

$$\frac{Eu_1}{Eu_2} = \frac{\Psi_1(Re_{n1}^*) / (Re_{ж}^*)}{\Psi_2(Re_{n2}^*)} \quad (6.44)$$

или

$$Eu_2 = Eu_1 (Re_{n2}^*)^{a_2} (Re_{ж}^*)^{b_2} (Re_{n1}^*)^{-a_1} (Re_{ж}^*)^{-b_1} (Re_{ж}^*)^{-a} (Re_{ж}^*)^{-b}. \quad (6.45)$$

Таким методом можно по одной опорной точке полностью определить гидравлические сопротивления аппарата при произвольных нагрузках по газу и жидкости.

Опорная точка устанавливается по расчетной зависимости для перепада давления в неорошаемом канале. Для этого достаточно учесть сужение канала и относительную скорость движения пара и жидкости. Поскольку такой вывод является точным лишь для ламинарного безволнового движения пленки, опорные точки проверочного расчета выбраны при $Re_{ж} = 20$. Среднее относительное отклонение чисел Eu , вычисленных на основе обобщенного метода, от найденных опытным путем в вышеуказанных работах составило 13,2%. Полученное отклонение является результатом как приближенности метода, так и разброса использованных экспериментальных данных.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

АППАРАТЫ ДЛЯ АДСОРБЦИОННОЙ ОЧИСТКИ

7.1. Расчет динамики адсорбции

Расчет адсорбционной установки с термической регенерацией адсорбента включает в себя определение количества адсорбента или длительность процесса адсорбции, габаритных размеров и гидравлического сопротивления адсорбера, параметров процессов регенерации и охлаждения адсорбента.

Комплексное рассмотрение основных закономерностей процессов адсорбции и десорбции и вспомогательных стадий (охлаждения, сброса давления, наполнения и др.) позволяет установить рациональные условия процесса в целом для заданной системы адсорбат—адсорбент и рекомендовать методику расчета.

Адсорбция в неподвижном слое адсорбента — процесс периодический и нестационарный, поэтому расчет процессов, осуществляемых в адсорберах, основывается на закономерностях динамики адсорбции. Для случая адсорбции одного компонента из газового потока, движущегося со средней постоянной скоростью w , уравнения имеют вид:

уравнение материального баланса

$$\frac{\partial a}{\partial \tau} + \frac{\partial c}{\partial \tau} + w \frac{\partial c}{\partial x} = D^* \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}; \quad (7.1)$$

уравнение теплового баланса

$$c_a \frac{\partial T_a}{\partial \tau} + c_r \frac{\partial T_r}{\partial \tau} + w c_r \frac{\partial T_r}{\partial x} + r \frac{\partial a}{\partial \tau} = 0; \quad (7.2)$$

общее уравнение кинетики адсорбции [31]

$$\frac{\partial a}{\partial \tau} = \beta \exp(A\theta) \frac{c}{a} (a^* - a)^n; \quad (7.3)$$

уравнение теплоотдачи

$$c_a \frac{\partial T_a}{\partial \tau} = K(T_r - T_a) + r \frac{\partial a}{\partial \tau}. \quad (7.4)$$

Здесь a — количество адсорбированного вещества; c — концентрация адсорбтива в газовой фазе; r — теплота адсорбции; A , n — эмпирические константы; $\theta = a/a_{\max}$ — степень заполнения; a_{\max} — предельная адсорбция; β — кинетический коэффициент (индексы: «а» — адсорбент, «г» — газ); a^* — адсорбция, равновесная концентрации адсорбтива в потоке на поверхности гранул; D^* — коэффициент продольной диффузии.

Рассмотрим некоторые составляющие системы (7.1)–(7.4). Коэффициент продольной диффузии D^* учитывает главным образом отклонения от полного вытеснения при движении газового потока через гранулированный слой. Формулы для определения величины D^* приведены в [31]. Уравнение (7.3) пригодно для описания кинетики сорбции углеводородов и паров воды на углях и цеолитах, коэффициент $n \approx 1+2$. Выражения для определения коэффициентов теплоотдачи приведены в § 7.2.

Массообменный процесс в слое сорбента состоит из следующих стадий: переноса адсорбтива из ядра потока газа к внешней поверхности зерен; перемещения адсорбтива внутри зерен адсорбента (внутренняя диффузия); собственно акта адсорбции.

При больших скоростях газового потока или размерах гранул адсорбента скорость процесса ограничивается внутренней диффузией. Наиболее часто адсорбция определяется обоими механизмами переноса.

Принимают, что общее сопротивление массопереносу равно сумме частных сопротивлений,

$$\frac{1}{\beta_0} = \frac{1}{\beta_r} + \frac{1}{\beta_a}. \quad (7.5)$$

Важной характеристикой адсорбционных свойств пористых тел является зависимость адсорбционной способности от давле-

ния при постоянной температуре, называемая изотермой адсорбции,

$$a = f(p) \quad \text{при} \quad T = \text{const.} \quad (7.6)$$

В технической адсорбции в качестве интерполяционного уравнения при расчете кинетики и динамики поглощения примесей из газовой среды часто применяется уравнение изотермы Ленгмюра, имеющее вид

$$a = \frac{a_m b p}{1 + b p}, \quad (7.7)$$

где a_m — адсорбционная способность при мономолекулярном заполнении.

Дифференциальные уравнения тепло- и массообмена в зернистом слое, как правило, решаются с начальными условиями: $c(x, 0) = a(x, 0) = 0$; $T_s(x, 0) = T_r(x, 0) = T$ и с граничными условиями: $c(0, \tau) = c_0$; $a(0, \tau) = a(\tau)$; $T_r(0, \tau) = T_0$.

Расчет основных характеристик динамики адсорбции в неподвижном слое — времени защитного действия и высоты адсорбционной зоны можно осуществить несколькими методами: численным, аналитическим, по эмпирическим соотношениям.

В работе [43] выполнено математическое моделирование процесса поглощения диоксида углерода из потока воздуха. Рассматривается адсорбция с постоянной скоростью газового потока при постоянных концентрации углекислоты во входном потоке и температуре газа на входе в аппарат. Модель процесса основана на допущениях: перед началом адсорбции сорбент равномерно насыщен; разогревом слоя за счет теплоты адсорбции можно пренебречь и процесс считать изотермическим; падение давления в аппарате и влияние продольной диффузии пренебрежимо мало вследствие относительно высоких скоростей потока.

Модель динамики изотермического нестационарного адсорбционного процесса включает в себя уравнения материального баланса, кинетики массопередачи и равновесия, записанные в виде

$$\epsilon \rho_r \frac{\partial c}{\partial \tau} + w \frac{\partial c}{\partial x} = -\rho_a \frac{\partial a}{\partial \tau}; \quad (7.8)$$

$$\rho_a \frac{\partial a}{\partial \tau} = \beta (c - c^*); \quad (7.9)$$

$$c^* = f(a); \quad c(0, \tau) = c_0; \quad a(0, \tau) = a(\tau), \quad (7.10)$$

где $c^* = f(a)$ — равновесная концентрация CO_2 , определяемая по уравнению Ленгмюра; β — объемный коэффициент массопередачи; c_0 — концентрация CO_2 во входном потоке.

