

В.Ф.Юдин

ТЕПЛООБМЕН
ПОПЕРЕЧНО-
ОРЕБРЕННЫХ
ТРУБ

Produkte für den Bau

Рецензент д-р техн. наук проф. Н. М. Кузнецов

Юдин В. Ф.

5 Теплообмен поперечнооребранных труб. — Л.: Машиностроение, 1982. — 189 с., ил.

75 к.

В книге изложены вопросы теплообмена и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб при поперечном омывании их турбулентным газовым потоком. Приведена новая, более полная методика расчета теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, а также рассмотрен приближенный метод расчета коэффициентов теплоотдачи шахматных и коридорных пучков этих труб.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами аэродинамики и теплообмена.

303020000-829
038(01)-82 КБ-8-017-82

ББК 31.31
6П2.2

© Издательство «Машиностроение», 1982 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Интенсификация процессов теплообмена аппаратов энергетического оборудования АЭС и ТЭС является эффективным способом уменьшения их габаритов и металлоемкости.

Одним из наиболее распространенных способов интенсификации теплообмена аппаратов с газовым теплоносителем является использование труб с наружным оребрением. Эти трубы за последние годы находят все более широкое применение, что обусловило повышенные требования к их тепловому и аэродинамическому расчетам.

При поперечном обтекании как гладкотрубных пучков, так и пучков оребренных труб при больших числах Рейнольдса часть поверхности находится в зоне отрывных течений. Возможности аналитического исследования задачи в этих условиях весьма ограничены, поэтому важное значение приобретают надежные опытные данные, полученные на одной и той же экспериментальной установке по единой методике в широкой области изменения различных параметров пучков оребренных труб.

В основу настоящей книги положены результаты исследований выполненных автором в НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова, которые позволили найти наиболее рациональные формы обобщения опытных данных по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению и составить полуэмпирический приближенный метод расчета теплоотдачи шахматных и коридорных пучков труб с поперечными ребрами при поперечном обтекании турбулентным газовым потоком.

В работе приводятся результаты сравнительного анализа эффективности различных пучков оребренных труб. Ограниченность объема книги не позволила представить весь обширный экспериментальный материал, полученный автором. Часть этого материала представлена в таблицах приложений.

Автор выражает искреннюю благодарность ст. инженеру Л. С. Тохтаровой, ст. техникам Е. К. Осиповой, В. П. Войновой и В. П. Логачевой за оказанную ими помощь в проведении экспериментов и обработке опытных данных.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$u = t - \delta$ — расстояние между ребрами;
 $d_3 = 4F/h$ и $d_5 = 4F/s$ — эквивалентные диаметры;
 F — скатое живое сечение для прохода теплоносителя;
 $h = F_n/L$ — тепловой диаметр (полная теплоотдающая поверхность, деленная на длину теплообменника);
 s — смоченный периметр сжатого сечения теплообменника;
 F_n — полная поверхность теплообмена одной стороны теплообменника (поверхность ребер и межреберного пространства, $F_n = F_p + F_{тр}$);
 $F_{тр}$ — поверхность межреберных участков гладкой трубы;
 l — условный определяющий размер.

$$l = \frac{F_{тр} \cdot d + F_p}{F_n} \sqrt{\frac{F_p'}{2n}}$$

$$l = \frac{F_p}{F_n} \cdot d + \frac{F_p}{F_n} \sqrt{0,785(D^2 - d^2)}$$

n — количество ребер на трубе с поверхностью ребер, равной F_p' ;
 F_p' — поверхность ребер без учета торцов;
 $e = M_{т1}/F_n$ — масса теплообменника, приходящаяся на единицу полной поверхности теплообмена.

D_1 — стоймость теплообменника;

$c = D_1/M_1$ — стоймость единицы массы поверхности теплообменника;

$$mh = \text{параметр ребра}; m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_n \delta}}$$

$f = \frac{2\Delta p}{\rho w^2} \cdot L$ — фактор трения в уравнении Фаннинга;

r_t — гидравлический радиус ($d_3 = 4r_t$);

$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho w^2} \cdot L$ — коэффициент сопротивления ($\xi = 4f$);

$\psi = 2\Delta p/(\rho w^2 z)$ — коэффициент сопротивления ($\psi = f \frac{4L}{zd_3}$);

$\zeta = 2\Delta p/(\rho w^2)$ — коэффициент сопротивления ($\zeta = 2E \cdot u$);

a_1, a_2, m_1, m_2, m_3 — опытные коэффициенты.

ВВЕДЕНИЕ

Непрерывное наращивание единичных мощностей энергетического оборудования АЭС и ТЭС привело к росту габаритов и металлоемкости теплообменных аппаратов, в связи с чем существенно повысилась роль конвективного теплообмена.

Для теплообменных аппаратов с газовым теплоносителем (числа $Pr \approx 1$) конвективный теплообмен имеет особое значение, так как ввиду относительно малых коэффициентов теплоотдачи, обусловленных низкой теплопроводностью и теплоемкостью газа, они получают очень громоздкими.

Энергетические показатели пучков оребренных труб в несколько раз лучше показателей гладкотрубных пучков [48, 75 — 78, 124 и др.].

В недалеком прошлом оребренные трубы находили применение в основном при низких температурах теплоносителей, что было связано с технологией их изготовления. Оребренные трубы изготавливались пайкой ребер к трубе мягким припоем, оцинкованием, выдавливанием ребер из цветных металлов, насадкой ребер на трубу и др.

В настоящее время освоена технология изготовления оребренных труб из простой углеродистой и нержавеющей стали по методу, разработанному ВНИИметмашем [17] (цельнотянутые трубы с винтовыми ребрами) и по методу сварки, разработанному Научно-исследовательским институтом электросварки им. Е. О. Патона [87] (трубы с приварным ленточным и проволочным оребрением).

Эти трубы могут работать как при низких, так и при высоких температурах. Современная технология [17, 87] имеет широкие возможности для различного рода оребрения труб с различными коэффициентами оребрения ($\phi = 1 \div 20$) только на наружной поверхности труб. Возможности внутреннего оребрения труб более ограничены.

Поперечное расположение ребер относительно оси трубы позволяет максимально развить поверхность теплообмена за счет уменьшения шага ребер и их толщины. Однако необходимо иметь в виду, что коэффициент теплоотдачи поверхности (в расчете на единицу полной поверхности трубы) с ростом коэффициента оребрения падает, ибо он определяется не только конвективной теплоотдачей, но и термическим сопротивлением ребер.

Следовательно, оребрение поверхности только условно можно рассматривать как способ интенсификации теплообмена, ибо увеличение переданного тепла происходит в основном за счет роста поверхности. Термическое сопротивление ребер зависит от коэффициента эффективности (к. п. д.) ребер, являющегося функцией теплопроводности,

высоты и толщины ребер и коэффициент теплоотдачи. Исходя из этого, иногда к несущей трубе из нержавеющей стали приваривают ребра из простой углеродистой стали, что позволяет повысить коэффициент эффективности ребер. Вместе с уменьшением объема теплообменника понижается его масса и стоимость. Механические способы образования ребер за счет вытяжки их из металла толстостенной трубы-заготовки позволяют получить биметаллические трубы с оребрением из легких сплавов с высокой теплопроводностью.

