

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени М. И. КАЛИНИНА

Т. Г. ГАВРА, П. М. МИХАЙЛОВ, В. В. РИС

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ
РАСЧЕТ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ
КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Учебное пособие

Под редакцией проф. *А. И. Кириллова*

Ленинград
1982

УДК 378.147:621.515.001.2

Гавра Г. Г., Михайлов П. М., Рис В. В. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок. Учебное пособие.— Л., ЛПИ, 1982, 72 с.

Учебное пособие предназначено для студентов энергомашиностроительного факультета, изучающих курс «Теория тепло- и массообмена» и выполняющих курсовую работу по расчету теплообменных аппаратов. Задача пособия - показать практическое приложение важнейших разделов курса и привить студентам навыки выполнения сложных теплотехнических расчетов.

В пособии дается обоснование выбора параметров и конструктивных схем промежуточных воздухоохладителей компрессорных установок. Рассматриваются общие методы теплового расчета теплообменных аппаратов, приводятся рекомендации по выбору теплопередающих поверхностей и зависимости для определения теплоотдачи и гидравлического сопротивления. На основании изложенного материала строится тепловой и гидравлический расчет воздухоохладителя. Метод расчета использует существующий опыт конструирования промежуточных воздухоохладителей. При его реализации целесообразно применение ЭВМ. В приложениях содержатся основные справочные данные о теплофизических свойствах рабочих сред и конструктивных материалов теплопередающих поверхностей.

Ил. 16, табл. 4, библиогр. - 16 назв.

Рецензенты: кафедры теплотехники и турбиностроения Брянского института транспортного машиностроения.

© Ленинградский политехнический институт имени М. И. Калинина, 1982 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовая работа «Тепловой и гидравлический расчет воздухоохладителя» выполняется студентами энергомашиностроительного факультета в процессе изучения фундаментальной теплотехнической дисциплины «Теория тепло- и массообмена». Расчет теплообменного аппарата служит конкретным примером применения основных положений курса в инженерной практике.

Теплообменные аппараты различных типов широко используются почти во всех отраслях промышленности. По принципу действия теплообменные аппараты разделяют на рекуперативные, регенеративные и смешительные. В рекуперативных аппаратах теплота от одного теплоносителя к другому передается через неподвижную твердую стенку, и процесс теплообмена в них можно считать стационарным. Регенеративные аппараты работают в нестационарных (циклических) условиях, когда горячий и холодный теплоносители поочередно омывают поверхности аккумулятора теплоты. При этом аккумулятор (набивка) в первой части цикла отбирает теплоту от горячего теплоносителя, а во второй части цикла отдает ее холодному. В смешительных аппаратах передача теплоты происходит за счет непосредственного смешения горячего и холодного теплоносителей.

Из всего многообразия типов и конструкций теплообменных аппаратов в качестве объекта теплового и гидравлического расчета выберем рекуперативные воздухоохладители. Воздухоохладители играют важную роль в энергомашиностроении и широко применяются, например, в компрессорных установках. Расчету именно этих теплообменных аппаратов и посвящена курсовая работа. Воздухоохладители используются как в компрессорных установках, предназначенных для сжатия воздуха в технологических целях, так и в компрессорах газотурбинных установок. В зависимости от назначения воздухоохладители могут существенно различаться по конструкции и размерам. В курсовой работе предусмотрен расчет воздухоохладителя с умеренным расходом воздуха.

Тепловому и гидравлическому расчету воздухоохладителя должен предшествовать рациональный выбор его конструктивной схемы, который выполняется на основе анализа обобщенных характеристик теплообменных аппаратов. Выбранной схеме может удовлетворять множество типов теплопередающих поверхностей. Эти поверхности должны обеспечивать компактную конструкцию теплообменника при допустимом гидравлическом сопротивлении. Кроме того, принятая для кон-

струкции воздухоохладителя теплопередающая поверхность должна быть технологичной и соответствовать современным возможностям производства. Только после решения этих принципиальных вопросов можно приступать к детальному тепловому и гидравлическому расчету воздухоохладителя. При постановке такого расчета ряд исходных данных может быть назначен в известной степени произвольно. Поэтому с целью оптимизации конструкции воздухоохладителя в пределах выбранной схемы необходимо выполнить ряд вариантных расчетов на ЭВМ. Изложенный подход к проектированию теплообменного аппарата определил структуру и содержание учебного пособия.

Основные обозначения

$d, d_{\text{в}}$ - наружный и внутренний диаметры трубы;

D - наружный диаметр ребра;

$\delta_{\text{р}}$ - толщина ребра;

$h_{\text{р}}$ - высота ребра;

$S_{\text{р}}$ - шаг оребрения;

S_1, S_2, S_2' - поперечный, продольный и диагональный шага труб в пучке;

$\sigma_1 = S_1/d, \sigma_2 = S_2/d, \sigma_2' = S_2'/d$ - поперечный, продольный и диагональный относительные шаги труб в пучке;

δ_3 - толщина слоя загрязнения;

$F_{\text{р}}$ - площадь поверхности ребер;

$F_{\text{с}}$ - площадь гладкой поверхности оребренной трубы;

$F_{\text{рс}} = F_{\text{р}} + F_{\text{с}}$ - площадь полной поверхности оребренной трубы;

F_1 - площадь гладкой поверхности трубы, несущей оребрение;

$\varphi = F_{\text{рс}}/F_1$ - коэффициент оребрения;

a - ширина пучка труб;

b - глубина пучка труб;

L - длина трубы в пучке (высота пучка);

m - число ходов;

n_1 - число труб вдоль фронта пучка;

z - число рядов труб;

n - число труб в теплообменнике;

l_0 - определяющий (характерный) размер пучка;

G - массовый расход;

N - мощность;

Q - количество теплоты;

c - средняя скорость потока;

α - коэффициент теплоотдачи;

k - коэффициент теплопередачи;

ζ - коэффициент сопротивления;

θ, t - температура;

p - давление;

T - абсолютная температура;

ρ - плотность;

λ - коэффициент теплопроводности;

μ - динамический коэффициент вязкости;

ν - кинематический коэффициент вязкости;

a - коэффициент температуропроводности;

i - энтальпия;

$c_{\text{р}}$ - средняя теплоемкость при постоянном давлении;

R - газовая постоянная;

Nu - число Нуссельта;

Eu - число Эйлера;

Re - число Рейнольдса;

Pr - число Прандтля.

ГЛАВА I. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ

Охлаждение газа приближает процесс сжатия к изотермическому, наиболее экономичному с точки зрения затрат механической работы. Простейшее техническое решение этой задачи - применение ступенчатого охлаждения в промежуточных теплообменниках между цилиндрами или группами ступеней (секциями) компрессорных машин. При этом процесс сжатия, который без охлаждения близок к адиабатическому, разделяется на участки, а между участками адиабатического сжатия рабочее тело охлаждается в условиях, близких к изобарным. При степенях повышения давления воздуха в компрессоре от трех до пяти применяют одно промежуточное охлаждение. Для более высоких степеней повышения давления применяют двух-, а иногда и трехступенчатое охлаждение.

§1. Промежуточное охлаждение в процессе сжатия

Рассмотрим процесс сжатия воздуха в компрессорной машине с одним промежуточным охладителем. Сжатие в компрессоре низкого давления ($K1$) соответствует необратимый адиабатический процесс $0-1'$ (см. рис. 1,б). От точки $1'$ начинается процесс охлаждения рабочей среды в воздухоохладителе, который вследствие гидравлического сопротивления идет при непрерывно падающем давлении и заканчивается в точке $1''$. Сжатие в компрессоре высокого давления ($K2$) изображено линией $1''-2$. Из курса термодинамики известно, что при изоэнтروпийном сжатии и изобарном промежуточном охлаждении (без гидравлических потерь) до начальной температуры T_0 (см. рис. 1,б) максимальная экономия работы достигается, если давление процесса охлаждения $p_1 = (p_0/p_2)^{0.5}$. Неизоэнтропийность процесса сжатия, потери давления в промежуточном охладителе ($p_1' - p_1'' > 0$) и недоохлаждение воздуха ($T_1'' - T_0 > 0$) повышают значение оптимального давления начала процесса охлаждения p_1' , соответствующего максимальной экономии работы сжатия, так что оказывается $p_1' > p_1$ [11].

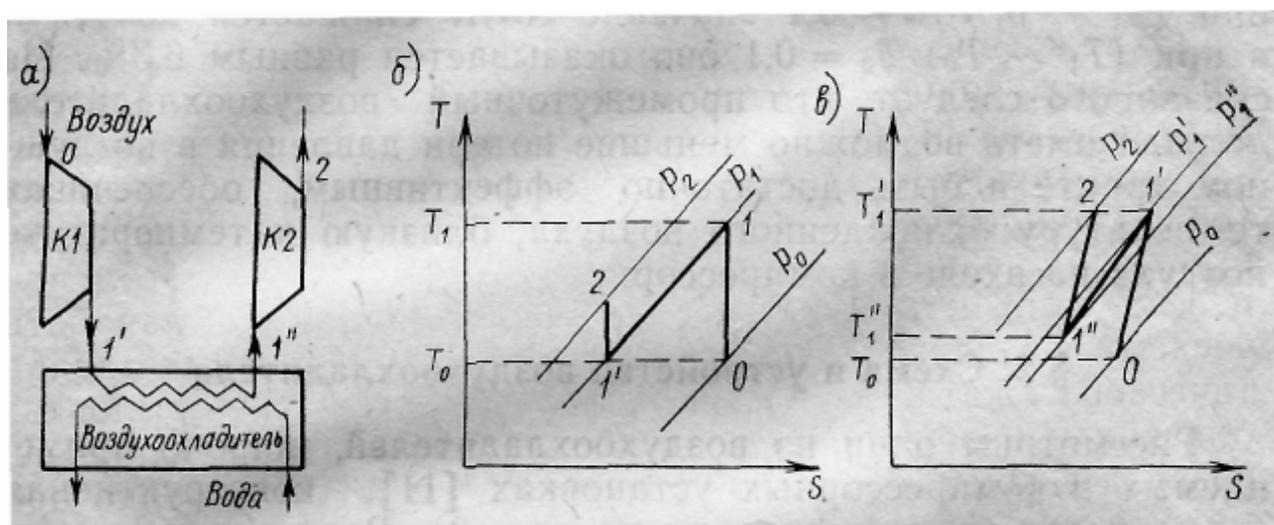


Рис. 1. Диаграммы процессов сжатия в компрессорной установке с промежуточным охладителем:
а - схема установки; б - идеальный процесс сжатия; в - реальный процесс сжатия.

Мощность, затраченная на сжатие в компрессоре высокого давления, для установки с одним промежуточным воздухоохладителем

$$N_{охл} = \frac{k}{k-1} \frac{G_1 R_1 T_1''}{\eta} \left[\left(\frac{p_2}{p_1''} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \quad (1)$$

где k - показатель адиабаты; R_1 - газовая постоянная; G_1 - массовый расход воздуха; T_1'' - начальная температура процесса сжатия в компрессоре η - его адиабатный кпд; p_2/p_1'' - степень повышения давления. Без промежуточного охлаждения мощность компрессора высокого давления

$$N = \frac{k}{k-1} \frac{G_1 R_1 T_1'}{\eta} \left[\left(\frac{p_2}{p_1'} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]. \quad (2)$$

Разность этих мощностей

$$\Delta N = \frac{k}{k-1} \frac{G_1 R_1}{\eta} \left\{ T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1'} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] - T_1'' \left[\left(\frac{p_2}{p_1''} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \right\} \quad (3)$$

составляет экономию затраченной на привод компрессора мощности за счет использования воздухоохладителя.

Анализ формулы (3) показывает, что экономия мощности, при сжатии газа с промежуточным охлаждением зависит от следующих величин: степени повышения давления p_2/p_1'' , относительной потери давления в воздухоохладителе $(p_1'' - p_1')/p_0$, степени недоохлаждения воздуха $(T_1'' - T_0)/T_0$ и адиабатного кпд η . В рациональных конструкциях воздухоохладителей принято допускать $(p_1'' - p_1')/p_0 = 0,05$ и $(T_1'' - T_0)/T_0 = 0,05$. Для двухступенчатой воздушной ($k = 1,4$) компрессорной установки с общей степенью повышения давления $p_2/p_0 = 4$ и степенью повышения давления во второй ступени $p_2/p_1'' \approx 2$, имеющей адиабатный кпд $\eta = 0,8$, относительная экономия мощности $\Delta N/N$ от промежуточного охлаждения составляет 8,1%. Увеличение относительных потерь давления в воздухоохладителе или степени недоохлаждения воздуха по сравнению с указанными значениями приводит к уменьшению относительной экономии мощности: при $(p_1'' - p_1')/p_0 = 0,1$ значение $\Delta N/N$ снижается до 7,1%, а при $(T_1'' - T_0)/T_0 = 0,1$ оно оказывается равным 6,3%. Из сказанного следует, что промежуточный воздухоохладитель должен иметь возможно меньшие потери давления в воздушном тракте и быть достаточно эффективным, обеспечивая температуру охлажденного воздуха, близкую к температуре воздуха на входе в компрессор.

§ 2. Схема и устройство воздухоохлаждателя

Рассмотрим один из воздухоохлаждателей, широко применяемых в компрессорных установках [11], конструктивная схема которого представлена на рис. 2. Воздухоохлаждатели этого типа размещают под компрессором между выходным патрубком секции низкого давления и входным патрубком секции высокого давления. Промежуточный воздухоохлаждатель рассчитан на следующие параметры сжатого воздуха: массовый расход $G_1 = 18$ кг/с; давление перед воздухоохлаждателем $p_1' = 0,23$ МПа; температура воздуха при входе $t_1' = 120^\circ\text{C}$ и на выходе $t_1'' = 40^\circ\text{C}$. Охлаждение воздуха - водяное, начальная и конечная температуры воды $t_2' = 20^\circ\text{C}$ и $t_2'' = 30^\circ\text{C}$. На рис. 2,а схема движения воздуха и воды изображена соответственно сплошными и штриховыми линиями. По характеру движения теплоносителей данный теплообменник - одноходовой по воздуху и восьмиходовой по воде с общим противоточным движением теплоносителей.

Потоки воздуха и воды разделены теплопередающими поверхностями, скомпонованными в виде двух одинаковых оребренных трубных пучков 1 и 2. Через входной патрубок 3 поток горячего воздуха попадает в межтрубное пространство первого пучка 1, частично охлаждается, а затем, повернув внутри корпуса на 180° , проходит через второй пучок 2, окончательно охлаждается и через выходной патрубок 4 поступает в следующую секцию компрессора. Таким образом, вблизи каждой из теплопередающих поверхностей, образованных трубными пучками, нагретый воздух проходит лишь один раз, что и дает основание считать данный теплообменник одноходовым по воздушной стороне.

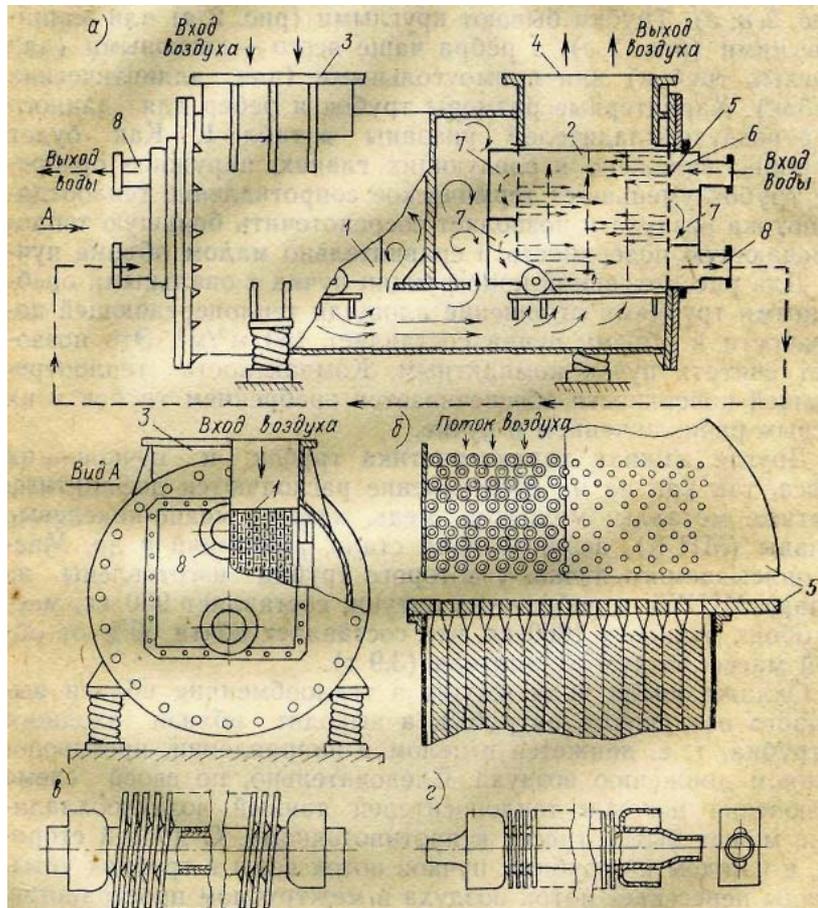


Рис. 2. Устройство воздухоохлаждателя: а - общая схема; б - трубный пучок; в и г - оребренные трубки.

Трубный пучок, изображенный на рис. 2,б, состоит из 280 оребренных трубок, скомпонованных в 20 рядов по 14 трубок в каждом. Трубки соседних рядов смещены относительно друг друга так, что все они оказываются расположенными в шахматном порядке, поэтому такой пучок называют шахматным. Концы трубок герметично заделаны в трубные доски 5, чтобы исключить попадание воды в поток воздуха. Пучок имеет размеры по фронту $700 \times 748 \text{ мм}^2$ и длину в направлении потока воздуха 640 мм. Размеры трубного пучка по фронту определяют его фронтальное сечение, а в направлении потока воздуха - глубину. Таким образом, объем воздухоохладителя, занятый теплопередающими поверхностями оребренных трубных пучков, составляет $2 \times 0,336 = 0,762 \text{ м}^3$.

Важнейший рабочий элемент трубного пучка, как и всего воздухоохладителя, - оребренная снаружи трубка (рис. 2,в,г). Трубки бывают круглыми (рис. 2,в) или эллиптическими (рис. 2,г), а ребра чаще всего - дисковыми (для круглых трубок) или прямоугольными (для эллиптических трубок). Характерные размеры трубок и ребер для данного типа воздухоохладителей указаны в табл. 1. Как будет подробно изложено в следующих главах, наружное оребрение трубок уменьшает термическое сопротивление теплоотдаче потока воздуха и позволяет сосредоточить большую теплопередающую поверхность в сравнительно малом объеме пучка. Для рассмотренной конструкции пучка с овальными оребренными трубками отношение площади теплопередающей поверхности к объему пучка составляет $450 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Это позволяет считать пучок компактным. Компактность теплопередающей поверхности обеспечивается оребрением трубок и их тесным расположением в пучке.

Другая важная характеристика трубок и пучков - их масса, так как на их изготовление расходуются дефицитные цветные металлы: мельхиор, медь, латунь, медно-никелевые сплавы (МНЖ), нержавеющая сталь, алюминий и др. Масса описываемого пучка, у которого трубки изготовлены из сплава МНЖ5, а ребра - из латуни, составляет 930 кг; масса обоих пучков - 1860 кг, что составляет почти 50% от общей массы воздухоохладителя (3,9 т).

Охлаждающая вода входит в теплообменник вблизи выходного воздушного патрубка, а выходит вблизи входного патрубка, т. е. движется в целом в направлении, противоположном движению воздуха. Следовательно, по своей схеме включения потоков теплоносителей данный воздухоохладитель может быть отнесен к противоточному. С другой стороны, в каждом из трубных пучков поток воды в трубках четырежды пересекает поток воздуха в межтрубном пространстве. Каждое из этих восьми пересечений называется ходом. Таким образом, оправдывается название, данное воздухоохладителю в начале параграфа (одноходовой по воздуху и восьмиходовой по воде с общим противоточным движением теплоносителей). Из входного водяного патрубка (рис. 2,а) вода поступает в коллектор 6, объединяющий первые пять рядов трубок в пучке, на выходе из трубок вода попадает в коллектор 7, объединяющий десять рядов пучка. Поток воды перемешивается, разворачивается на 180° и движется в обратном направлении через последующие пять рядов пучка, а затем направляется в следующий аналогичный коллектор, протекает сквозь пучок еще раз, разворачивается в очередном коллекторе и через последние пять рядов пучка отводится из воздухоохладителя с помощью патрубка 8. Выходной патрубок водяного тракта первого трубного пучка соединен трубопроводом с входным патрубком второго пучка, в котором поток воды проделывает аналогичный путь. Перемешивание водяных струй, вытекающих из трубок, в коллекторах существенно влияет на повышение эффективности теплопередачи в трубном пучке.