Введением безразмерных переменных система приводится к виду

$$\frac{\partial c}{\partial \pi} = -[c - f(a)]; \quad (7.11)$$

$$\frac{\partial a}{\partial \theta} = c - f(a), \quad (7.12)$$

где $\pi = \beta x/w$; $\theta = \beta \tau/\rho_a$.

Для численного решения системы (7.11), (7.12) использован алгоритм, основанный на сочетании модифицированного метода Эйлера с методом прогноза и коррекции. Решение получено в виде распределений концентраций в газовой и твердой фазах по длине аппарата в разные моменты времени (рис. 7.1—7.3).

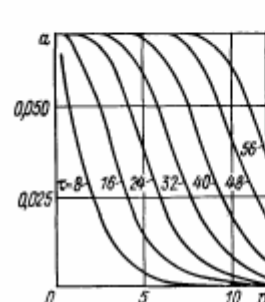


Рис. 7.1. Расчетные профили концентраций в твердой фазе

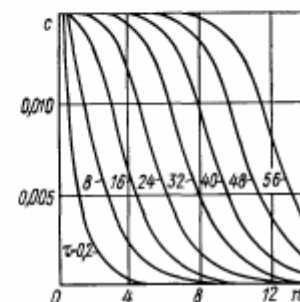


Рис. 7.2. Расчетные профили концентраций в газовой фазе

Математическая модель адиабатной адсорбции, в которой учтена кинетика тепло- и массообменных процессов, такова:

$$\frac{\partial a}{\partial \tau} + \frac{\partial c}{\partial \tau} + w \frac{\partial c}{\partial x} = 0; \quad (7.13)$$

$$\frac{\partial a}{\partial \tau} = \beta (c - c^*); \quad (7.14)$$

$$\frac{\partial h_a}{\partial \tau} + \frac{\partial h_r}{\partial \tau} + w \frac{\partial h_r}{\partial x} = 0; \quad (7.15)$$

$$\frac{\partial h_a}{\partial \tau} = K(T_r - T_a) + \beta(c - c^*)r; \quad (7.16)$$

$$c^* = f(a, T_a), \quad (7.17)$$

где h_a — энтальпия адсорбента; h_r — энтальпия газа; K — коэффициент теплоотдачи, отнесенный к единице объема слоя.

Уравнения преобразованы введением безразмерных переменных η и θ и решены численно. Сопоставление результатов расчетов с экспериментами по адсорбции паров воды в слое силикагеля показали адекватность модели реальному процессу, если кинетические коэффициенты определены непосредственно из экспериментов.

Полная постановка задачи сорбции одного компонента из потока газа в зернистом слое с учетом тепловых эффектов, продольного перемешивания и «смешанной» кинетики рассмотрена в работе [39]. Выполнено численное решение этой задачи с помощью неявной разностной схемы и метода прогонки по пространственной переменной на каждом временном слое.

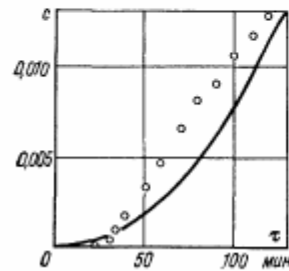


Рис. 7.3. Сопоставление расчетной выходной кривой с результатами экспериментов

a — адсорбция, равновесная концентрации целевого компонента в газовой смеси на входе в слой c_0 ; ω — удельная скорость смеси. Здесь

$$y_0 = \frac{\omega}{\beta_r} \left[\frac{1}{p} \ln \left(\frac{c_0}{c'} - 1 \right) + \ln \frac{c_0}{c'} - 1 \right], \quad (7.19)$$

где β_r — коэффициент внешнего массообмена; c' — концентрация адсорбата в смеси, принятая за проскоковую; $p = c_0/y_1$; y_1 — концентрация сорбируемого вещества в смеси, равновесная половине a_{\max} .

Из (7.18) можно получить длину работающего слоя

$$L_0 = \frac{\omega}{\beta_r} \cdot \frac{2b + c_0}{c_0} \ln \frac{c_0 - c'}{c'}. \quad (7.20)$$

Здесь b — постоянная уравнения изотермы Ленгмюра, записанного в форме

$$a = \frac{Ac_0}{b + c_0}. \quad (7.21)$$

Уравнение (7.20) достаточно широко используется при проектировании промышленных адсорбционных установок [32]. В уравнение для расчета длины работающего слоя, идентичное

уравнению (7.20), но учитывающее влияние на кинетику адсорбции внешнего, внутреннего и продольного переноса, вместо β_r входит общий коэффициент массопередачи β в форме:

$$\beta = \frac{1}{1/\beta_r + 1/\beta_n + D^*/\omega^2}, \quad (7.22)$$

где β_n — коэффициент внутреннего массообмена; D^* — коэффициент продольной диффузии.

Использование коэффициента β расширяет границы применимости уравнения (7.20), но остается пригодным лишь в случае, когда равновесие описывается изотермой адсорбции Ленгмюра.

Приведенные выше частные решения уравнений, описывающих поглощение газов в зернистом слое, основаны на допущениях, не всегда реализующихся в действительных процессах осушки и очистки. Поэтому при проектировании адсорберов часто используются приведенные ниже простые соотношения.

Одной из основных характеристик адсорбента, используемых при расчете адсорбции, является динамическая активность, по определению равная

$$a_d = Vc\tau_a/G, \quad (7.23)$$

где V — объемный расход очищаемого газа; c — концентрация примеси в газе; τ_a — время до проскока (время защитного действия слоя); G — масса адсорбента.

При известной динамической активности по (7.23) определяют массу адсорбента для заданной продолжительности адсорбции или время защитного действия слоя для заданных размеров адсорбера.

Так как обычно адсорберы воздуходелительных установок изготавливают из стандартных баллонов, время адсорбции

$$\tau_a = \frac{\rho V_0 a_d}{cV}, \quad (7.24)$$

где V_0 — объем баллона.

Динамическая активность адсорбента определяется по формуле [65]

$$a_d = \alpha_1 \alpha_2 (a_0 - a_{ост}), \quad (7.25)$$

где α_1 — коэффициент, учитывающий снижение емкости адсорбента при эксплуатации, $\alpha_1 \approx 0,5 + 0,7$; α_2 — коэффициент, учитывающий неполноту насыщения адсорбента; a_0 — адсорбция, равновесная концентрации примеси в очищаемом газе; $a_{ост}$ — остаточная адсорбция после регенерации адсорбента.

Коэффициент α_2 зависит от высоты слоя адсорбента, скорости газового потока, размера зерен адсорбента, температуры и давления. В практических расчетах используются эмпирические формулы для определения α_2 либо экспериментальные значения динамической активности a_d при заданных температуре и давлении адсорбции.

Глубокая очистка газов от плохо сорбирующихся примесей при обычных температурах может быть эффективно проведена только при высоком давлении. Эффективность процесса повышается при низких температурах.

Таблица 7.1
Динамическая активность адсорбентов по парам воды

Адсорбент	Активность, г/г
Активированная окись алюминия	0,04—0,06
Силикагель	0,05—0,08
Алюмогель	0,05—0,12
Цеолит	0,08—0,12

Значения динамической активности по данным [31, 55, 65] приведены в табл. 7.1—7.3.