Вышеизложенное определяет перспективность применения труб с поперечными винтовыми ребрами для ряда теплообменных аппаратов с газовыми теплоносителями. Для теплообменников с чистыми теплоносителями, каковыми являются теплообменники атомных электростанций, воздухоохлаждители газотурбинных установок (ГТУ) и компрессорных машин, охладители электрических машин и авиационных двигателей, различные подогреватели, маслоохлаждители, а также аппараты воздушного охлаждения ряда технологических процессов производства и др., оребренные трубы занимают особое место, так как в них вероятность загрязнения ребер исключена.

В работе рассматривается теплообмен и аэродинамика пучков оребренных труб при поперечном обтекании чистыми теплоносителями. Эта область теплообменников, как показано выше, весьма широка.

Влияние загрязнения и износа ребер оребренных поверхностей на теплообмен и аэродинамическое сопротивление, работающих в запыленных газовых потоках, в работе не изучалось; оно должно учитываться на основании опытных данных, получаемых для конкретных теплообменных аппаратов и на определенных запыленных потоках.

Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков оребренных труб при поперечном обтекании потоком — очень сложный процесс, зависящий от большого числа параметров. Экспериментальное изучение этого процесса само по себе является трудной задачей. Для выявления влияния на процесс конвективного теплообмена какого-либо параметра все остальные необходимо сохранить неизменными, что не всегда возможно из-за большого количества переменных. Кроме того, исследуемые пучки являются моделями образца, следовательно, нужно иметь обоснование, чтобы полученные результаты на модели перенести на другие аналогичные процессы (образцы). Одним из средств для решения этой задачи является теория подобия.

На основании теории подобия при изучении процессов конвективного теплообмена при поперечном обтекании пучков оребренных труб выявляются связи между безразмерными переменными, которые будут иметь вид:

$$Nu = f_1 \left(Re; Pr; \frac{T_1}{T_{ст}}; \frac{\lambda_1}{\lambda_{ст}}; \frac{\mu_1}{\mu_{ст}}; \frac{c_1}{c_{ст}}; \frac{h_p}{d}; \frac{l}{d}; \frac{\delta}{d}; \frac{s_1}{d}; \frac{s_2}{d} \right);$$

$$Eu = f_2 \left(Re; \frac{h_p}{d}; \frac{l}{d}; \frac{\delta}{d}; \frac{s_1}{d}; \frac{s_2}{d} \right).$$

Полученные различными авторами экспериментальные уравнения подобного вида справедливы только для данной конкретной геометрии пучка.

Необходимо отметить, что если методики расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления гладкотрубных пучков разработаны достаточно полно, то этого нельзя сказать о пучках оребренных труб.

До настоящего времени при проектировании энергетических и других видов теплообменных аппаратов из оребренных труб при поперечном обтекании потоком пользовались для расчета теплоотдачи уравнениями подобия Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов [107], а для расчета аэродинамического сопротивления — уравнениями подобия Нормативного метода аэродинамического расчета котельных установок [14]. Однако расчеты по этим уравнениям подобия не дают удовлетворительного совпадения коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления различных пучков с экспериментальными данными.

Совершенно отсутствуют нормативные рекомендации и РТМ по тепловому и аэродинамическому расчету оребренных поверхностей нагрева АЭС.

В литературе отсутствуют какие-либо данные о попытках аналитического решения теплоотдачи пучков оребренных труб при поперечном обтекании газовым потоком. Вместе с тем назрела необходимость такого подхода.

В последние годы в связи с широким развитием атомного энергетического машиностроения проведен ряд работ по исследованию теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб при поперечном обтекании потоком.

Наиболее полные исследования выполнены в Институте физико-технических проблем энергетики АН Лит. ССР, которые изложены в работе [99]. Несмотря на относительно большое количество выполненных работ, их результаты далеко не полностью отражают процессы теплоотдачи и сопротивления; еще недостаточно исследованы специфические особенности теплообмена и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб при поперечном обтекании газовым потоком. Именитыхся данных было недостаточно для составления новых более полных уравнений подобия теплоотдачи и аэродинамического сопротивления.

Основное внимание в выполненных нами исследованиях было сосредоточено на получении опытных данных, позволяющих разработать обобщенные уравнения подобия по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению пучков оребренных труб в широкой области изменения чисел Re.

Большое внимание в работе уделено интенсификации теплообмена пучков оребренных труб и определению оптимальных геометрических параметров пучков.

МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ И СОПОСТАВЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПУЧКОВ

1.1. УСТАНОВКА С АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБОЙ РАЗОМКНУТОГО ТИПА

Исследования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб при поперечном обтекании газовым потоком производились на двух экспериментальных установках, описанных в настоящей главе.

Первая установка с аэродинамической трубой разомкнутого типа позволяла провести опыты на воздухе при атмосферном давлении. Вторая газодинамическая установка с замкнутым контуром позволяла работать как на воздухе, так и на других газах при давлениях от 0,098 до 1,77 МПа.

Схема установки с аэродинамической трубой изображена на рис. 1.1. Установка состоит из вентилятора, рабочего участка и соединительных труб. Вентилятор производительностью до 8000 м³/ч воздуха приводился в действие электромотором. Рабочий участок имел ширину 0,4 м, сечение 0,2 × 0,4 м, общая длина прямоугольной трубы равнялась 4,5 м, основная масса опытов проводилась с пятью — восемью продольными рядами. Количество поперечных рядов, как правило, равнялось семи. Входной участок изготовлен с плавным переходом на прямоугольную трубу. Рабочий участок расположен на расстоянии 2,4 м от входа в аэродинамическую трубу.

Теплоотдача исследовалась как методом локального, так и полного теплового моделирования. Был применен электрический метод нагрева. Схема калориметра представлена на рис. 1.2.

