

не; $S_M = \pi d_m^2 / 4$ – площадь миделевого сечения обтекателя диаметром $d_m = 0,09$ м, коэффициент лобового сопротивления $c_x = 0,088$ и $\tau = 0,5$ для турбулентного режима при $Re_m = w_0 d_m / \nu = 1,35 \cdot 10^5$. Коэффициент сопротивления ОНА вычислим по формуле [2]:

$$\zeta_{зав} = A \cdot \cos \gamma^{1,7} / \bar{f}^{1,7} = 2,686,$$

где $\bar{f} = f / (\pi d_2^2) = 0,4136$ – относительная площадь входного сечения ОНА; γ – угол установки лопаток на выходе из ОНА к радиальной плоскости; $A = 0,8$ – для завихрителей с плоскими лопатками. Тогда при $\gamma = 32,5^\circ$ для $w_0 = 9$ м/с и средней скорости на выходе из ОНА $w_{ex} = 21,76$ м/с потери на входе в сепарационную камеру ΔP_{ex} составят

$$\Delta P_{ex} = 0,5(\zeta_{об} w_0^2 + \zeta_{зав} w_{ex}^2) \rho_g = 740,359 \text{ Па.}$$

Потери в кольцевых диффузорах сепарационной камеры

На рис. 2 представлен внешний вид типичного кольцевого диффузора, который часто используется в качестве элемента выхлопных патрубков турбомашин. В литературе нет сведений об испытании таких кольцевых диффузоров с $\alpha_1 = 0^\circ$, как в ПЦПО. Сепарационная камера прямоточного циклона с промежуточным отбором и центральным профилированным вытеснителем состоит из двух кольцевых диффузоров с прямолинейными образующими (рис. 3), одного кольцевого конфузора (рис. 4) и одного кольцевого канала.

Вместо углов α_1 и α_2 между образующими конических поверхностей, которые характеризуют геометрию кольцевого диффузора, используют плоский угол $\theta = (\alpha_1 - \alpha_2) / 2$. Степень расширения диффузора n_d является основным геометрическим параметром, определяющим эффективность преобразования кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. Влияние этого параметра при постоянном относительном входном диаметре \bar{l}_1 ($\bar{l}_1 = l_1 / D_{cp}$, $D_{cp} = (D_1 + d_1) / 2$ – средний диаметр на входе) можно рассматривать при сохранении неизменным одного из двух параметров: относительной длины диффузора \bar{L} ($\bar{L} = L / D_1$) либо плоского угла θ . Тогда в первом случае степень расширения n_d будет меняться за счет угла θ , а во втором – за счет длины \bar{L} .