Расчет и проектирование адсорберов воздухо-разделительных установок, заполненных цеолитом NaX, проводится в соответствии со следующими рекомендациями:

1. Поскольку углекислота адсорбируется хуже, чем влага и углеводороды,

Таблица 7.2
Динамическая активность цеолита NaX по углекислому

Температура, К	Активность, см ³ /г		
	$p = 3,5 \text{ МПа}$		
	$p = 2,5 \text{ МПа}$	$p = 3,5 \text{ МПа}$	$p = 7 \text{ МПа}$
278	13,4	14,4	15,4
283	11,8	12,8	13,8
288	10,3	11,3	12,3

Таблица 7.3
Динамическая активность адсорбентов по азоту, см³/см³ при $T = 77 \text{ К}$

Давление, МПа	Уголь СКТ	Силикагель	Цеолит NaX	Цеолит СаА
0,01	87,6	58,6	82,6	62,7
2,5	95,0	76,7	86,5	75,0
5,0	86,0	70,7	84,0	69,7
10,0	68,8	58,5	80,5	70,0
15,0	55,1	52,8	76,4	62,5

продолжительность рабочего цикла адсорбера определяется временем до проскока диоксида углерода.

2. Для рабочих давлений воздухо-разделительных установок значения динамической активности адсорбента в зависимости от температуры поступающего воздуха приведены в табл. 7.2.

Температура воздуха, поступающего в адсорберы, должна находиться в пределах 278—283 К.

3. Допустимые скорости в адсорбере, рассчитанные на его полное сечение, в зависимости от давления воздуха принимаются в пределах 0,01—1 м/с.

4. Температура регенирующего газа (сухого азота) на входе в адсорбер должна быть не ниже 653 К, а на выходе из адсорбера в конце регенерации — в пределах 473—493 К.

5. Скорость регенирующего газа во избежание измельчения адсорбента должна быть не более 0,7 м/с.

Результаты расчета ряда адсорберов для воздухо-разделительных установок среднего давления, перерабатывающих 960 м³/ч воздуха, приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.4
Характеристики адсорберов, заполненных цеолитом NaX, при $p = 3,5 \text{ МПа}$, $T = 283 \text{ К}$

Объем адсорбера, м ³	Масса цеолита, кг	Время адсорбции, ч	Количество сорбированных примесей	
			СО ₂ , м ³	Н ₂ О, кг
0,08	48	1,80	0,5424	0,757
0,10	60	2,25	0,678	0,946
0,13	78	2,92	0,8814	1,230
0,16	96	3,60	1,0848	1,514
0,20	120	4,50	1,3560	1,893
0,25	150	5,62	1,6950	2,367
0,32	192	7,20	2,1696	3,029
0,40	240	9,00	2,7120	3,787
0,50	300	11,25	3,3900	4,734

7.2. Нестационарный теплообмен в адсорберах блоков очистки

В циклически работающей адсорбционной установке для комплексной очистки воздуха осуществляется ряд взаимосвязанных последовательных нестационарных процессов теплообмена: адсорбция при повышенном давлении, сброс давления, регенерация, охлаждение, наполнение, параллельная работа адсорберов. Поэтому помимо расчета собственно адсорбции расчет адсорбционной установки включает в себя определение продолжительности каждого из этих процессов и проверку неравенства

$$\tau_2 - \sum \tau_i \geq k_3 \tau_3, \quad (7.26)$$

являющегося критерием осуществимости непрерывного процесса очистки. Здесь k_3 — коэффициент запаса по времени адсорбции.

Типичная циклограмма работы одного адсорбера блока очистки показана на рис. 7.4.

Для регенерации насыщенного адсорбента наиболее широко применяется термическая десорбция в потоке газа. Температурный режим десорбции выбирается в соответствии с составом адсорбата, если он состоит из нескольких компонентов. В расчетах ориентируются на компонент, скорость десорбции которого наименьшая. Регенерацию обычно осуществляют частью очищенного газа или посторонним, свободным от сорбирующихся примесей газом.

Минимальные температуры, ниже которых нецелесообразно осуществлять десорбцию, называют пороговыми. Пороговая

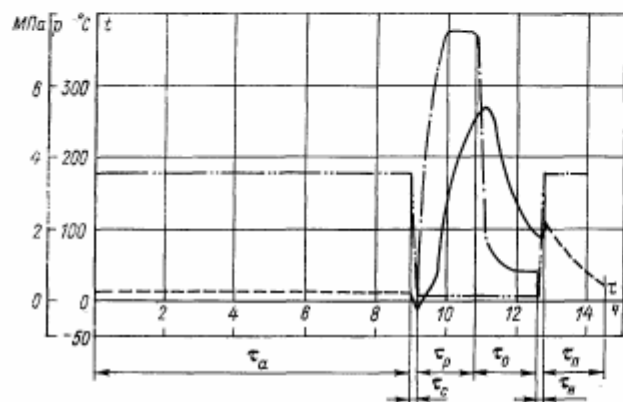


Рис. 7.4. Циклограмма работы одного адсорбента блока очистки среднего давления

— давление в адсорбере; — температура воздуха в адсорбере; — температура регенерирующего газа после электроподогревателя; — температура регенерирующего газа после адсорбера; индексы: а — адсорбция; р — регенерация; о — охлаждение; н — наполнение; з — сброс; л — параллельная работа

температура десорбции воды из цеолитов составляет 150 °С. Дioxid углерода десорбируется значительно легче, чем вода. Достаточно высокие скорости десорбции CO₂, соответствующие пороговой температуре, достигаются при 0 °С [31].

Таким образом, расчет процесса регенерации состоит в определении времени разогрева слоя до заданной температуры при известном расходе регенерирующего газа.

Продолжительность процесса десорбции может быть приближенно рассчитана по формуле [48]

$$\tau_d = \frac{\sum_i m_i c_i \Delta T_i + \sum_j m_j q_j + \sum_l Q_l}{V_p \rho_p c_p \Delta T_p}, \quad (7.27)$$

где m — масса; ΔT — средняя разность температур в процессе

десорбции; q — удельная теплота десорбции; Q — потери тепла в окружающую среду в процессе десорбции; индексы: i — элементы блока очистки; j — сорбированные примеси; l — потери тепла в окружающую среду; «р» — регенерирующий газ.

Продолжительность охлаждения t_0 и параллельной работы рассчитывают по зависимостям, аналогичным зависимости (7.27).