Сборка электрических калориметров тщательно контролировалась. Калориметр для каждого пучка изготавливался из соответствующей трубы, в которую вставлялась никромовая спираль, навитая на абсцессный наконечник с резьбовой поверхностью. Последний позволял равномерно навивать никромовую спираль и поддерживать постоянный зазор между трубой и спиралью, составляющий около 2 мм. Зазор между трубой и спиралью был заполнен плотно утрамбованным кварцевым песком. Все выполненные мероприятия позволяли получить равномерное по высоте и периметру калориметра тепловыделение. Измерение температуры наружной поверхности калориметров производилось у корня ребер при помощи хромель — алюмельевых термомпар. На длине калориметра

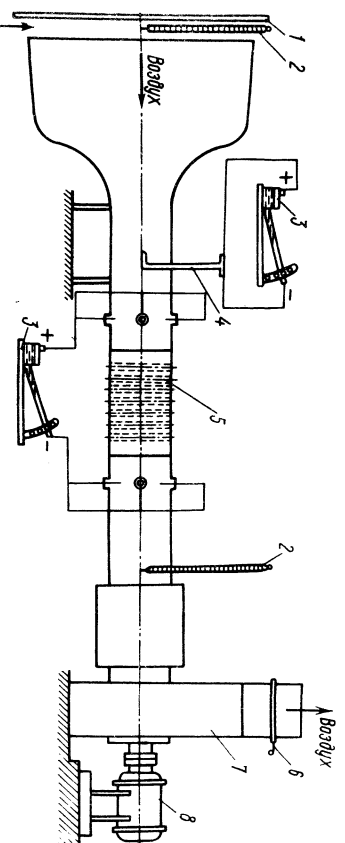


Рис. 1.1. Схема аэродинамической трубы:

1 — штит; 2 — термометр; 3 — микроанометр; 4 — трубка Прадлтия; 5 — рабочий участок; 6 — дроссельная заслонка; 7 — вентилятор; 8 — электромотор

200 мм приваривалось по пять термомпар. Расположение горячих спаев термомпар на калориметре показано на рис. 1.3. Все термомпары подключались к электронному потенциометру ЭПП-09 с пределами измерения шкалы 273 — 473 К. Температура основной (несущей) поверхности калориметра принималась равной средней арифметической температуре из замеров в пяти точках.

Тщательно изготовленные калориметры затем проходили специальную проверку. Проверка калориметров производилась в потоке воздуха

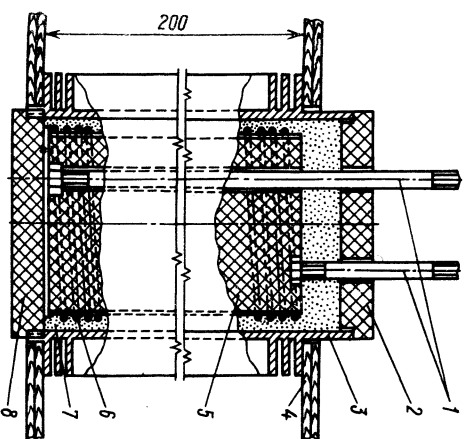


Рис. 1.2. Схема калориметра:

1 — стержни латуны; 2 — втулка асбестоцементная; 3 — труба оребренная; 4 — доска асбестоцементная; 5 — стержень асбестоцементный; 6 — проволока никромовая; 7 — кварцевый песок; 8 — втулка асбестоцементная

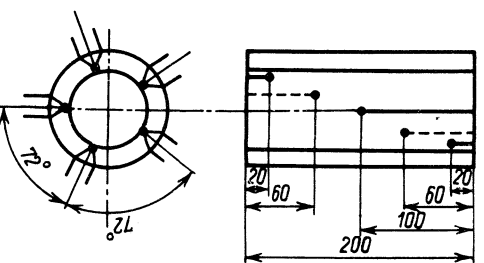


Рис. 1.3. Схема расположения термомпар на калориметре

в аэродинамической трубе. Показания всех пяти термомпар при одинаковых углах расположения к потоку и одинаковых скоростях и подводящей мощности были практически равными.

Боковые стенки рабочего канала пересекали пучки по осям труб, для получения «бесконечного» пучка к стенкам крепились полутрубки. Такая сборка позволяла провести опыты с несколькими пучками из труб большого диаметра (114 мм) с малым количеством продольных рядов в пучке. Правильность этих результатов подтверждается опытами [99], проведенными с 1-2; 2-3 и 3-4 продольными рядами. Получено, что сопротивление шахматных пучков оребренных труб с одинами и теми же относительными шагами $s_1/d = 2,06$ и $s_2/d = 1,76$, но с различным количеством продольных рядов, практически одинаковое (количество поперечных рядов во всех трех пучках $z = 7$).

Необходимо отметить, что определение теплоотдачи оребренной трубы представляет трудную задачу. Это связано с необходимостью измерения поля температур на поверхности ребра и поля температуры потока в межреберном пространстве, так как эти поля неизоотермичны. Обычно исследователи упрощают задачу. Общепринятой методикой экспериментальных работ по теплообмену в пучках оребренных труб является определение среднего коэффициента теплоотдачи, характеризующего суммарный теплообмен, и получается он путем деления плотности теплового потока на средний температурный напор между несущей трубой и потоком. Этот коэффициент теплоотдачи называется приведенным. Он учитывает термическое сопротивление теплопроводности ребер и термическое сопротивление конвективной теплоотдачи. В работе получены приведенные коэффициенты теплоотдачи. При расчетах поля теплоты, отдаваемая излучением, не учитывалась, так как для оребренных труб она составляет незначительную величину (меньше 1%). Небольшое теплоты при полном тепловом моделировании, составленный по электрической мощности и по напруге воздуха в пучке, не превышал 5%.

При определении теплоотдачи методом полного теплового моделирования замерялось температурное поле за пучком, так как оно было неравномерное. Температура потока за пучком определялась с учетом неравномерности температурного поля. Температура потока перед пучком замерялась в одной точке. За температуру потока принималась средняя арифметическая из температур входа и выхода воздуха из пучка, которая принималась в качестве определяющей.

Расход воздуха рассчитывался по скорости, определяемой трубкой Праггта. Коэффициент скоростного поля трубы был близок к единице ($N = 0,98$).

Приведенные коэффициенты теплоотдачи определялись по формуле

$$\alpha_{пр} = Q / (\Delta T_{с.п.})$$

где Q — количество теплоты, отдаваемой измерительной трубкой-калориметром в случае локального теплового моделирования и отдаваемой всеми трубами пучка в случае полного теплового моделирования; ΔT — температурный напор между основной поверхностью калориметра

и потоком в случае локального теплового моделирования и средней температурный напор между основной поверхностью всех труб пучка и потоком в случае полного теплового моделирования; $F_{с.п.}$ — поверхность трубы-калориметра в случае локального теплового моделирования и поверхность всех труб пучка в случае полного теплового моделирования, подсчитанные как поверхности цилиндров с диаметром основной трубы.

Количество теплоты, отдаваемой трубкой-калориметром в случае локального теплового моделирования и отдаваемой всеми трубками пучка в случае полного теплового моделирования, определялось по величине электрической мощности, затрачиваемой на их нагрев по формуле

$$Q = UI,$$

где U — напряжение постоянного тока, подведенное к трубе-калориметру в случае локального теплового моделирования и ко всем трубам в случае полного теплового моделирования; I — сила электрического тока, проходящего через нихромовую спираль трубы-калориметра или через все нихромовые спирали труб, соответственно при локальном и полном тепловом моделировании.

12. ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА С ЗАМКНУТЫМ КОНТУРОМ

Схема газодинамической установки представлена на рис. 14. Установка выполнена в виде замкнутого циркуляционного контура, состоящего из нагревателя (газодувки), электронагревателя для нагрева газа, рабочего участка, где размещались исследуемые пучки, и холодильника для охлаждения газа, связанных между собой трубопроводами диаметрами 200 и 300 мм.

