

Длина трубок

$$L_{\phi} = \frac{F_{\phi}}{\pi d_n} = \frac{25,45}{3,14 \cdot 0,01} = 810,5 \text{ м.}$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МНОГОПОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

2.1. Пластинчато-ребристые теплообменники

В многопоточных пластинчато-ребристых теплообменниках конструктивно просто осуществляется противоточный теплообмен между тремя или большим числом обменивающихся теплом потоков в больших интервалах температуры. Традиционный подход к расчету пластинчато-ребристых теплообменников (рис. 2.1) основывается на решении одномерной задачи стационарного теплообмена в продольном ребре прямоугольного профиля совместно с уравнениями теплоотдачи и тепловых балансов теплообменивающихся потоков.

Предполагается, что теплопроводность ребра изотропна, коэффициент теплоотдачи и температура омывающего потока постоянны по всей поверхности ребра, температура в основании ребра постоянна, контактное термическое сопротивление между ребром и несущей поверхностью равно нулю. Дифференциальное уравнение теплопроводности, описывающее распределение температуры вдоль ребра и полученное из уравнений теплового баланса для бесконечно малого элемента высотой dx , заключенного между плоскостями x и $x+dx$ и кривыми $\pm f(x)$, ограничивающими профиль ребра, имеет вид

$$2f(x) \frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{2f(x)}{dx} \cdot \frac{d\theta}{dx} - \frac{2\alpha}{\lambda} \theta = 0, \quad (2.1)$$

где θ — температурный напор между ребром и омывающей средой, $\theta = T_p - T$.

Обобщенная функция профиля $f(x)$ для продольных ребер записывается в виде

$$f(x) = \frac{\delta}{2} \left(\frac{x}{b} \right)^{1-2n}, \quad (2.2)$$

где b — высота ребра; δ — толщина ребра в основании.

Для ребра прямоугольного профиля $f(x) = \delta/2$ и из (2.1) следует

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{2\alpha}{\lambda\delta} \theta = 0 \quad (2.3)$$

либо

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0, \quad (2.4)$$

где $m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}$ — параметр ребра.

Уравнение (2.4) представляет собой обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, решение которого имеет вид

$$\theta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}. \quad (2.5)$$

Эффективность ребра определяется как отношение действительного теплового потока по ребру к теплому потоку при $\lambda \rightarrow \infty$

$$\eta = \frac{\int_0^b \theta(x) dx}{\theta_0 b} = \frac{1b \frac{mb}{2}}{mb/2}. \quad (2.6)$$

Граничными условиями для ребра пластинчато-ребристого теплообменника являются: $\theta = \theta_0$ при $x=0$, $\theta = \theta_b$ при $x=b$, $\theta_0 = T_{\text{вс}} - T$, $\theta_b = T_{\text{св}} - T$; $T_{\text{вс}}$, $T_{\text{св}}$ — температуры стенок теплообменника. Решение уравнения (2.4) в этих граничных условиях дает выражение для распределения температур в ребре

$$\theta = \frac{\theta_b \text{sh}(mx) + \theta_0 \text{sh}[m(b-x)]}{\text{sh}(mb)}. \quad (2.7)$$

Условно можно отнести часть длины ребра к одному потоку (стенке) и часть — к другому. Граница соответствует сечению, где равен нулю градиент температуры по длине ребра, т. е.

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{d}{dx} \frac{\theta_b \text{sh}(mx) + \theta_0 \text{sh}[m(b-x)]}{\text{sh}(mb)}. \quad (2.8)$$

Поэтому в пластинчато-ребристых теплообменниках нет определенного соотношения между поверхностями теплообмена потоков, оно зависит от условий теплообмена и изменяется по длине аппарата.

В результате дифференцирования выражения (2.8) и математических преобразований [59] определяется длина ребра, работающего на одну стенку,

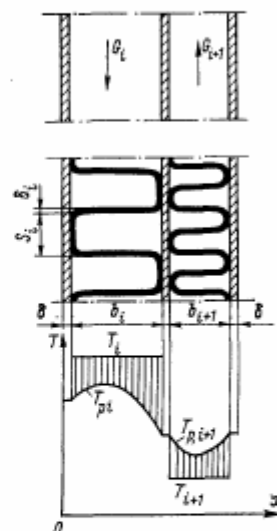


Рис. 2.1. Схема двух смежных каналов пластинчато-ребристого теплообменника и распределение температур

$$b_1 = \frac{b}{2} + \frac{b}{2m} \ln \frac{e^{mb} - \theta_b}{\theta_b e^{mb} - 1}. \quad (2.9)$$

В частности, из (2.9) следует, что в обычном двухпоточном теплообменнике при $\theta_b = \theta_0$, $\theta_i/\theta_0 = 1$, $b_1 = b/2$.

Определим среднинегративную разность температур потока и ребра

$$\bar{\theta} = \frac{1}{b} \int_0^b \theta(x) dx = \frac{1}{mb} [C_b [\exp(mb) - 1] - C_b [\exp(-mb) - 1]]. \quad (2.10)$$

Конвективный теплообмен в i -м канале n -поточного теплообменника описывается уравнением

$$dQ = \alpha_i (a_i \theta_{0i} + a_i \theta_{bi} + a_{pi} \bar{\theta}_i) f_i dx = G_i c_{pi} dT_i, \quad (2.11)$$

где a и a_p — площади поверхности пластин и ребер, приходящиеся на единицу свободного объема соответственно; f_i — живое сечение i -го канала.

Разрешая выражение (2.11) относительно производных, получим

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{\alpha_i}{w_i c_{pi}} (a_i \theta_{0i} + a_i \theta_{bi} + a_{pi} \bar{\theta}_i), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (2.12)$$

Для интегрирования системы (2.12) необходимо определение избыточных температур θ_{0i} , θ_{bi} , т. е. температур стенок, разделяющих каналы. Решение этой задачи эквивалентно нахождению постоянных интегрирования выражения (2.5).

По методике [37] постоянные интегрирования C_{0i} и C_{bi} находятся из решения системы линейных алгебраических уравнений, составленной на основании граничных условий:

$$\begin{aligned} C_{0i} \exp(m_i b_i) + C_{bi} \exp(-m_i b_i) - C_{0j} - C_{bj} = T_i - T_j, \\ C_{0i} (B_i + A_i) \exp(m_i b_i) - C_{bi} (B_i - A_i) \exp(-m_i b_i) - C_{0j} (B_j - A_j) + \\ + C_{bj} (B_j + A_j) = 0, \end{aligned} \quad (2.13)$$

где $j = i + 1$ (для n -поточного аппарата при $i = n$, $j = 1$);

$$B_i = \lambda m_i \frac{\delta_i}{S_i}; \quad A_i = \alpha_i \left(1 - \frac{\delta_i}{S_i}\right).$$

Отметим, что принятая в [59] схема определения избыточных температур на стенках из уравнений тепловых балансов стенок, записанных в виде

$$Q_{0i}^R + Q_{bi}^R = Q_{0, i+1}^R + Q_{b, i+1}^R. \quad (2.14)$$

приводит к более громоздким уравнениям. Здесь Q^R , Q^* — ко-

личества тепла, подведенные к стенке по ребру и конвекцией соответственно.