Такая схема включения потоков теплоносителей позволяет рационально компоновать воздухоохладитель и с максимальной эффективностью использовать пространство внутри корпуса. Корпус воздухоохладителя имеет цилиндрическую форму для обеспечения достаточной прочности при избыточном давлении сжатого охлаждаемого воздуха до 0,5 МПа. Длина корпуса вместе с водяными патрубками составляет 2,8 м, высота - 1,5 м.

Промежуточные воздухоохладители с оребренными трубками аналогичного типа для компрессорных машин большей или меньшей производительности могут различаться по габаритам и форме трубных пучков. Так, например, для массовых расходов воздуха, больших чем 20 кг/с, приходится увеличивать площадь фронтального сечения, сохраняя потери давления в пучке на уровне допустимых (см. §1). Это приводит к увеличению длины трубок в пучке и увеличению числа трубок в одном ряду. Применяются также воздухоохладители и других конструктивных схем, выбор которых обусловлен особенностями компоновки компрессора и конструкции теплопередающей поверхности, диапазоном рабочих давлений компрессора, а также составом и свойствами сжимаемых сред.

ГЛАВА 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В основе методов теплового расчета воздухоохладителей как одного из видов рекуперативных теплообменников лежит совместное решение уравнений теплового баланса и теплопередачи, которые могут быть представлены либо в интегральной, либо в дифференциальной форме. В первом случае они соответствуют всему аппарату, т.е. всей теплопередающей поверхности F , а во втором - элементу этой поверхности dF , при течении вдоль которого температуры горячего и холодного теплоносителей изменяются на dt_1 и dt_2 . При этом предполагается стационарность условий работы теплообменного аппарата, что означает постоянство во времени температур и расходов сред, обменивающихся теплотой.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть проектным (конструкторским) или проверочным. Задача проектного расчета - определение величины и формы поверхности теплообмена, разделяющей горячую и холодную среды. Проверочный расчет выполняется в том случае, когда величина и форма поверхности заданы, т. е. известна конструкция теплообменного аппарата. Задача проверочного расчета - определение количества передаваемой теплоты и конечных температур рабочих сред. Указанные задачи решаются двумя методами, краткому изложению которых посвящена настоящая глава.

§ 3. Метод, основанный на предварительном определении средней разности температур

Исходная система уравнений. Рассмотрим основные уравнения метода.

Уравнение теплового баланса аппарата:

$$Q_1 + Q_{1\text{тр}} + Q_{2\text{тр}} = Q_2 + Q_{\text{охл}}, \quad (4)$$

где Q_1 - количество теплоты, подведенной горячим теплоносителем; Q_2 — количество теплоты, отведенной холодным теплоносителем; $Q_{1\text{тр}}$ и $Q_{2\text{тр}}$ - количества теплоты, выделяющейся в трактах горячего и холодного теплоносителей в результате преодоления гидравлического сопротивления при движении в них теплоносителей; $Q_{\text{охл}}$ - количество теплоты, отводимое через корпус теплообменника в окружающее пространство.

В воздухоохладителях допустимые гидравлические потери в трактах теплоносителей малы, поэтому величинами $Q_{1\text{тр}}$ и $Q_{2\text{тр}}$ по сравнению с Q_1 и Q_2 можно пренебречь. Потеря теплоты ($Q_{\text{охл}}$ в окружающую среду для теплообменных аппаратов рассматриваемого класса составляет доли процента от Q_1 и Q_2 , поэтому ее тоже можно исключить из рассмотрения.

С учетом сказанного уравнение (4) примет вид

$$Q_1 = Q_2 = Q,$$

где Q — количество теплоты, передаваемое через поверхность теплообмена F .

Уравнения тепловых балансов горячего и холодного теплоносителей:

$$Q = G_1 (i_1' - i_1'') = G_2 (i_2'' - i_2'), \quad (5)$$

где G_1 и G_2 - массовый расход горячего и холодного теплоносителей; $(i_1', i_2', i_1'', i_2'')$ - начальная и конечная энтальпии горячего (1) и холодного (2) теплоносителей.

Если теплоносители не меняют своего фазового состояния, то (5) можно представить следующим образом:

$$Q = G_1 \overline{c_{p1}} (t_1' - t_1'') = G_2 \overline{c_{p2}} (t_2' - t_2''), \quad (6)$$

где $\overline{c_{p1}}$ и $\overline{c_{p2}}$ - средняя изобарная теплоемкость горячего и холодного теплоносителей, а индексы при температурах t соответствуют индексам энтальпий в (5).

Уравнение теплопередачи:

$$Q = \int_F k \Delta t dF. \quad (7)$$

Коэффициент теплопередачи k и температурный напор $\Delta t = t_1 - t_2$ в общем случае изменяются по поверхности теплообмена F . Для определения среднего коэффициента теплопередачи и усредненного по всей поверхности температурного напора $\overline{\Delta t}$ необходимо знать закон изменения k и Δt по поверхности. В большинстве случаев коэффициент теплопередачи изменяется незначительно и его можно принять постоянным, изменение же Δt будет зависеть от схемы включения теплообменника. Если считать величину k постоянной, а значение $\overline{\Delta t}$ известным, то уравнение (7) примет вид

$$Q = k \overline{\Delta t} F. \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи. В воздухоохладителях имеет место передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их одно- или многослойную твердую стенку. Коэффициент теплопередачи k характеризует перенос тепла за счет теплопроводности и конвекции, он зависит от совокупности условий течения и теплообмена обеих сред в каналах теплообменного аппарата, от геометрической конфигурации поверхностей теплообмена, теплофизических свойств теплоносителей и материалов разделяющей их поверхности.

Специфические особенности процесса теплообмена в теплообменниках учитываются при расчете коэффициентов теплоотдачи, которые входят в формулу для определения коэффициента теплопередачи. В поверхностях со сложной геометрической конфигурацией, какими являются оребренные теплообменные поверхности, применяемые в воздухоохладителях, коэффициент теплопередачи относят либо к полной поверхности, включающей оребрение, либо к соответствующей гладкой стенке несущей трубы.

Эти вопросы требуют детального рассмотрения. Поэтому конкретные зависимости для расчета коэффициента теплопередачи будут приведены после анализа конструкций применяемых поверхностей теплообмена и соответствующих им критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи со стороны каждого из теплоносителей.

Средний температурный напор. Для определения среднего температурного напора

$\overline{\Delta t}$ между теплоносителями необходимо задать принципиальную схему их движения в аппарате. Применительно к прямоточной и противоточной схемам

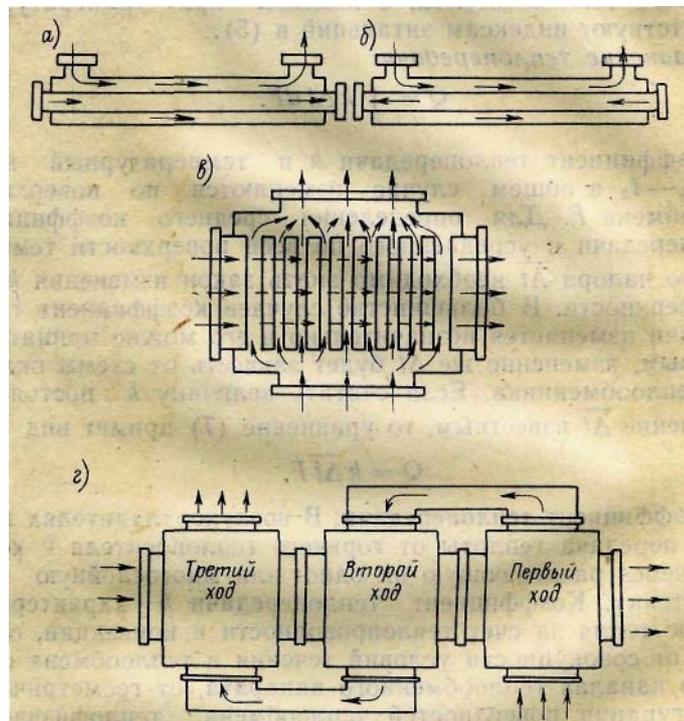


Рис. 3. Схемы теплообменников: а - прямоточная; б - противоточная; в - с перекрестным током; в - трехходовая с перекрестным током.

(рис. 3, а, б) решение этой задачи подробно изложено в учебниках по теплопередаче (см., например, [2]). Зависимость $\overline{\Delta t}$ от перепадов температур между теплоносителями определяется выражением

$$\overline{\Delta t}_л = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\Delta t_б / \Delta t_м)} \quad (9)$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ - большая и меньшая разности температур (рис. 4). Величина $\overline{\Delta t}_л$ называется среднелогарифмическим температурным напором. Если температуры теплоносителей t_1 и t_2 вдоль теплопередающей поверхности изменяются незначительно, среднюю разность температур можно вычислять как среднеарифметическую:

$$\overline{\Delta t} = (\Delta t_б - \Delta t_м) / 2 \quad (10)$$

При $\Delta t_б / \Delta t_м < 2$ разница между температурными напорами, вычисленными согласно (9) и (10), составляет менее 3%. В теплообменных аппаратах, в частности в воздухоохладителях, применяют более сложные схемы движения теплоносителей, например перекрестный одно-, двух- и многоходовой токи. Схемы с одноходовым и трехходовым перекрестными токами показаны на рис. 3. В обеих схемах предполагается, что внутри ходов перемешивается горячий теплоноситель, а холодный - лишь между ходами. Схемы с иным движением и характером перемешивания теплоносителей описаны в справочной литературе [8, 13, 14].

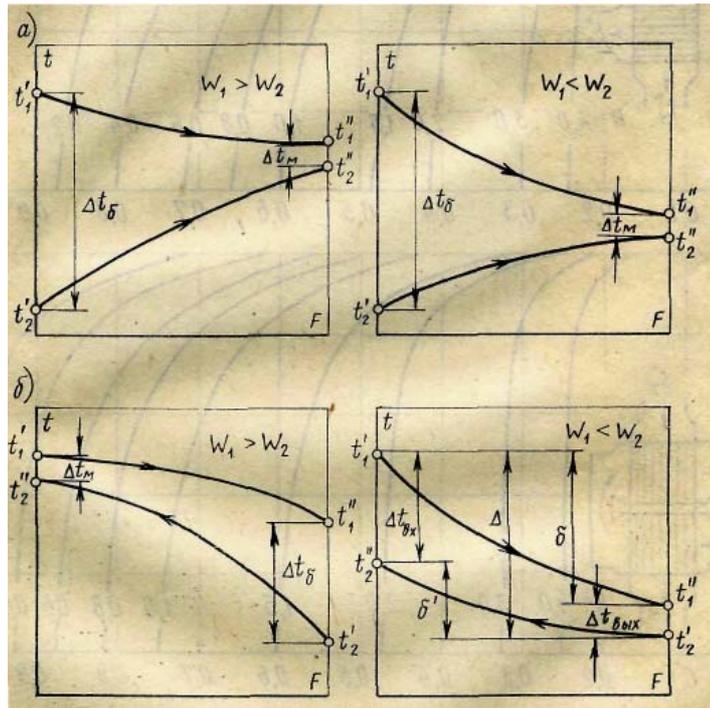


Рис. 4. Зависимость температуры теплоносителей от теплоемкости массовых расходов для прямоточной (а) и противоточной (б) схем.

Расчет среднего температурного напора для перекрестных схем движения теплоносителей выполняют в два приема: определяют величину $\overline{\Delta t}_n$ для противоточной схемы согласно (9), а затем вычисляют вспомогательные параметры

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (11)$$

По значениям этих параметров из соответствующего графика (рис. 5) находят поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для величины $\overline{\Delta t}_n$ и средний температурный напор при перекрестном токе

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \overline{\Delta t}_n \quad (12)$$

Таким образом, выбрав геометрию поверхностей теплообмена и принципиальную схему теплообменного аппарата в целом, после соответствующих расчетов k и $\overline{\Delta t}$ можно определить согласно (8) площадь теплопередающей поверхности, необходимой для обеспечения заданной теплопроизводительности аппарата,

$$F = Q / \overline{\Delta t} \quad (13)$$

По значениям этих параметров из соответствующего графика (рис. 5) находят поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для величины $\overline{\Delta t}_n$ и средний температурный напор при перекрестном токе

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \overline{\Delta t}_n \quad (12)$$

Таким образом, выбрав геометрию поверхностей теплообмена и принципиальную схему теплообменного аппарата в целом, после соответствующих расчетов k и $\overline{\Delta t}$ можно определить согласно (8) площадь теплопередающей поверхности, необходимой для обеспечения заданной теплопроизводительности аппарата,

$$F = Q / \overline{\Delta t} \quad (13)$$

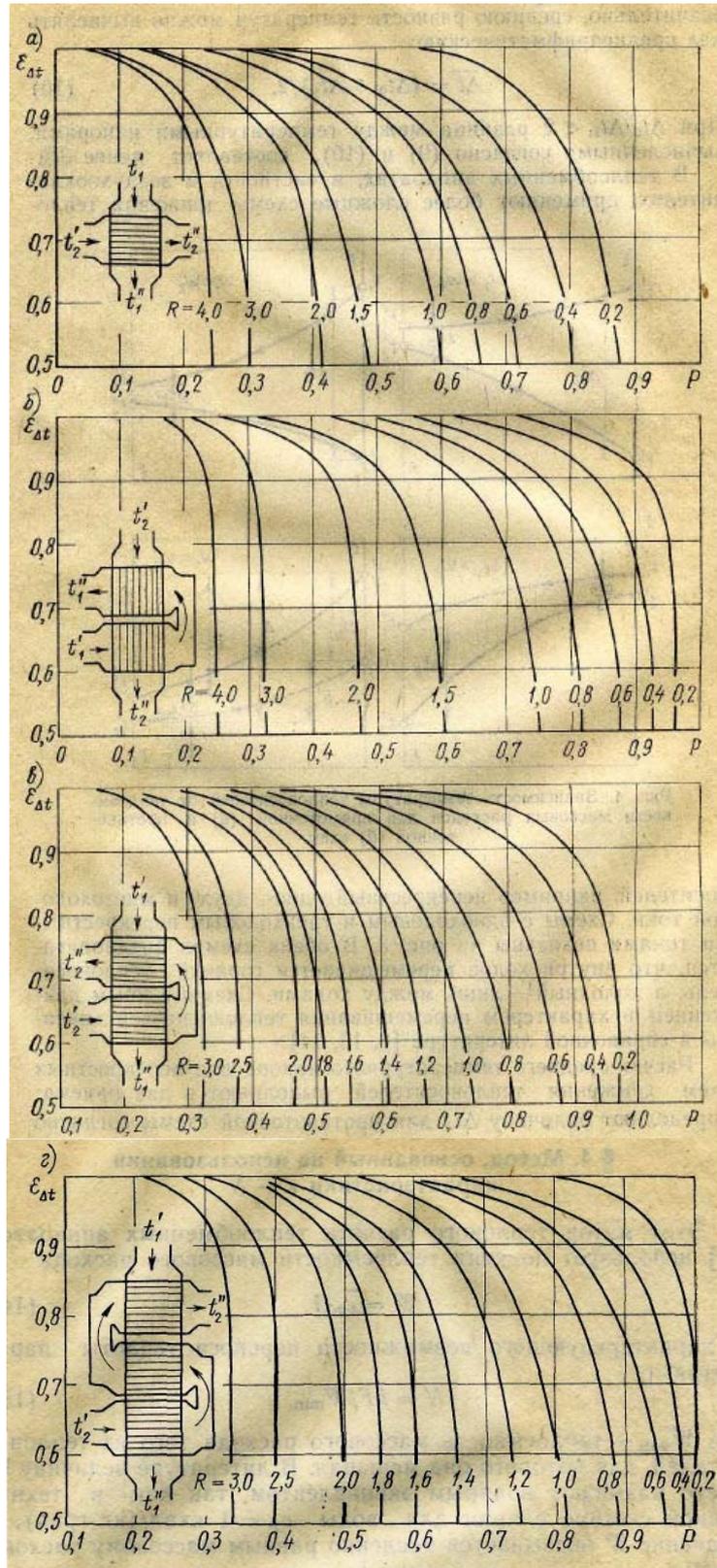


Рис. 5. Коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ для различных схем движения теплоносителей: *a* - однократно перекрестный ток (перемешивается только один из теплоносителей); *б* - двукратно перекрестный ток (перемешивается только один из теплоносителей); *в* - двукратно перекрестный ток (один теплоноситель перемешивается непрерывно, другой - только между ходами); *г* - трехкратно перекрестный ток (один теплоноситель перемешивается непрерывно, другой - только между ходами). При числе ходов более трех $\epsilon_{\Delta t}$ принимается равным единице.

По значениям этих параметров из соответствующего графика (рис. 5) находят поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для величины $\overline{\Delta t}_l$ и средний температурный напор при перекрестном токе

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \overline{\Delta t}_l. \quad (12)$$

Таким образом, выбрав геометрию поверхностей теплообмена и принципиальную схему теплообменного аппарата в целом, после соответствующих расчетов k и $\overline{\Delta t}$ можно определить согласно (8) площадь теплопередающей поверхности, необходимой для обеспечения заданной теплопроизводительности аппарата,

$$F = Q / \overline{\Delta t}. \quad (13)$$

§ 4. Метод, основанный на использовании характеристики $\varepsilon - N$

Этот метод теплового расчета теплообменных аппаратов [4] использует понятия теплоемкости массового расхода

$$W = c_p G \quad (14)$$

и характеризующего возможности переноса теплоты параметра

$$N = kF / W_{\min}, \quad (15)$$

где W_{\min} — теплоемкость массового расхода того из теплоносителей, для которого она меньшая. В литературе величину W часто называют водяным эквивалентом, так как в технической системе единиц для воды $c_p = 1$ ккал/(кг·град), и значение W оказывается численно равным массовому расходу воды.

Основные положения метода. Чтобы лучше уяснить основные особенности и возможности метода, рассмотрим его приложение к расчету теплообменников противоточного типа (см. рис. 3, б).

Температурные условия в противоточном теплообменнике схематически представлены на рис. 4, б. Как и в предыдущем методе, будем исходить из уравнений тепловых балансов горячего и холодного теплоносителей с теплоемкостями массовых расходов $W_1 = c_{p1}G_1$ и $W_2 = c_{p2}G_2$. Здесь, как и в § 3, под c_{p1} и c_{p2} следует понимать средние изобарные теплоемкости.

Запишем уравнения тепловых балансов в дифференциальной форме

$$dQ = - W_1 dt_1 = - W_2 dt_2. \quad (16)$$

Из (16) следует

$$dt_1/dt_2 = W_2/W_1 = \text{const}. \quad (17)$$

Появление отрицательных знаков в (16) объясняется тем, что в рассматриваемом примере температуры теплоносителей убывают вдоль условного направления изменения величины поверхности F .

Уравнение теплопередачи в дифференциальной форме имеет вид

$$dQ = k\Delta t dF, \quad (18)$$

где $\Delta t = t_1 - t_2$ - текущее значение разности температур теплоносителей вблизи элемента поверхности dF .

Согласно равенствам (16)

$$d(\Delta t) = (1/W_2 - 1/W_1)dQ. \quad (19)$$

Исключив dQ из уравнений (18) и (19), найдем

$$d(\Delta t)/\Delta t = - (1 - W_2/W_1) (k/W_1) dF. \quad (20)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (20) от условий на входе до условий на выходе из теплообменника дает

$$\ln (\Delta t_{\text{вых}}/\Delta t_{\text{вх}}) = -(1 - W_1/W_2)N, \quad (21)$$

где $N = kF/W_1$.

Потенцируя выражение (21), получим в соответствии с обозначениями рис. 4, б

$$\Delta t_{\text{вых}}/\Delta t_{\text{вх}} = (t_1'' - t_2')/(t_1' - t_2'') = \exp [-N(1 - W_1/W_2)]. \quad (22)$$

Введем понятия предельного количества теплоты (предельной теплопроизводительности аппарата) $Q_{\text{пр}}$ и тепловой эффективности (кпд) теплообменника ϵ .

Предельное количество теплоты $Q_{\text{пр}}$, которое может быть передано от горячего теплоносителя к холодному, будет получено, если температуры теплоносителей в процессе их теплового контакта станут равными.