Газодувка имеет возможность работать на воздухе и других газах при температуре и давлении во всасывающем патрубке соответственно не выше 503 К и 4,4 МПа. Объемная производительность газодувки при давлении 0,098 МПа и температуре газа на всасывании, равной 293 К, составляет 10^4 м³/ч. Частота вращения газодувки ($83,3$ с⁻¹) обеспечивает получение напора $\Delta p = 0,0245$ МПа.

Схема рабочего участка показана на рис. 15. Горизонтальный рабочий канал прямоугольного сечения $0,2 \times 0,3$ м и длиной 4 м предназначен для размещения различных поперечно-обтекаемых пучков труб. Рабочий канал размещен в прочном кожухе круглого сечения диаметром 500 мм и имеет плавные переходы на входе и выходе к цилиндрическим трубам.

При работе установки с давлением $p > 0,098$ МПа воздух от компрессора или газ из баллонов подается в контур, все соединения которого выполнены газонепроницаемыми. Максимальное допустимое давление газа, при котором может работать установка, составляет $p = 4,4$ МПа.

Теплоотдача исследовалась методом полного теплового моделирования, причем исследование могло быть выполнено при двух направ-

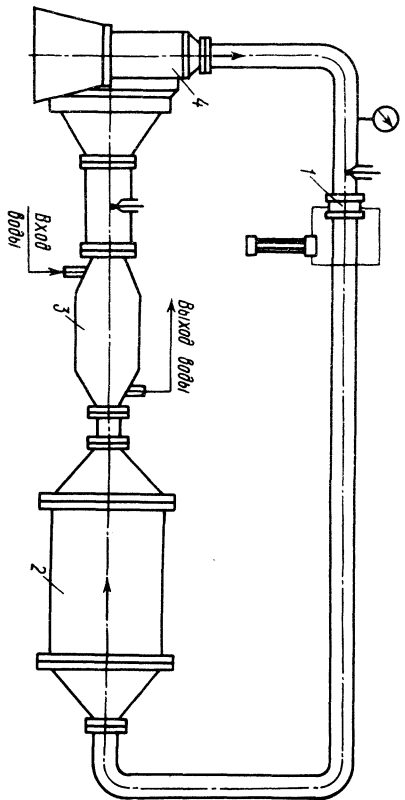


Рис. 1.4. Схема газодинамической установки: 1 — измерительная диафрагма; 2 — рабочий участок; 3 — холодильник; 4 — нагнетатель.

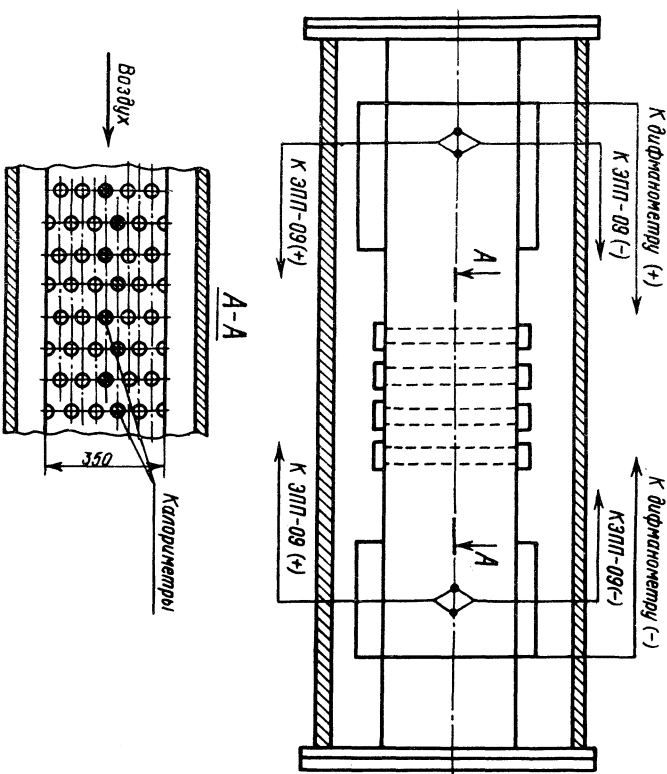


Рис. 1.5. Схема рабочего участка

лениях теплового потока. При исследовании теплоотдачи с направлением теплового потока «стенка — газ» источником теплоты являлась горячая вода, которая из бака насосом прокачивалась через все трубки пучка и поступала обратно в бак.

При исследовании теплоотдачи с направлением теплового потока «газ — стенка» источником теплоты был электроннагреватель из нихромовой спирали, который был вмонтирован в замкнутый контур между измерительной пайпой для замера расхода газа и рабочим участком. Суммарная мощность электроннагревателя для нагрева газа 200 кВт. Расхождение в тепловом балансе по воздуху и воде в подавляющем большинстве опытов не превышало 5%. Количество теплоты, переданное от горячей воды к газу или от горячего газа к холодной воде, во всех опытах определялось по тепловому балансу, составленному для воды, проходящей через все трубки пучка.

За определяющий линейный размер принят диаметр основной трубы d . Скорость газа w определялась в сжатом поперечном сечении пучка. Физические характеристики газа брались при средней температуре его в пучке.

Приведенные коэффициенты теплоотдачи определялись по формуле, приведенной в предыдущем параграфе, в которой Q — количество теплоты, отданное водной газу или воспринятой водой от газа; Δt — разность температур несущей поверхности труб пучка и потока газа; $F_{гр}$ — поверхность всех труб, подсчитанная как поверхность цилиндров с диаметром d .

Количество теплоты, отданное или воспринятое водой каждого ряда пучка, рассчитывалось по формуле

$$Q_p = cG\Delta t_p$$

где c — теплоемкость воды; G — расход воды через один продольный ряд; Δt_p — величина изменения температуры воды при прохождении через продольный ряд пучка.

Затем подсчитывалось общее количество теплоты, отданное пучком

$$Q = \sum_{i=1}^{i=n} Q_p$$

где n — количество продольных рядов в пучке.

Обработка опытных данных по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению производилась в виде уравнений подобия:

$$Nu = f(Re) \text{ и } Eu = f(Re).$$

Система измерений на двух установках позволяла получить значения коэффициентов теплоотдачи с точностью $\pm 7,5\%$, а числа Эйлера с точностью $\pm 9,5\%$.

Исследование теплоотдачи, как отмечалось выше, выполнено двумя методами — полным и локального теплового моделирования. Для получения сравнительных данных ниже приводятся результаты экспериментального исследования теплоотдачи методами полного и локального теплового моделирования.

1.3. СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ПОЛНОГО И ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Применение методов. Различные исследователи при изучении теплоотдачи пучков оребренных труб применяют как метод полного теплового моделирования, так и метод локального теплового моделирования. Однако выводы исследователей о соответствии коэффициентов теплоотдачи, полученных методами полного и локального теплового моделирования, противоречивы.