Таким образом, задача расчета и моделирования многопоточного пластинчато-ребристого теплообменника сводится к численному интегрированию уравнений (2.12) с граничными условиями (прямоток) либо двухточечными краевыми условиями (противоток) совместно с решением линейной системы (2.13) на каждом шаге интегрирования.

Отметим, что в приведенных выражениях продольная теплопроводность в стенке не учитывается и термическое сопротивление стенки принято пренебрежимо малым.

Задача расчета пластинчато-ребристых аппаратов при заданных типе и геометрических характеристиках поверхности теплообмена помимо определения площади поверхности теплообмена и гидравлического сопротивления включает в себя определение числа каналов для каждого теплоносителя и поиск рационального их распределения. Эта задача решается вариантными расчетами по описанному алгоритму.

В алгоритме [37], основанном на использовании выражений (2.11), (2.13), расчет аппарата выполняется в следующем порядке:

1. Вводятся исходные данные: температура потоков на холодном конце теплообменника T_{x1} ; температура прямого потока на теплом конце теплообменника T_{r1} ; давление потоков на холодном конце теплообменника p_{x1} ; массовые расходы потоков G_i ; массовая скорость прямого потока w_1 ; расстояние между пластинами b_i ; шаг оребрения S_i ; толщина ребра δ_i ; расстояние между прорезями H_i ; толщина разграничивающих пластин δ ; газовые постоянные потоков R_i ; теплопроводность материала аппарата λ ; коэффициент потерь в окружающую среду K ; интервал расчета (длина элементарного участка) ΔH ; число потоков n ; число узлов в таблице интерполяции физических свойств q ; число вариантов m ; число интервалов, через которое осуществляется печать промежуточных результатов m_1 .

2. Рассчитываются геометрические характеристики ребер i -го канала по формулам: площадь сечения ребра $f_i = H_i \delta_i$; периметр ребра $u_i = 2(H_i + \delta_i)$; гидравлический диаметр

$$d_i = \frac{2(b_i - \delta_i)(S_i - \delta_i)}{S_i + b_i + 2\delta_i};$$

скорости потоков

$$w_i = w_1 \frac{G_i S_i}{G_1 S_1} \cdot \frac{(b_1 - \delta_1)(S_1 - \delta_1)}{(b_i - \delta_i)(S_i - \delta_i)}.$$

3. Определяется фиктивная скорость прямого потока

$$w_1^* = w_1 [1 + K(300 - T_1)].$$

Температура окружающей среды принята равной 300 К.

4. Вычисляется средняя температура металла $T_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i$.
5. Рассчитываются теплофизические свойства с помощью линейной интерполяции.
6. Находятся числа Рейнольдса по периметру

$$Re_{ni} = Re_i \frac{w_i}{d_i}$$

и числа St, ζ по формулам (2.46) — (2.51).

7. Определяются удельный объем

$$v_i = \frac{z_i R_i T_i}{p_i},$$

гидравлическое сопротивление

$$\Delta p_i = \zeta_i \frac{w_i^2 v_i}{2} \cdot \frac{\Delta H}{d_i},$$

давление на следующем элементарном участке $p_j = p_i + \Delta p_i$, число Прандтля $Pr_i = \frac{\mu_i c_{pi}}{\lambda_i}$.

8. Рассчитываются коэффициент теплоотдачи $\alpha_i = w_i c_{pi} St_i$ и параметр ребра

$$m_i = \sqrt{\frac{\alpha_i u_i}{\lambda_i}}.$$

9. Определяются величины:

$$B_i = \lambda m_i \frac{\delta_i}{S_i}; \quad A_i = \alpha_i \left(1 - \frac{\delta_i}{S_i}\right);$$

$$(B_i + A_i) \exp(m_i b_i); \quad (B_i - A_i) \exp(-m_i b_i).$$

10. Решается алгебраическая система линейных уравнений для определения постоянных интегрирования C_{oi} , C_{bi} .

11. Рассчитывается приращение температуры потока на участке ΔH

$$\Delta T_i = \frac{\alpha_i \Delta H}{c_{pi} w_i} \cdot \frac{1}{b_i - \delta_i (1 + b_i/S_i)} \left\{ C_{oi} [\exp(m_i b_i) + 1] + \right.$$

$$+ C_{bi} [\exp(-m_i b_i) + 1] + \frac{2}{m_i S_i} \left(1 + \frac{\delta_i}{H_i}\right) (C_{oi} [\exp(m_i b_i) - 1] -$$

$$\left. - C_{bi} [\exp(-m_i b_i) - 1]) \right\}.$$

12. Определяются температуры на следующем элементарном участке.

13. Рассчитывается длина теплообменника.

14. Если теплый конец теплообменника не достигнут, вычисления продолжают с п. 4.

15. Рассчитывается суммарное поперечное сечение теплообменника

$$S = \frac{G_2 S_1 (\pi \delta + \Sigma b_i)}{w_1 (b_1 - \delta_1) (S_1 - \delta_1)},$$

объем теплообменника $V = SH$.

16. Вводятся исходные данные w_1 , b_i , H_i , S_i для расчета следующего варианта, и расчет повторяется с п. 2.

17. Если исходные данные исчерпаны, расчет окончен.

Результатами расчета являются: длина, площадь поперечного сечения и объем пакета теплообменника, температуры и давления потоков на теплом конце аппарата, а также профили температуры и давления потоков по длине теплообменника.

Для упрощения программы расчет теплофизических свойств потоков: удельной теплоемкости, вязкости, теплопроводности и сжимаемости — осуществляется линейной интерполяцией при

средней по сечению температуре $\bar{T} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i$. Внешние теплопритоки в описанном алгоритме рассматриваются как равноценные увеличению расхода (или скорости) прямого потока, т. е.

$$w_1^* = w_1 + \Delta w. \quad (2.15)$$

Величина Δw пропорциональна разности температур окружающей среды и текущей температуры потока,

$$\Delta w = w_1 K (T_{o,c} - T_1), \quad (2.16)$$

где K — константа, характеризующая теплопритоки из окружающей среды.

Для определения K используется отношение притока тепла для среднего сечения к тепловой нагрузке аппарата

$$\frac{Q_{o,c}}{Q} = \frac{w_{cp}}{w_1} = K (T_{o,c} - T_{1cp}),$$

откуда

$$K = \frac{Q_{o,c}}{Q} \cdot \frac{1}{T_{o,c} - T_{1cp}}. \quad (2.17)$$

Отношение $Q_{o,c}/Q$ для данного аппарата зависит от качества изоляции.