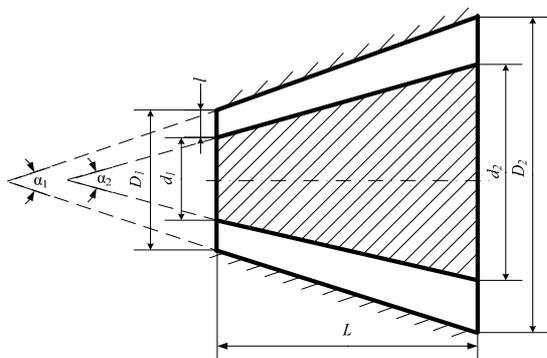


Рис. 2. Типичный кольцевой диффузор

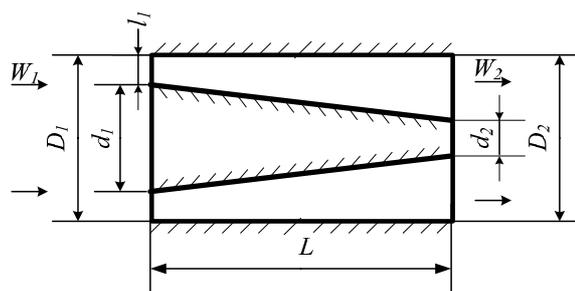


Рис. 3. Кольцевой диффузор сепарационной камеры ПЦПО

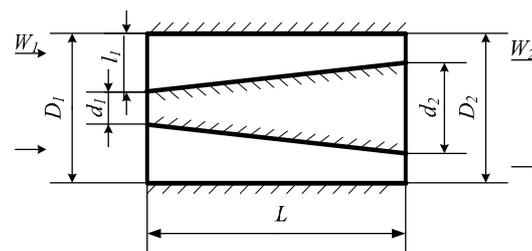


Рис. 4. Кольцевой осесимметричный конфузор

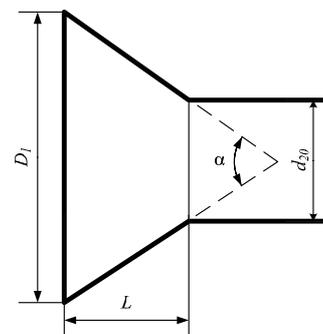


Рис. 5. Конфузорный вход в патрубок очищенного газа

Аналитический расчет кольцевых диффузоров базируется в основном на полуэмпирических соотношениях. Существуют следующие методы расчета [6, 7]: по эквивалентным углам; на основе характеристик пограничного слоя; по номограммам.

Расчет по эквивалентным углам

Сущность метода заключается в следующем. Диффузорному каналу ставится в соответствие конический диффузор с эквивалентным углом расширения α_3 , который для кольцевых диффузоров находится по уравнению

$$\alpha_3 = 2 \arctg[(\sqrt{1 - d_2})(\sqrt{n_d} - 1) / (2\bar{L})]. \quad (1)$$

Коэффициент внутренних потерь ζ эквивалентного конического диффузора определяется на основе соотношения

$$\zeta = \varphi_d (1 - 1/n_d)^2, \quad (2)$$

где φ_d – коэффициент полноты удара, определяемый по экспериментальной диаграмме и зависящий только от угла α_3 . Величина коэффициента φ_d включает как потери на расширение потока, так и потери трения. Значения φ_d слабо изменяется с из-

менением степени расширения n_0 и практически не зависит от режимных параметров.

Коэффициент полных потерь с учетом сжимаемости определяется по уравнению

$$\zeta_n = \zeta + (\rho_1/\rho_2)^2 / n_0^2. \quad (3)$$

Отношение плотностей в выходных сечениях диффузора [6]:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left[1 - \frac{\lambda_1^2}{5(k+1)} \right] / \left[\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \right], \quad (4)$$

где $k=1,4$ для воздуха, $\lambda_1=w_1/w_*$ – безразмерная скорость на входе в кольцевой диффузор, w_1, w_* – среднерасходная скорость во входном сечении диффузора и критическая скорость потока, равная скорости звука $a: w_* = a\sqrt{2/(k+1)}$, $a = \sqrt{kRT}$; R, T – универсальная газовая постоянная и температура потока. Погрешность данного метода расчета 20 %.

Потери в кольцевых диффузорах на основе характеристик пограничного слоя

Данный метод является более точным, чем метод расчета по эквивалентному коническому диффузору, но может быть использован только для безотрывного течения. Как показало сравнение расчетных данных с экспериментальными, абсолютная погрешность метода не превышает 5...8 %, а относительная лежит в пределах 15 % [6].

При известных характеристиках пограничного слоя в выходном сечении кольцевого диффузора определяются коэффициенты внутренних ζ и полных ζ_n потерь по уравнениям [6, 7]

$$\zeta = (\rho_1/\rho_2)^2 \cdot \bar{\Delta}_2^{****} / [n_0^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3], \quad (5)$$

$$\zeta_n = (\rho_1/\rho_2)^2 / [n_0^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^2], \quad (6)$$

где $\bar{\Delta}_2^* = \Delta_2^*/F_2$ – относительная условная площадь вытеснения в выходном сечении диффузора; $\bar{\Delta}_2^{****}$ – относительная площадь потери энергии в выходном сечении диффузора. При приближенных расчетах принимают $\bar{\Delta}_2^{****} = 1,3\bar{\Delta}_2^*$. Величина $\bar{\Delta}_2^*$ определяется для кольцевых диффузоров с прямолинейной осью при $n_0 < 3$ из уравнения, полученного на основе интегрального уравнения Кармана:

$$\bar{\Delta}_2^* \approx B \frac{(\bar{D}_2 - \bar{d}_2)^{3,34} (1 - \bar{\Delta}_2^*)^{3,34}}{\bar{D}_2^2 (\bar{D}_2 - \bar{d}_2) (1 - \bar{d}_1^2)^{0,2}} \times \left[\int_0^1 \frac{[1 + \bar{x}(\bar{D}_2 - 1)]^{1,25} d\bar{x}}{\left\{ [1 + \bar{x}(\bar{D}_2 - 1)^2 - \bar{d}_1^2] \left[1 + \bar{x} \left(\frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_1} - 1 \right) \right]^2 \right\}^{3,92} (1 - \sqrt{\bar{x}} \cdot \bar{\Delta}_2^*)^{3,92}} \right]^{0,8}, \quad (7)$$