При исследовании теплоотдачи пучков оребренных труб при попережном обтекании потоком, ввиду ряда технических затруднений, методику исследования значительно упрощают, допуская при этом некоторые отступления от строгого подобия, заключающиеся в том, что в модели не воспроизводятся теплообмен во всех трубах пучка одновременно, вследствие чего температурные поля, а следовательно, и физические характеристики теплоносителя, не соответствуют тем, которые имеют место в реальных теплообменниках. В отдельных случаях применение метода локального теплового моделирования может привести к существенным расхождениям с действительностью.

При методе локального теплового моделирования поток, набегаящий на трубу-калориметр, во всех точках имеет одинаковую температуру. Процесс теплообмена, происходящий при этом, подобен процессу в реальном теплообменнике только в том случае, если в последнем установленная длина температур по всему набегавшему на данный ряд потоку, т. е. осуществляется хорошее перемешивание основного потока и срывающегося с труб предшествующих рядов пограничного слоя. Однако это не всегда выполняется, и в реальных условиях температурное поле может быть неравномерным. Степень перемешивания зависит как от формы пучка, так и от величины скорости потока или, точнее, от величины числа Re .

При локальном методе исследования теплоотдачи обогревается одна измерительная труба-калориметр, а все остальные трубы пучка остаются холодными. За температуру потока принимается средняя арифметическая из температур на входе и выходе из пучка или температура набегавшего потока, что практически одно и то же, ибо нагрев газа в пучке от одной измерительной трубы-калориметра незначительный. За температуру стенки калориметра принимается средняя арифметическая из температур, измеренных в нескольких точках калориметра. Калориметр устанавливается в четвертый или пятый ряд пучка.

При исследовании теплоотдачи методом полного теплового моделирования греются все трубы пучка, причем измерительные трубы-калориметры, как правило, ставятся в каждый поперечный ряд по одной. За температуру потока принимается средняя арифметическая из температур на входе и выходе из пучка, а за температуру стенки — средняя арифметическая из температур стенки всех калориметров пучка.

При расчете коэффициентов теплоотдачи температурный напор при локальном и при полном тепловом моделировании определяется

как разность температур стенки и потока, что является условным, но принято многими исследователями [6, 7, 8, 10, 12, 18, 35, 36, 37, 38, 39 и др.].

В лабораторных условиях теплоотдача пучков оребренных труб часто исследуется локальным методом теплового моделирования как наиболее простым. В работе [140] экспериментальные данные по теплоотдаче одних и тех же пучков оребренных труб, полученные методами полного и локального теплового моделирования, значительно отличаются друг от друга. В [12] теплоотдача пучков оребренных труб, полученная двумя методами, практически совпала, на основании чего авторы делают вывод, что при изучении теплоотдачи пучков оребренных труб метод локального теплового моделирования вполне применим. Необходимо отметить, что авторы [12] имели свидание теплоотдачи, полученной методами полного и локального теплового моделирования, условно приняв за температуру потока в том и другом методе температуру газа перед калориметром. Исследуемые пучки в [12, 140] имели одинаковые относительные шаги расположения труб $s_1/d = s_2/d = 2$, а результаты разные, что объясняется различным подходом к определению температуры потока.

Экспериментальные исследования теплоотдачи двумя методами и анализа результатов. Для выявления влияния температурной неравномерности потока на теплоотдачу, а также с целью определения возможных ошибок при применении метода локального теплового моделирования, на оребренных пучках с различными шагами расположения труб были проведены специальные опыты [138].

Семирядные пучки собирались из точечных труб с винтовыми прямоугольными ребрами, изготовленных из углеродистой стали 20 (ГОСТ 1050—74). Оребренные трубы имели следующие размеры: $d = 32$ мм; $h_r = 9$ мм; $\delta = 1,3$ мм; $t = 6$ мм и $\phi = 5,1$. Геометрические характеристики исследованных пучков приведены в табл. 1.1. Приведенные коэффициенты теплоотдачи относились к поверхности гладкой трубы с диаметром d .

Результаты исследования теплоотдачи методом полного и локального теплового моделирования для шахматных и коридорных пучков приведены на рис. 1.6—1.8.

Из графиков видно, что величины коэффициентов теплоотдачи, полученные методом локального теплового моделирования, выше таковых, полученных методом полного теплового моделирования. Это можно объяснить тем, что при полном тепловом моделировании пограничный слой, срывающийся с труб предыдущего ряда, не успевает

Таблица 1.1. Геометрические характеристики пучков (полюсное и локальное тепловое моделирование)

Отношение шага труб s к диаметру d	Шахматные пучки					Коридорные пучки			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
s_1/d	2.0	2.0	2.0	3.0	3.0	3.0	2.0	2.0	2.0
s_2/d	1.2	2.0	3.0	1.2	2.0	3.0	1.6	2.0	3.0

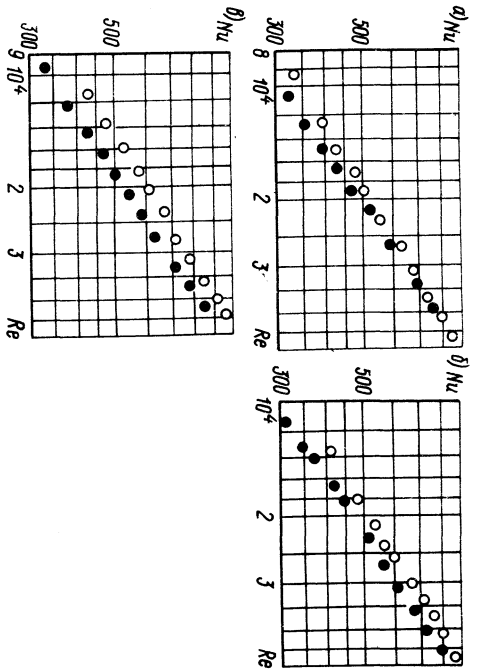


Рис. 1.6. Полное и локальное тепловое моделирование (шахматные пучки): $a - s_1 = 2d$, $s_2 = 3d$; $b - s_1 = s_2 = 2d$; $c - s_1 = 2d$; $s_2 = 1,2$;
 ● — полное тепловое моделирование; ○ — локальное тепловое моделирование