Равенство температур теплоносителей, теоретически возможное лишь при неограниченном росте теплопередающей поверхности или коэффициента теплопередачи, может возникнуть как на входе в противоточный аппарат, так и на выходе из него в зависимости от того, какая из величин (W_1 или W_2) будет меньшей. Кривые изменения температур теплоносителей при противотоке для случаев $W_1 > W_2$, и $W_1 < W_2$ (см. рис. 4,б) показывают, что при неограниченном росте произведения kF окажутся равными температуры t_2'' и t_1' , если $W_1 > W_2$, или t_2' и t_1'' , если $W_1 < W_2$. Одновременно аппарат достигнет предельной теплопроизводительности, которая при известных входных температурах теплоносителей определится выражением

$$Q_{\text{пр}} = W_{\min}(t_1' - t_2'). \quad (23)$$

Если теплообменник прямоточный (см. рис. 4,а), то его предельная теплопроизводительность будет, как правило, меньшей, чем вычисленная по формуле (23). Лишь при условии, что один из теплоносителей имеет бесконечно большой водяной эквивалент (например, при изменении своего агрегатного состояния в процессе теплообмена), теплообменник прямоточной схемы передаст то же значение $Q_{пр}$, что и противоточной. Сказанное, во-первых, иллюстрирует преимущество противоточных теплообменников с точки зрения компактности и, во-вторых, обосновывает использование выражения (23) для оценки предельной теплопроизводительности и прямоточных теплообменников.

Тепловая эффективность (кпд) теплообменника ε определяется отношением теплопроизводительности аппарата Q к ее предельному значению

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{пр}} = \frac{W_1(t_1' - t_1'')}{W_{\min}(t_1' - t_2')} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{\min}(t_1' - t_2')} \quad (24)$$

Если $W_1 < W_2$, что характерно для воздухоохладителей, то согласно рис. 4, б

$$\varepsilon = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_1' - t_2')} = \frac{\delta}{\Delta} \quad (25)$$

В соответствии с (15) тепловую эффективность ε можно связать с параметром N . Для этого преобразуем отношение $\Delta t_{\text{вых}}$ к $\Delta t_{\text{вх}}$ следующим образом (см. рис. 4, б):

$$\frac{\Delta t_{\text{вых}}}{\Delta t_{\text{вх}}} = \frac{\Delta - \delta}{\Delta - \delta'} = \frac{1 - \delta/\Delta}{1 - \delta'/\Delta} \quad (26)$$

С учетом равенства $\delta'/\delta = W_1/W_2$ и (25) получим

$$\frac{\Delta t_{\text{вых}}}{\Delta t_{\text{вх}}} = (1 - \varepsilon) / \left(1 - \frac{W_1}{W_2} \varepsilon \right) \quad (27)$$

Исключив из уравнений (22) и (27) отношение $\Delta t_{\text{вых}}/\Delta t_{\text{вх}}$, определим искомую связь между величинами ε и N :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - W_1/W_2)]}{1 - (W_1/W_2)\exp[-N(1 - W_1/W_2)]} \quad (28),$$

Таким образом, между величинами ε , W_1/W_2 и N согласно закону сохранения энергии и условиям теплопередачи существует связь, которая определяется схемой течения теплоносителей в аппарате и соотношением их водяных эквивалентов.

Если при той же противоточной схеме $W_1 > W_2$, то вместо (28) получим

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - W_2/W_1)]}{1 - (W_2/W_1)\exp[-N(1 - W_2/W_1)]} \quad (29)$$

где $N = kF/W_2$; W_2 - меньший водяной эквивалент. Следовательно, в общем случае для противоточного теплообменника функция $\varepsilon = \varepsilon(N, W_{\min}/W_{\max})$ может быть представлена в общем виде

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - W_{\min}/W_{\max})]}{1 - (W_{\min}/W_{\max})\exp[-N(1 - W_{\min}/W_{\max})]} \quad (30)$$

где $N = kF/W_{\min}$.

На рис. 6, а представлен график $\varepsilon = \varepsilon(N, W_{\min}/W_{\max})$ для противоточной схемы, рассчи-

танный на основе соотношения (30). При неизменных условиях теплопередачи ($kF = \text{idem}$) эффективность теплообменника ϵ существенно зависит от выбора величины водяного эквивалента того теплоносителя, расход которого при проектировании аппарата может быть выбран произвольно. Например, если речь идет о противоточном воздухоохладителе конкретной компрессорной установки, то при использовании в качестве охлаждающего агента воды теплоемкость ее массового расхода W_2 (значит, и ее расход G_2) должна быть принята достаточно большой ($W_2 \gg W_1$). Согласно рис. 6, а, чем меньше отношение $W_1/W_2 = W_{\min}/W_{\max}$, тем выше эффективность теплообменного аппарата.

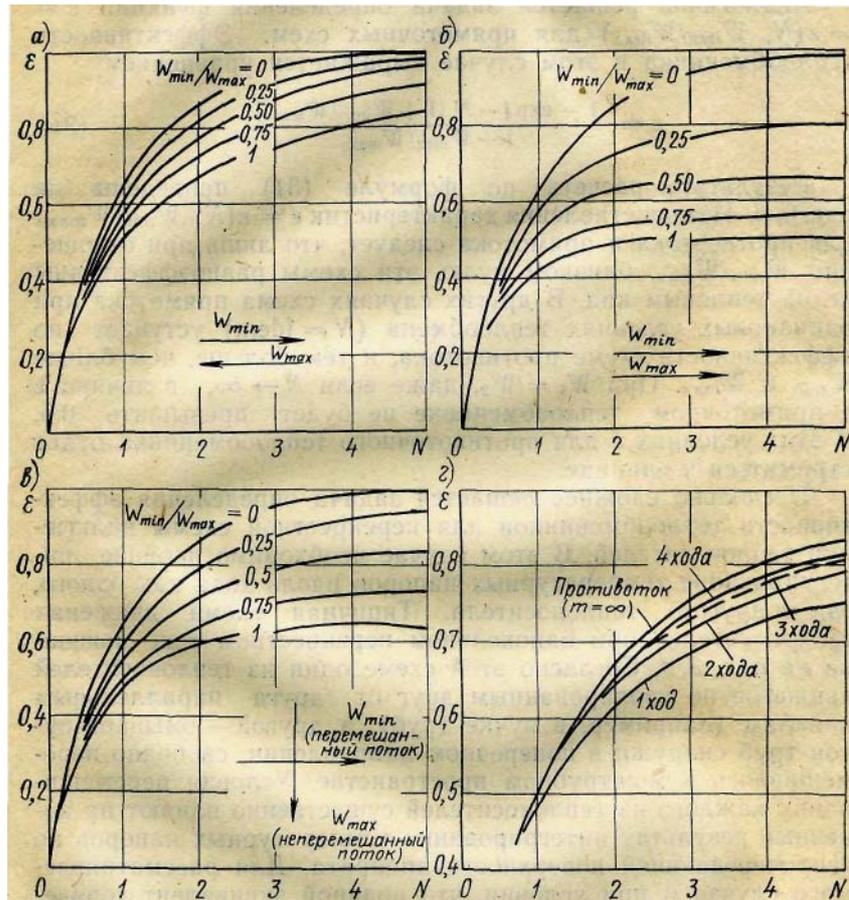


Рис. 6. Характеристики $\epsilon - N$ различных теплообменников: а - противоточный; б - прямоточный; в - с перекрестным током (один теплоноситель перемешивается внутри хода); г - многоходовые перекрестно-противоточные при $W_{\min}/W_{\max} = 1$.

Если расход охлаждающей воды ограничен исходными данными проекта, то значение ϵ может быть повышено за счет увеличения параметра N (см. рис. 6,а). Заметим, что при больших N дальнейший рост этой величины мало сказывается на эффективности теплообменника ϵ .

Аналогично решается задача определения функции $\epsilon = \epsilon(N, W_{\min}/W_{\max})$ для прямоточных схем. Эффективность теплообменника в этом случае выражается уравнением

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - W_{\min}/W_{\max})]}{1 + (W_{\min}/W_{\max})} \quad (31)$$

Результаты расчета по формуле (31) приведены на рис. 6, б. Из сопоставления харак-

теристик $\varepsilon = \varepsilon(N, W_{\min}/W_{\max})$ для противотока и прямотока следует, что лишь при отношении W_{\min}/W_{\max} , близком нулю, эти схемы равноэффективны по их тепловым КПД. В других случаях схема прямотока при одинаковых условиях теплообмена ($N = \text{idem}$) уступает по эффективности схеме противотока, и тем больше, чем ближе W_{\min} к W_{\max} . При $W_1 = W_2$, даже если $N \rightarrow \infty$, величина ε в прямоточном теплообменнике не будет превышать 0,5. В этих условиях ε для противоточного теплообменника будет стремиться к единице.

Несколько сложнее решается задача определения эффективности теплообменников для перекрестной схемы включения теплоносителей. В этом случае необходимо двойное интегрирование температурных напоров вдоль хода как одного, так и другого теплоносителя. Типичная схема движения теплоносителей при одноходовом перекрестном токе показана на рис. 3, в. Согласно этой схеме один из теплоносителей движется по изолированным друг от друга параллельным каналам (например, в пучке труб), а другой - омывает пучок труб снаружи в поперечном направлении, свободно перемешиваясь в межтрубном пространстве. Условия перемешивания каждого из теплоносителей существенно влияют на конечный результат интегрирования температурных напоров по теплопередающей поверхности аппарата. Для рассматриваемого случая и при условии, что водяной эквивалент горячего, перемешиваемого теплоносителя W_1 меньше, чем водяной эквивалент W_2 охлаждающей среды, не имеющей возможности перемешиваться, соотношение между ε , N и W_{\min}/W_{\max} будет иметь вид

$$\varepsilon = 1 - \exp[-\Gamma(1 - W_{\min}/W_{\max})] \quad (32)$$

где

$$\Gamma = 1 - \exp[-N(1 - W_{\min}/W_{\max})] \quad (33)$$

При $W_{\min} < W_{\max}$ функция, $\varepsilon = \varepsilon(N, W_{\min}/W_{\max})$ существенно упрощается:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-N) \quad (34)$$

Графическая интерпретация функции ε в зависимости от переменных N и W_{\min}/W_{\max} представлена на рис. 6, в.

Отметим, что при $W_{\min} \ll W_{\max}$ характеристики $\varepsilon-N$ для прямоточной и противоточной схем приводятся к виду (34), в чем легко убедиться, устремив отношение W_{\min}/W_{\max} к нулю в уравнениях (30) и (31). Установленное асимптотическое свойство характеристик $\varepsilon-N$ указывает на то, что схема движения теплоносителей перестает влиять на эффективность теплообменника, если $W_{\min} \ll W_{\max}$.

При $W_{\min} = W_{\max}$ влияние тепловой схемы движения теплоносителей существенно, что подтверждает анализ соответствующих кривых для $W_{\min}/W_{\max} = 1$ (рис. 6, а, б, в). В этом случае эффективность противоточной схемы оказывается наибольшей.

В целях достижения допустимых скоростей теплоносителей зачастую необходимо использовать многоходовую перекрестную схему. Рассмотрим в качестве примера применения такой схемы трехходовой теплообменник с общим противоточным движением холодного теплоносителя, имеющего больший водяной эквивалент W_2 [4]. Принципиальная схема теплообменника показана на рис. 3, з, а принципиальная схема каждого из его ходов - на рис. 3, в. Будем считать, что каждый ход имеет одинаковую эффективность ε_x , т. е. $\varepsilon_I = \varepsilon_{II} =$

$\varepsilon_{III} = \varepsilon_x$. Условия движения между ходами в аппарате соответствуют противоточной схеме, что обеспечивается полным перемешиванием теплоносителя с водяным эквивалентом W_2 в промежуточных коллекторах. Поэтому для определения тепловой эффективности секции (хода) теплообменного аппарата ε_x можно воспользоваться уравнением (27),

$$\frac{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}{\Delta t_{\text{ВХ}}} = \frac{1 - \varepsilon_x}{1 - \frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} \varepsilon_x} \quad (35)$$

Тогда отношение разностей температур для всего теплообменного аппарата

$$\frac{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}{\Delta t_{\text{ВХ}}} = \left(\frac{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}{\Delta t_{\text{ВХ}}} \right)^3 = \left(\frac{1 - \varepsilon_x}{1 - (W_{\text{min}}/W_{\text{max}})\varepsilon_x} \right)^3 \quad (36)$$

а его общая эффективность

$$\varepsilon = \frac{1 - \Delta t_{\text{ВЫХ}}/\Delta t_{\text{ВХ}}}{1 - \frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} \frac{\Delta t_{\text{ВЫХ}}}{\Delta t_{\text{ВХ}}}} = \frac{1 - \left(\frac{1 - \varepsilon_x}{1 - (W_{\text{min}}/W_{\text{max}})\varepsilon_x} \right)^3}{1 - \frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} \left(\frac{1 - \varepsilon_x}{1 - (W_{\text{min}}/W_{\text{max}})\varepsilon_x} \right)^3} \quad (37)$$

Для теплообменного аппарата аналогичной схемы, имеющего m ходов, тепловая эффективность

$$\varepsilon = \frac{1 - \left(\frac{1 - (W_{\text{min}}/W_{\text{max}})\varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x} \right)^m}{\frac{W_{\text{min}}}{W_{\text{max}}} - \left(\frac{1 - (W_{\text{min}}/W_{\text{max}})\varepsilon_x}{1 - \varepsilon_x} \right)^m} \quad (38)$$

Формула (38) выведена в предположении, что условия движения теплоносителей между ходами соответствуют противоточной схеме, а в пределах одного хода - перекрестной схеме, для которой тепловая эффективность, согласно (32),

$$\varepsilon_x = 1 - \exp[-\Gamma_x (1 - W_{\text{min}}/W_{\text{max}})]. \quad (39)$$

При вычислении ε_x в соответствии с принятым допущением об одинаковой эффективности секций теплообменника величину Γ_x следует определять по формуле [4]:

$$\Gamma_x = 1 - \exp[-(N/m)(1 - W_{\text{min}}/W_{\text{max}})], \quad (40)$$

где m - число ходов в теплообменнике.

Характеристики $\varepsilon-N$ для многоходовых перекрестно-противоточных теплообменников (рис. 6, з) существенно зависят от числа ходов теплоносителей лишь при $m \leq 3$. Эффективность теплообменников с четырьмя и более ходами приближается к эффективности противоточных теплообменников. С уменьшением отношения $W_{\text{min}}/W_{\text{max}}$ сближение перекрест-

но-противоточных теплообменников по эффективности с чисто противоточными наступает еще раньше, а при $W_{\min}/W_{\max} = 0$, как уже отмечалось, все схемы включения становятся равноэффективными.

Порядок теплового расчета. В качестве примера рассмотрим расчет аппарата при заданных величинах t_1', t_1'', t_2' и G_1 . Расчет выполним в два этапа.

Выбор схемы движения теплоносителей и определение их водяных эквивалентов. На основе исходных данных определим W_1 и ε из соотношений

$$W_1 = \overline{c_{p1}} G_1 \quad \text{и} \quad \varepsilon = (t_1' - t_1'') / (t_1' - t_2') \quad (41)$$

Зная эффективность теплообменного аппарата, выберем такую схему движения теплоносителей, которая обеспечила бы расчетную величину ε при значениях параметров N и W_{\min}/W_{\max} , приемлемых по технико-экономическим соображениям. В ряде случаев определение оптимального сочетания параметров N и W_{\min}/W_{\max} не вызывает особых затруднений. Например, в регенераторах ГТУ величина W_{\min}/W_{\max} всегда оказывается близкой к единице, поскольку расходы и теплоемкости газа и воздуха в регенераторе практически совпадают. Однако зачастую решение этих задач требует специального рассмотрения и экономического обоснования, так как при фиксированном значении ε (см., например, рис. 6, в) уменьшение параметра N вызывает необходимость соответствующего уменьшения отношения W_{\min}/W_{\max} , а следовательно, и необходимость увеличивать расход холодного теплоносителя, G_2 . Поэтому общих рецептов рационального выбора величин N и W_{\min}/W_{\max} при заданной эффективности ε не существует. В каждом конкретном случае этот выбор должен проводиться на основе анализа условий работы и эксплуатации проектируемого аппарата.

Определение параметра N и поверхности теплообмена F . Используя характеристику ε - N для выбранной схемы движения теплоносителей и принятого значения W_{\min}/W_{\max} , определим параметр N , а затем из выражения

$$F = NW_{\min}/k \quad (42)$$

найдем теплопередающую поверхность аппарата. В соотношении (42) наряду с известными параметрами N и W_{\min} входит коэффициент теплопередачи k , вычисление которого не связано с выбором метода теплового расчета теплообменника.

Сопоставление методов расчета. Основу рассмотренных методов расчета, в одном из которых используется среднелогарифмическая разность температур с соответствующим поправочным коэффициентом $\varepsilon_{\Delta t}$, для сложных схем движения теплоносителей, а в другом - соотношение между ε и N , составляет уравнение энергии. Поэтому их различие не имеет принципиального характера, хотя каждому из методов присущи свои особенности.

Чтобы показать внутреннее единство методов расчета, установим связь между характерными для них параметрами $\varepsilon_{\Delta t}$, P и R , с одной стороны, и ε , N и W_{\min}/W_{\max} - с другой [10]. Для этого рассмотрим два теплообменника: противоточный и более сложный, многоходовой перекрестноточный. Предположим, что у теплообменников равны коэффициенты теплопередачи k , температура потоков на входе и их массовые расходы, а теплопередающие поверхности выберем такими, чтобы через них передавалось одинаковое количество теплоты Q . Последнее условие обеспечивает одинаковые температуры теплоносителей на выходе из теплообменников, а следовательно, равенство значений среднелогарифмической разности температур при противотоке $\overline{\Delta t_n}$ и эффективности ε .

Для противоточного теплообменника согласно (8)

$$Q = kF_n \overline{\Delta t}_n . \quad (8a)$$

Для теплообменника более сложной схемы с учетом (12)

$$Q = kF \overline{\Delta t}_n \varepsilon_{\Delta t} . \quad (8б)$$

Разделив (8б) на (8а), получим

$$\varepsilon_{\Delta t} = F_n / F , \quad (43)$$

где F_n и F - поверхности теплопередачи теплообменников противоточного и многоходового перекрестноточного. На основании уравнения (15) для каждого из теплообменников можно записать

$$F_n = N_n W_{\min} / k ; \quad (15a)$$

$$F = N W_{\min} / k , \quad (15б)$$

откуда

$$\varepsilon_{\Delta t} = N_n / N . \quad (44)$$

Сопоставив выражение (24) для определения эффективности ε с уравнениями (11), согласно которым вычисляются параметры P и R , определяющие поправку $\varepsilon_{\Delta t}$, найдем, что при $W_2 = W_{\min}$:

$$\varepsilon = P; \quad R = W_2 / W_1 = W_{\min} / W_{\max} , \quad (45a)$$

а при $W_1 = W_{\min}$:

$$\varepsilon = (W_2 / W_1) P; \quad R = W_2 / W_1 = W_{\max} / W_{\min} . \quad (45б)$$

Следовательно, уравнения (44) и (45) устанавливают однозначные количественные соотношения между $\varepsilon_{\Delta t}$, P , R и ε , N , W_{\min} / W_{\max} .

Таким образом, оба метода расчета равноценны по результатам, и выбор того или другого из них должен диктоваться соображениями трудоемкости расчета и наглядности получаемых результатов. Для определения необходимой поверхности теплообмена оба метода дают прямое решение задачи, но объем вычислительных работ несколько меньше в случае использования соотношения между ε и N . Если необходимо выполнить проверочный расчет, т. е. по известной поверхности теплообмена F и коэффициенту теплопередачи k определить конечные температуры теплоносителей и тепловую производительность Q , то второй метод расчета имеет явное преимущество - он менее трудоемкий, так как при использовании параметров ε и N возможно прямое решение задачи, в то время как первый метод требует ряда последовательных приближений. Дополнительное преимущество второго метода - наглядность анализа.

ГЛАВА 3. ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯХ

Промежуточное охлаждение воздуха при сжатии, с одной стороны, уменьшает мощность привода компрессорной, установки, а с другой, - увеличивает ее стоимость и габариты. Поэтому конструкция воздухоохладителя должна быть компактной, а процесс теплопередачи в нем - интенсивным. Выполнение этих требований приводит к росту гидравлического сопротивления трактов теплоносителей. Увеличение гидравлического сопротивления воздушного тракта аппарата крайне нежелательно, так как значительные потери давления могут свести на нет термодинамические преимущества от применения промежуточного охлаждения. Допустимыми считаются потери, не превышающие 3...7% от величины начального давления воздуха в компрессоре. Эти требования во многом определяют конструктивные особенности воздухоохладителей и выбор формы их теплопередающих поверхностей.

§ 5. Рациональная схема воздухоохладителя

Выбирая небольшие скорости движения, при которых невелики и коэффициенты теплоотдачи, можно достичь малого гидравлического сопротивления воздушного тракта. Поэтому всегда следует искать пути интенсификации теплообмена с воздушной стороны, используя, в частности, такую схему движения теплоносителей, которая при заданной тепловой эффективности ε не требует чрезмерно высоких значений параметра N . Это условие удовлетворяется при противоточной схеме движения теплоносителей, а также при высоких значениях теплоемкости массового расхода холодного теплоносителя W_2 .