где \bar{x} – относительное расстояние по оси от входного сечения диффузора. Все геометрические размеры отнесены к диаметру D_1 . Значение комплексного параметра B вычисляется по формуле

$$B = (0,144 / \text{Re}_1^{0,2}) (L/D)^{0,8} H, \quad (8)$$

где $\text{Re}_1 = \rho_1 D_1 w_1 / \mu$. Форм-параметр H пограничного слоя зависит в основном от степени расширения диффузора n_0 и его относительной длины L/D_1 . В первом приближении примем [6, 7]

$$H = \delta_2^* / \delta_2^{**} = 1,4 [1 + (\sqrt{n_0} - 1) / (L/D_1)^2], \quad (9)$$

где $\delta_2^*, \delta_2^{**}$ – толщины вытеснения и потери импульса в выходном сечении диффузора.

Качественно зависимость (9) выражает тот факт, что с ростом степени расширения при постоянной длине диффузора L профиль скорости в выходном сечении приближается к отрывной форме, для которой параметр $H=2...2,8$. Значение $H=1,4$ при $n_0=1$ соответствует безградиентному течению [6].

Для рассматриваемого циклона $\bar{D}_2=1$, тогда уравнение (7) перепишется в виде:

$$\bar{\Delta}_2^* \approx B \frac{(1 - \bar{d}_2^2)^{3,34} (1 - \bar{\Delta}_2^*)^{3,34}}{(1 - \bar{d}_2)(1 - \bar{d}_1^2)^{0,2}} \times \left[\int_0^1 \frac{d\bar{x}}{\left\{ [1 - \bar{d}_1^2] \left[1 + \bar{x} \left(\frac{\bar{d}_2}{\bar{d}_1} - 1 \right) \right]^2 \right\}^{3,92} (1 - \sqrt{\bar{x}} \cdot \bar{\Delta}_2^*)^{3,92}} \right]^{0,8}. \quad (10)$$

Коэффициент η_d , называемый КПД диффузора, представляет собой отношение действительного прироста статического давления к идеальному приросту (без потерь при преобразовании кинетической энергии в потенциальную) и определяется по формуле [6, 7]

$$\eta_d = \left[1 - \frac{1}{n_0^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^2} \right] / \left(1 - \frac{1}{n_0^2} \right). \quad (11)$$

Коэффициент ζ_e , учитывающий потери кинетической энергии на выходе, вычисляется по формуле

$$\zeta_e = \zeta_n - \zeta = (\rho_1/\rho_2)^2 [1 - (\bar{\Delta}_2^{****} + \bar{\Delta}_2^*) / (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3 n_0^2]. \quad (12)$$

Начальное значение $\bar{\Delta}_2^* = 0,04$ выбрано по полученным значениям параметра B и n_0 по номограмме, приведенной в [6, 7]. Интеграл (10) вычислен по методу Симпсона. Для уточнения значения $\bar{\Delta}_2^*$ использовался метод простой итерации. Результаты расчета даны в табл. 1.

Для учета закрутки потока осевая компонента скорости воздуха w_1 на входе в диффузор определяется из соотношения

$$w_1 = w_{ex} \cos(90 - \gamma). \quad (13)$$

Потери давления в первом диффузоре, вычисленные по кинетической энергии на выходе, составили по эквивалентному коническому диффузору $\Delta P_1 = 4,2529$ Па, по характеристикам пограничного слоя $\Delta P_1 = 4,2768$ Па. Учтем, что при степенном распределении скорости в пограничном слое и одинаковой среднemasсовой скорости гидравлическое сопротивление при поступательно-враща-