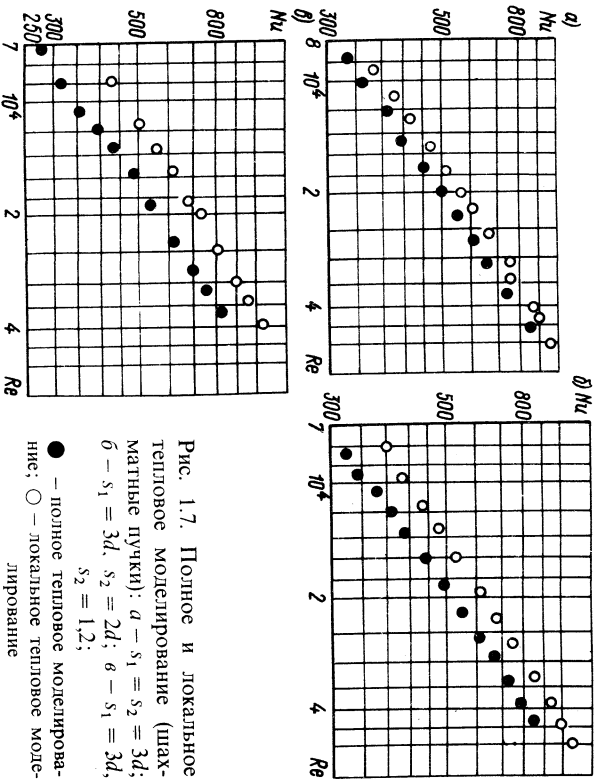


Рис. 1.7. Полное и локальное тепловое моделирование (шахматные пучки): $a - s_1 = s_2 = 3d$; $b - s_1 = 3d$, $s_2 = 2d$; $c - s_1 = 3d$, $s_2 = 1,2$;
 ● — полное тепловое моделирование; ○ — локальное тепловое моделирование

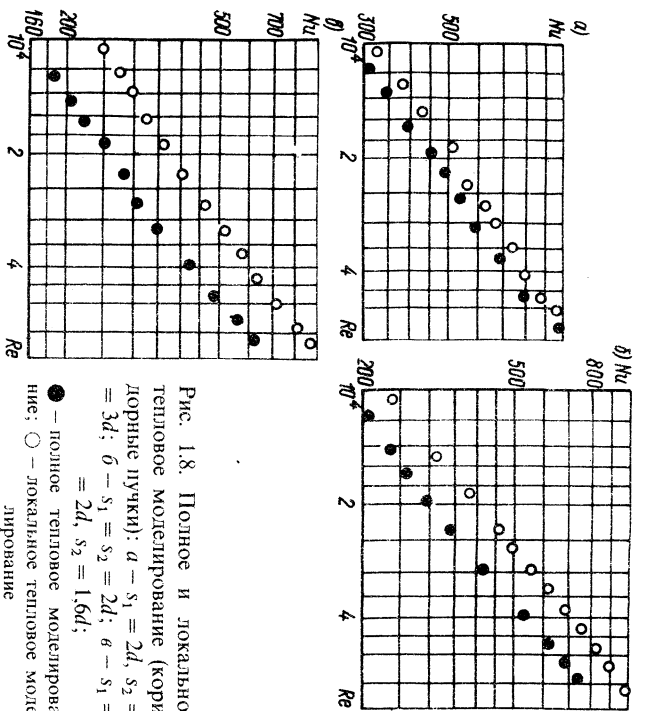


Рис. 1.8. Полное и локальное тепловое моделирование (коридорные пучки): $a - s_1 = 2d$, $s_2 = 3d$; $b - s_1 = s_2 = 2d$; $c - s_1 = 2d$, $s_2 = 1,6d$;
 ● — полное тепловое моделирование; ○ — локальное тепловое моделирование

перемешиваться с основным потоком, и горячие частицы пограничного слоя достигают измерительной трубы-калориметра и остальных труб этого ряда. В результате этого то же самое количество теплоты Q будет отдано трубами потоку при более высокой температуре стенок. Температурный напор Δt увеличится, а приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ уменьшится. С ростом чисел Re и, следовательно, с ростом степени турбулентности потока, различия в коэффициентах теплоотдачи, полученных двумя методами, уменьшается. Это происходит вследствие того, что с увеличением турбулентности потока пограничный слой, срывающийся с труб предыдущего ряда, начинает перемешиваться более интенсивно с основным потоком. Температура потока, движущегося вблизи поверхности трубы-калориметра, становится меньше, приближаясь к средней температуре всего потока. Для шахматных и коридорных пучков с ростом относительного продольного шага s_2/d , при постоянном относительном поперечном шаге s_1/d , различия в величинах коэффициентов теплоотдачи, полученных методами локального и полного теплового моделирования, уменьшается, причем с ростом чисел Re эта разница для шахматных пучков уменьшается, а для коридорных остается примерно постоянной.

Так как при локальном способе теплового моделирования теплоотдача коридорных пучков оребренных труб практически не зависит от поперечного шага s_1 в пределах изменения относительного шага $s_1/d = 1,7 \div 3$ [140], исследование теплоотдачи коридорных пучков двумя методами выполнено только с одним шагом $s_1 = 2d$.

Handwritten signature

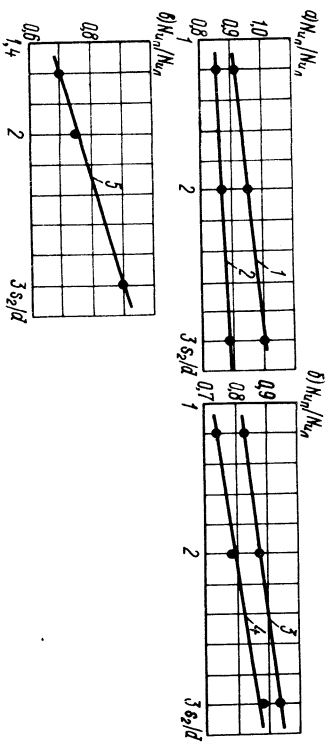


Рис. 1.9. Поправочные коэффициенты на теплоотдачу, полученную локальным методом: а — шахматные пучки с $s_1 = 2d$, б — шахматные пучки с $s_1 = d$; 1 — при $Re = 4 \cdot 10^4$; 2 — при $Re = 10^5$; 3 — при $Re = 4 \cdot 10^4$; 4 — при $Re = 10^5$; 5 — при $Re = 10^4 - 6 \cdot 10^4$

На рис. 1.9 представлены зависимости отношения теплоотдачи, полученной методами полного и локального теплового моделирования, Nu_{gr}/Nu_{gr0} , от относительного продольного шага s_2/d .

Из рис. 1.9 могут быть взяты значения поправки для различных относительных шагов труб шахматного и коридорного расположения, позволяющие по коэффициентам теплоотдачи, полученным локальным методом теплового моделирования, определить коэффициенты теплоотдачи, соответствующие полному тепловому моделированию.

Опытами охвачена вся область практически применяемых относительных шагов расположения оребренных труб.

Необходимо отметить, что величины поправок на коэффициенты теплоотдачи, полученные локальным методом теплового моделирования, строго справедливы только для данных конкретных параметров оребрения труб, но они могут быть также применены с достаточной для практики точностью и для других исследованных различными авторами пучков из труб с параметрами оребрения, отличающимися от исследованных.

Для оценки эффективности различных поверхностей теплообмена и различных теплоносителей требуется надежная методика сравнительной оценки.

1.4. МЕТОДИКА СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Эффективность поверхностей. Каждая поверхность теплообмена с точки зрения теплотехники характеризуется двумя уравнениями подобия, определяющими ее теплоотдачу и гидравлическое сопротивление, например $Nu = f(Re, Pr)$ и $\xi = f(Re)$. Однако простое и наглядное сравнение различных поверхностей по этим двум уравнениям подобия не представляется возможным, ибо нет четкого представления о наиболее выгодных соотношениях теплоотдачи и гидравлического сопротивления.