Применение чисто противоточных схем в большинстве случаев затрудняет компоновку теплообменника. Анализ характеристик $\varepsilon-N$, выполненный в предыдущей главе для различных схем движения теплоносителей, показывает, что при $W_{\min}/W_{\max} \leq 0,1$ любая из перекрестно-противоточных схем приближается по эффективности к противоточку.

Выбирая значение W_{\max} (W_{\min} обычно задано), следует иметь в виду, что увеличение W_{\max} при прочих равных условиях означает соответствующее увеличение расхода охлаждающей среды и затрат энергии на ее перекачку. Таким образом, в качестве охлаждающего агента следует применять среду с большой теплоемкостью, например воду*. Кроме того, вода - дешевый и доступный теплоноситель с малым кинематическим коэффициентом вязкости, что обеспечивает высокие значения чисел Рейнольдса, а следовательно, и коэффициентов теплоотдачи при умеренных скоростях. Поэтому, взяв в качестве охлаждающего теплоносителя воду, целесообразно применить многоходовую перекрестную схему с общим противоточным движением теплоносителей (см. рис. 3,2).

Существенное влияние гидравлического сопротивления воздушного тракта аппарата на общие показатели компрессорной установки требует уменьшения потерь, в особенности если они не связаны с интенсификацией теплообмена. Поток воздуха через охладитель по возможности не должен иметь поворотов внутри аппарата. Если в качестве исходной теплопередающей поверхности выбрать трубный пучок, то удовлетворение перечисленным обще-

* Иногда в качестве охлаждающего агента целесообразно использовать воздух, особенно в случае высокой стоимости воды.

компоновочным требованиям приводит к необходимости направлять поток воды по трубкам, а поток воздуха - в межтрубное пространство. Тогда формирование нужного числа ходов по воде может быть выполнено в пределах одного пучка путем установки соответствующего числа коллекторов на торцах пучка.

При такой схеме движения теплоносителей следует учитывать резкое различие средних коэффициентов теплоотдачи α к потокам воздуха и воды (на воздушной стороне значение α на порядок меньше, чем на водяной). Это объясняет целесообразность оребрения трубок в пучке со стороны воздуха; Кроме того, наружное оребрение технологично, а сохранение внутренних поверхностей трубок гладкими делает их доступными для механической очистки от загрязнения.

С другой стороны, если воздушный поток движется вдоль наружной поверхности трубного пучка, то необходимо учитывать, что его давление в несколько раз выше атмосферного. Таким образом, корпус воздухоохладителя находится под повышенным давлением, а его конструкция должна отвечать требованиям прочности и герметичности. Поэтому корпуса воздухоохладителей разумно изготавливать цилиндрическими, что придает им наибольшую прочность при меньших затратах материала.

Сопоставление общих рекомендаций по проектированию воздухоохладителей, изложенных в этом параграфе, с особенностями реальной конструкции, обсуждавшимися в первой главе, наглядно иллюстрирует пути их практического применения.

§ 6. Трубчатые поверхности теплообмена

В воздухоохладителях применяют пучки, составленные из гладких или оребренных труб $\ast\ast$. Оребрение обеспечивает интенсификацию теплопередачи и способствует компактности аппарата. При выборе материалов и размеров трубчатых поверхностей наряду с эффективностью теплопередачи существенную роль играют условия эксплуатации воздухоохладителей, стоимость материалов и технологичность изготовления.

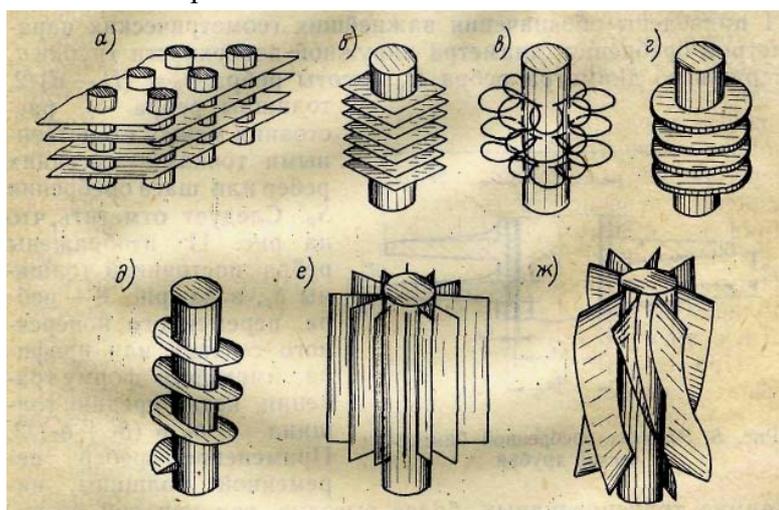


Рис. 7. Оребренные трубки со сплошными (а), пластинчатыми (б), проволочными (в), дисковыми (г), спиральными (д), продольными (е) и винтовыми (ж) ребрами.

* Если использовать в качестве охладителя воздух, то компактную конструкцию воздухоохладителя можно получить, применив пластинчатые теплопередающие поверхности [5].

Трубы. Существует большое число способов наружного оребрения трубчатых теплопередающих поверхностей (рис. 7). Исходя из условия перекрестного движения теплоносителей, для воздухоохладителей целесообразно применять поперечное оребрение, которое может быть сплошным, пластинчатым, проволочным, дисковым или спиральным. Продольное оребрение и близкое к нему винтовое применяется в тех случаях, когда теплоносители движутся в параллельных направлениях. Сплошное поперечное оребрение плоских или круглых трубок (рис. 7, а) используется по технологическим соображениям только для небольших теплообменных аппаратов, например, автомобильных радиаторов. Остальные типы поперечного оребрения (рис. 7, б - д) более технологичны для крупногабаритных аппаратов, так как позволяют изготавливать оребренные трубки отдельно, а затем собирать из них пучки для различных типов воздухоохладителей.

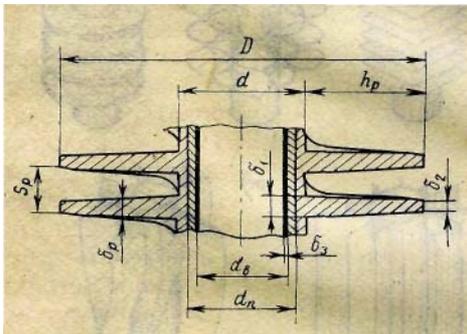


Рис. 8. Элемент оребренной биметаллической трубки.

Геометрические характеристики оребрения и свойства материалов подбираются таким образом, чтобы удовлетворить двум основным требованиям: высокой эффективности теплопередачи и эксплуатационной надежности при минимальных массогабаритных характеристиках, связанных с затратой дорогостоящих и дефицитных цветных металлов. На рис. 8 и 11 приведены обозначения важнейших геометрических параметров оребрения: диаметра наружной поверхности трубки d , наружного диаметра ребра D , высоты ребра $h_p = (D - d)/2$, толщины ребра δ_p расстояния между сходственными точками соседних ребер или шага оребрения S_p . Следует отметить, что на рис. 11 изображены ребра постоянной толщины δ_p , а на рис. 8 - ребра переменного поперечного сечения или профиля, имеющего форму трапеции, когда средняя толщина $\delta_p = (\delta_1 + \delta_2)/2$. Применение ребер переменной толщины, например трапециевидных, более выгодно, так как они позволяют более эффективно использовать увеличение площади теплопередающей поверхности при существенном снижении ее массы.

Важнейшей геометрической характеристикой, влияющей на теплопередачу через оребренную трубу, служит коэффициент оребрения φ , равный отношению полной поверхности ребристой стенки к поверхности гладкой трубки, несущей оребрение, $\varphi = F_{pc}/F_1$. Используя введенные обозначения, получим φ для случая трапециевидного оребрения

$$\varphi = \frac{F_{pc}}{F_1} = \frac{(D^2 - d^2)/2 + D\delta_1 + d(S_p - \delta_2)}{d S_p} \quad (46)$$

Выражение (46) получено путем сравнения площадей оребренной и гладкой труб на длине, равной шагу между ребрами. Очевидно, что, величина φ остается постоянной для всего пучка ребристых труб.

В зависимости от эксплуатационных требований и технологических возможностей трубки и ребра могут изготавливаться как из одинаковых, так и из различных материалов. При этом для ребер выбираются материалы с большей теплопроводностью, что позволяет

увеличивать интенсивность теплопередачи. Технология оребрения различна и связана со свойствами материалов трубки и ребра. Наиболее часто для оребрения трубок используют пайку или выдавливание ребер из толстостенных трубчатых заготовок.

Наряду с интенсификацией теплопередачи, на выбор типа и материала оребрения влияют другие факторы, которые необходимо учитывать при проектировании воздухоохладителей. Так, например, присутствие влаги в атмосферном воздухе, поступающем в компрессор низкого давления, может привести к тому, что в процессе охлаждения при достижении некоторой температуры парциальное давление водяных паров станет выше давления насыщенного водяного пара, соответствующего достигнутой температуре. В этих условиях влага, содержащаяся в воздухе, начнет конденсироваться и осаждаться на наружных поверхностях труб. После дробления потоком воздуха влага будет частично выноситься в следующую секцию сжатия (компрессор высокого давления), а частично стекать в нижнюю часть аппарата, откуда она должна периодически удаляться. Поэтому оребренные трубки воздухоохладителей изготавливают из металлов, стойких против коррозии, например меди, латуни, мельхиора, алюминиевых сплавов.

В настоящее время для теплопередающих поверхностей воздухоохладителей начали применять также двухслойные оребренные трубки. Внутренняя трубка такой конструкции (см. рис. 8) изготавливается из металлов с повышенной прочностью и коррозионной стойкостью (латунь, нержавеющая сталь), а наружная гильза - из относительно дешевых алюминиевых сплавов, обладающих необходимыми пластическими свойствами для формирования ребер с высокой теплопроводностью, путем винтовой накатки, которая может быть однозаходной или двухзаходной. Биметаллические трубы с оребрением из алюминиевых сплавов позволяют отказаться от применения дефицитной меди и медноникелевых сплавов.

Оребренным трубам, изготовленным из определенных материалов, соответствуют свои рациональные геометрические характеристики. Сравнивая теплопередающие поверхности (пучки), образованные из ряда оребренных труб, работающих в одинаковых условиях, можно составить рекомендации по рациональному оребрению [7].

Рассмотрим некоторые результаты работы [7], в которой выполнен расчетный анализ шестидесяти вариантов оребрения. Для пучка оребренных труб затраты труда и материала характеризуют следующие величины: масса труб M , объем пучка V , число труб в пучке n и площадь фронтального сечения f . При заданных толщине ребра δ_p и шаге S_p эти величины зависят от коэффициента оребрения φ . На рис. 9 приведены результаты расчета, для биметаллических труб с алюминиевыми ребрами ($S_p = 2\text{мм}$, $\delta_p = 0,2\text{мм}$). Символ Δ означает относительное уменьшение (в процентах) соответствующего параметра для оребренного пучка по сравнению с неоребранным. Например, $\Delta M = [(M_{\text{гл}} - M_{\text{ор}})/M_{\text{гл}}] \cdot 100\%$, где $M_{\text{гл}}$ и $M_{\text{ор}}$ - массы гладкотрубного и оребренного пучков, изготовленных из одинаковых материалов и передающих равные количества теплоты при одинаковых условиях движения теплоносителей. Пучок имеет минимальные массу и объем при $\varphi = 4...6$, а минимальные число труб и фронтальное сечение при $\varphi > 13$.

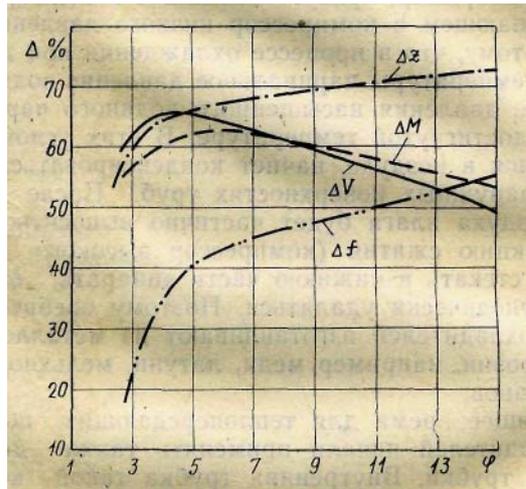


Рис. 9. Зависимость характеристик трубных пучков с алюминиевыми ребрами от коэффициента оребрения ($S_p = 2 \text{ мм}$, $S_r = 0,2 \text{ мм}$).

Анализ аналогичных кривых показал [7], что рациональные характеристики оребрения достигаются для меди [$\lambda = 384 \text{ Вт/(мК)}$] при $S_p = 1,5 \text{ мм}$, $\delta_r = 0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$, $\varphi = 12 \dots 15$; для алюминия [$\lambda = 180 \text{ Вт/(мК)}$] при $S_p = 1,5 \text{ мм}$, $\delta_r = 0,1 \dots 0,2 \text{ мм}$, $\varphi = 8 \dots 12$; для латуни [$\lambda = 85 \text{ Вт/(мК)}$] при $S_p = 1,5 \text{ мм}$, $\delta_r = 0,2 \dots 0,3 \text{ мм}$, $\varphi = 6 \dots 10$; для стали 1X18Н9Т [$\lambda = 15 \text{ Вт/(мК)}$] при $S_p = 1,5 \text{ мм}$, $\delta_r = 0,3 \text{ мм}$, $\varphi = 4 \dots 6$. Для биметаллических труб рационально одно- или двухзаходное винтовое оребрение трапецевидного профиля с толщиной у вершины ребра $\delta_r = 0,2 \dots 0,25 \text{ мм}$ и у основания $\delta_1 = 0,4 \dots 0,45 \text{ мм}$ при высоте ребра $h_r = 6 \dots 8 \text{ мм}$ и шаге $S_p = 2 \text{ мм}$.

Сопоставив приведенные данные, можно отметить, что с уменьшением теплопроводности материала уменьшаются рациональные значения коэффициентов оребрения φ при одновременном увеличении толщин ребер δ_r , шаг же оребрения целесообразно назначать минимальным. Эти выводы получены при вариации шага S_p в пределах $1,5 \dots 5,0 \text{ мм}$. Для $S_p < 1,5 \text{ мм}$ расчеты не производились, так как с уменьшением расстояния между ребрами увеличивается опасность загрязнения межреберных промежутков, которое резко снижает эффективность оребрения.

Характеристики оребренных труб, освоенных промышленностью (№ 1-3) и отобранных из числа лучших (№ 4-7) по результатам изложенного выше анализа [7] приведены в табл. 1. Следует отметить, что рациональный выбор геометрических характеристик оребрения позволяет существенно снизить массу и уменьшить объем труб в пучке. Так, например, если сравнить трубы № 1 и 5, изготовленные из одинаковых материалов, но имеющие разные ребра, то согласно данным табл. 1 оптимизация геометрических характеристик оребрения приводит в данном случае к снижению величин M и V соответственно на 47 и 35%.

Рекомендованные выше параметры оребрения получены для широко распространенных труб с внутренним диаметром $d_v = 47 \text{ мм}$. В воздухоохладителях, имеющих трубы длиной $1,5 \dots 2 \text{ м}$, такой диаметр может оказаться недостаточным для обеспечения жесткости пучка. В этом случае можно выбрать трубы с внутренним диаметром до 25 мм и более. Для воздухоохладителей, рассчитанных на малые расходы воздуха, внутренний диаметр труб целесообразно уменьшать. Геометрические характеристики нескольких видов оребренных труб различного диаметра, которые выпускаются отечественными заводами, приведены в

табл. 2.

Трубные пучки. Важным критерием, характеризующим: конструкцию теплообменного аппарата, является компактность его теплопередающей поверхности (отношение площади теплопередающей поверхности к занимаемому ею объему). Для различных типов компактных теплообменников эта величина изменяется от 200 до 4000 м²/м³. В воздухоохладителях компрессорных машин она составляет 400...500 м²/м³. Компактность теплопередающей поверхности, образованной оребренными или гладкими трубами, достигается компоновкой труб в пучки, которые подразделяются на коридорные и шахматные (рис. 10).

Трубные пучки характеризуются рядом геометрических параметров, которые играют существенную роль при расчете теплоотдачи и гидравлического сопротивления в потоке теплоносителя. Перечислим эти параметры в размерной и безразмерной формах (в дальнейшем они будут использоваться при расчете теплопередачи и сопротивления): d - наружный диаметр труб, несущих оребрение; S_1 , S_2 и S_2' - соответственно поперечный, продольный и диагональный шаги труб в пучке (см. рис. 10); $\sigma = S/d$ — относительный шаг, соответствующий выбранной размерной величине S_1 , S_2 или S_2' (σ_1 , σ_2 или σ_2'); n_1 - число труб в ряду; z - число рядов; L - длина трубки. По этим характеристикам и параметрам оребрения трубок могут быть определены суммарные массогабаритные характеристики пучка: ширина $a = n_1 S_1$, глубина $b = z S_2$, объем $V = abL$, площадь теплопередающей поверхности, масса и т. д.

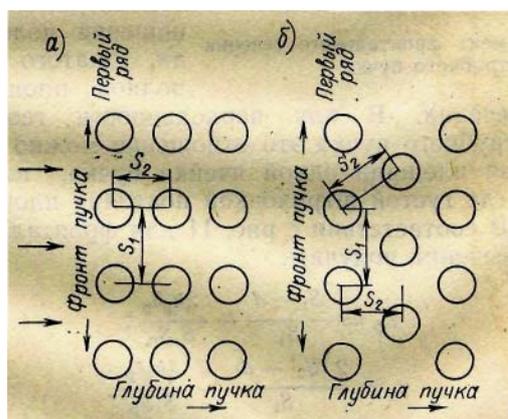


Рис. 10. Виды трубных пучков: а - коридорный; б – шахматный.

При расчете теплоотдачи и сопротивления в пучке важной геометрической характеристикой служит площадь наиболее сжатого сечения, т. е. площадь минимального не загроможденного трубками и ребрами, свободного для движения воздуха сечения. В коридорном пучке труб наиболее сжатое сечение ориентировано по фронту пучка и определяется отрезком $S_1 - d$ (см. рис. 10,а). В шахматном пучке два сжатых сечения: одно, так же как и в коридорном пучке, расположено по фронту, другое же складывается из двух межтрубных просветов в диагональных сечениях и определяется отрезком $2(S_2' - d)$ см. рис. 10,б. Поэтому в различных шахматных пучках наиболее сжатым сечением может оказаться либо фронтальное, либо диагональное.

Таблица 1. Характеристики сребренных труб и трубных пучков.

Номер трубы	Материал ребер и несущей трубы	d	$d_{п}$	$d_{в}$	S_p	$\delta_p \left(\frac{\delta_2}{\delta_1} \right)$	h_p	φ	f_1	f_c/f_1	g	M	V	n	f
		мм							-	м ²	-	кг/м	кг	м ³	шт
1	Алюминий, латунь	20.6	19	17	3.82	1.0	8.7	7.72	0.5	0.355	1.282	38	0.0383	134	0,0472
2	Медь, МНЖ-5	13.0 38.6	-	11.0 36.8	2.9	0.2	10.0	10.35	0.91	0.605	1.60	38.4	0.0417	125	0,0374
3	Алюминий, латунь	21.4	19	17	3.4	0.75	10.4	10.4	0.698	0.40	1.323	33	0.0397	120	0,0427
4	Медь, медь	19	-	17	1.5	0.2	7.5	15.0	0.895	0.40	1.24	23.7	0.02025	96	0,0397
5	Алюминий, латунь	20.4	19	17	2.0	0.25 0.4	7.3	11.0	0.704	0.367	0.891	20	0.0252	107	0,0436
6	Медь, медь.	10.0 24.1	-	8.0 22.1	1.5	0.2	7.5	15.0	0.895	0.538	1.24	25.5	0.01965	118	0,0304
7	Алюминий, латунь	13.0 24.6	15.0 26.6	11.0 22.6	2.0	0.25 0.4	7.3	11.0	0.704	0.461	0.891	22.4	0.0266	134	0,0360

Примечания:

1. d - диаметр трубы, несущей оребрение; $d_{п}$ - диаметр перехода от одного материала к другому; $d_{в}$ — внутренний диаметр труб; h_p — высота ребер; δ_p - толщина ребер; φ - коэффициент оребрения; f_1 - поверхность 1 м трубы; f_c - сжатое сечение пучка; g — масса 1 м трубы; M , V , n , f - масса, объем, число труб, фронтальное сечение на 1 кг секундного расхода теплоносителя.