Система уравнений, описывающих одномерную задачу нестационарного теплообмена в потоке газа, проходящего сквозь слой сорбента при наличии внутренних источников и потерь на границе слоя, может быть записана в виде [60]:

$$\frac{dt_r}{d\tau} = -w \frac{\partial t_r}{\partial x} - k_1 (t_r - t_a) - k_2 (t_r - t_0); \quad (7.28)$$

$$\frac{\partial t_a}{\partial \tau} = k_2 (t_r - t_a) - k_3 (t_a - t_0) - k_7; \quad (7.29)$$

$$\frac{\partial t_0}{\partial \tau} = k_3 (t_r - t_0) + k_4 (t_a - t_0) - k_8, \quad (7.30)$$

где

$$k_1 = \frac{\alpha a_0}{\rho_p c_p}; \quad k_2 = \frac{\alpha a_0}{(1-\varepsilon) \rho_w c_w};$$

$$k_3 = \frac{\alpha_1 U}{f \rho_p c_p}; \quad k_4 = \frac{\alpha_2 U}{f \rho_p c_p};$$

$$k_5 = \frac{\alpha_1 \varepsilon U}{f \rho_p c_p}; \quad k_6 = \frac{\alpha_2 (1-\varepsilon) U}{f \rho_p c_p};$$

$$k_7 = \frac{1}{c_u} \sum_i r_i \frac{\partial a_i}{\partial \tau};$$

$$k_8 = \frac{1}{\rho_p c_p} \sum q_{0i};$$

a_i — количество i -го адсорбированного вещества; a_0 — площадь поверхности гранул в единице объема; q_0 — объемная мощность стоков тепла в стенке адсорбера; r — теплота сорбции; U — внутренний периметр адсорбера; α , α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи газ — сорбент, газ — стенка, зерна — стенка соответственно; индексы: «б» — баллон, «г» — газ, «ц» — цеолит.

Граничные условия задачи: на входе в адсорбер $t_r(0, \tau) = -f(\tau)$; начальные условия: $t_r(x, 0) = \varphi_1(x)$; $t_a(x, 0) = \varphi_2(x)$; $t_0(x, 0) = \varphi_3(x)$.

Система уравнений (7.28) — (7.30) отличается от обычно применяемых моделей регенераторов (см. § 3.1) наличием уравнения (7.30), связанного с применением баллонов-адсорберов значительной массы, и учетом в (7.28) члена $\frac{1}{w} \frac{\partial t_r}{\partial \tau}$, пренеб-

режение которым при малых скоростях газа неоправданно. С другой стороны, продольный перенос тепла в сорбенте вследствие теплопроводности весьма мал ($\frac{\lambda_u}{\rho_u c_u} \approx 0,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с), и поэтому его влияние на динамику процесса можно не учитывать.

В результате интегрирования системы (7.28)—(7.30) определяется продолжительность десорбции, охлаждения и параллельной работы адсорберов. Коэффициенты уравнений k_1 — k_3 и скорость газа являются функциями температуры, пространственной координаты и времени, поэтому для интегрирования системы необходимо применение численных методов, основанных на разностных аппроксимациях.

На плоскости x, τ вводится сетка с шагами Δh по пространству и $\Delta \tau$ по времени, $x = i\Delta h, i = 1, 2, \dots, N; \tau = n\Delta \tau, n = 1, 2, \dots$. Заменой производных в уравнении (7.28) разностными приближениями по схеме Кранка—Николсона получено

$$\frac{t_i^{n+1} - t_i^n}{\Delta \tau} + \omega_i \frac{t_{i+1}^{n+1} + t_{i+1}^n - t_{i-1}^{n+1} - t_{i-1}^n}{4\Delta h} + k_{1i}(t_i^n - t_{u,i}^n) + k_{2i}(t_i^n - t_{e,i}^n) = 0, \quad i = 2, 3, \dots, N-1. \quad (7.31)$$

Для слоя с $i = N$ применена схема

$$\frac{t_i^{n+1} - t_i^n}{\Delta \tau} + \omega_i \frac{t_i^{n+1} - t_{i-1}^{n+1}}{\Delta h} + k_{1i}(t_i^n - t_{u,i}^n) + k_{2i}(t_i^n - t_{e,i}^n) = 0. \quad (7.32)$$

Схема (7.31) второго порядка аппроксимации по $\Delta \tau$ и Δh является абсолютно устойчивой, поэтому она наиболее интересна для приложений. Граничное условие записано в виде

$$t_i^n - f(\tau) = 0, \quad i = 1. \quad (7.33)$$

Индекс «г» в выражениях (7.31)—(7.33) опущен.

Неявные схемы (7.31), (7.32) приводят к трехдиагональной системе линейных алгебраических уравнений относительно температуры газа t на временном слое $n+1$, которая решается методом прогонки. Для интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений (7.29), (7.30) целесообразно применить метод Рунге—Кутты второго порядка. Для сглаживания осцилляций, возникающих при численном интегрировании уравнений (7.28) по схеме второго порядка (7.31), температуру газа на временном слое $n+1$ вычисляют как

$$t_i^{n+1} = \frac{1}{3}(t_i^{n-1} + t_i^n + t_i^{n+1}).$$

Опубликовано значительное число работ по определению коэффициентов теплоотдачи в зернистом слое. Основные результаты этих работ обобщены в монографиях [6, 7].

В области $Re = 2 \div 30$ и $Pr = 0,6 \div 300$ независимо от формы элементов

$$Nu = 0,725 Re^{0,47} Pr^{0,33}. \quad (7.34)$$

Для нестационарного процесса нагрева или охлаждения зернистого слоя в области $Re = 50 \div 5000$ рекомендуется зависимость [6]

$$Nu = 0,166 Re^{0,725} Pr^{0,33}. \quad (7.35)$$

В этих зависимостях эквивалентный диаметр и скорость газа определяются как

$$d_s = \frac{4\epsilon}{a_s}; \quad \omega = \frac{V_r}{f\epsilon}.$$

Поверхность зерен в слое a_0 зависит от размера и формы зернистого слоя и от порозности ϵ . При укладке в слой элементов с плоскими поверхностями

$$a_0 = a_y(1 - \epsilon)K, \quad K < 1, \quad (7.36)$$

где a_y — площадь поверхности зерен, приходящаяся на единицу объема слоя.

В работе [7] приведены зависимости, полученные на основе большого количества экспериментальных данных:

$$j_n = 0,91 Re^{-0,51}\psi, \quad Re < 50; \quad (7.37)$$

$$j_n = 0,61 Re^{-0,41}\psi, \quad Re > 50. \quad (7.38)$$

В этих корреляциях фактор Кольборна и число Рейнольдса определяются как

$$j_n = \frac{\alpha}{c_p \rho \omega} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)_f^{0,33}; \quad Re = \frac{\rho \omega}{a_0 \mu_f}.$$

Индекс f относится к величинам при $t_f = (t_w + t)/2$; ψ — эмпирический коэффициент, зависящий от формы элементов слоя; для цилиндров $\psi = 0,91$.

Использование зависимостей (7.37)—(7.38) приводит к несколько более высоким коэффициентам теплоотдачи, чем при вычислении по зависимостям (7.34)—(7.35).

Для расчета коэффициента теплоотдачи от газовой фазы к стенке цилиндра с зернистым слоем можно использовать уравнение [58]

$$\frac{\alpha_s d_s}{\lambda} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha^* d_s / \lambda} + \frac{1}{0,054 Re Pr}} \quad \text{при } Re < 2000, \quad (7.39)$$

где α^* — пленочный коэффициент теплоотдачи пограничного слоя у стенки. Величина $\alpha^* d_s / \lambda$ может быть вычислена по формуле

$$\alpha^* d_s / \lambda = 0,12 \epsilon^{-2} Re^{0,75} Pr \quad \text{при } Re > 100. \quad (7.40)$$

Известны также работы, в которых приводятся коэффициенты теплоотдачи, в 10 раз меньше средних значений. Эти данные получены для промышленных аппаратов с небольшим отношением H/d . В этом случае для вычисления коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 при $Pr = \text{const}$ можно использовать зависимости

$$\alpha d_s / \lambda = 0,0142 Re^{0,725}, \quad (7.41)$$

$$\frac{\alpha_2 d_s}{\lambda} = \frac{3,004}{\frac{20}{Re^{0,75}} + \frac{25,9}{Re}}. \quad (7.42)$$

Термическое сопротивление контакта зерна — стенка можно приближенно вычислить по формуле вида (7.42) со значением числителя 0,349.