Недостатком описанного алгоритма является применение метода Эйлера для расчета текущих температур, что требует малого шага по длине аппарата. Применение более совершенных методов интегрирования (см. § 1.1) может существенно уменьшить время вычислений.

Реверсивные пластинчато-ребристые теплообменники. Пластинчато-ребристые теплообменники используются в воздухо-разделительных установках низкого давления для одновременного охлаждения и очистки исходного газа. Целесообразно их

применение в установках для производства чистых продуктов вместо регенераторов с насыпной насадкой.

В аппаратах этого типа сжатый воздух охлаждается чистыми обратными потоками. Во время охлаждения из воздуха вымораживаются пары воды и диоксид углерода. Через заданное время прямой и обратный потоки переключают. Обратный поток одновременно с нагревом возгоняет примеси, отложившиеся из прямого потока. Так как отложившиеся в каналах прямого потока примеси увеличивают гидравлическое сопротивление теплообменника, время переключения определяется допустимым перепадом давления на обратном потоке и составляет обычно 10—30 мин.

Продолжительность рабочей кампании установки определяется качеством очистки воздуха, поступающего в блок разделения. Поэтому необходимо, чтобы все примеси, вымороженные в аппарате, возгонялись обратным потоком.

Реверсивный теплообменник не забивается, если на любом участке длины аппарата количество примесей, вымораживающихся в единицу времени, не больше количества, которое может быть сублимировано, т. е. соблюдается условие

$$\Delta C_n V_n \leq \Delta C_o V_o, \quad (2.18)$$

где ΔC_n , ΔC_o — изменения концентраций примесей в прямом и обратном потоках; V_n , V_o — расходы прямого и обратного потоков.

Анализ теплообмена в ребре пластинчато-ребристого теплообменника при совместном тепло- и массообмене в омывающем ребро потоке выполнен в работе [19].

В предположении, что количество теплоты, воспринимаемой и отдаваемой пленкой жидкости, пренебрежимо мало по сравнению со скрытой теплотой испарения, получено следующее дифференциальное уравнение распределения температур в ребре

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = \frac{\alpha u}{\lambda f} \left(1 + \frac{\beta r}{\alpha} b\right) \theta + \frac{\alpha u}{\lambda f} \cdot \frac{\beta r}{\alpha} (a + bt_2) (\varphi - 1). \quad (2.19)$$

При отсутствии массоотдачи ($\beta r = 0$) уравнение (2.19) легко преобразуется в дифференциальное уравнение теплопроводности ребра (2.4).

При $\varphi = 1$, что соответствует конденсации и испарению в поток насыщенного газа, второй член правой части уравнения (2.19) обращается в нуль. Таким образом, уравнение (2.19) справедливо как для конвективного теплообмена, так и для совместного процесса тепло- и массоотдачи. Обозначим

$$m^2 = \frac{\alpha u}{\lambda f} \left(1 + \frac{\beta r}{\alpha} b\right);$$

$$K = \frac{\alpha u}{\lambda f} \cdot \frac{\beta r}{\alpha} (a + bt_2) (\varphi - 1);$$

тогда уравнение (2.19) примет вид

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta - K = 0. \quad (2.20)$$

Это линейное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, решение которого в общем виде

$$\theta = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx) - \frac{K}{m^2}. \quad (2.21)$$

При выводе уравнения (2.19) было сделано допущение о линейной зависимости влагосодержания газа в состоянии насыщения от температуры, $x''(t) = a + bt$.

Зависимости для определения постоянных интегрирования симметричного ребра можно найти в [19].

2.2. Матричные теплообменники

В матричных теплообменниках применяются два типа теплопроводящих элементов: тканые металлические сетки и перфорированные пластины, которые приблизительно могут рассматриваться как поперечные ребра, расположенные в каналах, омываемых теплоносителями. Поэтому основные принципы расчета матричных аппаратов аналогичны рассмотренным выше для пластинчато-ребристых теплообменников.

Отличительными особенностями матричных аппаратов являются высокое термическое сопротивление многослойной стенки, разделяющей каналы, существенно различная теплопроводность стенки и ребра, наличие продольного теплового потока в стенке (в некоторых конструкциях аппаратов).

Для расчета матричных теплообменников необходимы зависимости, описывающие температурные поля в матричных элементах, образующих теплообменную поверхность, и эффективность оребрения. Характер температурных полей элементов зависит как от типа элемента, так и взаимного расположения каналов в аппарате. Основными вариантами расположения каналов являются (рис. 2.2) параллельное расположение прямоугольных каналов; шахматное расположение квадратных каналов; концентрическое расположение круглых каналов.

Обобщенное уравнение теплопроводности для ребер-шипов произвольного профиля имеет вид

$$f(x) \frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{d}{dx} [f^2(x)] \frac{d\theta}{dx} - \frac{2\alpha}{\lambda} f(x)\theta = 0, \quad (2.22)$$

где $f(x)$ — функция, описывающая профиль ребра.

Уравнение (2.22) является дифференциальным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами и решается с помощью почленного сравнения с уравнением Бесселя.

При шахматном расположении квадратных каналов холодных и теплых потоков единичная проволока сетки может

в достаточно близком приближении рассматриваться как цилиндрический шип.

Для цилиндрического шипа с диаметром d

$$f(x) = \frac{d}{2}, \quad f''(x) = \frac{d^2}{4}, \quad \frac{d}{dx} \{f''(x)\} = 0$$

и

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0, \quad (2.23)$$

где $m = \sqrt{4\alpha/(\lambda d)}$.

Так как уравнение (2.23) идентично (2.4), для цилиндрического шипа справедливы зависимости, приведенные выше для

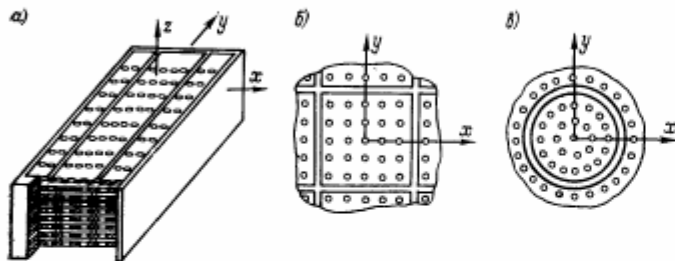


Рис. 2.2. Схемы матричных теплообменников из перфорированных пластин: а — параллельное расположение прямоугольных каналов; б — шахматное расположение квадратных каналов; в — концентрическое расположение каналов

ребра прямоугольного профиля, отличие заключается лишь в выражении для параметра ребра.