Для сравнительной оценки эффективности различных поверхностей требуются дополнительные характеристики, которые должны быть справедливы для любого вида поверхности теплообмена, для любого обтекания (поперечного, продольного или другого более сложного) потока и на любом теплоносителе.

Оценка различных поверхностей нагрева связана с определенными трудностями. С одной стороны, надо учитывать конструктивную точку зрения о том, что размеры теплообменника и его отдельных частей, а иногда и масса его, не должны превышать определенных величин, с другой стороны, изображения экономического порядка, которые часто играют решающую роль. Это связано с капитальными затратами на изготовление самого теплообменника, а также с последующими затратами на прокачку теплоносителя. Иногда вопросы надежности играют решающую роль. Эффективность различных поверхностей теплообменника можно сравнить несколькими способами [8, 12, 28, 48, 49, 57, 70, 75, 77, 113, 144 и др.].

Подавляющее большинство способов оценки эффективности поверхностей, примененных различными авторами, может быть получено из методики М. В. Кирпичева [49] с тем или иным добавлением. Методика М. В. Кирпичева состоит в оценке тепловой эффективности поверхностей по энергетическим коэффициентам E , представляющим собой отношение переданной тепловой энергии Q к затрагам механической энергии и прокачку теплоносителя $N_{пр}$, т. е. $E = Q/N_{пр}$. Энергетический коэффициент определяется через количество теплоты Q , переданное теплообменником, в которое входит температурный напор $\Delta t_{ср}$, зависящий от схемы движения теплообменивающегося сред. Однако при оценке тепловой эффективности поверхности величина температурного напора не должна иметь какого-либо существенного значения, ибо известно, что количество переданной теплоты Q пропорционально температурному напору между теплоносителем и теплоотдающей поверхностью $\Delta t_{ср}$, а энергия, затрачиваемая на прокачку теплоносителя $N_{пр}$, практически не зависит от этого перепада. Вследствие этого оценка тепловой эффективности поверхностей или теплоносителей должна проводиться при работе их с одинаковыми температурными перепадами. Кроме того, отношение переданной тепловой энергии к энергии, затраченной на прокачку теплоносителя, является относительной величиной, которая имеет наибольшее значение при прочих равных условиях для теплообменников с развитой поверхностью, работающих при малых скоростях теплоносителя, ибо переданное тепло пропорционально скорости теплоносителя в степени, несколько меньшей единицы, а мощность на прокачку теплоносителя пропорциональна примерно кубу скорости и, следовательно, теплообменники с развитой поверхностью находятся в этом отношении в более выгодных условиях. Это обстоятельство следует иметь в виду при оценке эффективности конвективных поверхностей теплообмена.

Следует также отметить, что в вышеперечисленных методиках сравнение различных поверхностей теплообмена для снятия одного и того же количества теплоты ($Q = idem$) производится при различных

мощностях на прокачку теплоносителя ($N_{тр} = \text{var}$), а должно произойти при $N_{тр} = \text{idem}$, что является существенным недостатком этих методов. Правильный подход к сравнительной оценке различных поверхностей, по нашему мнению, содержится в работе А. А. Гухмана [28].

В [26] разработана методика сравнения эффективности различных конвективных поверхностей теплообмена и различных теплоносителей по различным характеристикам.

По нашей методике сравнение различных поверхностей теплообмена также производится, как правило, при различных мощностях на прокачку теплоносителя $PIV/(P_0V_0) \neq 1$. Однако ниже показано, что незначительные отклонения мощности на прокачку теплоносителя в сравниваемых поверхностях теплообмена, кардинально не отпачивают друг от друга, могут быть выравнены небольшим изменением скорости теплоносителя в одном из них. К таким поверхностям теплообмена относятся традиционно применяемые пучки гладких и оребренных труб.

В основу составления методики положен коэффициент эффективности поверхности η , впервые предложенный В. М. Ангурьевым [8, 10] на основании энергетического коэффициента М. В. Кирпичева [49]. Однако формула для определения коэффициента эффективности поверхности η выводится аналитически на основании экспериментальных уравнений подобия теплоотдачи и аэродинамического сопротивления образца и эталона, но аналитически с работой А. И. Милкевича [75, 77]. Это позволило получить составляющие коэффициента эффективности по верхности $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$, т. е. величины η_1 , η_2 , η_3 , которые учитывают геометрические параметры образца и эталона η_1 ; влияние турбулентности потока η_2 и теплофизические свойства теплоносителей η_3 , а для оребренных труб все три коэффициента η_1 , η_2 и η_3 учитывают также влияние теплопроводности ребер и теплоносителя.

Такое разделение η на составляющие позволило детальнее и глубже изучить процесс теплообмена различных поверхностей нагрева, в том числе и оребренных.

Сравнение поверхностей теплообмена может быть выполнено по тепловым, объемным и массовым характеристикам с учетом мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя, а также по стоимости и количеству труб. Такое разнообразие характеристик при сравнении различных поверхностей применено впервые.

Необходимо отметить, что при выводе формулы для коэффициента эффективности поверхности η влиянием температурного фактора $(T_{п}/T_{ст})^n$ на теплоотдачу и сопротивление пренебрегаем, ибо сравнение различных поверхностей как правило, производится при одинаковых средних температурах стенок и потока. Относительное влияние температурного фактора $(T_{п}/T_{ст})^n$ на теплоотдачу для двух различных поверхностей при этих условиях будет пренебрежимо малым (см. гл. 3).

Метод оценки. Рассматривается относительная эффективность поверхностей только по одной стороне теплообменников. Методика оценки состоит в следующем.

Для единицы теплоотдающей поверхности «эталона» и сравниваемой с ним теплоотдающей поверхности определяются количества переданной теплоты q в условиях равных затрат энергии $F_{тр}$ на прокачку теплоносителя, приходящихся на единицу поверхности теплообменников и равных температурных перепадах между теплоотдающими поверхностями и теплоносителями. Затем для одинаковых затрат энергии на движение теплоносителя, приходящихся на единицу поверхности, определяется соотношение между числами Рейнольдса и коэффициент эффективности поверхности η как отношение переданных количеств теплоты с единицы поверхности в образце и эталоне.

Зная коэффициент эффективности поверхности теплообмена, легко определить отношение объемов теплообменников образца и эталона V/V_0 , при котором будут сниматься одинаковые количества теплоты ($Q = Q_0$) при одной и той же затрате мощности на прокачку теплоносителя, приходящейся на единицу поверхности ($N_{тр} = N_{тр0}$) и при одинаковых температурных перепадах между теплоотдающими поверхностями и теплоносителями ($\Delta t_{ст} = \Delta t_{ст0}$).

