

Таким образом, относительная упругость рабочего тела

$$\beta = \frac{v}{R} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v = f(S)$$

зависит только от комплекса  $S$ . Для проверки данного вывода создана программа расчета  $\beta = f(S)$  для воды и водяного пара в области параметров  $p \leq p \leq 100 \text{ МПа}$ ,  $T \leq T \leq 1073 \text{ К}$ , исключая влажный пар, при различных величинах  $a, b$ . Расчеты производились по Международной системе уравнений для точного описания термодинамических свойств воды и водяного пара [2] и контролировались по данным [2, 3]. Во всем указанном диапазоне, кроме надкритической области и района аномалии плотности, однозначная зависимость относительной упругости от значения комплекса  $S = Tv^{\frac{1}{a}}$  выполняется с погрешностью не более 1%. Этот факт позволяет надеяться на получение достаточно простого уравнения состояния, описывающего термические и калорические свойства воды и водяного пара в широком диапазоне параметров.

#### Л и т е р а т у р а

1. Степанчук В.Ф. Относительно общего вида калорического уравнения реального газа. - Изв. вузов СССР. Энергетика, 1970, № 6. 2. Вукалович М.П. и др. Таблицы теплотехнических свойств воды и водяного пара. М., 1969. 3. Равкин С.Л. и др. Теплотехнические производные для воды и водяного пара. М., 1977.

УДК 621.78.013.002.5

М.М.Сбитнева, канд.техн.наук

#### АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАНАЛА РЕЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ПЕЧИ

При проектировании рециркуляционных печей с центробежными вентиляторами [1, 2] необходимо определение оптимальной скорости воздушного потока во избежание получения брака продукции. Для изменения скорости потока в непосредственной близости от вентилятора устанавливается диафрагма. Она вносит дополнительные местные потери, которые с учетом потерь на трение вдоль канала определяют скорость аэродинамического потока в канале при заданной мощности вентилятора.

Для расчета скорости определим потери напора за счет преодоления местного сопротивления диафрагмы и на трение [3].

Потери напора на преодоление местного сопротивления в виде диафрагмы рассчитывают по формуле

$$h_{\text{м}} = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1)$$

где  $h_{\text{м}}$  – величина потери напора на диафрагме, м;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $v$  – скорость потока за диафрагмой, м/с.

Как известно, для аэродинамических потоков потери напора на местные сопротивления значительнее, чем на трение, и поэтому составляют существенную часть от общих потерь в замкнутом циркуляционном контуре.

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы по формуле Борда будет следующий:

$$\xi_{\text{д}} = \left( \frac{\omega_2}{\omega_3 \varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (2)$$

где  $\omega_3$  – площадь сечения диафрагмы, м<sup>2</sup>;  $\omega_2$  – площадь сечения канала за диафрагмой (3,3 x 0,5 м<sup>2</sup>);  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи.

Для нашего случая истечение струи из плоской щели для определения коэффициента сжатия струи можно использовать теоретическую формулу Жуковского

$$\varepsilon = \frac{\pi}{\pi + 2 \frac{2\varphi}{\text{tg} 2\varphi}}, \quad (3)$$

где  $\varphi$  определяется из выражения

$$\text{tg} \varphi \left( 1 + \frac{2}{\pi} \frac{2\varphi}{\text{tg} 2\varphi} \right) = n, \quad (4)$$

где  $n = \frac{\omega_3}{\omega_1}$  – степень сжатия потока;  $\omega_1$  – площадь сечения канала до диафрагмы, м<sup>2</sup>.

В нашем случае  $\omega_1 = \omega_2$ , так как диафрагма установлена в канале постоянного поперечного сечения. Варьируя площадью диафрагмы так, чтобы степень сжатия потока лежала в пределах от 0,1 до 0,6, получим значение коэффициента местного сопротивления для диафрагмы:

n	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\xi_{гг}$	284	50,3	19,9	9,8	4,4	2,4

Потери напора на трение вдоль канала определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5)$$

где  $l$  - длина канала, м ( $l = 12,8$  м);  $d$  - эффективный диаметр канала, м ( $d \approx 1,3$  м);  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения для воздухопроводов.