Получаемое аналогичным образом выражение для m шипа с прямоугольным поперечным сечением размерами $a_1 \times a_2$ имеет вид

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha(a_1 + a_2)}{\lambda a_1 a_2}} = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda A}}. \quad (2.24)$$

Это наиболее общее выражение для m , все приведенные выражения для параметров ребер являются его частными случаями.

Уравнение стационарного температурного поля перфорированного ребра (рис. 2.3), справедливое при малых отношениях диаметра отверстий d к шагу перфорации вдоль ребра t_1 , имеет вид [33]

$$\frac{d^2 z}{dx^2} + \Phi(x) z = 0, \quad (2.25)$$

где

$$\Phi(x) = -\frac{1}{2} (\ln h)' - \frac{1}{4} (\ln h)'' - \frac{2\alpha}{\lambda \delta} \left[1 + \frac{\alpha_1 \delta}{2\alpha h} \sqrt{1+h^2} \right];$$

α , α_1 — коэффициенты теплоотдачи боковой поверхности и поверхности отверстий; $h(x) = \frac{t_1}{2}$ либо $h(x) = \frac{t_1}{2} - \sqrt{xd - x^2} = \frac{t_1}{2} - Y$.

После преобразований получим

$$\Phi(x) = -\frac{2\alpha}{\lambda \delta} - \frac{1}{Y(t_1 - 2Y)} \left[\left(1 + \frac{\alpha_1 d}{\lambda} \right) + \frac{1}{Y} \left(\frac{d^2}{4Y} - 1 \right) \left(1 - \frac{Y}{t_1 - 2Y} \right) \right]. \quad (2.26)$$

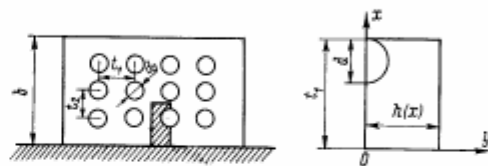


Рис. 2.3. Схема перфорированного ребра и его элемента

Краевые условия: $z(0) = (T - T_{г0}) \sqrt{t_1/2} = a$; $z(b) = (T - T_{гb}) \sqrt{t_1/2} = b$.

В связи с громоздкостью аналитического решения уравнения (2.25) его целесообразно решать численно с помощью следующего разностного метода. Интервал $0 \leq x \leq b$ разобьем на N равных интервалов с постоянным шагом $x_k - x_{k-1} = \Delta x$. Тогда уравнение (2.25) с аппроксимацией второго порядка относительно Δx переходит в следующее:

$$\frac{z_{k-1} - 2z_k + z_{k+1}}{\Delta x^2} + \Phi_k z_k = 0, \quad (2.27)$$

$k = 1, 2, 3, \dots, N-1$ и $z_0 = a$; $z_N = b$.

Исключая граничные точки с помощью краевых условий, получим:

$$\frac{-2z_1 + z_2}{\Delta x^2} + \frac{a}{\Delta x^2} + \Phi_1 z_1 = 0, \quad k = 1;$$

$$\frac{z_{k-1} - 2z_k + z_{k+1}}{\Delta x^2} + \Phi_k z_k = 0, \quad k = 2, 3, \dots, N-2; \quad (2.28)$$

$$\frac{-2z_{N-1} + z_{N-2}}{\Delta x^2} + \frac{b}{\Delta x^2} + \Phi_{N-1} z_{N-1} = 0, \quad k = N-1.$$

После преобразований система (2.28) приводит к трехдиагональной системе линейных алгебраических уравнений, которая решается методом прогонки.

Параметр перфорированного ребра также может быть определен по формуле (2.24). При равном шаге отверстий вдоль и поперек ребра и одинаковом коэффициенте теплоотдачи на всей поверхности ребра

$$P = 2 - \frac{\pi d}{t} \left(\frac{d}{2} - \delta \right); \quad (2.29)$$

$$A = \delta \left(\frac{2t}{\sqrt{t^2 - d^2}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{t+d}{t-d}} + \frac{t-d}{t} - \frac{\pi}{2} \right)^{-1}, \quad (2.30)$$

где d — диаметр отверстия перфорации; t — шаг перфорации; δ — толщина перфорированной пластины.

При шахматном расположении каналов теплообменника температурное поле перфорированного элемента является двумерным и симметричным. В предположении, что изотермы температурного поля параллельны сторонам канала, в работе [45] получена следующая зависимость для определения эффективности такого ребра:

$$\eta = \frac{2}{mb/2} \cdot \frac{J_0(mb/2)}{J_1(mb/2)}, \quad (2.31)$$

где J_0, J_1 — модифицированные функции Бесселя.

Аналогичный вид имеет зависимость для η поверхности, расположенной в канале с круглым поперечным сечением, в которую вместо b подставляется диаметр канала d .

Сопоставление расчетной и экспериментальной эффективности ребер по данным [45] показано на рис. 2.4.

Приведенные выше выражения получены в предположении постоянной температуры омывающего потока в поперечном сечении канала теплообменника, т. е. полного перемешивания потока в пространстве между теплопроводящими элементами.

В работах [45, 87] выполнен анализ процесса в теплообменнике на основе модели, в соответствии с которой перемешивание потока в поперечном сечении канала отсутствует и разность температур потока и ребра неизменна. В этом случае выражения для эффективности ребер существенно упрощаются:

стержневое ребро

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{m^2 (b/2)^2}{3}}; \quad (2.32)$$

шахматное расположение каналов

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{m^2 (b/2)^2}{6}}; \quad (2.33)$$

каналы круглого сечения

$$\eta = \frac{1}{1 + m^2 R^2/6}. \quad (2.34)$$

Выражения для параметров и эффективностей ребер (2.24), (2.32)—(2.34) позволяют определять коэффициент теплопередачи по формулам вида (1.32) и рассчитывать двухпоточные матричные теплообменники по стандартным методикам § 1.1.

Очевидно, что в реальном аппарате имеет место промежуточное между двумя предельными (полное перемешивание, полное вытеснение) распределение температур. При расчете аппа-

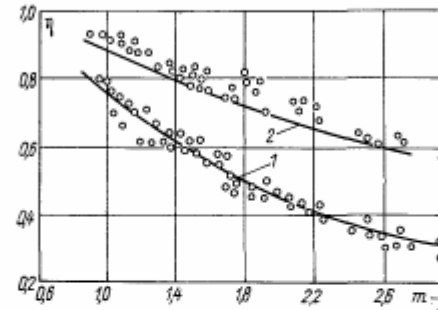


Рис. 2.4. Эффективность перфорированных ребер
1 — при параллельном расположении каналов; 2 — при шахматном расположении каналов; \circ — экспериментальные значения

ратов по предельным моделям площади поверхностей теплообмена отличаются незначительно, но вторая модель обеспечивает некоторый запас поверхности вследствие меньшей $\bar{\theta}$.