2. Трубы № 2, 6, 7 - овалы, для них указаны наибольший и наименьший размеры поперечного сечения.

Таблица 2. Характеристики оребренных биметаллических труб.

№ п/п	Вид оребрения	Материал ребер - труб	D	d	$d_{п}$	$d_{в}$	S_p	δ_p
			мм					
1	Винтовое двухзаходное	Д1М — медь	42.7	21.7	19	17	3.4	0.75
2	Винтовое однозаходное	Д1М — мельхиор	31	15	12	10	2.5	0.7
3	То же	Д1М — сталь	50.6	29.6	25	21	3.5	0.7
4	То же	Д1М — латунь	49.2	29.8	25	21	3.5	0.7
5	То же	АМц — мельхиор	29	13.4	12	10	2.3	0.7
6	То же	Д1М — латунь	38	20	18	15	3.9	1.0

Примечание. Д1М и АМц — марки отожженного дюралюминия и алюминиево-марганцевого сплава.

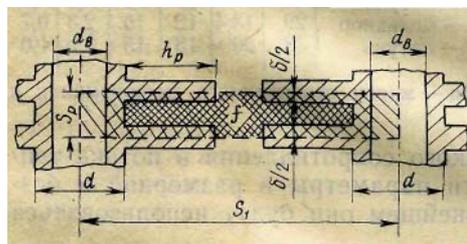


Рис. 11. Элемент фронтального сечения трубного пучка.

Назовем коэффициентом загромождения к отношению полной площади сжатого сечения к полной площади фронтального сечения. В силу периодичности геометрической структуры трубного пучка это отношение можно вычислять, рассматривая площади одной ячейки пучка, изображенной на рис. 11, где густой штриховкой показана площадь сжатого сечения. В соответствии с рис. 11 для фронтального и диагонального сечений получим:

$$\kappa_{\phi} = \frac{S_1 - d}{S_1} - \frac{2h_p \delta_p}{S_1 S_p}, \quad (47)$$

$$\kappa_{Д} = \frac{2(S'_1 - d)}{S_1} - \frac{4h_p \delta_p}{S_1 S_p}. \quad (48)$$

По величинам площади и периметра сжатого фронтального сечения ячейки может быть вычислен ее гидравлический диаметр, который используется при расчете потерь давления в теплообменнике,

$$d_r = \frac{4f_c}{\Pi_c} = \frac{2[S_p(S_1 - d) - 2h_p\delta_p]}{2h_p + S_p} \quad (49)$$

При заданной ширине пучка выбор минимально возможного шага S_1 позволяет разместить максимальное число труб n_1 в каждом ряду. В гладкотрубных пучках минимально допустимый шаг $S = 1,2d$. В случае использования оребренных поверхностей должны быть предусмотрены зазоры между ребрами соседних трубок не менее 1 мм.

Для достижения компактности пучка и обеспечения благоприятных условий теплообмена предпочтение обычно отдают его шахматной компоновке (см. рис. 10,б). Геометрические характеристики ряда рационально спроектированных шахматных пучков приведены в табл. 1 и 3. Из соображений максимальной компактности диагональный шаг между трубками часто принимают равным S_1 . При такой компоновке величина шага между соседними рядами труб определится соотношением

$$S_2 = \sqrt{S_1^2 - (S_1/2)^2}$$

Следует иметь в виду, что при умеренных и тем более при низких значениях коэффициента тепловой эффективности воздухоохладителя ε предельное стеснение пучка труб может привести к малой глубине пучка по отношению к его фронтальным размерам. Это создает неудобства при компоновке теплообменного аппарата и обуславливает необходимость использования либо более разреженного пучка труб, либо повышенной скорости воздуха.

Таблица 3

Характеристики шахматных пучков, составленных из трубок с непрерывными спиральными ребрами [4]

№ п/п	d	D	δ_p	S_p	S_1	S_2
	мм					
1	9.7	23.4	0.46	3.5	24.8	20.3
2	9.7	23.4	0.46	2.9	24.8	20.3
3	10.7	21.9	0.48	2.9	24.8	20.3
4	9.7	23.4	0.41	2.2	24.8	20.3
5	16.4	28.5	0.25	3.6	31.3	34.3
6	16.4	28.5	0.25	2.9	31.3	34.3
7	16.4	28.5	0.25	2.9	47.0	34.3
8	19.6	37.2	0.30	2.8	39.6	44.5
9	19.6	37.2	0.30	2.8	50.5	44.5
10	19.6	37.2	0.30	2.8	68.4	44.5
11	19.6	37.2	0.30	2.8	68.4	20.3
12	19.6	37.2	0.30	2.8	50.5	35.0
13	26.0	44.1	0.30	2.9	49.8	52.5
14	26.0	44.1	0.30	2.9	78.4	52.5

ГЛАВА 4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПУЧКАХ ТРУБ С НАРУЖНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Определив тип и компоновку теплопередающей поверхности воздухоохладителя с учетом ориентации ее элементов относительно потоков теплоносителей, можно найти конкретные соотношения, связывающие коэффициент теплопередачи с геометрическими параметрами и характеристиками теплопереноса. Рассмотрим биметаллическую трубу с наружным оребрением из легких высокотеплопроводных сплавов (см. рис. 8). Ребро - непрерывное, спиральное, трапециевидного профиля; внутренний слой со стороны воды толщиной δ_3 - слой загрязнения, который может образовываться в процессе эксплуатации аппарата и существенно влияет на теплопередачу.

Запишем известную из курса теории тепло- и массообмена (см. например, [2]) формулу

$$k = \left[\frac{d}{\alpha_2(d_e - 2\delta_3)} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \frac{d}{d_e} + \frac{d}{2\lambda_T} \ln \frac{d_n}{d_e} + \frac{d}{2\lambda_p} \ln \frac{d}{d_n} + \frac{1}{\alpha_1 \varphi \eta} \right]^{-1} \quad (50)$$

где k - коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности F_1 несущей гладкой трубы*); α_1 и α_2 - средние коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха и воды; λ_p , λ_T и λ_3 - коэффициенты теплопроводности оребренной трубки, внутренней трубки и слоя загрязнения; η - коэффициент эффективности оребрения, зависящий от отношения поверхности ребер к поверхности ребристой стенки F_p/F_{pc} коэффициента эффективности ребра E и правочных коэффициентов ξ и ψ , учитывающих влияние трапециевидности ребер и неравномерности коэффициента теплоотдачи по поверхности ребристой стенки [12]; d , d_b , d_n и δ_3 - геометрические размеры согласно рис. 8.

Формулу (50) можно существенно упростить, опустив в знаменателе первого слагаемого толщину слоя загрязнения (как правило, $\delta_3 \ll d_b$), кроме того, можно пренебречь третьим и четвертым слагаемыми ввиду малости термических сопротивлений внутренней и внешней трубок по сравнению с другими термическими сопротивлениями. В результате получим,

$$k = \left[\left(\frac{1}{\alpha_2} + R_3 \right) \frac{d}{d_e} + \frac{1}{\alpha_1 \varphi \eta} \right]^{-1} \quad (51)$$

где $R_3 = \delta_3/\lambda_3$ - термическое сопротивление слоя загрязнения.

Таким образом, для определения коэффициента теплопередачи необходимо рассчитать коэффициент эффективности оребрения η , зависящий от эффективности ребра E , и вычислить по соответствующим критериальным уравнениям коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , а также оценить толщину и структуру слоя загрязнения.

* При таком определении коэффициента k , согласно уравнению теплопередачи, $Q = k \bar{\Delta t} F_1$. В качестве расчетной можно выбрать другую поверхность, например, полную поверхность ребристой стенки F_{pc} . Тогда уравнение теплопередачи примет вид: $Q = k \bar{\Delta t} F_{pc}$.

§ 7. Тепловая эффективность ребер

Тепловой поток, передаваемый от одного теплоносителя через стенку к другому, прямо пропорционален площади стенки и температурному перепаду между теплоносителями. Если поверхность теплоотдачи одной стороны стенки увеличить с помощью тонких металлических ребер, как это делается в воздухоохладителе, то следует ожидать, что тепловой поток, относящийся к единице поверхности стенки, несущей ребрение, увеличится прямо пропорционально площади поверхности теплоотдачи. Однако вследствие температурного градиента вдоль ребра эффективный температурный напор снизится. Поэтому общее увеличение теплового потока будет меньше ожидаемого [5, 12]. Для удобства расчета теплоотдачи ребренной поверхностью вводят коэффициент эффективности ребра E , иногда называемый коэффициентом полезного действия ребра. Согласно определению, коэффициент эффективности ребра - это отношение количества тепла, переданного ребристой поверхностью, к тому количеству тепла, которое могло бы быть передано в случае бесконечной теплопроводности ребер.

Рассмотрим способ определения величины E для ребер различной конфигурации. Одномерное дифференциальное уравнение теплопроводности для ребра постоянного поперечного сечения имеет вид [2]

$$d^2\theta/dx^2 - m^2\theta = 0$$

где x - продольная координата ребра, отсчитываемая от его основания; $\theta = t - t_1$ - местная избыточная температура ребра; t и t_1 - местная температура ребра и постоянная температура омывающего его газа; $m = \sqrt{\alpha_p u / \lambda_p f_p}$; u и f_p - периметр и площадь поперечного сечения ребра; λ_p и α_p - коэффициент теплопроводности и средний коэффициент теплоотдачи на его боковых поверхностях.

Решая дифференциальное уравнение теплопроводности при заданной температуре t_0 в основании ребра ($x = 0$) и отсутствии теплообмена через торец ребра, получим

$$\theta = \theta_0 \operatorname{ch}[m(h_p - x)] / \operatorname{ch}(mh_p),$$

где h_p - высота ребра; $\theta_0 = t_0 - t_1$.

Теплота, передаваемая через ребро, находится из соотношения

$$Q_p = -\lambda_p \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} = \theta_0 \lambda_p f_p m \operatorname{th}(mh_p) \quad (52)$$

С другой стороны, величина Q_p может быть определена из закона Ньютона - Рихмана

$$Q_p = \int_0^{F_p} \alpha_p (t - t_1) dF_p,$$

где F_p - поверхность ребра. Приняв $\alpha_p = \text{const}$, получим

$$Q_p = \alpha_p \overline{(t - t_1)} F_p \quad (53)$$

где $\overline{(t - t_1)}$ - среднеинтегральная избыточная температура поверхности ребра.

При бесконечно большой теплопроводности ребра температура его поверхности будет приближаться к температуре в основании, и отдаваемое количество теплоты составит

$$Q_{p(\lambda_p \rightarrow \infty)} = \alpha_p (t_0 - t_1) F_p$$

Тогда согласно данному выше определению коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{Q_p}{Q_{p(\lambda_p \rightarrow \infty)}} = \frac{\overline{t - t_1}}{t_0 - t_1} = \frac{\bar{\theta}}{\theta_0} \quad (54)$$

Из уравнения (54) видно, что в качестве коэффициента эффективности ребра можно принимать отношение средней разности температур ребренной поверхности и окружающей среды к разности температур поверхности, несущей ребрение, и окружающей среды.

Для ребра постоянного поперечного сечения согласно (52) и (53) коэффициент эффективности

$$E = th(mh_p) / mh_p$$

В случае тонких призматических ребер с периметром $u = 2b + 2\delta_p \cong 2b$ (здесь b - ширина, δ_p - толщина ребра) параметр $m = \sqrt{2\alpha_p / \lambda_p \delta_p}$. Тогда, если воспользоваться числом Био $Bi = (\delta_p / \lambda_p) : (1 / \alpha_p)$, которое представляет собой отношение внутреннего термического сопротивления теплопроводности к внешнему термическому сопротивлению теплоотдаче, то

$$m = \sqrt{2Bi} / \delta_p$$

и коэффициент эффективности призматического ребра

$$E = \frac{th(\sqrt{2Bi} h_p / \delta_p)}{\sqrt{2Bi} h_p / \delta_p} \quad (55)$$

Зависимость (55) получена в предположении отсутствия теплового потока через торец ребра. При конечных высоте и теплопроводности ребра оно практически не выполняется. Пренебрежение этим тепловым потоком может существенно снизить расчетную величину передаваемого в аппарате количества теплоты Q . Не усложняя вида формулы (55), можно с достаточной точностью учесть тепловой поток через торец ребра, увеличив высоту ребра h_p на половину его толщины, т. е. подставив в (55) вместо h_p величину $h = h_p + \delta_p / 2$.

Формула (55) справедлива для прямых ребер постоянного поперечного сечения, расположенных на плоской стенке. Если ребро имеет форму диска на цилиндрическом основании, то при постоянной толщине ребра решение принципиально не отличается от изложенного выше. В этом случае дифференциальное уравнение одномерной теплопроводности есть уравнение Бесселя, имеющее решение в цилиндрических (бесселевых) функциях [2, 16].

Для широко используемых круглых дисковых ребер переменной толщины $\delta_p(r)$ (r - радиальная продольная координата ребра) уравнение теплопроводности примет вид [12]:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{\delta_p} \frac{d\delta_p}{dr} \frac{d\theta}{dr} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0, \quad (56)$$

где $m = \sqrt{\alpha_p / \lambda_p \delta_p}$. Уравнение (56) может быть проинтегрировано для целых и дробно-рациональных, функций $\delta_p(r)$. Его общее решение выражается через бесселевы функции 1-го и 2-го рода n -го порядка [16]. Например, в простейшем случае для радиального ребра постоянной толщины

$$\theta = C_1 J_0(mr) + C_2 K_0(mr),$$

где $J_0(mr)$ и $K_0(mr)$ - модифицированные функции Бесселя 1-го и 2-го рода нулевого порядка. Определить значения функции Бесселя для конкретной величины аргумента mr можно с помощью таблиц [16] или путем вычисления на ЭВМ по стандартным программам. Постоянные C_1 и C_2 находятся из граничных условий в основании и на торце ребра.

Для винтового (спирального) с шагом S_p круглого ребра переменной толщины уравнение теплопроводности еще более усложнится:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{\delta_p} \frac{d\delta_p}{dr} \frac{d\theta}{dr} + \frac{r}{S_p'^2 + r^2} \frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0 \quad (57)$$

где $S_p' = S_p/2\pi$. Аналитическое решение уравнения (57) возможно только для ребра постоянной толщины. В целях упрощения расчета коэффициента тепловой эффективности ребер E примем во внимание, что обычно шаг винтовой навивки ребра много меньше его радиуса, в этом случае справедливо неравенство $S_p'^2 \ll (D/2)^2$. Это условие позволяет почти без ущерба для точности расчета свести (57) к уравнению (56) для дисковых ребер и воспользоваться известными методами его решения [5, 12]. Сопоставление коэффициентов тепловой эффективности спирального и круглого ребер показывает, что в пределах величин S_p' , принятых в конструкциях воздухоохладителей, они различаются не более чем на 0,5%.

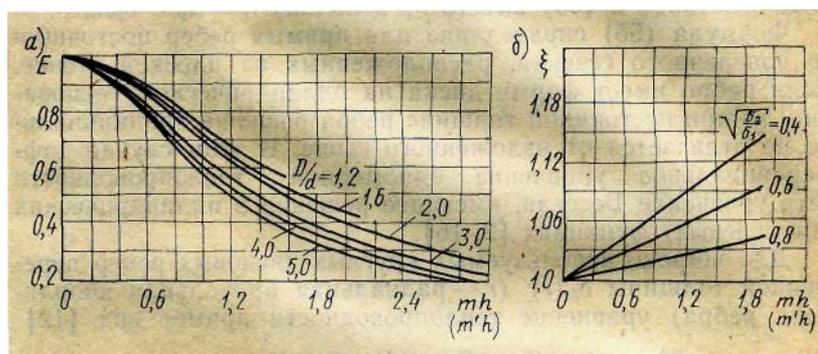


Рис. 12. К определению коэффициента эффективности круглых ребер постоянного сечения (а) и поправочного коэффициента для трапецевидных ребер (б)

Аналитическое выражение коэффициента тепловой эффективности дискового ребра даже постоянной толщины имеет сложный вид, и расчет величины E достаточно трудоемок. Поэтому при проектировании теплообменных аппаратов используется ее графическая интерпретация (рис. 12,а), где E рассчитано по указанной аналитической зависимости. На графике в качестве аргумента использована величина

$$mh = \sqrt{2\alpha_p / \lambda_p \delta_p} h = \sqrt{2Bi h} / \delta_p, \quad (58)$$

где, согласно сделанному ранее замечанию об учете теплоотдачи с торца, $h = h_p + \delta_p/2$.

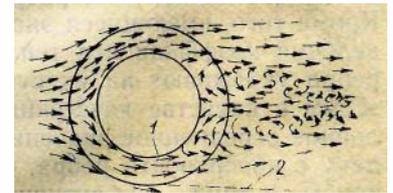
Сравнение коэффициентов эффективности круглых ребер прямоугольного и сужающегося профилей [12] показывает, что при одной и той же высоте обоих ребер и одинаковых поперечных сечениях эффективность сужающегося ребра выше, причем с увеличением параметра mh эта разница увеличивается. Коэффициент эффективности для ребер трапецевидного профиля определяется также по графику рис. 12,а с учетом того, что в (58) следует принять $\delta_p = (\delta_1 + \delta_2)/2$ и полученную величину E умножить на коэффициент ξ (рис. 12,б). § 8.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучков гладких и оребренных труб

Конвективный теплообмен в турбулентном потоке вблизи поверхности оребренной трубы и тем более пучка оребренных труб представляет собой сложный процесс, не поддающийся строгому теоретическому описанию.

О сложности характера течения в пучках оребренных труб можно судить по визуальным наблюдениям. В соответствии с ними условия обтекания труб в передних и глубинных рядах пучка значительно различаются. Первые два ряда пучка обтекаются равномерным, малотурбулентным потоком; далее, по мере движения в глубь пучка, поток турбулизируется. Схематическая картина обтекания ребристой трубы с характерными как для передних, так и для глубинных рядов особенностями представлена на рис. 13.

Отрыв потока наступает на задней половине периметра трубы; между зонами отрыва формируется клинообразная область с интенсивным образованием крупномасштабных вихрей, в ко-



торой возможно возникновение обратного течения. Сильная завихренность потока и генерируемая ею турбулентность из зоны отрыва распространяется во внешний поток. Увеличение турбулентности внешнего потока улучшает теплоотдачу труб в пучке от ряда к ряду, во-первых, за счет интенсификации конвективного обмена, а во-вторых, за счет сокращения области отрыва в кормовой части трубы. Однако, начиная с четвертого-пятого рядов пучка, средняя теплоотдача по поверхности трубы меняется слабо и зависит только от типа пучка (коридорный или шахматный). Кроме того, на теплоотдачу влияют условия течения перед пучком: степень неравномерности поля скорости и турбулентность, которые зависят от конструктивного выполнения входного участка.

Рис. 13. Обтекание ребристой трубы: 1 - область отрыва потока; 2 - граница области с повышенной турбулентностью

Сложность решения задачи конвективного теплообмена при поперечном обтекании оребренных трубных пучков, с одной стороны, и их очевидная целесообразность как одного из видов компактных теплопередающих поверхностей, с другой, обусловили необходимость постановки широких экспериментальных исследований и обобщения их результатов.

Приведенный коэффициент теплоотдачи. Обычно средний коэффициент теплоотдачи определяют как отношение переданного количества теплоты к температурному напору между средними температурами потока и стенки. Таким образом, коэффициент теплоотдачи отражает различные явления, происходящие на поверхности тела: процессы гидродинамического обтекания и конвективной теплоотдачи, формирующие неравномерное поле температур в объеме тела, процесс теплопроводности в стенке, способствующий выравниванию этого температурного поля, и др.

При расчетах среднего коэффициента теплоотдачи ребристого пучка труб, наряду с осреднением температуры потока, необходимо осреднить температуру стенки, которая изменяется по длине ребра (из-за наличия градиента температур) и отличается от температуры поверхности несущей трубы. Кроме того, имеющиеся экспериментальные данные о распределении коэффициента теплоотдачи по поверхности трубы и ребра указывают на их существенную неоднородность. Поэтому в качестве коэффициента теплоотдачи вводят его

условное осредненное значение $\alpha_{пр}$, которое учитывает теплоотдачу с поверхности ребра, с поверхности неоробренной части трубы, а также эффективность ребра E . В отечественной технической литературе он назван «приведенным».

Количество теплоты, отдаваемое ребристой поверхностью, с использованием приведенного коэффициента теплоотдачи определится в виде

$$Q = \alpha_{пр}(t_0 - t_1)F_{pс} , \quad (59)$$

где $F_{pс}$ - полная поверхность оребренной трубы; $(t_0 - t_1)$ - перепад между температурой поверхности несущей трубы и температурой потока.