Перепад давления при движении газа сквозь зернистый слой определяется формулой [31]

$$\Delta p = \left(\frac{40 \mu \varepsilon}{\omega d_s \rho} + 0,75 \right) \frac{H \omega^2 \rho \alpha_0}{2e^3}. \quad (7.43)$$

Из (7.43) следует

$$G = \left(\sqrt{C^2 + 10,64 \frac{\Delta p e^3}{H \rho \alpha_0}} - C \right) \frac{\rho f_0}{2}, \quad (7.44)$$

где $C = 13,3 \mu \alpha_0 / \rho$.

Выражение (7.44) может быть использовано для вычисления массового расхода газа через адсорбер при заданных гидравлическом сопротивлении и средней температуре газа в адсорбере.

В рассматриваемой задаче внутренними стоками являются затраты тепла на десорбцию поглощенных веществ (CO_2 , H_2O) и потери тепла через стенку баллона на нагрев изоляции и в окружающую среду. Строгое вычисление мощности источников в сорбенте, определяемой величинами $da_i/d\tau$, можно выполнить интегрированием системы уравнений кинетики адсорбции, дополняющей уравнения (7.28) — (7.30), однако это приведет к значительному усложнению рассматриваемой задачи. Выражение для $da_i/d\tau$ можно заменить на

$$k_i' = \frac{\sum q_{oi}'}{(1-\varepsilon) \rho_{a_i} c_{a_i}}, \quad (7.45)$$

где

$$q_{oi}' = \psi_i(\tau) \rho_i \frac{V_i}{V_0};$$

$\psi_i(\tau)$ — объемная концентрация i -го десорбированного компонента в газовом потоке на выходе из адсорбера, определенная экспериментально; V_i — объемный расход регенерирующего газа; V_0 — объем баллона.

Расчет потерь тепла на нагрев изоляции и в окружающую среду можно выполнить в приближении стационарного температурного поля цилиндрической стенки.

На рис. 7.5 в качестве примера сопоставлены расчетные и экспериментальные зависимости температуры газа до и после адсорберов в процессах нагрева и охлаждения. Несмотря на некоторое различие в характере приведенных температурных кривых, расчетные продолжительности нагрева и охлаждения практически совпадают с экспериментальными.

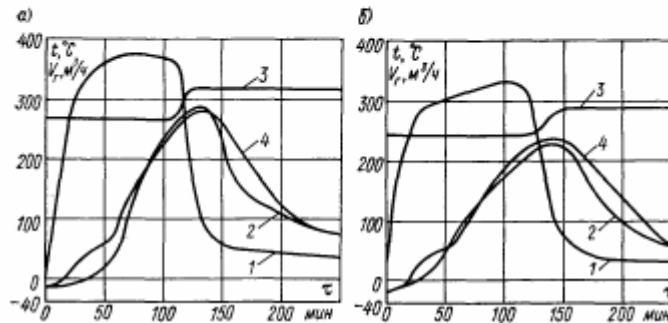


Рис. 7.5. Зависимости измеренных температур газа на входе в адсорбер (1), на выходе из адсорбера (2), расхода регенерирующего газа (3) и расчетной температуры газа на выходе из адсорбера (4) от продолжительности регенерации: а — адсорбер среднего давления; б — адсорбер высокого давления

Результаты расчета процесса регенерации ряда адсорберов воздухоразделительных установок высокого и среднего давления при следующих исходных данных: давление адсорбции $p_a = 3,5$ МПа; температура адсорбции $t_a = 10$ °С; максимальная температура регенерирующего газа $t_p' = 370$ °С; температура окончания регенерации $t_p'' = 240$ °С; температура окончания охлаждения $t_0 = 90$ °С; сопротивление блока $\Delta p = 20$ кПа (среднее давление) и $p_a = 20$ МПа; $t_a = 10$ °С; $t_p' = 370$ °С; $t_p'' = 220$ °С; $t_0 = 80$ °С; $\Delta p = 20$ кПа (высокое давление), приведенные в табл. 7.5, могут быть непосредственно использованы при проектировании блоков очистки воздухоразделительных установок.

Режим параллельной работы адсорберов следует за процессом наполнения и является, по существу, продолжением процесса охлаждения, происходящим при давлении адсорбции. Поэтому в качестве математического описания режима параллельной работы могут быть использованы уравнения и зависимости, приведенные выше.

Таблица 7.5

Объем адсорбера, м ³	Время нагрева, мин	Максимальный расход при нагреве, кг/ч	Расход в конце нагрева, кг/ч	Время охлаждения, мин	Максимальный расход при охлаждении, кг/ч	Максимальная температура стенки в конце охлаждения, °С
Адсорберы среднего давления						
0,08	21	456	355	20	500	139
0,10	24	434	351	27	499	140
0,13	26	440	323	24	471	112
0,16	46	413	294	48	439	132
0,20	62	382	273	72	401	134
0,25	72	363	275	82	408	134
0,32	76	412	314	87	464	137
0,40	94	422	307	106	462	133
0,50	120	404	288	134	435	131
Адсорберы высокого давления						
0,08	51	280	211	69	315	118
0,10	40	327	265	51	375	114
0,13	62	345	254	85	369	115
0,16	76	330	233	108	351	116
0,20	96	311	220	132	326	114
0,25	116	288	216	156	322	116
0,32	125	327	248	168	368	116
0,40	156	343	247	206	373	115
0,50	196	334	234	254	356	114

Примечание. Расчеты выполнены для адсорберов с диаметрами $d = 377$ мм ($V_0 = 0,08 \div 0,2$ м³); $d = 426$ мм ($V_0 = 0,25$ м³); $d = 465$ мм ($V_0 = 0,32 \div 0,50$ м³).

Отличия заключаются в способе определения расхода регенерирующего газа и условия окончания процесса. Массовый расход газа в регенерируемом адсорбере вычисляется из условия постоянства температуры смеси газовых потоков, проходящих через параллельно работающие адсорберы, по формуле

$$G_p = \frac{G_a (t_{cm} - t_n)}{t_n - t_a}, \quad (7.46)$$

где G_a — расход воздуха, перерабатываемого установкой; t_a — температура адсорбции; t_{cm} — заданная температура смеси; t_n — температура газа на выходе из охлаждаемого адсорбера.

7.3. Расчет нестационарного теплообмена в коммуникациях и электроподогревателях блоков очистки

Расчет процесса десорбции путем интегрирования системы (7.28) — (7.30) может быть выполнен, если определена температура регенерирующего газа на входе в адсорбер $t_n = \varphi(\tau)$, являющаяся граничным условием системы.

204

Для решения этой задачи необходимо математическое описание нестационарного теплообмена в электроподогревателе и трубопроводах блока.