Конвективный теплообмен в i -м канале матричного теплообменника при полном перемешивании газа описывается уравнением

$$dQ_i = G_i dh_i = \alpha_i [dF_{ст i} (\theta_{0 i} + \theta_{0 i}) + dF_p \bar{\theta}_i]. \quad (2.35)$$

Полагая $dF_{ст} = a_{ст} dl$, $dF_p = a_p dl$ и разрешая (2.35) относительно производной, запишем

$$\frac{dh_i}{dl} = \frac{\alpha_i}{G_i} [a_{ст i} (\theta_{0 i} + \theta_{0 i}) + a_p \bar{\theta}_i], \quad (2.36)$$

где $a_{ст}$, a_p — площади поверхности стенки и ребра, приходящиеся на единицу длины (высоты) теплообменника.

Для аппарата, элемент которого показан на рис. 2.5, $a_{ст} = \delta_{ст} L/H$; $a_p = a_0 b L$. Здесь a_0 — площадь поверхности ребра в единице объема.

Подставляя выражения для $a_{сг}$ и a_p в (2.36) и заменяя избыточную температуру $\Theta = T - T_p$ температурами газа T и ребра T_p , получим систему уравнений, описывающую одномерную задачу теплообмена в аппарате с числом каналов n ,

$$\frac{dh_i}{dl} = \frac{\alpha_i (-1)^i L_i}{G_i} \left[\frac{\delta_{пр}}{H} (2T_i - T_{гел} - T_{p, \delta i}) + a_p (b_i T_i - \int_0^{\delta} T_{p, i}(x) dx) \right], \quad i=1, 2, \dots, n. \quad (2.37)$$

Для интегрирования системы (2.37) необходимо определить температуры стенок канала T_{p0} , $T_{p\delta}$ и рассчитать профиль тем-

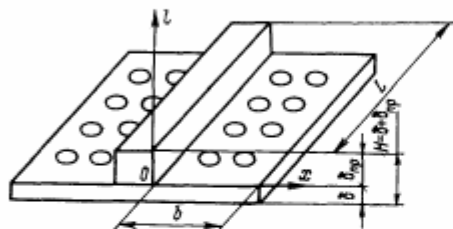


Рис. 2.5. Элемент матричного теплообменника

пературы в ребре $T_p(x)$. Температурное поле в перфорированном ребре, определяемое уравнением (2.25), находится по формулам (2.26), (2.28).

Краевыми условиями для уравнения (2.25) являются температуры стенок канала, которые в достаточно близком приближении могут быть определены решением одномерного уравнения теплопроводности для плоской стенки, имеющего вид

$$T = B_1 x + B_2. \quad (2.38)$$

Подстановка в (2.38) граничных условий третьего рода приводит к выражению для распределения температур в плоской стенке

$$T = T_{г1} - \frac{T_{г1} - T_{г2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \left(\frac{x}{\delta} + \frac{1}{\alpha_1} \right), \quad (2.39)$$

где $T_{г1}$, $T_{г2}$ — температуры газа с левой и правой стороны разделяющей стенки.

Многопоточный теплообменный аппарат описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений вида (2.37)

с двухточечными краевыми условиями (противоток) либо граничными условиями (прямоток). В общем виде

$$\frac{dh}{dy} = f(h, y); \quad (2.40)$$

$$h_i(0) = h_{0i}, \quad i=1, 2, \dots, p; \quad (2.41)$$

$$h_i(H) = h_{Hi}, \quad i=1, 2, \dots, n-p, \quad (2.42)$$

где n — число каналов; i — номер канала прямого потока; j — номер канала обратного потока.

В случае противотока краевыми условиями являются $h_j(0)$, $j=1, \dots, p$ (нижнее сечение) и $h_i(H)$, $i=1, 2, \dots, n-p$ (верхнее сечение).

Для криогенных установок наиболее типичен случай, когда заданы температуры (энтальпии) обратных потоков на холодном конце аппарата $h_j(0)$ и требуется охладить прямой поток до энтальпии $h(0)$. В этом случае задачу расчета аппарата (определения площади поверхности или длины) можно представить в виде

$$\min f = \sum_{i=1}^{n-p} |h_i(H) - \hat{h}_i(H)| \quad (2.43)$$

при условии

$$\varphi: h(0) - \frac{1}{n-p} \sum_{i=1}^{n-p} \hat{h}_i(0) = 0.$$

Задача (2.43) — это задача на условный экстремум с ограничением в виде равенства. Так как минимальное значение f^* в исходной задаче известно, она эквивалентна безусловной минимизации $[(f - f^*)^2 + \varphi^2]$, и так как $f^* = 0$, то исходная задача заменяется следующей

$$\min (f^2 + \varphi^2). \quad (2.44)$$

Опыт вычислений показал, что задача минимизации в сформулированном методе решения краевых задач для обыкновенных дифференциальных уравнений эффективно решается прямым поиском Хука—Дживса.

Структура алгоритма решения задачи (2.44), реализованного авторами, приведена на рис. 2.6.

Модель матричного теплообменника для случая полного вытеснения теплоносителей и периодического распределения потоков по каналам, полученная в работе [13], приводит к квазилинейной системе обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\frac{dT}{dx} = (DB_1^1 A_1^{-1} B_1) T, \quad (2.45)$$

где

$$T = \{T_1, T_2, \dots, T_n\}^T;$$

$$A_1 = \begin{pmatrix} -c_1 & b_1 & 0 & \dots & 0 & a_1 \\ a_2 & -c_2 & b_2 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_n & 0 & 0 & \dots & a_n & -c_n \end{pmatrix};$$

$$B_1 = \begin{pmatrix} -1 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -1 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & 0 & 0 & \dots & -1 \end{pmatrix};$$

$$D = \begin{pmatrix} \frac{1}{w_1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{1}{w_2} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \frac{1}{w_n} \end{pmatrix};$$

$$a_i = \frac{1}{\alpha_i S_i l_i} - \frac{l_i}{6\lambda_i^{(1)} f^{(1)}};$$

$$b_i = \frac{1}{\alpha_{i+1} S_{i+1} l_{i+1}} - \frac{l_{i+1}}{6\lambda_{i+1}^{(1)} f^{(1)}};$$

$$c_i = \frac{1}{\alpha_i S_i l_i} + \frac{1}{\alpha_{i+1} S_{i+1} l_{i+1}} + \frac{l_i}{3\lambda_i^{(1)} f^{(1)}} + \frac{l_{i+1}}{3\lambda_{i+1}^{(1)} f^{(1)}} + \frac{\delta_i}{\lambda^{(2)} f^{(2)} + \lambda^{(3)} f^{(3)}};$$

w_i — водяной эквивалент теплоносителя в i -м канале, приходящийся на единицу ширины канала; $S_i l_i$ — площадь поверхности i -го канала; $\lambda_i^{(1)}$ — эффективная теплопроводность в направлении оси металлических пластин в i -м канале чередования (с учетом перфорации); $\lambda^{(2)}$ — теплопроводность прокладки в направлении оси y ; $\lambda^{(3)}$ — теплопроводность клея; $f^{(1)}$ — суммарная толщина металлических пластин на единице длины теплообменника; $f^{(2)}$ — суммарная толщина прослоек клея на единице длины теплообменника; $f^{(3)}$ — суммарная толщина полимерных прокладок на единице длины теплообменника; λ — теплопроводность металлических пластин на участках, разделяющих каналы.