Коэффициент гидравлического трения зависит от двух безразмерных величин: от относительной шероховатости и от числа Рейнольдса. Из опытных результатов [4] следует, что при значениях числа Рейнольдса порядка  $5 \cdot 10^5$  и при относительной шероховатости порядка 0,001 коэффициент гидравлического трения не зависит от вязкости и сохраняет постоянное значение. Канал в этом случае можно рассматривать как вполне шероховатый.

Коэффициент гидравлического трения для воздухопроводов находим по формуле Блесса для случая турбулентного течения

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d} \approx 0,014. \quad (6)$$

Поток имеет на своем пути 4 поворота. Потери напора, связанные с изменением направления потока, можно определить, используя формулу Борда:

$$h_{1к} = \frac{v^2}{2g} \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^2. \quad (7)$$

При прямоугольной форме поворота коэффициент сжатия струи равен 0,5 ( $\epsilon = 0,5$ ) и коэффициент местного сопротивления колена равняется

$$\xi_{гк} = \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^2 = 1. \quad (8)$$

Поэтому потерю напора на всех четырех коленах можно принять равной

$$h_{4к} = \frac{2v^2}{g} = 4 \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

Полный напор, создаваемый в канале вентилятором, расходуется на потери напора на диафрагме, при поворотах и на трение

$$h = h_g + h_{тр} + h_{4к} = \left( \xi_g + \lambda \frac{1}{d} + \xi_{4к} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (10)$$

Учитывая, что  $\frac{1}{d} \approx 10$  и  $\lambda = 0,014$  можно заключить, что

$$\lambda \frac{1}{d} \ll \xi_g$$

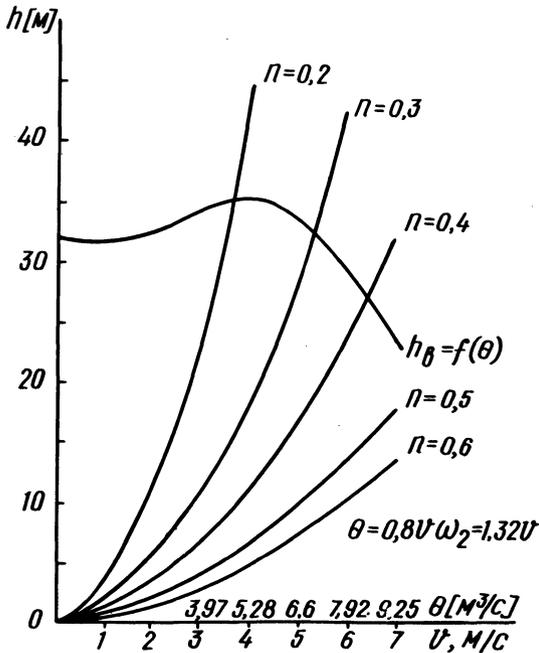


Рис. 1. Полные потери напора в аэродинамическом канале ПАП при различном дросселировании.

Таблица 1. Аэродинамический расчет канала с диафрагмой

$v$	1	2	3	4
$\frac{v^2}{2g}$	0,05	0,2	0,45	0,8
$\frac{v^2}{2g}$	0,32	1,3	2,88	5,1
$\frac{v^2}{2g}$	0,42	1,68	3,78	6,72
$h_g = (\xi_{g+4})$	0,69	2,76	6,21	11,04
	1,195	4,78	10,755	19,12
	2,715	10,9	24,4	43,4
$v_{cp}$	0,8	1,6	2,4	3,2
$\theta = \omega_2 v_{cp}$	1,32	2,64	3,97	5,28

Примечание.  $\omega_3$  - сечение диафрагмы;  $\omega_2$  - сечение канала за диафрагмой.  
Тогда

$$h = (\xi_{g+4k}) \frac{v^2}{2g}. \quad (11)$$

Потери напора в канале и его производительность одно-значно зависят от скорости потока. Задавая скорости, рассчитывают основную характеристику канала

$$\theta = f(h). \quad (12)$$

Здесь  $\theta = \omega_2 v_{cp}$  - производительность канала, м<sup>3</sup>/с;  $h = (\xi_{g+4}) \frac{v^2}{2g}$  - потери напора, м;  $v_{cp} = 0,8$ , м/с;  $v$  - максимальное значение скорости в поперечном сечении канала.