Таблица 1. Результаты расчета кольцевых диффузоров

Наименование	Обозначение	Размерность	Формула	Результаты расчета для диффузора	
				№ 1	№ 2
Наружный диаметр на входе	D_1	м		0,12	0,12
Внутренний диаметр на входе	d_1	м		0,09	0,09
Наружный диаметр на выходе	D_2	м		0,1	0,12
Внутренн. диаметр на выходе	d_2	м		0,0288	0,02
Длина	L	м		0,276	0,157
Степень расширения	n_d	м		2,1541	2,2222
Средний диаметр на входе	D_{cp}	м	$D_{cp}=(D_1+d_1)/2$	0,105	0,105
Высота горла	h	м	$h=(D_1+d_1)/2$	0,015	0,015
Относит. диаметр ступени	D_{cp}/h	–		7	7
Отн. внутр. диаметр на входе	\bar{d}_1	–	$\bar{d}_1=d_1/D_1$	0,75	0,75
Отн. внутр. диаметр на выходе	\bar{D}_2	–	$\bar{D}_2=D_2/D_1$	1	1
Отн. наруж. диаметр на выходе	\bar{d}_2	–	$\bar{d}_2=d_2/D_1$	0,240	0,170
Относительная длина	L	–	$L=L/D_1$	2,300	1,300
Эквивалент. угол расширения	α_s	градус	(1)	11,2732	20,9525
Плоский угол ($\alpha_f=0$)	θ	градус	$\Theta=\alpha_s/2$	3,1632	5,5014
Осевая скорость на входе	w_1	м/с	(13)	11,0530	11,0551
Плотность на входе	ρ_1	кг/м ³		1,153604	1,15401
Число Маха (a – скорость звука)	M		$M=w_1/a$	0,03328	0,03329
Безразмерная скорость	λ_1	–	$\lambda_1=w_1/w_*$	0,03646	0,03647
Отношение плотностей	ρ_1/ρ_2	–	(4)	0,99956	0,99956
Число Рейнольдс	Re_1	–	$Re_1=w_1 D_1/\nu$	1318444	1318700
Параметр пограничного слоя	H	–	(9)	1,76568	1,82953
Комплексный параметр	B	–	(8)	0,03298	0,02176
Условная относительная площадь вытеснения	Δ_s^*	–	(10)	0,12537	0,08396
Коэффициент внутр. потерь	ζ	–	(5)	0,05241	0,02873
Коэффициент полных потерь	ζ_n	–	(6)	0,28148	0,24111
Коэффициент «полноты» удара	φ_d	–	по номограмме	0,225	0,500
Коэффициент внутренних потерь эквив. конического диффузора	ζ	–	(2)	0,06458	0,15125
Коэффициент полных потерь	ζ_n	–	(3)	0,27991	0,35357
КПД диффузора	η_d	–	(11)	0,91559	0,95132
Коэфф. восстан. кинет. энергии	ζ_s	–	(12)	0,26534	0,23227

тельном движении будет больше, чем при одномерном течении в β_0 раз [8]:

$$\beta_0 = (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma)^{0,5(3-m)},$$

где $\operatorname{tg} \gamma = w_z/w_\varphi$, w_φ – скорость вращения потока у стенки, γ – угол закрутки потока у стенки, $m=0,25$ для турбулентного режима и $\beta_0=1,5974$. В работе [9] на основе сравнения с экспериментальными данными показана правомерность данного утверждения. При закрутке потока увеличивается градиент скорости в пристенной области, что приводит к повышению потерь на трение. Чем меньше Re , тем больше коэффициент поверхностного трения λ , тем большее тормозящее действие оказывают стенки циклона на поток при его вращении [10]. Тогда потери давления в первом диффузоре составят $\Delta P_1 = \beta_0 \cdot 4,2768 = 6,8319$ Па. Потери давления во втором диффузоре, вычисленные по кинетической энергии на выходе, составили по эквивалентному коническому диффузору 5,0512 Па, по теории пограничного слоя – $\Delta P_2 = 3,4446$ Па. С учетом параметра $\beta_0 - \Delta P_2 = 5,5023$ Па.

Из табл. 1 также видно, что коэффициент полных потерь ζ_n , вычисленный по характеристикам пограничного слоя, у второго диффузора ниже, чем у первого, а КПД восстановления статического давления второго диффузора на 3,6 % выше. Результаты расчета коэффициента ζ_n по эквивалентному коническому диффузору для первого диффузора ниже результатов, полученных по теории пограничного слоя на 0,54 %, для второго выше на 33,67 %. Это можно объяснить тем, что при $\alpha_s \geq 20^\circ$ характер течения во втором эквивалентном коническом диффузоре меняется. Интенсивность роста внутренних потерь вызвана появлением отрывных зон, и полные потери возрастают.