Из уравнений (53) и (54) следует, что количество теплоты, отдаваемое ребрами,

$$Q_p = \alpha_p(t_0 - t_1)EF_p , \quad (60)$$

где F_p - поверхность ребер.

Теплоту, отдаваемую гладкой поверхностью оребренной трубы (межреберными промежутками) F_c , при температуре, равной температуре ребра в основании t_0 , можно определить по формуле

$$Q_c = \alpha_1(t_0 - t_1)F_c , \quad (61)$$

где α_1 - средний коэффициент теплоотдачи межреберных промежутков трубы. Тогда полное количество теплоты, переданной через оребренную поверхность,

$$Q = Q_p + Q_c = \alpha_p(t_0 - t_1)EF_p + \alpha_1(t_0 - t_1)F_c . \quad (62)$$

Приравняв правые части выражений (59) и (62), получим

$$\alpha_{пр} = \alpha_p EF_p / F_{pс} + \alpha_1 F_c / F_{pс} .$$

Для трапециевидных ребер с учетом поправочного коэффициента |

$$\alpha_{пр} = \alpha_p E k s i F_p / F_{pс} + \alpha_1 F_c / F_{pс} . \quad (63)$$

Приняв во внимание очевидное равенство $F_c / F_{pс} = 1 - F_p / F_{pс}$, а также положив $\alpha_p \cong \alpha_1$, преобразуем зависимость (63) к виду

$$\alpha_{пр} = \alpha_1 [1 - (1 - E k s i) F_p / F_{pс}] . \quad (64)$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 , стоящий в правой части уравнения (64) и распространенный на всю ребристую поверхность, называют конвективным. Именно эту величину определяют с помощью эмпирических зависимостей, обобщающих экспериментальные данные о теплоотдаче оребренных пучков.

Детальный анализ [12] указывает, однако, на недостаточную точность формулы (64), поскольку при ее выводе было принято $\alpha_1 = \text{const}$ для всей поверхности ребристой стенки. В действительности величина α_1 заметно изменяется по поверхности ребра, что оказывает существенное влияние на коэффициент эффективности ребра E . Чтобы учесть эффект неравномерности распределения α_1 по поверхности ребристой стенки, в формулу (64) вводят поправочный множитель ψ .

С учетом сделанных замечаний уравнение (64) записывают в виде

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_1 [1 - (1 - \psi E \xi) F_p / F_{\text{рс}}], \quad (65)$$

где величина, стоящая в квадратных скобках, называется коэффициентом эффективности (коэффициент полезного действия) оребрения η [см. формулы (50) и (51)]. Согласно экспериментальным данным [15] в диапазоне изменения параметра $m'h = 0,1 \dots 3,7$ поправочный коэффициент

$$\eta = 1 - 0,058 m'h, \quad (66)$$

где величина m' рассчитывается с помощью конвективного коэффициента теплоотдачи α_1

$$m' = \sqrt{2\alpha_1 / (\lambda_p \delta_p)}.$$

По вычисленному значению $m'h$ должен определяться и коэффициент эффективности ребра E .

Формулы (65) и (66) при известных характеристиках оребрения устанавливают однозначную связь между коэффициентами теплоотдачи α_1 и $\alpha_{\text{пр}}$, а именно: $\alpha_{\text{пр}} = \alpha_1 \eta$. Целесообразность введения $\alpha_{\text{пр}}$ диктуется соображениями, связанными с возможностью обобщения опытных данных о теплоотдаче на ребристых поверхностях [12]. Точность обобщения результатов таких экспериментов в виде критериальных уравнений оказывается удовлетворительной, если коэффициент α_1 определен по опытным значениям $\alpha_{\text{пр}}$ согласно формуле (65) с использованием эмпирической зависимости (66) для коэффициента ψ .

Подобие процессов конвективного теплообмена. Постановка экспериментальных исследований и обобщение их результатов базируются на теории подобия. С ее помощью размерные физические величины объединяются в безразмерные комплексы, отражающие влияние не только отдельных факторов, но и их совокупности, что позволяет сократить число переменных, характеризующих исследуемый процесс, и установить между ними физически обоснованные связи.

Теплоотдача пучка оребренных или гладких труб описывается следующей функциональной зависимостью, характерной для процессов вынужденной конвекции в пространстве сложной геометрической формы,

$$\text{Nu}_1 = f(\text{Re}_1, \text{Pr}_1, T_1/T_{\text{ст}}, L_1, L_2, \dots, L_n).$$

Здесь $\text{Nu}_1 = \alpha_1 l_0 / \lambda_1$ - число Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи); $\text{Re}_1 = \rho_1 c_1 l_0 / \mu_1$ - число Рейнольдса; $\text{Pr}_1 = \mu_1 c_{p1} / \lambda_1$ - число Прандтля; $T_1/T_{\text{ст}}$ - температурный фактор; L_1, \dots, L_n - критерии геометрического подобия трубных пучков; c_1 - характерная скорость

потока в пучке; l_0 - характерный для чисел Nu_1 и Re_1 геометрический размер пучка; ρ_1 , c_{p1} , μ_1 и λ_1 - соответственно плотность, изобарная теплоемкость, динамический коэффициент вязкости и коэффициент теплопроводности рабочего тела. Плотность и теплофизические свойства рабочего тела обычно определяются при его средней температуре в пучке и при давлении перед пучком.

Число Рейнольдса характеризует соотношение между масштабами сил инерции и вязкости. Оно всегда существенно при описании процессов вынужденной конвекции, поскольку определяет режим течения (ламинарный или турбулентный), и его величина связана с толщинами пограничных слоев на обтекаемых поверхностях, а также с границами зон отрыва потока, т. е. с локальными свойствами течения. Число Прандтля определяет соотношение между диффузионными (молекулярными) потоками количества движения и теплоты и служит характеристикой подобия теплофизических свойств. Температурный фактор $T_1/T_{ст}$, равный отношению средних температур потока и поверхностей трубного пучка, позволяет учесть зависимость теплофизических свойств воздуха от температуры. В диапазоне изменения температуры воздуха, характерном для течения в воздухоохладителе, эта зависимость проявляется слабо, и поэтому в рассматриваемых нами конкретных уравнениях теплоотдачи этот критерий отсутствует.

Для исследования теплоотдачи ребристых поверхностей разработаны экспериментальные методы, позволяющие моделировать этот процесс. Результаты экспериментов обобщаются в форме критериального уравнения, которое чаще всего имеет вид

$$Nu_1 = C \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^m,$$

где C , n и m — константы для данного типа потока и геометрии системы.

Обработка экспериментальных данных по теплоотдаче ребристых пучков связана с использованием целого ряда определяющих параметров и размеров. В работах различных авторов встречается большое разнообразие таких величин, что зачастую затрудняет сопоставление опытных данных.

Числа подобия содержат характерный размер l_0 . Из теории подобия однозначно не следует, какой размер должен быть принят в качестве характерного. В ряде случаев за определяющий линейный размер принимают комбинацию разнородных физических величин, входящих в условия однозначности. Такая комбинация имеет размерность линейной величины и пропорциональна какому-либо линейному размеру. Числа подобия содержат также физические параметры рабочего тела, зависящие от его температуры, поэтому при обработке экспериментальных данных необходимо выбрать так называемую определяющую температуру, по которой вычисляются значения физических параметров. В качестве определяющей температуры принимают или температуру стенки, или среднюю температуру газа. В случае поперечного обтекания пучка важно рационально выбрать определяющую скорость потока, в качестве которой чаще всего принимают скорость в наиболее сжатом сечении.

Следует помнить, что в расчетах по критериальным уравнениям определяющие температуру и линейный размер, а также характерную скорость необходимо назначать точно так же, как это было сделано при обработке экспериментальных данных. Неучет этого обстоятельства может повлечь значительные ошибки.

Конвективный коэффициент теплоотдачи. Рассмотрим обобщенные экспериментальные данные о теплоотдаче гладкотрубных и оребренных пучков, в том числе и оребренных спиральными ребрами, обработанные в критериальном виде [15] и включенные в нормативные методы проектирования теплообменной аппаратуры. При обработке этих данных конвективные коэффициенты теплоотдачи были отнесены к полной поверхности теплообмена $F_{p\ c}$, а в качестве определяющих приняты следующие величины:

- линейный размер

$$l_0 = dF_c/dF_{pc} + \sqrt{(\pi/4)(D^2 - d^2)}F_p/dF_{pc} \quad *1 \quad (67)$$

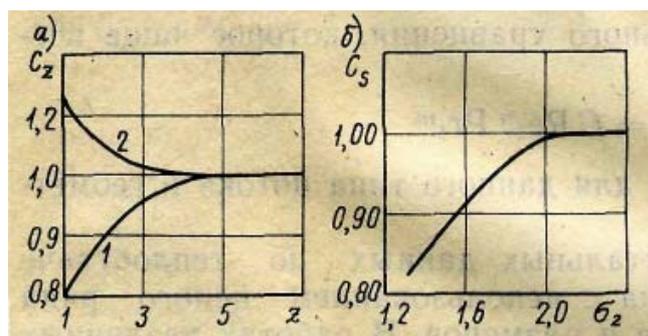


Рис. 14. К определению коэффициента теплоотдачи α_1 , шахматных (1) и коридорных (2) пучков: а - поправочный коэффициент на число рядов z в трубном пучке; б - поправочный коэффициент на расположение труб в коридорном пучке

- характерная скорость c_1 , рассчитанная по наиболее сжатому сечению пучка;

- средняя температура воздуха, по которой определяются его физические параметры: $t_1 = t_2 + \Delta t$, где t_2 - средняя температура воды и Δt - средний температурный напор.

Для шахматных пучков гладких и оребренных труб со спиральными и круглыми ребрами прямоугольного и трапециевидного сечений критерий Нуссельта рекомендуется определять из соотношения

$$Nu_1 = 0,36 Re_1 Pr_1^{0,33} C_z C_s \varphi^{-0,5}$$

где показатель степени $n = 0,6\varphi^{0,07}$; φ - коэффициент оребрения; C_z - поправочный коэффициент на число рядов в пучке; C_s - коэффициент формы пучка.

Поправочный коэффициент $C_z = 1$ при числе рядов $z \geq 4$, если $z < 4$, то значение C_z определяется по графику на рис. 14,а (кривая 1). Коэффициент формы пучка $C_s = [(\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1)]^{0,1}$, где $\sigma_2' = \sqrt{\sigma_1^2/4 + \sigma_2^2}$ - относительный диагональный шаг.

Характерная скорость, входящая в число Рейнольдса Re_1 должна определяться, как уже указывалось, по наиболее сжатому сечению пучка. В случае $(\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1) > 2$ наиболее сжатое сечение - диагональное; если $(\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1) < 2$, это сечение - фронтальное.

Критериальное уравнение (68) справедливо в диапазонах изменения числа $Re_1 = 5 \cdot 10^3 \dots 37 \cdot 10^4$, коэффициента оребрения $\varphi = 1 \dots 21,2$, характерного размера $l_0 = 12 \dots 178$ мм и коэффициента формы пучка $C_s = 0,46 \dots 2,2$.

Для коридорных пучков гладких и оребренных труб со спиральными и круглыми ребрами прямоугольного и трапециевидного сечений критерий Нуссельта рекомендуется вычислять из соотношения

$$Nu_1 = 0,2 Re_1^n Pr_1^{0,33} C_z C_s \varphi^{0,7}, \quad (69)$$

где $n = 0,65\varphi^{0,07}$; поправочный коэффициент на число рядов C_z при $z < 4$ определяется по

кривой 2 на рис. 14, а (при $z \geq 4$ коэффициент $C_z = 1$); коэффициент формы пучка $C_s = 1$, если $\sigma_2 > 2$, а при $\sigma_2 < 2$ величину C_s находят по графику на рис. 14, б.

Критериальное уравнение (69) справедливо в диапазонах изменения числа $Re_1 = 10^4 \dots 37 \cdot 10^4$, коэффициента оребрения $\varphi = 1 \dots 18,5$ и характерного размера $l_0 = 27 \dots 178$ мм.

§ 9. Теплоотдача при вынужденном движении теплоносителя внутри труб

Теплоотдача при движении теплоносителя внутри труб - наиболее изученный случай конвективного теплообмена. Имеющиеся рекомендации по расчету теплоотдачи в трубах относятся как к ламинарному, так и к турбулентному течению теплоносителя. С целью выбора зависимостей, имеющих непосредственное отношение к расчету теплоотдачи в трубах воздухоохладителей, остановимся на особенностях условий теплообмена и движения в них охлаждающей воды.

Как уже отмечалось, отношение теплоемкостей массового расхода W_1/W_2 не должно превышать 0,1. Это отношение может быть обеспечено лишь при больших расходах охлаждающей воды, когда изменение температуры воды в аппарате не превышает $10 \dots 15^\circ\text{C}$. Еще меньшее изменение температуры будет в поперечном сечении труб, что позволяет не вводить в расчет температурный фактор и рассчитывать теплоотдачу без предварительной оценки температуры внутренней поверхности трубы. Для обеспечения условий, способствующих самоочистке труб от загрязнений, при проектировании воздухоохладителя следует выбирать высокие скорости движения воды, соответствующие турбулентному режиму течения. Это эксплуатационное требование согласуется с необходимостью выбора высоких значений теплоемкости массового расхода воды W_2 . Длина труб в пучках теплообменных аппаратов обычно много больше их диаметра: $L/d_b > 50$. Поэтому для расчета коэффициентов теплоотдачи в трубах воздухоохладителя достаточно располагать критериальными зависимостями, описывающими турбулентное стабилизированное движение несжимаемой жидкости. Для этого случая расчетные рекомендации, основанные на гидродинамической теории теплообмена [2], связывают осредненный по поверхности трубы коэффициент теплоотдачи с параметрами течения и сопротивления

$$Nu = \frac{\lambda_{mp}}{8} \frac{Re_2 Pr_2}{1 + \frac{900}{Re_2} + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda_{mp}}{8} (Pr_2^{0,67} - 1)}} \quad (70)$$

где коэффициент потерь трения при изотермическом движении несжимаемого потока в длинных трубах ($L/d_b > 50$)

$$\lambda_{тр} = (1,82 \cdot 1gRe_2 - 1,64)^{-2}. \quad (71)$$

Критериальное уравнение (70) справедливо в диапазонах изменения числа $Re_2 = 4 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^6$ и числа $Pr_2 = 0,5 \dots 5 \cdot 10^5$. В качестве определяющих величин приняты среднерасходная скорость в трубе c_2 , внутренний диаметр трубы d_b и средняя температура тепло-

* Для гладкотрубных пучков $F_p = 0$ и $F_c = F_{pc}$, а следовательно, $l_0 = d$.

носителя в канале $t_2 = (t_2' + t_2'')/2$.

В диапазоне изменения числа $Pr_2 = 0,6...2500$ вместо уравнения (70) можно использовать формулу М. А. Михеева [9]:

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43}. \quad (72)$$

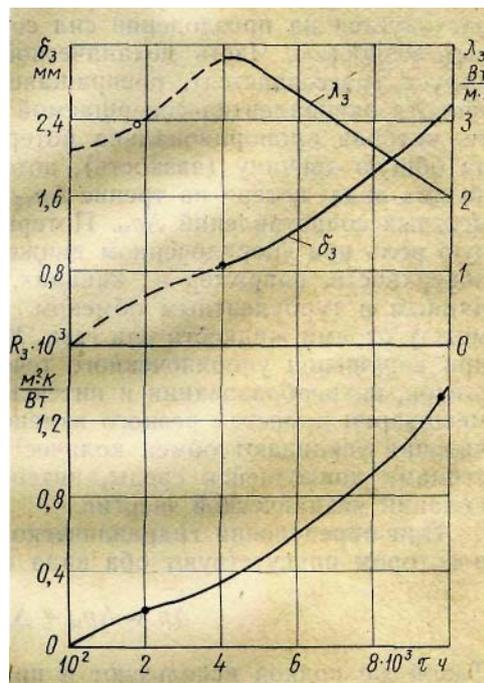
Соотношение (72) применимо к расчету теплоотдачи в трубах с любой формой поперечного сечения, для которых за определяющий размер принимается гидравлический диаметр d_r .

При расчете по формулам (70) и (72) среднего коэффициента теплоотдачи для коротких труб ($L/d_b < 50$) полученные значения Nu_2 необходимо умножить на поправку ε_l , учитывающую увеличение теплоотдачи на начальном участке течения,

$$\varepsilon_l = 1 + 2/(L/d_b) \quad (73)$$

§ 10. Термическое сопротивление слоя загрязнения

В процессе эксплуатации воздухоохлаждателей происходит загрязнение стенок водяного тракта, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи и к увеличению гидравлического сопротивления. Для обеспечения гарантированной температуры охлаждаемого газа в течение заданного срока непрерывной работы (без остановки для очистки) площадь теплопередающих поверхностей теплообменников выбирается с запасом. Снижение расчетного коэффициента теплопередачи вследствие загрязнения может достигать 15...30%. Эта величина определяется термическим сопротивлением слоя загрязнения и зависит от качества водоподготовки и очистки поверхности в период эксплуатации.



В настоящее время опубликовано лишь несколько работ, посвященных изучению величины и структуры слоя загрязнения водяного тракта. Для приближенной оценки влияния степени загрязнения на коэффициент теплопередачи воспользуемся экспериментальными результатами [6]. На рис. 15 приведены опытные данные, отражающие характер изменения толщины слоя загрязнения со стороны воды R_3 и его коэффициента теплопроводности λ_3 во времени с момента ввода в эксплуатацию теплообменного аппарата.

Изменение термического сопротивления R_3 во времени (рис. 15) позволяет оценить влияние слоя загрязнения на коэффициент теплопередачи. Например, если принять время работы теплообменного аппарата без очистки равным 5000 ч, то средняя толщина слоя

Рис. 15. Изменение во вре-загрязнения может составить 1 мм, что вызовет сопротивление толщины, теплопроводности тивления слоя загрязнения появление дополнительного и термического сопротивления слоя загрязнения.

термического сопротивления $R_3 = 0,0005 \text{ м}^2\text{К/Вт}$, а это эквивалентно примерно четырехкратному уменьшению коэффициента теплоотдачи α_2 на внутренней поверхности труб. При коэффициенте оребрения ϕ трубного пучка теплообменных аппаратов в пределах 8...12 загрязнение может понизить теплопередачу на 20...30%. Представляется целесообразным проводить оценки эффективности различных теплообменных поверхностей, используемых в воздухоохладителях, с учетом термического сопротивления слоя загрязнения, принимая его одинаковым для сравниваемых вариантов.

ГЛАВА 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

Необходимые затраты мощности на поддержание движения теплоносителей определяются их массовыми расходами, теплофизическими свойствами и особенностями конструкции воздухоохладителя. Энергия, приобретенная потоком воздуха за счет работы компрессора и сообщенная воде насосом, расходуется на преодоление сил сопротивления, обусловленных вязкостью. Часть механической энергии потоков диссипирует (рассеивается), превращаясь в теплоту трения. Эта теплота эквивалентна совершаемой против сил трения работе, которая пропорциональна потерям давления. Несмотря на общую причину (вязкость), потери давления разделяют на два вида: потери на трение $\Delta p_{\text{тр}}$ и потери на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м}}$. Потери на трение играют главную роль при упорядоченном движении среды вдоль твердой поверхности, например в каналах, и обусловлены молекулярным и турбулентным обменом количествами движения между слоями жидкости или газа. Местные потери возникают при нарушении упорядоченного течения, отрыве потока от стенок, вихреобразовании и интенсивном турбулентном перемешивании в местах резкого изменения границ течения. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами движущейся среды, интенсифицируя процесс диссипации механической энергии.

При определении гидравлического сопротивления канала, в котором присутствуют оба вида потерь, они суммируются:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (74)$$

Такой же подход используют и при расчете любого тракта, составленного из различных участков течения:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum_i \Delta p_{\text{Mi}} + \sum_j \Delta p_{\text{mj}} \quad (75)$$

В расчетах потерь давления оперируют безразмерными коэффициентами сопротивления, которые представляют собой отношение потерянной мощности ΔN на данном участке потока к кинетической энергии в единицу времени в некотором сечении потока F :

$$\zeta = \frac{\Delta N}{0,5\rho Fc^3} = \frac{\Delta N}{0,5Gc^2} \quad (76)$$

где G - массовый расход среды; c - среднерасходная скорость.