5	6	7	$n = \frac{\epsilon_3}{\epsilon_2}$	$\epsilon_{2g} + 4$
1,25	1,8	2,45	-	-
8	11,52	15,68	0,6	6,4
10,5	15,12	20,58	0,5	8,4
17,25	24,84	33,81	0,4	13,8
29,88	43	58,55	0,3	23,9
68	97,7	134,0	0,2	54,3
4	4,8	5,6	-	-
6,6	7,92	9,25	-	-

Эта характеристика для различных сечений диафрагмы приведена на рис. 1, промежуточные данные помещены в табл.1.

На этом же графике нанесена характеристика вентилятора. Как известно, рабочей точкой вентилятора в канале с заданным дросселированием является точка пересечения характеристик канала и вентилятора. В случае работы рециркуляционной печи решается обратная задача: по ограничению скорости (4 м/с) определяется необходимое дросселирование. Так, для конкретного случая, отображенного на рис. 1, необходимое дросселирование соответствует  $n = 0,35$ , т.е. дроссельное отверстие должно составлять 35% от сечения канала.

Максимальный КПД использования энергии в рассматриваемом случае соответствует производительности 6-7 м<sup>3</sup>/с, а при данной конфигурации канала скорости потока 5-6 м/с. Передвинуть рабочую точку в сторону увеличения производительности можно только изменив конфигурацию канала вблизи вентилятора (спрямить разделительный экран и расширить канал). В этом случае за счет уменьшения скорости в суженной части

канала допустимая с технологической точки зрения скорость в рабочей части рециркуляционной печи увеличивается. Это увеличение можно определить только экспериментальным путем. Увеличение скорости и соответствующей производительности поведет к возможности уменьшения дросселирования, что в свою очередь вызовет повышение температуры — улучшения теплового режима и приближения его к технологическому оптимуму, т.е. решит основную задачу: определения внутреннего сечения рабочей части печи соответствующей одновременно оптимальному с технологической точки зрения тепловому режиму и допустимому динамическому режиму.

#### Л и т е р а т у р а

1. Тархановский В. Вентилятор накаляет детали. — Изобретатель и рационализатор, 1967, № 9. 2. Бромлей М.Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. М., 1971. 3. Калицун В.И. и др. Основы гидравлики, водоснабжения и канализации. М., 1972. 4. Альтшуль А.С. Гидравлика и аэродинамика. М., 1965.

УДК 536.244

Г.А.Фатеев, канд.техн.наук,  
Л.И.Тарасевич, канд.техн.наук

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ САМОРЕГУЛИРУЕМОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА С ДВИЖУЩЕЙСЯ ТЕПЛОВОЙ ВОЛНОЙ

В [1] рассмотрена методика расчета параметров саморегулируемого источника тепла, предназначенного для термической обработки пористых тел в режиме незатухающих тепловых волн. Саморегулируемый источник тепла (рис. 1) представляет собой цепь последовательно соединенных электрического нагревателя (спирали) 1 и термочувствительного элемента (термистора) 2, подсоединенных к источнику постоянного напряжения. Когда тепловая волна еще не достигла источника тепла (положение I, рис. 1, 2) и он находится в холодном потоке, термистор имеет высокое сопротивление и источник отключен. По мере повышения температуры потока (положение II, рис. 1) источник включается, выходит на номинальный режим (положение III, рис. 1), а затем отключается (положение IV, рис. 1).