Следует отметить, что для кольцевых диффузоров применение данного метода расчета ограничено значениями плоского угла $\theta \leq 6...7^\circ$ [7]. В рассматриваемом случае это условие выполнено. Кроме того, в качестве одного из критериев отрыва может быть использовано значение параметра H . В случае отрыва потока от стенок диффузора $H > 1,8...2,6$ [7].

Расчет потерь в кольцевом конфузоре

За первым кольцевым диффузором следует кольцевой конфузор (рис. 4). Гидравлическое сопротивление кольцевого конфузора было рассчитано по эквивалентному коническому конфузору с той же степенью сужения n_0 , длиной и площадью выходного сечения. Угол сужения эквивалентного конического конфузора определялся по формуле:

$$\alpha_s = 2\arctg[(\sqrt{1 - \bar{d}_2}) \cdot (1 - \sqrt{n_0}) / (2L)]. \quad (14)$$

Представим коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{коф}$ конфузора в виде суммы коэффициентов местных потерь ζ_m и потерь на трение $\zeta_{тр}$: $\zeta_{коф} = \zeta_m + \zeta_{тр}$. Значение ζ_m зависит от $n_0 = F_1/F_2$ (F_1, F_2 – входная и выходная площади конфузора), от угла раскрытия α и от относительной длины конфузора $l_k = l_k/D_1$. Коэффициент ζ_m вычислялся по зависимости, справедливой для $Re \geq 10^5, n_0 \leq 1$ [5]: $\alpha_p = 0,01745\alpha$;

$$\zeta_m = \left(\begin{array}{l} -0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + \\ + 0,00444n_0 - 0,00745 \end{array} \right) (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p), \quad (15)$$

где α_p – радианах, α – в градусах, $D_{гг}$ – гидравлический диаметр конфузора, равный для круглого конфузора его диаметру D_1 .

При углах $\alpha > 10^\circ$ и степени сужения $n_0 < 0,3$ после перехода от сужающего участка к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обусла-

вливает а основном местные потери полного давления. Коэффициент трения круглого конфузора $\zeta_{мп}$ определялся по формуле [5]:

$$\zeta_{мп} = 2\Delta P_{мп} / (\rho w_1^2) = \lambda(1 - n_0) / [8\sin(\alpha/2)], \quad (16)$$

где $\lambda = f(Re, \bar{\Delta}), \bar{\Delta} = \Delta/D_1$ – относительная шероховатость стенок конфузора. Принято значение абсолютной шероховатости $\Delta = 0,0001$ м. В зависимости от режима движения, который характеризовался числом $Re = \mu w_1 D_1 / \rho_g$ (w_1 – средняя скорость на входе в конфузор), коэффициент трения вычислялся по формулам [5]:

для $Re < Re_1 < Re_2$,
при $\bar{\Delta} \leq 0,007$: $\lambda = (\lambda_2 - \lambda_1) \exp\{-[0,0017(Re_2 - Re)]^2\} + \lambda_1$,
где $\lambda_1 \approx 0,032, \lambda_2 = 7,244 Re_2^{-0,643}, Re_1 = 1160(1/\bar{\Delta})^{0,11}; Re_2 = 2090(1/\bar{\Delta})^{0,0635}$

При $Re \geq Re_2$ коэффициент λ определялся по формуле А.Д. Альтшуля [5]:

$$\lambda \approx 0,1(1,46\bar{\Delta} + 100/Re)^{0,25} \approx 0,11(\bar{\Delta} + 68/Re)^{0,25}.$$

В табл. 2 приведены расчеты ζ_m и $\zeta_{мп}$ для кольцевого конфузора.

Осевая скорость на входе в конфузор принималась равной скорости на выходе из первого кольцевого диффузора. С учетом параметра β_0 потери давления в кольцевом конфузоре будут равны $\Delta P_k = 2,3805 \cdot 1,5974 = 3,8026$ Па.