При одномерном описании нестационарного теплообмена достаточно рассмотреть уравнение энергии газа и уравнение теплопроводности стенки трубы. Для тонкостенных труб тепловым потоком вдоль оси трубы можно пренебречь и уравнение теплопроводности заменить уравнением теплового баланса. Соответствующие уравнения имеют вид

$$c_{\mu} \rho f \frac{\partial t}{\partial \tau} = -c_{\mu} \rho f w \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha U (t_w - t); \quad (7.47)$$

$$c_{\mu} \rho_{\mu} f_w \frac{\partial t_w}{\partial \tau} = q_{\mu} f_w - \alpha U (t_w - t).$$

Разрешая уравнения (7.47) относительно производных, получим

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = -V \frac{\partial t}{\partial x} - \frac{\alpha U}{\rho c_{\mu} f} (t - t_w) + \frac{q_{\mu}}{\rho c_{\mu}}; \quad (7.48)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial \tau} = \frac{\alpha U}{\rho_w c_w f_w} (t - t_w) + \frac{q_{\mu}}{\rho_w c_w}. \quad (7.49)$$

Начальные и граничные условия для этой системы имеют вид: при $\tau = 0$ $t(x, 0) = t_0(x)$, $t_w(x, 0) = t_{w0}(x)$; при $x = 0$ $t(0, \tau) = \varphi(\tau)$.

Интегрирование системы (7.48), (7.49) достаточно эффективно осуществляется с помощью схемы, приведенной в § 7.2.

Для расчета числа Нуссельта при стабилизированном турбулентном течении в трубе и $Pr > 0,6$ можно воспользоваться следующей зависимостью, описывающей опытные данные по теплоотдаче в диапазоне $Re = 10^4 \div 6 \cdot 10^6$,

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4} (T/T_w)^{0,5}. \quad (7.50)$$

Электроподогреватель блока очистки представляет собой цилиндрический сосуд, в котором параллельно оси расположены трубчатые нагревательные элементы. Продольно-поперечное омывание элементов и стенки потоком газа осуществляется в пространстве между сегментными перегородками. Каждую из секций подогревателя можно в достаточно близком приближении считать емкостью смешения, а мощность элементов — равномерно распределенной в объеме.

Коэффициенты теплоотдачи газ — стенка подогревателя можно определить по уравнению, аналогичному уравнению для расчета теплообмена в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников [10],

$$Nu = 1,71 Re^{0,6} Pr^{0,33} (T/T_w)^{0,1}, \quad (7.51)$$

где Re — число Рейнольдса, $Re = d(G_1 G_2)^{0,5} / \mu$; G_1 — массовая скорость поперечного потока; G_2 — массовая скорость продольного потока (в проемах перегородок); d — внутренний диаметр подогревателя.

Выражение для объемной мощности подогревателя, состоящего из N нагревательных элементов мощностью Q каждый, при нагреве и начальной разности температур газ — элемент, равной нулю, получено в виде

$$q_{01} = \frac{NQ}{V} \left[1 - \exp \left(\tau - \frac{4K}{d_3 \rho c_3} \right) \right], \quad (7.52)$$

где K — коэффициент теплопередачи газ — элемент; $K = 24,3$; d_3 — диаметр элемента; ρ_3 — плотность элемента; c_3 — удельная теплоемкость элемента; V — объем электроподогревателя.

Расчет потерь тепла на нагрев изоляции и в окружающую среду q_{-2} можно выполнить в приближении стационарного температурного поля цилиндрической стенки. При охлаждении подогревателя $q_{01} = 0$.

205

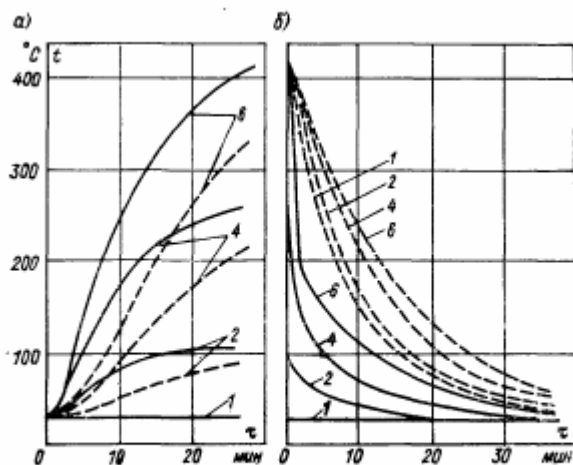


Рис. 7.6. Расчетные профили температур газа (—) и стенки электроподогревателя (---): а — нагрев; б — охлаждение (цифры — номера секций)

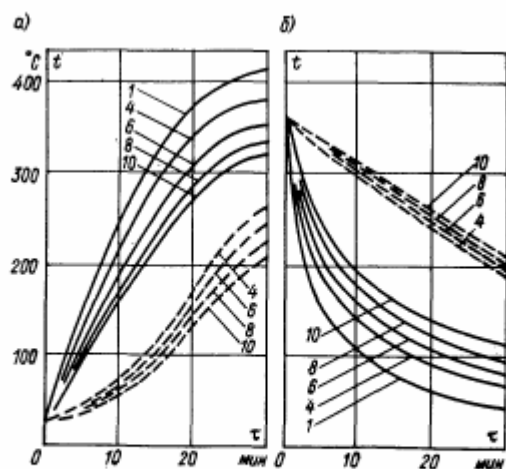


Рис. 7.7. Расчетные профили температур газа (—) и стенки трубы (---): а — нагрев; б — охлаждение (цифры — номера участков трубы)

206

Последовательность емкостей смешения обычно описывают системой обыкновенных дифференциальных уравнений, получаемой из (7.48) заменой пространственной производной $\partial t/\partial x$ разностным приближением $\frac{t_i - t_{i-1}}{\Delta x}$.

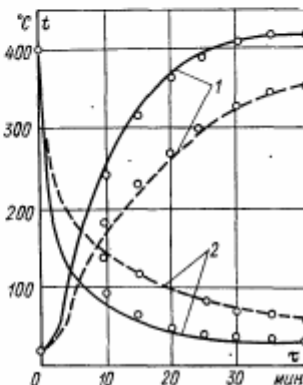
Однако такой подход требует чрезвычайно малого шага интегрирования из условий вычислительной устойчивости, и поэтому в модели подогревателя также использована схема § 7.2.

Важным является выбор рациональных шагов по пространству Δh и времени Δt . Опыт вычислений показал, что при шаге интегрирования $\Delta t \leq 0,5$ и $n=10$ (труба) либо $n=6$ (электроподогреватель) результаты расчетов достоверно передают основные качественные и количественные особенности процесса. Расход тепла на нагрев арматуры учитывается путем соответствующего увеличения массы (толщины стенки) трубы.

На рис. 7.6, 7.7 показаны расчетные профили температур газа, стенок трубопровода и электроподогревателя в процессах нагрева и охлаждения.

Приведенные на рис. 7.8 расчетные и экспериментальные зависимости температур газа после электроподогревателя и трубопровода показывают их достаточно близкое совпадение. Данные приведены для подогревателя мощностью 90 кВт, трубопровода длиной 5,5 м, диаметром 100 мм, расчетной толщиной стенки 16 мм, объемного расхода газа 530 м³/ч.