При постоянной плотности среды ρ выражение (76) преобразуется к виду

$$\zeta = \frac{\Delta p_{\text{общ}}}{0,5\rho c^2} \quad (77)$$

В соответствии с формулой (74) при неизменной скорости потока коэффициент сопротивления

$$\zeta = \zeta_M + \zeta_{тр} . \quad (78)$$

Здесь $\zeta_M = \Delta p_M / (\rho c^2 / 2)$ - коэффициент местного сопротивления, а $\zeta_{тр} = \Delta p_{тр} / (\rho c^2 / 2)$ - коэффициент сопротивления трения. Коэффициент сопротивления трения согласно формуле Дарси выражается через коэффициент потерь на трение $\lambda_{тр}$ следующим образом:

$$\zeta_{тр} = \lambda_{тр} L / d_r , \quad (79)$$

где $\lambda_{тр}$ - относительные потери давления на трение, приходящиеся на длину одного калибра канала; L/d_r - число калибров; L - длина канала; d_r - его гидравлический диаметр. При этом формула (78) запишется в виде

$$\zeta = \zeta_M + \lambda_{тр} L / d_r . \quad (80)$$

В сложном тракте, на различных участках которого скорость потока меняется, общие потери давления определяются согласно формуле (75). Подставив в нее коэффициенты сопротивлений, получим

$$\Delta p_{общ} = \sum_i \zeta_{Mi} \frac{\rho c_i^2}{2} + \sum_j \lambda_j \frac{L_j}{d_j} \frac{\rho c_j^2}{2} \quad (81)$$

где ζ_{mj} и λ_j — коэффициенты местных сопротивлений и потерь трения для различных участков тракта теплоносителя. Каждый из трактов характеризуется своей величиной общих потерь давления: для воздушного тракта Δp_1 , для водяного Δp_2 .

Наряду с коэффициентами потерь можно ввести число Эйлера

$$Eu = \Delta p / (\rho c^2) , \quad (82)$$

определяемое подобием динамических и геометрических характеристик потоков. Из выражения (82) следует, что $Eu = \zeta / 2$. Условия подобия течений вязких несжимаемых сред позволяют получить критериальные уравнения для определения безразмерных потерь давления в виде

$$\zeta = f(Re, L_1, L_2, \dots, L_n) , \quad (83)$$

где Re - число Рейнольдса; L_1, \dots, L_n - безразмерные геометрические параметры, характеризующие область течения. Конкретные выражения зависимости (83) получены для течений в самых разнообразных условиях [1]. Зная величины ζ_M и $\lambda_{тр}$, можно определить по формуле (81) общие потери давления $\Delta p_{общ}$ и соответствующие потери мощности в несжимаемом потоке:

$$\Delta N = G \Delta p_{общ} / \rho . \quad (84)$$

§11. Сопротивление при течении воды в трубах

Потери давления по длине прямой трубы (канала) постоянного поперечного сечения, как уже отмечалось, вычисляются по формуле Дарси

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} (L/d_r) 0,5 \rho c^2 . \quad (85)$$

Для круглых труб гидравлический диаметр d_r равен их собственному диаметру d_b , для каналов другой формы поперечного сечения гидравлический диаметр равен, как было указано в § 6, отношению $4F/\Pi$. Использование гидравлического диаметра в качестве характерного

размера для труб (каналов) некруглой формы допустимо лишь при развитом турбулентном течении ($Re_2 = c_2 d_r / \nu_2 > 10^4$).

Коэффициент потерь трения зависит от числа Рейнольдса, от относительной длины трубы, если она меньше двадцати пяти калибров, а также от шероховатости стенок.

Геометрически шероховатость определяется средней высотой бугорков на поверхности стенки Δ . Величина Δ называется абсолютной геометрической шероховатостью, а отношение $\bar{\Delta} = \Delta / d_r$ - относительной шероховатостью. Однако ни величина Δ , ни $\bar{\Delta}$ исчерпывающим образом не определяют коэффициент потерь $\lambda_{тр}$. Кроме них надо знать еще и структуру шероховатости, т. е. распределение неровностей по поверхности трубы.

Различают два вида шероховатости: равномерно-зернистую, или песочную, и неравномерную. Для широкого диапазона изменения $\bar{\Delta}$ в равномерно-шероховатых трубах И. Никурадзе была установлена зависимость $\lambda_{тр}$ от числа Рейнольдса.

Большинство технических труб имеет неравномерную шероховатость, которая зависит от материала, способа производства труб, степени коррозии и загрязнения стенок. Разнообразие видов неравномерной шероховатости делает необходимым использование понятия эквивалентной шероховатости $\Delta_э$, которое определяется следующим образом: если коэффициенты потерь $\lambda_{тр}$ технической трубы и трубы с равномерной шероховатостью совпадают, то считается, что техническая труба имеет эквивалентную шероховатость $\Delta_э$, равную абсолютной геометрической шероховатости Δ трубы с равномерной шероховатостью. Значения величин эквивалентной шероховатости $\Delta_э$ для труб, которые используются в пучках воздухоохлаждающих, приведены в табл. 4.

Таблица 4

Эквивалентная шероховатость труб [1]

№ п/п	Вид труб	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	$\Delta_э$, мм
1	Цельнотянутые из меди и латуни	Технически гладкие	0.0015... 0.0100
2	Алюминиевые	Технически гладкие	0.015... 0.06
3	Цельнотянутые стальные	Новые, не бывшие в употреблении	0.02... 0.10
4	Цельносварные стальные	После одного года эксплуатации	0.12
		Новые или старые в хорошем состоянии	0.04...0.10
		Бывшие в эксплуатации, равномерная коррозия	0.15

Зависимость коэффициента потерь от числа Рейнольдса при различной относительной шероховатости $\bar{\Delta} = \Delta_э / d$ графически представлена на рис. 16. Для расчетов можно также пользоваться формулой

$$\lambda_{тр} = \left[2 \lg \left(\frac{2,51}{Re_2 \sqrt{\lambda_{тр}}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right) \right]^{-2}, \quad (86)$$

где коэффициент трения - неявная функция от числа Рейнольдса. При $\bar{\Delta} = 0,00008...0,0125$ справедлива упрощенная формула

$$\lambda_{mp} = 0,11(\bar{\Delta} + 68/Re_2)^{0,25}. \quad (87)$$

Если $Re_2 > 560/\bar{\Delta}$, то коэффициент потерь перестает зависеть от числа Рейнольдса и зависит только от относительной шероховатости (см. рис. 16). Эта область называется областью квадратичного закона сопротивления Прандтля - Никурадзе:

$$\lambda_{mp} = [2 \lg(3,7/\bar{\Delta})]^{-2}. \quad (88)$$

Для турбулентного режима течения в трубах эллиптического сечения коэффициент потерь трения равен коэффициенту потерь в круглых трубах, если гидравлический диаметр эллиптических труб приближенно определять с помощью зависимости

$$d_z = \frac{a_0 b_0}{0,75(a_0 + b_0) - 0,5\sqrt{a_0 b_0}} \quad (89)$$

где a_0 и b_0 — наибольший и наименьший размеры поперечного сечения.

При расчете потерь давления в водяном тракте воздухоохладителя необходимо учитывать местные потери в потоке

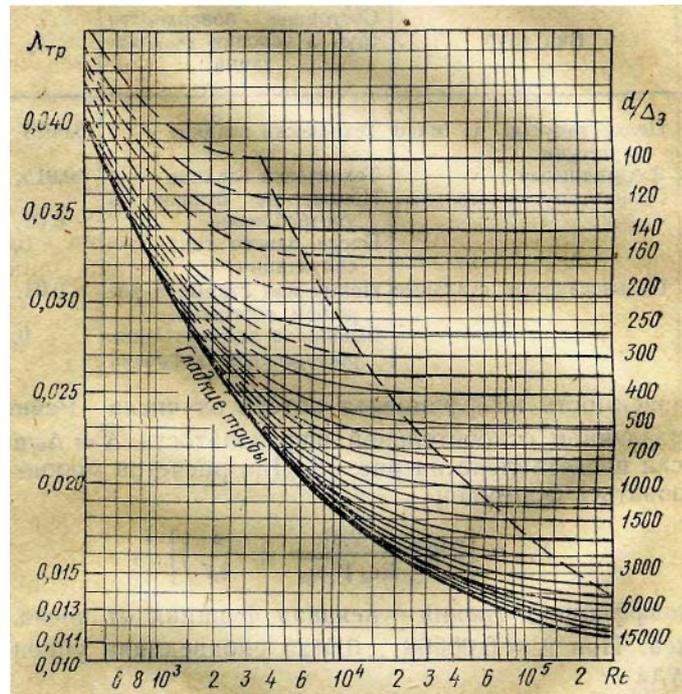


Рис. 16. Коэффициент потерь трения в круглых трубах

при входе в трубки и на выходе из них. Коэффициент местного сопротивления при входе в трубу с острой кромкой $\zeta_{вх} = 0,5$. В зависимости от скругления кромок он может уменьшаться до 0,25. Для определенности в расчетах примем первое, максимальное значение $\zeta_{вх}$. Коэффициент местного сопротивления на выходе из трубы $\zeta_{вых} = 1,1$.

Суммарный коэффициент сопротивления для одного хода по воде найдем в соответствии с формулой (80):

$$\zeta_{1x} = \zeta_{вх} + \lambda_{тр}L/d_r + \zeta_{вых} \quad (90)$$

Общую же величину коэффициента сопротивления водяного тракта, исключая сопротивление трубопроводной сети, подводящей и отводящей воду из воздухоохладителя, определим

следующим образом:

$$\zeta_2 = m \zeta_{1x}, \quad (91)$$

где m - число ходов по воде. Вычислив потери давления, отнесенные к скорости воды в трубках,

$$\Delta p_2 = \zeta_2 0,5 \rho_2 c_2^2, \quad (92)$$

определим, согласно формуле (84), мощность насоса, необходимую для прокачки воды через воздухоохладитель,

$$N_2 = (G_2 \Delta p_2) / \rho_2. \quad (93)$$

Полученное таким образом значение мощности насоса несколько занижено, так как оно не учитывает потерь при движении воды в коллекторах и, как уже отмечалось, потерь в подводящем и отводящем воду трубопроводах. Однако заложенная в расчете погрешность незначительна.

§ 12. Сопротивление при течении воздуха сквозь трубные пучки

Сложная структура течения воздуха, формирующаяся в межтрубном пространстве пучка, была кратко охарактеризована в § 8. В шахматных и коридорных пучках (оребранных и гладких) области течения с потерями на трение и на преодоление местных сопротивлений неразделимы.

В потоке соседствуют зоны с течениями вблизи стенок труб и ребер и зоны интенсивного перемешивания, связанные с отрывами, сжатиями и расширениями воздушных струй в межтрубных и межреберных промежутках. Значения коэффициентов сопротивления зависят от размеров трубного пучка, числа Рейнольдса и теплофизических свойств среды. Приводимые далее расчетные соотношения получены путем критериальной обработки экспериментальных данных, основанных на измерении перепада полных давлений ($p^* = p + \rho c^2/2$) между сечениями перед пучком и за ним. Поэтому они учитывают все сопротивления, в том числе сопротивления при входе и на выходе из пучка.

При расчете гидравлического сопротивления в пучках скорость потока определяют по наиболее сжатому сечению, которое выбирают так же, как и при расчете теплоотдачи (см. § 8). Плотность и кинематический коэффициент вязкости вычисляют при среднеарифметической температуре потока: $T_{1cp} = (T_1' + T_1'')/2$. Увеличение плотности воздуха при охлаждении приводит к уменьшению среднерасходной скорости, т. е, к замедлению потока в пучке. В расчетах это обстоятельство частично учитывают путем, отнесения потерь давления к скорости $c_{1cp} = c_1(T_1/T_1')$. Кроме того, вводят дополнительный условный коэффициент сопротивления

$$\zeta_t = 2(T_1'' - T_1') / T_{1cp}, \quad (94)$$

который при охлаждении воздуха в пучке оказывается меньше нуля, что означает уменьшение потерь давления в охлаждаемом потоке по сравнению с изотермическим или нагреваемым потоками.

Ниже приводятся обобщенные экспериментальные данные о коэффициентах сопротивления при поперечном обтекании гладкотрубных и оребранных пучков, в том числе оребранных спиральными ребрами [1].

Гладкотрубные пучки. Структуры потоков при поперечном обтекании коридорных и шахматных пучков труб существенно различны. Поэтому экспериментальные данные о гидравлическом сопротивлении обобщаются разными критериальными уравнениями.

Для коридорных пучков коэффициент сопротивления

$$\zeta_{1п} = \zeta_0 z, \quad (95)$$

где z - число рядов в пучке; ζ_0 - коэффициент сопротивления одного ряда пучка, зависящий от поперечного σ_1 и продольного σ_2 относительных шагов (см. § 6) и числа Рейнольдса $Re_1 = c_{1cp}d/v_1$. Число Re_1 содержит характерную скорость c_{1cp} , вычисленную для наиболее сжатого сечения пучка при среднеарифметической температуре потока.

Величину ζ_0 в области значений относительного поперечного шага $1,1 < \sigma_1 \leq 7$ вычисляют по следующим формулам:

- при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ в диапазоне $0,06 \leq (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2 - 1) \leq 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} Re_1^{-0,2}; \quad (96)$$

- при $\sigma_1 > \sigma_2$ в диапазоне $1 < (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2 - 1) \leq 8$ коэффициент

$$\zeta_0 = 0,38(\sigma_1 - 1)^{-0,5} \left(\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} - 0,94 \right)^{-0,59} Re_1^{-0,2} \left(\frac{\sigma_2 - 1}{\sigma_1 - 1} \right)^2. \quad (97)$$

Для шахматных пучков коэффициент сопротивления

$$\zeta_{1п} = \zeta_0(z+1), \quad (98)$$

где ζ_0 зависит от поперечного σ_1 , продольного σ_2 и диагонального $\sigma_2' = \sqrt{\sigma_1^2/4 + \sigma_2^2}$ относительных шагов, а также от числа Рейнольдса Re_1 вычисленного по скорости в наиболее сжатом сечении пучка при среднеарифметической температуре потока. В области значений чисел Рейнольдса $10^3 < Re_1 < 2 \cdot 10^5$ коэффициент

$$\zeta_0 = C_s Re_1^{-0,27}, \quad (99)$$

где C_s - коэффициент формы шахматного пучка. Значение C_s для различных сочетаний геометрических параметров пучка вычисляют по следующим формулам:

- при $0,1 < (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1) < 1,7$ в случае $\sigma_1 \geq 1,44$

$$C_s = 3,2 + 0,66 \left(1,7 - \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \right)^{1,5}, \quad (100)$$

если же $\sigma_1 < 1,44$

$$C_s = 3,2 + 0,66 \left(1,7 - \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \right)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11} \left[0,8 + 0,2 \left(1,7 - \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \right)^{1,5} \right]; \quad (101)$$

- для стесненных пучков, у которых диагональное сечение почти равно поперечному или меньше его, когда

$1,7 \leq (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1) \leq 6,5$ в случае $1,44 \leq \sigma_1 \leq 3,0$ коэффициент

$$C_s = 0,44 \left[\left(\sigma_1 - 1/\sigma_2' - 1 \right) + 1 \right]^2, \quad (102)$$

если же $\sigma_1 < 1,44$

$$C_s = [0,44 + (1,44 - \sigma_1)] \left[\left(\sigma_1 - 1/\sigma_2' - 1 \right) + 1 \right]^2; \quad (103)$$

- при $(\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1) \geq 1,7$ в случае $3 \leq \sigma_1 \leq 10$ величина

$$C_s = 0,062 + 0,21(10 - \sigma_1)^{-0,24}. \quad (104)$$

Оребренные пучки с круглыми и спиральными однозаходными ребрами. Гидравлическое сопротивление пучков, оребренных как круглыми, так и спиральными ребрами, практически одинаково, если шаг спиральной навивки мал. Этому условию отвечают изменяемые в воздухоохладителях однозаходные спиральные ребра.

Для шахматных пучков коэффициент сопротивления

$$\zeta_{1п} = \zeta_0 z C_z, \quad (105)$$

где C_z - поправка на число рядов, равная единице в случае $z > 5$, что характерно для пучков воздухоохладителей. Значения коэффициента C_z при $z \leq 5$ приведены в [1].

Коэффициент сопротивления одного ряда труб определяется по формуле

$$\zeta_0 = C_s \text{Re}_1^{-0,25}, \quad (106)$$

где коэффициент формы пучка $C_s = 5,4l_0/d_r$ и d_r - гидравлический диаметр наиболее сжатого поперечного сечения, а число Рейнольдса $\text{Re}_1 = c_{1cp}l_0/v_1$ вычисляется по средней скорости также в наиболее сжатом сечении пучка при среднеарифметической температуре потока и по условию характерному размеру l_0 . Величины d_r и l_0 определяются по формулам (49) и (67) соответственно.

Зависимости (105) и (106) применимы в диапазоне $0,15 < l_0/d_r < 6,5$ и в области чисел Рейнольдса $2,2 \cdot 10^3 < \text{Re}_1 < 1,8 \cdot 10^5$. Если $\text{Re}_1 > 1,8 \cdot 10^5$, то коэффициент сопротивления одного ряда

$$\zeta_0 = 0,26(l_0/d_r)^{0,3}. \quad (107)$$

Для коридорных пучков коэффициент сопротивления определяется формулой того же внешнего вида, что и для шахматных,

$$\zeta_{1п} = \zeta_0 z C_z, \quad (108)$$

однако с иным выражением для величины ζ_0 . В формуле (108) коэффициент сопротивления одного ряда

$$\zeta_0 = C_s \text{Re}_1^{-0,08} \quad (109)$$

где коэффициент формы пучка

$$C_s = 0,52(l_0/d_z)^{0,3}(\sigma_1 - 1/\sigma_2 - 1)^{0,68}$$

Соотношения (108) и (109) применимы в области относительного линейного размера $0,85 < l_0/d_r < 11,5$ в зоне изменения соотношения шагов $0,5 < (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2 - 1) < 2$ и в диапазоне чисел Рейнольдса $4 \cdot 10^3 < \text{Re}_1 < 1,6 \cdot 10^5$. Число Re_1 определяется так же, как и для шахматных пучков. Поправка на число рядов C_z также равна единице при $z > 5$.

Полный коэффициент сопротивления воздушного тракта для выбранного типа пучка

$$\zeta_1 = \zeta_{1п} + \zeta_t, \quad (110)$$

а потери давления Δp_1 и затраты мощности N_1 на прокачку воздуха через пучок составляют:

$$\Delta p_1 = \zeta_1 0,5 \rho_{1cp} c_{1cp}^2 \quad (111)$$

$$N_1 = G_1 \Delta p_1 / \rho_{1cp} \quad (112)$$

Если воздухоохладитель сконструирован из двух одинаковых трубных пучков, и поток воздуха

между ними совершает поворот на 180° , как это показано на рис. 2, то потери давления в каждом из пучков суммируются и дополнительно увеличиваются из-за местных потерь при резком повороте потока. Коэффициент сопротивления для такого поворота $\zeta_{180} \cong 2$.

ГЛАВА 6. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ

В предыдущих главах были рассмотрены вопросы рационального выбора тепловых схем воздухоохладителей и конструкций их теплопередающих поверхностей. Анализ проводился на основе общих теплотехнических соображений в объеме, достаточном для студенческой курсовой работы. Вместе с тем следует иметь в виду, что современные достижения в области оптимального проектирования позволяют поставить существенно более общую, задачу оптимизации теплообменных аппаратов [3, 5], в том числе воздухоохладителей компрессоров. Решение этой задачи требует проведения оптимизирующего расчета, по результатам которого устанавливаются конструктивные параметры, а также энергетические и эксплуатационные показатели, удовлетворяющие условию существования экстремума целевой функции (показателя оптимальности).

Выбор целевой функции определяется задачей оптимизации. Наиболее объективным показателем оптимальности следует считать экономический, в качестве которого, согласно принятой в народном хозяйстве методике технико-экономического анализа, выбирают приведенные годовые затраты - функцию капитальных вложений, эксплуатационных расходов и нормативного коэффициента экономической эффективности. Постановка оптимизирующего расчета для этой целевой функции требует большого числа достоверных экономических оценок, получение которых - специальная задача, выходящая за пределы курса теории тепло- и массообмена. Кроме того, в процессе численного решения полной задачи оптимизации возникают значительные математические трудности.

Сложность постановки и решения полной задачи оптимизации делает целесообразным решение частных задач оптимизации с различными целевыми функциями. При проектировании теплообменных аппаратов в число таких целевых функций могут входить энергетические (например, ϵ), конструктивные (например, масса и объем) и эксплуатационные параметры оптимизации.