Таблица 2. Результаты расчета кольцевого конфузора

Наименование	Обозначение	Размерность	Формула	Значение
Наружный диаметр на входе	D_1	м		0,12
Внутренний диаметр на входе	d_1	м		0,0288
Наружный диаметр на выходе	D_2	м		0,12
Внутрен. диаметр на выходе	d_2	м		0,09
Длина	L	м		0,157
Степень сужения	n_0	м		0,46424
Средний диаметр на входе	D_{cp}	м	$D_{cp} = (D_1 + d_1)/2$	0,0744
Высота горла	h	м	$h = (D_1 - d_1)/2$	0,0456
Относит. диаметр ступени	D_{cp}/h	-		1,63158
Отн. внутр. диаметр на входе	\bar{d}_1	-	$\bar{d}_1 = d_1/D_1$	0,240
Отн. внутр. диаметр на выходе	\bar{d}_2	-	$\bar{d}_2 = d_2/D_1$	1,0
Отн. наруж. диаметр на выходе	\bar{d}_2	-	$\bar{d}_2 = d_2/D_1$	0,750
Относительная длина	L	-	$L = L/D_1$	1,3083
Площадь входа	F_1	м ²		0,01066
Площадь выхода	F_2	м ²		0,00495
Эквивалент. угол расширения	α_s	градус	(14)	13,4841
Осевая скорость на входе	w_1	м/с		5,13125
Плотность на входе	ρ_1	кг/м ³		1,15411
Число Маха (a – скорость звука)	M		$M = w_1/a$	0,01545
Безразмерная скорость	λ_1	-	$\lambda_1 = w_1/w_*$	0,01693
Отношение плотностей	ρ_1/ρ_2	-	(4)	1,00009
Число Рейнольдса	Re_1	-	$Re_1 = w_1 D_1/\nu$	39850,227
Коэффициент местных потерь эквив. конического диффузора	ζ_m	-	(15)	0,01421
Коэффициент потерь на трение эквив. конического диффузора	$\zeta_{тр}$	-	(16)	0,01955
Коэффициент полных потерь в конфузоре	ζ_k	-	$\zeta_m + \zeta_{тр}$	0,03376
Осевая скорость на выходе	w_2	м/с	Из условия постоянства масс. расхода	11,05512
Плотность на выходе	ρ_2	кг/м ³		1,154005
Потери давления	ΔP_k	Па	$\Delta P_k = 0,5 \zeta_k \rho_2 w_2^2$	2,38052

Расчет потерь в кольцевом канале сепарационной камеры

Течение закрученного потока в кольцевом канале отличается большой сложностью и характеризуется переменностью всех параметров по его длине. Развитие потока в канале определяется геометрическими параметрами закручивателя и соотношением диаметра внутренней вставки $d_{вст}$ к диаметру циклона $\bar{d}_{вст} = d_{вст}/D$. Для рассматриваемого циклона ПЦПО с $\bar{d}_{вст} = 0,75$, согласно линейной интерполяции данных эксперимента Э.Н. Сабурова [11], $\zeta_{кан} = 1,11$. Тогда гидравлического потери в кольцевом канале составят $\Delta P_{кан} = 0,5 \zeta_{кан} \rho_g W_{вх}^2 = 303,949$ Па.

Расчет потерь при входе в конфузурный коллектор и в выхлопной трубе

Для снижения гидравлических потерь выхлопной патрубков очищенного газа был оснащен отбойными шайбами, выполненными в виде конфузурного круглого сечения с прямолинейными образующими, рис. 5.

В табл. 3 приведены расчеты ζ_M , $\zeta_{тр}$ для различных шайб. Видно, что чем больше угол раскрытия конфузурного α и меньше степень сужения n_0 , тем значительнее отрыв потока и больше сопротивление конфузурного.