Рис. 7.8. Расчетные температуры газа на выходе из электроподогревателя (—) и трубопровода (---): 1 — нагрев; 2 — охлаждение; ○ — измеренные значения температуры



7.4. Расчет процессов сброса давления и наполнения цеолитовых адсорберов

Истечение газа из сосудов, заполненных адсорбентом, в пространство с более низким давлением происходит в адсорберах воздуходелительных установок при их переключении с адсорбции на регенерацию. Рассмотрим основные уравнения, описывающие этот процесс. Уравнение первого начала термодинамики для открытой системы имеет вид

$$dQ = \sum_{k=1}^n (u_k + p_k v_k) dm_k = dU + dL, \quad (7.53)$$

где Q , U , L — теплота, полная внутренняя энергия и работа; p , v , u — давление, удельный объем и удельная энергия; dm — поток вещества.

Если величина u_k определяется только внутренней энергией и $n=1$ (поступает только один поток),

$$dQ + h dm = dU + dL. \quad (7.54)$$

207

В формулах (7.53), (7.54) $dm > 0$ для потоков, поступающих в систему, и $dm < 0$ для потоков, покидающих ее. Если объем системы не меняется, то $dL = pdv = 0$.

Рассмотрим процесс истечения газа из сосуда. Приняв, что рабочим телом является идеальный газ, воспользовавшись соотношениями $p = \rho RT$; $du = c_v dT$; $c_p/c_v = k$; $du = u dM + M du$; $dm = -dM$; $c_p - c_v = R$ и дифференцируя уравнение (7.54) по времени, получим

$$\frac{dT}{dt} = \frac{k-1}{V} \frac{T}{p} \left(\frac{dQ}{dt} - \frac{k-1}{k} hG \right), \quad (7.55)$$

где $G = \frac{dm}{dt}$ — массовый расход газа; $h = \frac{k}{k-1} RT$ — энтальпия; k — показатель адиабаты; M — масса; p — давление; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура; V — объем сосуда.

Для определения термодинамического состояния газа в сосуде необходим второй независимый параметр — плотность или давление. Изменение плотности во времени определяется уравнением

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{G}{V}. \quad (7.56)$$

Уравнение состояния, продифференцированное по времени, имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = R\rho \frac{dT}{dt} + RT \frac{d\rho}{dt}. \quad (7.57)$$

Из (7.55) — (7.57) следует

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k-1}{V} \left(\frac{dQ}{dt} - hG \right). \quad (7.58)$$

Уравнение (7.55) можно представить в виде

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \left(\frac{dp}{dt} + \frac{k-1}{k} \frac{hG}{V} \right). \quad (7.59)$$

Из уравнений (7.54), (7.56) следует, что для расчета процесса наполнения сосуда достаточно в уравнениях (7.58), (7.59) знак второго члена в скобках заменить на противоположный.

При истечении газа из сосуда с адсорбентом порозностью ϵ происходит нестационарный теплообмен газа с адсорбентом и стенками баллона, теплообмен баллона с окружающей средой и десорбция сорбированных веществ. Процесс может быть описан моделью с сосредоточенными параметрами, поскольку, как установлено экспериментально, изменение температуры по высоте слоя незначительно. Дополняя уравнения (7.58), (7.59)

уравнениями тепловых балансов газа, адсорбента и стенки баллона, получим

$$\frac{dQ}{dt} = -\alpha_0 V (T - T_a) - \alpha_1 F (T - T_0); \quad (7.60)$$

$$\frac{dT_u}{dt} = \frac{\alpha_0 V}{(1-\epsilon)\rho_u c_u} (T - T_u) - \frac{\alpha_2 U}{\rho_u c_u} (T_u - T_0) - \frac{1}{c_u} \sum_{i=1}^m r_i \frac{da_i}{dt}; \quad (7.61)$$

$$\frac{dT_0}{dt} = \frac{\alpha_1 \epsilon U}{\rho_0 c_0} (T - T_0) + \frac{\alpha_2 (1-\epsilon) U}{\rho_0 c_0} (T_u - T_0) - \frac{q_0}{\rho_0 c_0}, \quad (7.62)$$

где обозначения имеют тот же смысл, что в уравнениях (7.28) — (7.30).

Отметим, что для рассматриваемого случая уравнения (7.57), (7.59) относятся к свободному объему сосуда ϵV .

Для определения стоков тепла в адсорбенте, связанных с десорбцией, систему уравнений (7.58) — (7.62) следует дополнить уравнениями кинетики адсорбции. Если адсорбент — синтетический цеолит, приемлемым уравнением кинетики является (7.3). При решении задач динамики адсорбции часто предполагают, что адсорбционное равновесие устанавливается мгновенно, и в систему дифференциальных уравнений вместо кинетических вводят уравнения изотерм адсорбции.

В работе [8] на основании осмотической теории адсорбционного равновесия получена зависимость адсорбции a от температуры при давлениях, не превышающих критическое. Конкретное выражение имеет вид

$$\ln p = \ln p_0 + g\varphi(a), \quad (7.63)$$

где

$$\varphi(a) = \ln \frac{a}{a_{\max} - a}; \quad \ln p_0 = -\frac{L_0}{T} + c_0;$$

$g = c(1 - b/T)$; a_{\max} — предельная адсорбция.

Уравнение (7.63), содержащее пять параметров (a_{\max} , b , c , c_0 , L_0), позволяет по двум любым переменным из a , p , T вычислить третью.

Из уравнения (7.63) нетрудно получить

$$a = \frac{a_{\max} (p/p_0)^{1/g}}{1 + (p/p_0)^{1/g}}. \quad (7.64)$$

Производные da/dt можно вычислить, используя значения функции $a(p, T)$ в равноотстоящих точках по формулам, получаемым дифференцированием интерполяционного полинома Лагранжа. Для четырех узлов с шагом Δt

$$a_i(p, T) = \frac{1}{6\Delta t} (-2a_1 + 9a_2 - 18a_3 + 11a_4). \quad (7.65)$$

Вычисления показали, что непосредственное применение выражения (7.65) приводит к дисбалансу теплоты, накапливаемой со временем. Поэтому при численном интегрировании в выражения для источников в сорбенте следует ввести коэффициент k_2 , меньший единицы.

Экспериментальное исследование равновесной адсорбции смесей N_2 и O_2 на синтетических цеолитах выполнено в работе [27]. Расчет по (7.64) на основе этих данных показывает, что при рабочих давлениях блоков очистки воздуха в цеолите адсорбированы значительные количества кислорода и азота, десорбция которых вследствие уменьшения давления должна привести к существенному уменьшению температуры слоя.

Уравнения (7.58)—(7.62), (7.64), (7.65) представляют собой замкнутую систему нелинейных уравнений, решение задачи Коши для которой определяет средние значения суммарного теплового потока к газу, давления, переменных температур при истечении газа из сосуда, заполненного цеолитом.

Выражение для расхода газа при адиабатном течении с трением можно записать в виде

$$G = \mu f \sqrt{\frac{2}{\pi} p_0 (1 - \varepsilon^n) \varepsilon^{1/k}}, \quad (7.66)$$

где $n = (k-1)/k$; $\varepsilon = p_c/p$; p_c — давление за отверстием; f — площадь отверстия; μ — коэффициент расхода.