Выбор рациональных поверхностей теплообмена - также одна из частных задач оптимизации теплообменных аппаратов. К настоящему времени выполнен большой объем работ, посвященных проблеме сравнительной оценки эффективности поверхностей теплообмена. Большинство этих исследований базируется на методических основах, предложенных М. В. Кирпичевым и А. А. Гухманом. Согласно идеям М. В. Кирпичева эффективность поверхности теплообмена оценивается энергетическим коэффициентом, который представляет собой отношение переданной теплоты к работе, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений. Такая оценка справедлива при одинаковых площадях теплопередающих поверхностей сравниваемых вариантов теплообменных аппаратов. Система критериев оптимальности А. А. Гухмана позволяет варьировать площадь теплопередающей поверхности в процессе поиска оптимальных вариантов. Используя характеристики современных и перспективных типов поверхностей теплообмена, можно решать одну из указанных задач оп-

тимизации конструкции теплообменного аппарата по массе и объему. Ее решение целесообразно искать для фиксированного теплового потока и заданной величины работы, затраченной на перемещение теплоносителей, а также при равных расходах и температурах рабочих тел на входе и выходе из аппарата. Именно в этом плане на первом этапе выполнения курсовой работы ставится задача выбора (из числа заданных) рациональной теплопередающей поверхности воздухоохладителя. Второй этап курсовой работы посвящен конструкторскому расчету воздухоохладителя с обоснованно выбранной теплопередающей поверхностью.

§ 13. Выбор теплопередающей поверхности

Первый этап курсовой работы предусматривает выполнение ряда однотипных расчетов, которые проводятся с помощью ЭВМ.

Исходные данные. Воздухоохладитель - неотъемлемая часть компрессорной установки, поэтому его внешние параметры (расход и давление воздуха, температура воды и воздуха при входе и на выходе) определяются характеристиками всего агрегата и составляют одну группу исходных данных. Другая группа исходных данных - геометрические и теплофизические характеристики теплопередающих поверхностей. Для анализа задаются как минимум три теплопередающих поверхности, которые различаются либо одним, либо несколькими признаками, существенно влияющими на теплопередачу и на сопротивление воздушного тракта. К исходным данным относятся также допущения, принятые в расчетах, которые упрощают алгоритм, позволяя вместе с тем получить результаты с точностью, обеспечивающей рациональный выбор теплопередающей поверхности.

Внешние параметры воздухоохладителя:

- массовый расход воздуха G_1 ;
- давление воздуха при входе p_1' ;
- температура воздуха при входе t_1' ;
- температура воздуха на выходе t_1'' ;
- температура воды при входе t_2' ;
- температура воды на выходе t_2'' ;
- максимальная величина потери давления в воздушном тракте $\Delta p_1 / p_1'$.

Отметим, что вместо температуры воздуха на выходе из теплообменника t_1'' может быть задана степень охлаждения $(t_1' - t_1'') / (t_1' - t_2')$, которую для воздухоохладителей компрессорных машин выбирают в пределах 0,8...0,95.

Геометрические и теплофизические характеристики теплопередающих поверхностей:

- тип и компоновка пучка (гладкотрубный он или оребренный, коридорный или шахматный), а также величина шагов S_1 и S_2 между трубками в пучке;
- форма фронтального сечения пучка, заданная отношением ширины пучка к его высоте (величина a/L назначается в пределах 0,5... 2);
- размеры элемента теплопередающей поверхности (диаметры труб d , d_n и d_v , высота ребра h_p или наружный диаметр оребрения D , толщина ребра δ_p и шаг оребрения S_p);
- марки материалов, согласно которым определяются теплопроводность и плотность

элементов теплопередающих поверхностей (см. прилож. III):

- шероховатость внутренней поверхности трубки D_3 (см. табл. 4) и термическое сопротивление слоя загрязнения R_3 , зависящее от времени работы воздухоохладителя без очистки (см. § 10).

При проектировании воздухоохладителя выбрана перекрестноточная многоходовая схема движения теплоносителей, целесообразность которой была обоснована во второй главе. Геометрические характеристики оребренных труб и трубных пучков задаются в соответствии с данными, приведенными в табл. 1-3 или по другим источникам.

Допущения, принятые в расчетах:

- схема движения теплоносителей противоточная, что однозначно определяет характеристику $\varepsilon - N$ и вносит погрешность в расчет лишь при числе ходов $m \leq 3$ (см. § 4);
- относительно малое термическое сопротивление теплоотдаче со стороны водяного тракта неизменно и определяется коэффициентом теплоотдачи $\alpha_2 = 6 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, который выбран из возможного, согласно опыту проектирования воздухоохладителей, диапазона: $\alpha_2 = (5 \dots 10) \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- мощность, затраченная на прокачку воды, мала по сравнению с мощностью, необходимой для перемещения воздуха, поэтому потери давления Δp_2 при течении воды в трубках на данном этапе расчетов определять не требуется;

- теплофизические свойства воздуха соответствуют температуре $t_1 = 100^\circ\text{C}$ (см. прилож. I);

- поправка C_z на число рядов труб в пучке равна единице, поскольку предполагается, что число рядов $z \geq 4$.

Порядок расчета. Разобьем алгоритм задачи на четыре части. Первая часть вычислений проводится однократно, остальные три - многократно, в зависимости от количества вариантов заданных теплопередающих поверхностей и значений скорости воздуха c_1 в наиболее сжатом сечении трубного пучка. Величина c_1 выбирается из диапазона 10...30 м/с дискретно с шагом 5...10 м/с. Первая часть расчетов основана на использовании характеристики $\varepsilon - N$.

Для вычисления параметра N необходимо определить

- теплоемкость массового расхода воздуха W_1 согласно формуле (14);

- количество передаваемой в воздухоохладителе теплоты $Q = W_1(t_1' - t_1'')$;

- теплоемкость массового расхода воды $W_2 = Q/(t_2'' - t_2')$;

- тепловую эффективность воздухоохладителя $\varepsilon = W_1/W_2(t_1' - t_1'')/(t_1' - t_2')$;

- параметр N в соответствии с зависимостью (30), преобразованной к виду $N = f(\varepsilon, W_2/W_1)$;

- произведение NW_1 .

Для того чтобы найти площадь поверхности F_1 , необходимо вычислить коэффициент теплопередачи.

Расчет коэффициента теплопередачи k требует согласно формуле (51) предварительного вычисления коэффициента оребрения ϕ и конвективного коэффициента теплоотдачи α_i , а также коэффициента эффективности оребрения η .

Коэффициент ϕ для заданных геометрических характеристик оребрения найдем по

формуле (46). Прежде чем перейти к определению α_1 согласно критериальным уравнениям, (68) или (69), вычислим характерный размер l_0 по формуле (67). Входящие в выражения (67) - (69) геометрические характеристики содержатся в исходных данных. Необходимая для вычисления критерия Рейнольдса Re_1 скорость в наиболее сжатом сечении пучка c_1 задана при расчете конкретного варианта.

Коэффициент эффективности оребрения $\eta = 1 - (1 - \psi E \xi)(F_p/F_{pc})$ при известном значении F_p/F_{pc} зависит от коэффициента эффективности ребра E и поправочных коэффициентов ψ и ξ . Поправка ψ находится по формуле (66), а коэффициенты E и ξ - из зависимостей, аппроксимирующих графики на рис. 12. Как было разъяснено в § 8, при расчете параметра m' следует использовать конвективный коэффициент теплоотдачи α_1 .

Подготовив таким образом необходимые данные, с помощью формулы (51) можно вычислить величину коэффициента теплопередачи k и из соотношения $F_1 = NW_1/k$ найти расчетную теплопередающую поверхность. Для пучка оребренных труб она равна площади наружной поверхности всех трубок, несущих оребрение. Определив площадь F_1 , перейдем к формированию трубного пучка.

Компоновка трубного пучка выполняется исходя из его геометрических параметров и характеристик оребрения, а также в соответствии с заданным значением скорости c_1 в наиболее сжатом сечении. Полная площадь наиболее сжатого сечения пучка, свободная для движения воздуха, определяется согласно заданному расходу: $f_1 = G_1/(\rho_1 c_1)$, где плотность воздуха вычисляется по уравнению состояния идеального газа при давлении p_1 и температуре $T_1 = 373$ К. Разделив величину f_1 на коэффициенты k_f или k_d , предварительно вычисленные с помощью формул (47) или (48), найдем полную площадь фронтального сечения пучка f . Эта площадь определяет габариты пучка: ширину a и высоту L (длину трубок), соотношение между которыми указано в исходных данных.

По значениям шага S_1 и ширины пучка a найдем число трубок n_1 вдоль фронта пучка. Произведение $ndLn_1$ определяет площадь поверхности трубок, несущих оребрение в одном ряду, а отношение $F_1/(ndLn_1)$ - число рядов z в пучке. Умножив число рядов z на величину шага S_2 , получим размер трубного пучка по глубине b . Размеры a , b и L вместе с исходными геометрическими характеристиками теплопередающих поверхностей позволяют вычислить объем V и массу M трубных пучков.

Расчет потерь давления воздуха в трубном пучке проводится по критериальным зависимостям, определяющим коэффициент сопротивления (см. § 12). Необходимые для расчетов геометрические параметры и характерный размер были уже найдены при вычислении коэффициента теплоотдачи α_1 . Произведение суммарного коэффициента сопротивления t, λ на динамический напор $0,5\rho_1 c_1^2$ определяет потерю давления Δp_1 .

Анализ результатов расчета. Результаты расчетов представляются в виде графиков зависимостей Δp_1 , M и V от скорости воздуха c_1 . По характеристикам $\Delta p_1 - c_1$ для каждого варианта теплопередающей поверхности находится скорость c_1 , соответствующая заданному уровню относительных потерь $\Delta p_1/p_1$. Полученные значения c_1 однозначно определяют на графиках $M - c_1$ и $V - c_1$ объем и массу пучков. Выбор предпочтительного варианта для следующего этапа курсовой работы согласовывается с преподавателем.

§ 14. Расчет и компоновка трубного пучка

Выбранный тип теплопередающей поверхности и найденная величина скорости c_1 , которая обеспечивает близкие к допустимым потери давления Δp_1 , в совокупности с заданными внешними характеристиками воздухоохладителя делают задачу его конструкторского расчета однозначно определенной. Это позволяет отказаться от принятых ранее допущений и в процессе расчета конкретизировать схему движения теплоносителей, поскольку на предыдущем этапе тепловые и гидравлические характеристики водяного тракта не определялись. Кроме того, при выборе теплопередающей поверхности все вычисления выполнялись для 3...5 значений скорости, вероятнее всего, не совпадающих с допустимой скоростью c_1 , найденной по характеристике Δp_1 - c_1 .

Сказанное обосновывает целесообразность окончательного конструкторского расчета, аналогичного по своей последовательности изложенному в предыдущем параграфе. Цель этого расчета - скомпоновать трубный пучок с рационально выбранным типом теплопередающей поверхности, удовлетворяющий всем внешним характеристикам, включая и относительные потери давления $\Delta p_1/p_1$. Очевидно, что этот расчет также может быть выполнен с помощью ЭВМ. Однако с методической точки зрения представляется целесообразным воспользоваться ручным способом счета, поскольку при этом студент получает возможность детально ознакомиться со всеми особенностями методики и убедиться в практической важности сведений, изложенных в учебном пособии.

Порядок расчета. Воспользуемся методом, основанным на определении средней разности температур (см. § 3). В первом приближении примем (как и в предыдущем параграфе) число ходов водяного тракта $m > 3$. Тогда поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, а средняя разность температур $\bar{\Delta t}$ будет определяться по формуле (9) или (10). Зная $\bar{\Delta t}$, найдем произведение $kF_1 = Q/\bar{\Delta t}$, где количество переданной в воздухоохладителе теплоты Q можно рассчитать с помощью выражения (6). Из этого же выражения можно вычислить необходимый расход воды G_2 .

Способ определения коэффициента теплопередачи, k для первого приближения в целом соответствует рассмотренному в § 13. В расчете допустимо пользоваться упрощенной формулой (51), приняв $\alpha_2 = 6000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, как это было сделано в первой части курсовой работы. Коэффициент теплоотдачи α_1 найдем в соответствии с расчетным значением скорости, выбирая теплофизические свойства воздуха при средней его температуре $t_1 = t_2 + \bar{\Delta t}$. В остальном, включая допущение, что $C_z = 1$, расчет величины α_1 не отличается от изложенного в § 13. Таким образом, установив значение коэффициента теплопередачи k , по найденной ранее величине kF_1 определим теплопередающую поверхность F_1 труб, несущих оребрение.

Перейдем далее к компоновке трубного пучка, которая состоит в определении числа трубок в первом ряду n_1 и числа рядов труб в пучке z (см. § 13). Число труб в пучке $n_1 z$ характеризует суммарную площадь сечения водяного тракта $n_1 z \pi d_b^2/4$ и скорость воды при одноходовой перекрестноточной схеме $c_2' = G_2/(n_1 z \pi d_b^2/4)$. Полученное значение c_2' может оказаться гораздо ниже, чем требуется по условиям самоочистки трубок. Согласно этим условиям, скорость c_2 должна находиться в пределах 0,8...2,5 м/с. Существуют и другие соображения по выбору скорости c_2 , в частности, связанные с допустимым уровнем потерь

давления в водяном тракте, с необходимостью обеспечения достаточно высокого значения коэффициента теплоотдачи α_2 , а также с конструктивными ограничениями. Однако в курсовой работе выберем скорость c_2 такую, чтобы она прежде всего отвечала условию самоочистки трубок.

Отношение скорости c_2 , удовлетворяющей условию самоочистки трубок, к скорости c_2' , полученной для одноходовой перекрестноточной схемы, равно числу ходов m водяного тракта. Поскольку диапазон допустимых скоростей c_2 широк, то и выбор числа ходов m неоднозначен. Окончательный выбор величины m рекомендуется согласовать с преподавателем, ведущим курсовую работу. Следует заметить, что каждая из величин: n_1 , z и m должна быть округлена, разумеется, до ближайшего целого числа.

Для окончательной компоновки трубного пучка необходимо:

- ввести поправочный коэффициент ε_{Δ} , если $m \leq 3$;
- уточнить значение коэффициента теплопередачи k , используя в расчете формулу (50);
- определить скорректированную величину теплопередающей поверхности F_1 ;
- скомпоновать трубный пучок в соответствии с полученной площадью F_1 .

Отметим, что пересчет величины коэффициента теплопередачи k связан, во-первых, с вычислением нового значения коэффициента теплоотдачи α_1 , которое несколько изменится вследствие корректировки скорости c_1 в наиболее сжатом сечении пучка. Эта корректировка потребует округления до целого числа количества труб n_1 в ряду пучка вызовет изменение площади его фронтального сечения. Во-вторых, пересчет коэффициента k обусловлен стремлением учесть влияние на него термического сопротивления трубы, несущей орребрение, и реального значения коэффициента теплоотдачи α_2 со стороны водяного тракта. Коэффициент α_2 вычисляется согласно соотношению (72). Теплофизические свойства воды, необходимые для расчета критериев подобия, приведены в прилож. II. Термическое сопротивление труб определяется их геометрическими характеристиками и коэффициентом теплопроводности λ_r (см. приложение III).

Расчет заканчивается определением гидравлических потерь Δp_1 и $\Delta p_1 z$ воздушного и водяного трактов. Порядок вычисления потерь давления Δp_1 был подробно рассмотрен в § 12. Величина Δp_2 находится из соотношения (92), где коэффициент сопротивления ζ_2 вычисляется согласно рекомендациям, данным в § 11. Потери давления в водяном тракте определяют необходимую для прокачки воды мощность $N_2 = (G_2 \Delta p_2) / \rho_2$.

Оформление пояснительной записки. Пояснительная записка должна содержать исходные данные, результаты расчета на ЭВМ заданных вариантов теплопередающих поверхностей, графики характеристик $\Delta p_1 - c_1$, $V - c_1$ и $M - c_1$. Выбор теплопередающей поверхности следует обосновать анализом указанных графиков. Расчет, выполненный ручным способом, необходимо последовательно изложить в записке. К расчету прилагается схематическое изображение окончательного варианта трубного пучка.

ПРИЛОЖЕНИЯ

I. Физические свойства воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda\cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$a\cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu\cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1.293	1.005	2.44	18.8	17.2	13.28	0.707
20	1.205	1.005	2.59	21.4	18.1	15.06	0.703
40	1.128	1.005	2.76	24.3	19.1	16.96	0.699
60	1.060	1.005	2.90	27.2	20.1	18.97	0.696
80	1.000	1.009	3.05	30.2	21.1	21.09	0.692
100	0.946	1.009	3.21	33.6	21.9	23.13	0.688
120	0.898	1.009	3.34	36.8	22.8	25.45	0.686
140	0.854	1.013	3.49	40.3	23.7	27.80	0.684
160	0.815	1.017	3.64	43.9	24.5	30.09	0.682
180	0.779	1.022	3.78	47.5	25.3	32.49	0.681
200	0.746	1.026	3.93	51.4	26.0	34.85	0.680

II. Физические свойства воды при давлении 760 мм рт. ст.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda\cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$a\cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu\cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	999.9	0	4.212	55.1	13.1	1788	1.789	13.67
10	999.7	42.0	4.191	57.4	13.7	1306	1.306	9.52
20	998.2	83.9	4.183	59.9	14.3	1004	1.006	7.02
30	995.7	125.7	4.174	61.8	14.9	801.5	0.805	5.42
40	992.2	167.5	4.174	63.5	15.3	653.3	0.659	4.31
50	988.1	209.3	4.174	64.8	15.7	549.4	0.556	3.54
60	983.1	251.1	4.179	65.9	16.0	469.9	0.478	2.98
70	977.8	293.0	4.187	66.8	16.3	406.1	0.415	2.55
80	971.8	355.0	4.195	67.4	16.6	355.1	0.365	2.21
90	965.3	377.0	4.208	68.0	16.8	314.9	0.326	1.95
100	958.4	419.1	4.220	68.3	16.9	282.5	0.295	1.75

III. Теплопроводность λ и плотность ρ металлов и сплавов

Материал	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\rho\cdot 10^{-3}, \text{кг/м}^3$
Алюминий	180	2.7
Медь	384	8.9
АМц	186	2.8
Д1М	170	2.8
Латунь	85	8.5
Мельхиор	37.1	8.8
МНЖ-5	127	8.9
Сталь 1X18Н9Т	15	7.9

Список литературы

1. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям.- М.: Машиностроение, 1975.
2. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача.- М.: Энергоиздат, 1981.
3. **Каневец Г.Е.** Обобщенные методы расчета теплообменников.- Киев: Наукова думка, 1979.
4. **Кейс В.М., Лондон А.Л.** Компактные, теплообменники.- М.: Энергия, 1967.
5. **Керн Д., Краус А.** Развитые поверхности теплообмена.- М.: Энергия, 1977.
6. **Кузнецов Е.Ф., Масалов В.С. и др.** Загрязнение водяного тракта маслоохладителя.- Энергомашиностроение, 1974, № 5.
7. **Кузнецов Е.Ф.** Выбор геометрии оребрения труб воздухо- и газоохладителей.- Энергомашиностроение, 1976, № 5.
8. **Кутателадзе С.С., Боришанский В.М.** Справочник по теплопередаче.- М. - Л.: Госэнергоиздат, 1959.
9. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи.- М.: Энергия, 1973.
10. **Петровский Ю.В., Фастовский В.Г.** Современные эффективные теплообменники.- М.- Л.: Энергоиздат, 1962.
11. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины.- ;Л.: Машиностроение, 1981.
12. **Стасюлявичус Ю., Скринска А.** Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб.- Вильнюс: Минтис, 1974.
13. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник.- М.: Энергоиздат, 1982.
14. Теплотехнический справочник. Т. 2.— М.: Энергия, 1976.
15. **Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С.** Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб.- Энергомашиностроение, 1974, № 1.
16. **Янке Е., Эмде Ф., Лёш Ф.** Специальные функции. -М.: Наука, 1964.

Оглавление

Предисловие

Основные обозначения

Глава 1. Воздухоохладители компрессоров

§ 1. Промежуточное охлаждение в процессе сжатия

§ 2. Схема и устройство воздухоохладителя

Глава 2. Тепловой расчет рекуперативных теплообменников

§ 3. Метод, основанный на предварительном определении средней разности температур

§ 4. Метод, основанный на использовании характеристики $\varepsilon-N$

Глава 3. Поверхности теплопередачи в воздухоохладителях

§ 5. Рациональная схема воздухоохладителя

§ 6. Трубчатые поверхности теплообмена

Глава 4. Теплопередача в пучках труб с наружным оребрением

§ 7. Тепловая эффективность ребер

§ 8. Теплоотдача при поперечном обтекании пучков гладких и оребренных труб

§ 9. Теплоотдача при вынужденном движении теплоносителя внутри труб

§ 10. Термическое сопротивление слоя загрязнения

Глава 5. Гидравлические сопротивления элементов воздухоохладителя

§ 11. Сопротивление при течении воды в трубах

§ 12. Сопротивление при течении воздуха сквозь трубные пучки

Глава 6. Методика теплового и гидравлического расчета воздухоохладителя

§ 13. Выбор теплопередающей поверхности

§ 14. Расчет и компоновка трубного пучка

Приложения

Список литературы