Коэффициент гидравлического сопротивления в колене выхлопного патрубка $\zeta_{кол}$ можно представить в виде $\zeta_{кол} = \zeta_{МК} + \zeta_{кстр}$, где $\zeta_{МК}$, $\zeta_{кстр}$ – коэффициента местного сопротивления и трения. Для расчета $\zeta_{МК}$ использована формула Г.Н. Абрамовича [5]:

$$\zeta_{МК} = 2\Delta P_R / (\rho_g W_2^2) = A_1 B_1 C_1,$$

где A_1 , B_1 , C_1 – коэффициенты, учитывающие влияние угла изогнутости отвода θ_k относительного радиуса закругления и вытянутости поперечного сечения

колена. При $\theta_k = 90^\circ$, по данным Б.Б. Некрасова [5], $A_1 = 1$, для круглого сечения колена $C_1 = 1$. Величину B_1 можно вычислить по приближенной формуле

$$\text{при } (R_0/d_0) \cdot (R_0/b_0) \geq 1 \quad B_1 = 0,21/\sqrt{R_0/d_0}. \quad (17)$$

Для циклона ПЦПО $R_0/d_0 = 3$. Следовательно, $\zeta_{МК} = B_1 = 0,1212$ по формуле (17).

Коэффициент сопротивления трения λ_g зависит от режима движения $Re_g = \mu d_{вых} W_2 / \rho_g$, от относительной шероховатости стенок $\Delta_2 = \Delta/d_{вых}$ ($d_{вых}$ – диаметр и средняя скорость газа в выхлопном патрубке). Коэффициент λ_g вычислялся по формуле Кольбрука [5] методом дихотомии

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_g}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{Re_g} \cdot \frac{1}{\lambda_g} + \frac{\Delta_2}{3,7} \right). \quad (18)$$

Коэффициент $\zeta_{кстр}$ определялся по формуле [5]:

$$\zeta_{кстр} = 0,0175 \theta_k \lambda_g R_0 / d_{вых}. \quad (19)$$

Суммарные потери на входе в выхлопную трубу, оснащенную шайбой диаметром $D_1 = 0,1115$ м, и поворот составили $\Delta P_{вых} = \Delta P_{кв} + \Delta P_{кол}$. Полные потери в циклоне вычислялись по формуле $\Delta P = \Delta P_{вх} + \Delta P_{вых} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{кон} + \Delta P_{кан}$. Сопоставление опытных значений сопротивления ΔP_3 циклона ПЦПО [3] с расчетным ΔP показало приемлемую точность предлагаемой методики расчета (не более 9,3 %, см. табл. 4). Погрешность определялась по формуле $\Delta = 100(\Delta P_3 - \Delta P) / \Delta P_3$, %. В эксперименте сопротивление ΔP_3 циклона определялось по перепаду полного давления в сечениях 2-2 и 1-1 (рис. 1) по уравнению Бернулли.

Выводы

1. Предложен метод расчета гидравлического сопротивления прямооточного циклона с промежуточным отбором, в котором коэффициенты вну-

Таблица 3. Результаты расчета конфузурного выхода из циклона

Диаметр шайбы D_1 , м	Высота l_k , м	$\bar{d}_{вых}$	α , °	W_2 , м/с	n_0	ζ_M по (14)	$\zeta_{тр}$ по (15)	$\Delta P_{кв}$, Па
0,10425	0,0392	$\bar{d}_{вых} = 0,48$	61,44	39,0625	0,3053	0,1043	0,0050	96,2673
0,10465	0,0400		60,92		0,3029	0,1033	0,0051	95,4723
0,11150	0,0390		69,29		0,2669	0,1252	0,0046	114,346
0,09350	0,0277		65,89		0,3795	0,1068	0,0045	97,9990
0,10425	0,0392	$\bar{d}_{вых} = 0,58$	47,63	26,7539	0,4457	0,0654	0,0056	29,3515
0,10465	0,0400		47,32		0,4423	0,0652	0,0057	29,2651
0,11150	0,0390		56,49		0,3896	0,0867	0,0051	37,9272
0,09350	0,0277		46,67		0,5541	0,0539	0,0050	24,3106
0,10425	0,0392	$\bar{d}_{вых} = 0,68$	32,19	19,4637	0,6127	0,0301	0,0064	7,9708
0,10465	0,0400		32,15		0,6080	0,0304	0,0064	8,0447
0,11150	0,0390		41,95		0,5356	0,0487	0,0056	11,884
0,09350	0,0277		24,25		0,7617	0,0136	0,0057	4,2088