Уравнения (2.45) легко обобщаются на неперриодическое распределение потоков по каналам, а в частном случае двухпоточного теплообменника приводят к выражению (2.32). Как и в (2.40), крайние условия к системе (2.45) определяются конкретными задачами расчета аппаратов.

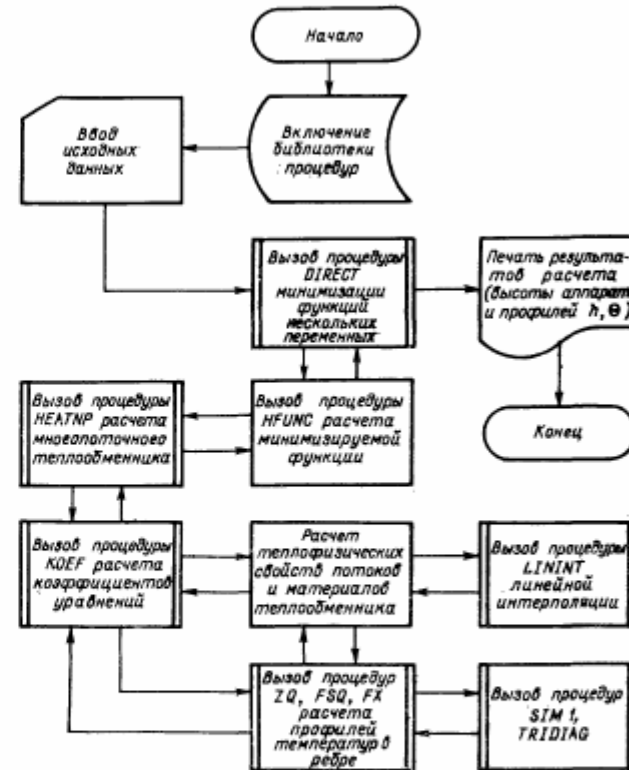


Рис. 2.6. Алгоритм расчета многоточечных матричных теплообменников

2.3. Теплообменные и гидравлические характеристики пластинчато-ребристых и матричных аппаратов

В криогенной технике нашли применение компактные пластинчато-ребристые теплообменники, поверхности которых образованы гладкими или прерывистыми ребрами, с прямоугольным или треугольным поперечным сечением канала (рис. 2.7).

Среди них наиболее эффективны пластинчатые поверхности с прерывистыми ребрами. Основными геометрическими характеристиками поверхности являются: длина ребра l , толщина ребра δ , шаг оребрения S и расстояние между прорезями h , каждая из которых влияет на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. В результате обработки опытных данных по теплоотдаче в пластинчатых поверхностях с прерывистыми ребрами получена зависимость [36]

$$St Pr^{2/3} = 0,24 \sqrt[3]{\frac{d_s}{S} \left(1 + 0,2 \frac{h(S+l)}{Sl}\right)} Re_m^{-0,38}, \quad (2.46)$$

где $Re_m = Re \cdot u/d$.
Уравнение (2.46) может быть записано в форме

$$St Pr^{2/3} = 0,24 \sqrt[3]{\frac{d_s}{S} \left(1 + 0,2 \frac{h(S+l)}{Sl}\right) \left(\frac{2(h+\delta)}{d_s}\right)^{-0,38}} Re^{-0,38}, \quad (2.47)$$

где Re — число Рейнольдса, вычисленное по эквивалентному диаметру d_s .



Рис. 2.7. Схемы пластинчатых поверхностей: а, б — с гладкими ребрами; в — с прерывистыми ребрами

Пластинчатые поверхности с гладкими непрерывными ребрами, значительно отличающиеся высотой ребра и шагом оребрения, имеют хорошо согласующиеся между собой гидравлические характеристики $f_{гд} = \varphi(Re)$. На основе данных [40] получены уравнения для коэффициентов сопротивления поверхностей с гладкими ребрами:

$$f_{гд} = 11,7 Re^{-0,92} \quad \text{при} \quad 500 < Re < 1800; \quad (2.48)$$

$$f_{гд} = 0,078 Re^{-0,25} \quad \text{при} \quad 1800 < Re < 10\,000. \quad (2.49)$$

В предположении, что полный коэффициент гидравлического сопротивления представляет собой сумму коэффициента сопротивления гладкой поверхности $f_{гд}$ и коэффициента «местного» сопротивления за счет прорезей $f_{пр}$, получены формулы [36]

$$f = 11,7 Re^{-0,92} + A Re^{-0,17} \quad \text{при} \quad 500 < Re < 1800; \quad (2.50)$$

$$f = 0,078 Re^{-0,25} + A Re^{-0,17} \quad \text{при} \quad 1800 < Re < 10\,000, \quad (2.51)$$

где $A = \varphi\left(\frac{h}{\delta} \sqrt{\frac{S}{l}}\right)$.

Зависимость $A = \varphi\left(\frac{h}{\delta} \sqrt{\frac{S}{l}}\right)$ в широких пределах изменения геометрического комплекса (4—72) аппроксимирована полным второй степени [37]

$$A = 0,52 \cdot 10^{-3} \frac{S}{l} \left(\frac{h}{\delta}\right)^2 - 0,0306 \frac{h}{\delta} \left(\frac{S}{l}\right)^{0,6} + 0,52. \quad (2.52)$$

Эффективным способом интенсификации конвективного теплообмена в пластинчато-ребристых теплообменниках является нанесение на поверхности теплообмена тонких шероховатых покрытий из лака «Криоген» с мелкодисперсным наполнителем или без него, имеющих высокую прочность при криогенных температурах.

Результаты экспериментального исследования пластинчато-ребристых поверхностей с гладкими прямыми непрерывными ребрами и прерывистыми ребрами (табл. 2.1) представлены в работе [24] и аппроксимированы зависимостями

$$f = A Re^a; \quad (2.53)$$

$$St Pr^{2/3} = B Re^b. \quad (2.54)$$

Таблица 2.1

Характеристики поверхностей теплообмена

№ пп.	Тип оребрения	Характеристики поверхности		Характеристики шероховатости			Покрытие
		a_0 , м ² /м ³	d_s , мм	δ , мкм	$\frac{R_{cp}}{d_s}$	$\frac{t_{cp}}{R_{cp}}$	
1	Гладкие ребра, каналы прямоугольного сечения	978	4,09	27	0,0283	11,4	Лак с наполнителем
2	То же	1151	3,47	33	0,0269	11,3	То же
3	Гладкие ребра, каналы треугольного сечения	2007	1,99	20	0,0061	20,5	Чистый лак
4	То же	2478	1,61	16	0,0051	18,6	То же
5	Прерывистые ребра, каналы прямоугольного сечения	1247	3,20	22	0,00193	20,5	»

Значения коэффициентов в выражениях (2.53), (2.54) для поверхностей без покрытия и с покрытием представлены в табл. 2.2.