Максимальный расход, соответствующий критической скорости течения,

$$G_{\max} = \mu m f p_0 / \sqrt{T}, \quad (7.67)$$

где

$$m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{R}}.$$

Для воздуха, вытекающего в среду с давлением p_c , расход будет максимальным при $p > 1,86 p_c$.

Если тепловой поток Q определяется естественной конвекцией, выражения для коэффициента теплоотдачи в условиях переменного давления имеют вид: при $5 \cdot 10^2 < GrPr \leq 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = k_1 A_1(T) (\Delta T / l)^{0,25} p^{0,5}, \quad (7.68)$$

при $GrPr > 2 \cdot 10^7$

$$\alpha = A_2(T) \Delta T^{0,33} p^{0,66}. \quad (7.69)$$

Коэффициент теплоотдачи α можно вычислить по выражению (7.68). Параметр k_1 , определяемый на основании экспериментальных данных, введен в формулу (7.68) вследствие ис-

пользования в качестве характерного размера l эквивалентного диаметра зерна адсорбента, $l = 4\varepsilon/a_0$.

Оценка значений комплексов, содержащих коэффициенты α_1 и α_2 , а также результаты экспериментов показывают, что в первом приближении теплообмен газа и адсорбента со стеной баллона можно не учитывать. Для интегрирования системы (7.58)—(7.62) был применен метод Рунге—Кутты с автоматическим выбором шага. Параметры уравнений (7.65), (7.68) составляют $k_1 = 0,11$; $k_2 = 0,26$.

На рис. 7.9 сопоставлены расчетные и экспериментальные температуры адсорбента и давления в адсорбере в одном из экс-

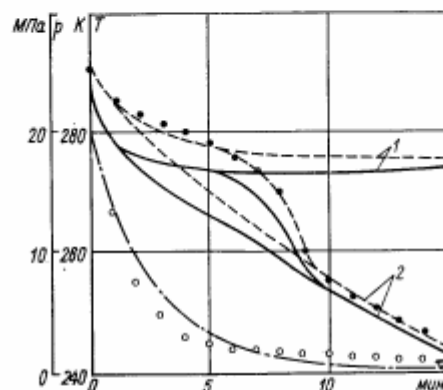


Рис. 7.9. Расчетная температура газа (—), температура сорбента (---), давление (---) в процессе сброса давления 1 — теплообмен; 2 — теплообмен с десорбцией O_2, N_2 ; ● — температура сорбента, ○ — давление, измеренные значения

периментов. Вычисления выполнены для условий теплообмена и теплообмена с десорбцией.

Анализ полученных данных показал, что существенное (на 50—60 К) уменьшение температуры газа и адсорбента, объясняемое десорбцией кислорода и азота, начинается при давлениях, меньших 3—4 МПа. При давлениях, больших 4 МПа, температуры адсорбента, рассчитанные без учета десорбции, практически совпадали с экспериментальными. Следовательно, расчет нестационарного теплообмена при истечении воздуха из сосудов, заполненных синтетическим цеолитом NaX, можно выполнять по комбинированной модели процесса, учитывающей только теплообмен при давлениях, больших критического, и теплообмен с десорбцией в области более низких давлений.

7.5. Оптимизация блоков очистки воздуходелительных установок высокого и среднего давления

Вопросы оптимизации блоков очистки воздуходелительных установок высокого и среднего давления рассмотрены в работах [48, 60]. Цель оптимизационных расчетов — определение оптимальных размеров адсорберов при заданных давлении и температуре воздуха, поступающего в блок, и принятых условиях регенерации.

Показателем оптимальности служат приведенные затраты

$$П = E_n K + Э, \quad (7.70)$$

где E_n — нормативный коэффициент окупаемости капиталовложений; K — капитальные затраты; $Э$ — эксплуатационные расходы.

Капитальные затраты можно представить в виде

$$K = E_1 \sum_{i=1}^m K_i + E_2 T, \quad (7.71)$$

где K_i — стоимость материалов i -го элемента; T — зарплата; E_1 , E_2 — нормативные коэффициенты транспортных и накладных расходов; $E_1, E_2 > 1$.

Выражение для эксплуатационных расходов имеет вид

$$Э = \sum_{j=1}^n Э_j + E_3 K, \quad (7.72)$$

где $Э_j$ — расходы по отдельным статьям; E_3 — нормативный коэффициент амортизационных отчислений.

Капитальные затраты и эксплуатационные расходы получены на основе действующих прейскурантов, тарифов и норм трудовых затрат. Учтена стоимость баллонов, фильтров, адсорбента, арматуры, нагревательных элементов, приборов и оборудования КИП и автоматики (для полной или частичной автоматизации), листового и профильного проката, изоляционных и других материалов.

Объем и стоимость комплекта ЗИП определены из условия обеспечения гарантийного срока работы (8300 ч). Приняты во внимание допустимое число циклов работы и стоимость восстановления арматуры, нагревательных элементов, цеолита в период эксплуатации. Расчет характеристик цикла работы блоков очистки выполнен по методикам, изложенным выше. Экономические показатели рассчитывались после проверки выполнения неравенства (7.26).

Вычисления проведены для стандартного ряда баллонов в порядке возрастания их объема от 0,08 до 0,5 м³ при рабочих давлениях 3,5 и 7 МПа и температурах адсорбции 5, 10 и 15 °С; максимальная температура регенерирующего газа и температура конца нагрева приняты равными 400 и 200 °С.

На рис. 7.10 в качестве примера приведены результаты оптимизации автоматизированных блоков очистки при следующих условиях: рабочее давление 3,5 МПа, температура адсорбции 10 °С, допустимое сопротивление блока 20 кПа, стоимость электроэнергии 1,05 коп/(кВт·ч).

В результате расчетов установлено, что минимум приведенных затрат соответствует блокам очистки с адсорберами вме-

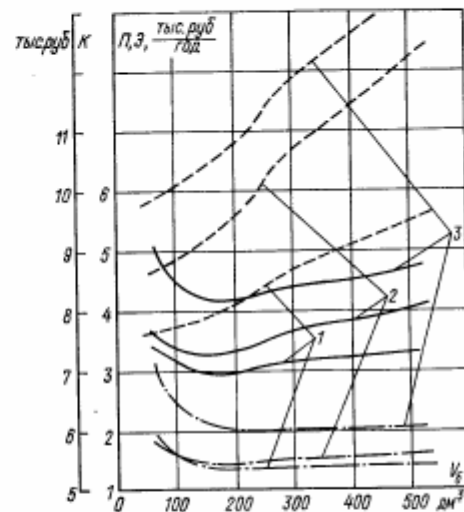


Рис. 7.10. Экономические показатели ряда автоматизированных блоков очистки для кислородных ВРУ различной производительности
1 — 1000 м³/ч; 2 — 1500 м³/ч; 3 — 2000 м³/ч; — — — приведенные затраты; — — — эксплуатационные расходы; — · — · — капитальные затраты

стимостью 160—250 дм³. Полная автоматизация увеличивает приведенные и капитальные затраты, главным образом за счет электроприводной арматуры, однако стоимость воздуходелительной установки возрастает не более чем на 3—4 %. В то же время автоматизация блока очистки улучшает работу установки в целом.

Более современные виды арматуры, например шаровые клапаны с пневматическим или электромагнитным приводом, позволяют осуществить полную автоматизацию блоков очистки практически без дополнительных капитальных затрат.