Таблица 4. Расчет потерь давления в колене выхлопного патрубка

$\bar{d}_{вых}$	$Re_g \cdot 10^5$	$\bar{\Delta}_2 \cdot 10^{-2}$	$Re_{пред} \cdot 10^5$	λ_g по (18)	$\zeta_{кстр}$ по (19)	$\zeta_{кол}$	$\Delta P_{кол}$, Па	$\Delta P_{вых}$, Па	$\beta_0 \cdot \Delta P_{вых}$, Па	ΔP_1 , кПа	ΔP_2 , кПа	$\bar{\Delta}$, %
0,48	1,50	0,174	2,88	0,0282	0,1333	0,2545	197,3	311,65	497,83	1,56	1,71	8,77
0,58	1,24	0,144	3,48	0,0286	0,1350	0,2562	93,15	131,08	209,40	1,27	1,40	9,28
0,68	1,06	0,122	4,08	0,0281	0,1329	0,2542	48,91	60,80	97,11	1,15	1,10	4,54

- тренных и полных потерь в кольцевых диффузорных участках сепарационной камеры определяются на основе характеристик пограничного слоя. Закрученность потока учитывается введением дополнительного коэффициента.
2. Показано, что при использовании предлагаемого метода относительная погрешность расчета потерь давления в аппарате не превышает 9,3 %.
3. Установлено, что с увеличением диаметра выхлопного патрубка до 0,68 от диаметра циклона точность прогноза гидравлического сопротивления увеличивается. Для относительного диаметра выхлопного патрубка 0,48 примерно 47,5 % от общих потерь давления составляют потери в закручивателе, 20,6 % потерь приходится на гидравлические потери в сепарационной камере и 31,9 % – потери в выхлопном патрубке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Асламова В.С. Сопоставление результатов расчета коэффициента гидравлического сопротивления и потерь давления прямого циклона с промежуточным отбором с экспериментом // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – № 4. – С. 51–53.
2. Приходько В.П., Пирогова О.А., Прохоров Е.М. Основные принципы создания энергосберегающих устройств циклонного типа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 10. – С. 32–33.
3. Асламова В.С., Шерстюк А.Н. Влияние геометрических и режимных параметров прямого циклона на его эффективность // Теплоэнергетика. – 1991. – № 10. – С. 63–67.
4. А.с. 1386309 СССР. Прямочный циклон / А.Н. Шерстюк, В.С. Асламова и др. Патент. 7.04.1988, Бюл. № 13. – 4 с.: ил.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
6. Дейч М.Е., Зарянкин Л.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
7. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.
8. Болтенко Э.А. Потери давления в парогенерирующих каналах с закруткой потока // Теплоэнергетика. – 2004. – № 2. – С. 11–12.
9. Брэдшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение. – М.: Мир, 1974. – 278 с.
10. Идельчик И.Е., Коган Э.И. К исследованию прямоочных циклонов // Проблемы циркуляции и кондиционирования воздуха. – Минск: Высшая школа, 1969. – С. 318–326.
11. Сабуров Э.Н., Карпов С.В., Остаев С.И. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах. – Л.: ЛГУ, 1989. – 276 с.

Поступила 28.04.2008 г.

УДК 620.9:662.6

ИССЛЕДОВАНИЕ АДсорбЦИОННОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПОПУТНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА К СЖИГАНИЮ

М.Н. Ильина, И.А. Иванова

Томский политехнический университет
E-mail: marishka1999@sibmail.com

Приведены данные по использованию адсорбционного устройства в энергетических установках в качестве предгорелочной подготовки попутного нефтяного газа непосредственно на месте добычи. Приведен сравнительный анализ состава попутного нефтяного газа до и после адсорбционного устройства. Для заданных условий проанализирован эксплуатационный запас адсорбирующего наполнителя-шабазита.

Ключевые слова:

Энергетическая установка, нефтяной попутный газ, адсорбция.

Введение

Сжигание нефтяного газа, содержащего значительное количество целевых углеводородных компонентов, в качестве топлива в промышленных условиях на простейших газогорелочных устройствах, как правило, происходит в детонирующем режиме с низким КПД, сопровождается неполным сгоранием газа и значительным выбросом загрязняющих веществ в атмосферу. В качестве решения дан-

ной проблемы предложено использовать адсорбционное устройство с цеолитовым наполнителем как элемент предгорелочной подготовки топлива.

Задачи работы

Процесс адсорбции известен и широко применяется в нефтяной промышленности. Можно рассчитать скорость адсорбции, время насыщения, однако в случае, когда газ, такой как попутный нефтя-