Основными характеристиками шероховатости покрытия являются относительная средняя высота бугорков шероховатости R_{cp}/d_s и относительный средний шаг бугорков t_{cp}/R_{cp} .

Наибольшее увеличение коэффициента теплоотдачи — в 1,92 раза — наблюдается при двух слоях покрытия с $R_{cp}/d_s = 0,0283$, $t_{cp}/R_{cp} = 11,4$ поверхности с гладкими ребрами (1 в табл. 2.1). На поверхностях с прерывистыми ребрами получено незначительное увеличение коэффициента теплоотдачи при большом росте коэффициента гидравлического сопротивления.

Сравнительные расчеты аппаратов показали, что максимальное уменьшение объема аппарата — в 1,75 раза — достигается на поверхности типа 1 при указанных выше характеристиках шероховатости для $Re = 1400$ [24].

Результаты исследования теплообмена в аппаратах из перфорированных пластин толщиной 0,5 мм с диаметром отверстий 0,9 мм и шагом 1,4 мм в пределах $a_0 = 1167-2263$ м²/м³, $\varepsilon = 0,63-0,82$, $Re = 200-3000$ аппроксимированы зависимостью [51]

$$St Re^{2/3} = 1,2 Re^{-0,62}, \quad (2.55)$$

где числа St , Re рассчитаны по скорости газа в отверстиях пластины, а в качестве характерного размера принят диаметр отверстий перфорации. Эффективность поверхности теплообмена определяли по формуле (2.33), где пара-

метр ребра $m = \sqrt{\frac{\alpha_0}{\lambda S_{\text{эф}}}}$; $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь поперечного сечения.

Описанные в работе [23] экспериментальные исследования позволили установить характеристики теплообмена и сопротивления в теплообменных матрицах из перфорированных пластин с круглой, квадратной и щелевой перфорацией. Размеры отверстий составляли $d = 0,6 \div 1,35$ мм при одинаковом шаге в двух направлениях, пористость $\epsilon = 0,27 \div 0,35$. Ширина щели изменялась в диапазоне $a = 0,5 \div 2$ мм при $\epsilon = 0,477 \div 0,5$. Толщина пластин $\delta = 0,155 \div 0,29$ мм, зазор между ними $\delta_{\text{зп}} = 0,11 \div 0,9$ мм.

Установлено, что интенсивность теплообмена в матрицах со смещением пластин не зависела от зазора между ними при $0,18 < \delta_{\text{зп}}/d < 0,667$ для круг-

Таблица 2.2

Коэффициенты уравнений (2.53), (2.54)

№ пп.	Гидравлические характеристики			Тепловые характеристики		
	Re	A	a	Re	B	b
1	370—2500	8,17	—0,802	200—1400	0,409	—0,636
	2500—25 000	0,0665	—0,188	1400—4500	0,00844	—0,0992
	—	—	—	4500—22 000	0,0280	—0,242
	370—650	8,17	—0,802	200—550	0,409	—0,636
2	650—16 000	0,0517	—0,0226	550—2700	0,00876	—0,0288
	—	—	—	2100—20 000	0,0291	—0,183
	200—1700	7,03	—0,832	230—1700	0,215	—0,551
	1700—22 000	0,0602	—0,188	1700—3200	0,00075	0,209
3	—	—	—	3200—20 000	0,0174	—0,179
	200—1300	7,03	—0,832	230—1350	0,215	—0,551
	—	—	—	1350—3000	0,00118	0,171
	1300—19 000	0,0602	—0,188	3000—15 000	0,0128	—0,125
4	130—1600	13,9	—0,941	350—1600	0,229	—0,561
	1600—9500	0,094	—0,260	1600—8000	0,0189	—0,225
	100—1200	7,68	—0,817	350—1100	0,229	—0,561
	1200—8000	0,0963	—0,201	1100—6500	0,0159	—0,178
5	120—1400	12,1	—0,922	800—1600	0,436	—0,645
	1400—8000	0,0594	—0,194	1600—6000	0,0104	—0,139
	160—850	5,82	—0,756	850—4000	0,1035	—0,128
	850—5000	0,0972	—0,149	850—4000	0,1035	—0,128
6	500—1800	1,16	—0,424	400—2300	0,0232	—0,101
	1800—22 000	0,185	—0,183	2300—19 000	0,146	—0,337
	500—950	1,16	—0,424	400—2500	0,0232	—0,101
	950—1700	0,185	—0,183	2500—15 000	0,109	—0,300
7	1700—13 000	0,13	—0,145	1500—11 000	0,0438	—0,189
	250—1050	5,24	—0,65	1000—9000	0,0413	—0,173
	1050—12 500	0,142	—0,13	1000—9000	0,0413	—0,173

лой и квадратной перфорации и в пределах $0,075 < \delta_{\text{зп}}/a < 1,1$ для щелевой перфорации.

Получены следующие зависимости, позволяющие рассчитывать коэффициенты теплоотдачи: для матриц с круглой и квадратной перфорацией при $70 < Re < 2100$

$$Nu = 0,2Re^{0,64}; \quad (2.56)$$

для матриц со щелевой перфорацией при $30 < Re < 1600$

$$Nu = 0,22Re^{0,69}. \quad (2.57)$$

Результатами обобщения данных по гидравлическому сопротивлению при $Re > 100$ являются зависимости: для матриц с круглой и квадратной перфорацией при $0,11 < \delta_{\text{зп}}/d < 1,1$

$$\zeta = \zeta_1 [1 + 0,08 (\delta_{\text{зп}}/d)^{-0,8}]; \quad (2.58)$$

для матриц со щелевой перфорацией при $0,075 < \delta_{\text{зп}}/a < 1,1$

$$\zeta = \zeta_1 [1 + 0,18 (\delta_{\text{зп}}/a)^{-1,58}], \quad (2.59)$$

где ζ_1 — коэффициент сопротивления одиночной пластины, определяемый по справочнику [20]. Рекомендуется использовать матрицы с $\delta_{\text{зп}}/d \approx 0,3$, $\delta_{\text{зп}}/a \approx 0,5$.

В матрицах без смещения пластин зазор между пластинами влияет как на интенсивность теплообмена, так и на гидравлическое сопротивление.

