формулам, что и для диффузора.

Расчеты показывают, что установка диффузора на входе в корпус и конфузор на его выходе приводит к уменьшению потерь на фильтре на 30 %.

Вывод. Таким образом, достигается снижение аэродинамического сопротивления адсорбционных фильтров совершенствованием конструкции проточной части путем установки диффузора и конфузора соответственно на входе и выходе фильтра.

Литература

1. Андрийчук А.В., Насонкина И.К., Гончарова Н.В. Фильтры технических систем. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2007. – 107.
2. Соколов В.И. Контроль и прогнозирование промышленных выбросов – Луганск: ВУГУ, 2000. – 100 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
4. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов (подвод, отвод и равномерная раздача потока). – М.: Энергия, 1964.- 287 с.

Андрийчук М.Д., Тарасюк А.П., Шумакова Т.О. ЗНИЖЕННЯ ОПОРУ АДСОРБЦІЙНИХ ФІЛЬТРІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

Запропоновані технічні рішення по зниженню аеродинамічного опору проточної частини вугільних адсорберів вентиляційних систем.

Ключові слова: адсорбційний фільтр, вентиляційна система, аеродинамічний опір, дифузор, конфузор.

Andriychuk N.D., Tarasuk A.P., Shumakova T.O. REDUCTION OF RESISTANT OF ABSORBER'S OF VENTILATION SYSTEM

Technical propositions on reduction of setting of coal absorber's aerodynamic resistant of ventilation system are proposed.

Keywords: *adsorption filter, ventilation system, aerodynamic drag, diffuser, confuser.*

Андрійчук М.Д. д.т.н., проф., директор учебно-научного института жилищно-коммунального хозяйства и строительства, зав. каф. «Вентиляция, теплогазо- и водоснабжение», ВНУ, им. В. Даля, г. Луганск, Украина

Кроль О.С. к.т.н., проф. кафедры «Процессы обработки материалов, станки и инструменты», ВНУ, им. В. Даля, г. Луганск, Украина

Шумакова Т.А. к.т.н., доц. кафедры «Процессы обработки материалов, станки и инструменты», ВНУ, им. В. Даля, г. Луганск, Украина

Тарасюк А.П. д.т.н., проф., первый проректор, зав. каф. «Металлорежущее оборудование и транспортные системы», УИПА, г. Харьков, Украина

Рецензент: д.т.н., проф. Гутько Ю.И.