Для матриц с круглой перфорацией при $0,11 < \delta_{\text{зп}}/d < 1$ и $Re = 200 \div 1000$

$$Nu = 0,065 Re^{0,74} (\delta_{\text{зп}}/d)^{0,21}; \quad (2.60)$$

при $0,22 < \delta_{\text{зп}}/d < 1$ и $Re > 200$

$$\zeta = 0,78 (\delta_{\text{зп}}/d)^{0,5}; \quad (2.61)$$

для матриц со щелевой перфорацией при $0,075 < \delta_{\text{зп}}/a < 0,88$ и $Re = 200 \div 1400$

$$Nu = 0,045 Re^{0,87} (\delta_{\text{зп}}/a)^{0,5}; \quad (2.62)$$

$$\zeta = 0,44 (\delta_{\text{зп}}/a)^{0,72}. \quad (2.63)$$

В выражениях (2.56)—(2.63) $Nu = \alpha d/\lambda$; $Re = wd/\nu$; w — скорость в отверстии. В качестве определяющего размера в выражениях (2.55)—(2.63) принимали эквивалентный диаметр отверстий перфорации, который для пластины с круглой перфорацией равен d , а для пластины со щелевой перфорацией $d_0 = aA/(a+A)$, где a — ширина щели; A — длина щели.

Данные по теплоотдаче при обтекании газом сетчатых поверхностей относятся в основном к насадкам регенераторов и зачастую противоречивы. Некоторые зависимости по теплообмену в сетчатых насадках приводятся в § 3.2.

2.4. Обобщенные уравнения теплоотдачи в пластинчато-ребристых теплообменниках с произвольной конфигурацией каналов

При математическом моделировании и оптимизации теплообменников на ЭВМ целесообразно использовать обобщенные уравнения, применяемые в максимально широком диапазоне геометрических характеристик поверхностей теплообмена. Отвечающие сформулированному требованию уравнения можно получить, используя принцип единства механизма переноса количества движения и энергии.

Наиболее общая связь интенсивности теплообмена с гидравлическим сопротивлением, полученная на основе аналогии Рейнольдса и справедливая для всех ламинарных пограничных слоев, имеет вид

$$Nu = \frac{1}{2} f Re \varphi \left(\frac{x}{d_s}, Pr \right) \quad (2.64)$$

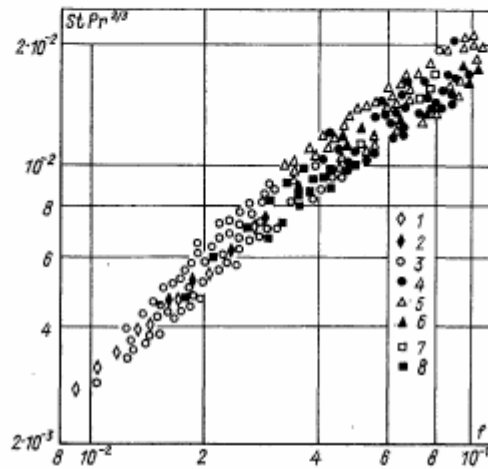


Рис. 2.8. Зависимость комплекса $St Pr^{2/3}$ от фактора трения f при ламинарном течении потока для поверхностей теплообмена
 1, 2 — круглая, плоская трубы; пластинчато-ребристые поверхности; 3 — с гладкими ребрами; 4 — с жалюзийными ребрами; 5 — с короткими пластинчатыми ребрами; 6 — с волнистыми ребрами; 7 — со стерженьковыми ребрами; 8 — поперечное обтекание пучков оребренных труб

либо

$$St = \frac{1}{2} \frac{f}{Pr} \varphi \left(\frac{x}{d_s}, Pr \right), \quad (2.65)$$

f — фактор трения Фаннинга, $f = \lambda/4$.

Конкретное решение поставленной задачи для ламинарных и турбулентных течений в каналах произвольной конфигурации можно получить аппроксимацией опытных и аналитических значений безразмерных форм коэффициентов теплоотдачи и трения.

Например, связь между теоретическими значениями чисел Стантона и коэффициентами сопротивления при ламинарном течении с полностью стабилизированными профилями скорости

и температуры и при постоянной плотности теплового потока выражается эмпирической зависимостью

$$St = \left(a_1 f + \frac{a_2}{Re} \right) \frac{1}{Pr}, \quad (2.66)$$

где $a_1 = 0,4797$; $a_2 = -3,3204$.

Наиболее полные опытные данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении пластинчато-ребристых теплообменников приведены в монографии В. М. Кэйса, А. Л. Лондона и были использованы для получения обобщенных уравнений. Классификация поверхностей теплообмена в табл. 2.3 принята согласно [40].

Таблица 2.3

Геометрические характеристики поверхностей теплообмена

Поверхность	Число Рейнольдса поверхности	Эквивалентный диаметр, мм	Площадь поверхности теплообмена на единицу объема аппарата, м ² /м ³	Число Рейнольдса в режиме	
				ламинарном	турбулентном
Круглой трубы	1	5,9	—	600—2000	
Плоской трубы	1	4,4	—	600—2000	
Пластинчато-ребристая					3000—15 000
с гладкими ребрами	16	0,805—6,15	4360—617	200—1500	
с жалюзийными ребрами	12	3,08—4,45	1204—840	500—1500	
с короткими пластинчатыми ребрами	10	1,49—3,41	2288—1115	300—1500	
с волнистыми ребрами	3	2,12—3,23	1686—1152	400—1500	
со стерженьковыми ребрами	3	1,64—4,4	1112—617	300—1500	3000—8000
Поверхность пучков оребренных труб при поперечном обтекании	7	3,6—4,75	751—459	500—1500	3000—10 000

Зависимость комплекса $St Pr^{2/3}$ от фактора трения f при ламинарном течении по данным [40] показана на рис. 2.8. Приведенной зависимости соответствует уравнение вида

$$St Pr^{2/3} = a_1 f^{a_2}, \quad (2.67)$$

В турбулентном режиме

$$St Pr^{2/3} = a_1 f^{a_2} Re^{a_3}, \quad (2.68)$$

Коэффициенты $a_1—a_3$, найденные обобщением опытных данных, и средние относительные отклонения M приведены в табл. 2.4.

Уравнения (2.67), (2.68) обеспечивают достаточно высокое качество аппроксимации данных по теплообмену и трению, позволяют рассчитывать пластинчато-ребристые теплообменники с произвольной конфигурацией каналов, а также дают возможность существенно уменьшить объем экспериментов при исследовании аппаратов с теплообменными поверхностями новых типов.

Таблица 2.4

Коэффициенты в уравнениях (2.67), (2.68)

Уравнение	a_1	a_2	a_3	M
(2.67)	0,11693	0,77234	—	0,0854
(2.68)	0,11414	0,53000	-0,1133	0,0799