Необходимо отметить, что при этих условиях затраты мощности на прокачку теплоносителя в сравниваемом теплообменнике объемом V и эталонном объемом V_0 будут пропорциональны поверхности теплообмена в этих объемах, т. е. величинам PIV и P_0V_0 соответственно, а отношение мощностей на прокачку теплоносителей в сравниваемом теплообменнике к эталонному при одинаковых теплостемах ($Q = Q_0$) будет равно $PIV/(P_0V_0)$. Это отношение мощностей является важной характеристикой и, как будет показано далее, оно изменяется в довольно узких пределах. Затем так же может быть определено отношение масс и стоимостей теплообменников.

Коэффициент эффективности поверхности определяется аналитически, если заданы уравнения подобия теплоотдачи и гидравлического сопротивления сравниваемых теплообменников. При этом уравнения подобия должны быть получены обязательно по единой методике обработки экспериментальных данных, а в качестве определяющего размера должен быть принят эквивалентный диаметр, равный $d_e = 4F/H$, так как эта зависимость в дальнейшем используется при выводе формул коэффициента эффективности поверхности.

Для определения эквивалентного диаметра выбрано уравнение $d_e = 4F/H$, ибо нашей задачей является простота и удобная обработка экспериментальных данных для развития поверхностей теплообмена.

Двумя основными конструкциями развитых поверхностей теплообмена являются теплообменники с оребренными трубами и пластинчатые. Эти поверхности характеризуются большим коэффициентом компактности II [$\text{м}^2/\text{м}^3$]. Аналогия Рейнольдса для таких поверхностей невыполнима, выбор эквивалентного диаметра и других определяющих величин не является очевидным, а отдалить предпочтение какому-либо из условий методов, применяемых при обработке, не представляется возможным.

Выборное определение эквивалентного диаметра является удобной расчетной величиной, а как будет показано ниже, расчет коэффициен-

тов эффективности обреченных поверхностей, для которых уравнения подобия получены по $d_3 = 4F/h$ и по $d'_3 = 4F/s$, дает практически одинаковые результаты.

Для поверхностей теплообмена других форм, где тепловой периметр значительно отличается от смоченного, например труба в трубе и тому подобное, рекомендуется обработку опытных данных вести по $d'_3 = 4F/s$. Формулы для определения коэффициента эффективности поверхностей и теплоносителей при обработке опытных данных по $d'_3 = 4F/s$ приведены ниже без вывода.

Основные зависимости. Если для поверхности известны уравнения подобия:

$$\xi = a_1 \text{Re}^{m_1} \quad (1.1)$$

$$\text{Nu} = a_2 \text{Re}^{m_2} \text{Pr}^{m_3}, \quad (1.2)$$

то количество теплоты, переданной единицей поверхности теплообмена, может быть определено по формуле

$$q = \Delta t G c_p / F_{\text{пр}} \quad (1.3)$$

Определив нагрев теплоносителя Δt из выражения

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_3}{\lambda} = \frac{Q}{\Delta t_{\text{ст}} h L} \frac{4F}{h} \frac{1}{\lambda} = \frac{\Delta t_{\text{пр}} F c_p \Delta F}{\Delta t_{\text{ст}} h L \lambda} \quad (1.4)$$

и расход теплоносителя G из уравнения

$$\text{Re} = \frac{w d_3}{\nu} = \frac{w 4F}{\nu h} \frac{r}{r} = \frac{4G}{\nu h r} \quad (1.5)$$

получим из (1.2) — (1.5)

$$q = \frac{h}{4F} \lambda a_2 \text{Re}^{m_2} \text{Pr}^{m_3} \Delta t_{\text{ст}} \quad (1.6)$$

Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя, приходящаяся на единицу поверхности теплообменника без учета сжимаемости среды, определяется по формуле

$$N_{\text{пр}} = G \Delta p / (r F_{\text{пр}}) \quad (1.7)$$

$$\Delta p = \xi r w^2 \frac{L}{2d_3} = \xi r w^2 \frac{L h}{2 \cdot 4F} = \xi r \frac{r^2 w^2 F^2 L h}{r^2 8 F^3} = \xi r \frac{G^2 L h}{r^2 8 F^3} \quad (1.8)$$

то из (1.1), (1.5), (1.7) и (1.8) получим

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{2^9} \frac{h^3 \mu^3}{F^3 r^2} a_1 \text{Re}^{m_1 + 3} \quad (1.9)$$

Для сравнения между собой различных типов теплоотдающих поверхностей и разных теплоносителей по тепловым, объемным и массовым характеристикам с учетом мощности, затрачиваемой на

прокачку теплоносителя, а также по стоимости и количеству труб, примем одну поверхность и один теплоноситель за эталон (может быть любая поверхность и любой теплоноситель).

Обозначим величины, относящиеся к эталону, индексом «0», тогда, согласно (1.6) и (1.9), получим

$$q_0 = \frac{h_0}{4F_0} \lambda_0 d_{2,0} \text{Re}_0^{m_2} \text{Pr}_0^{m_3} \Delta t_{\text{ст}0} \quad (1.10)$$

$$N_{\text{пр}} = \frac{1}{2^9} \frac{h_0^3 \mu_0^3}{F_0^3 r_0^2} a_{1,0} \text{Re}_0^{m_1 + 3} \quad (1.11)$$

Из (1.9) и (1.11) определим соответствие между числами Re и Re_0 , при которых затраты энергии на прокачку теплоносителя, приходящиеся на единицу поверхности теплообмена образца и эталона, будут равны

$$\text{Re} = \left(\frac{h_0^3 F_0^3 \mu_0^3 r_0^2 a_{1,0}}{h^3 F_0^3 \mu^3 r_0^2 a_1} \right)^{\frac{1}{m_1 + 3}} \text{Re}_0^{\frac{m_1 + 3}{m_1 + 3}} \quad (1.12)$$

Подставив (1.12) в (1.6), получим формулу для определения количества теплоты, переданной единицей поверхности теплообменника-образца при равной с эталоном затрате мощности на прокачку теплоносителя, приходящейся на единицу поверхности:

$$q = \frac{h}{4F} \lambda a_2 \left(\frac{h_0^3 F_0^3 \mu_0^3 r_0^2 a_{1,0}}{h^3 F_0^3 \mu^3 r_0^2 a_1} \right)^{\frac{m_2}{m_1 + 3}} \text{Re}_0^{\frac{m_2 + 3}{m_1 + 3}} \text{Pr}_0^{m_3} \Delta t_{\text{ст}} \quad (1.13)$$

Коэффициент эффективности поверхности теплообмена η определяется как отношение количества теплоты, переданных с единицы поверхности в образце и эталоне при равных затратах мощности на прокачку теплоносителя, приходящихся на единицу поверхности, и при равных температурных напорах теплоотдающей поверхности — теплоноситель, т. е. как отношение коэффициентов теплоотдачи:

$$\eta = (q/q_0) (\Delta t_{\text{ст}0}/\Delta t_{\text{ст}}) = \alpha/\alpha_0 \quad (1.14)$$

Эта зависимость $\eta = \alpha/\alpha_0 = f(\text{Re})$ равноценна зависимости отношения энергетических коэффициентов образца и эталона E/E_0 , т. е.

$$\eta = \alpha/\alpha_0 = E/E_0 = f(\text{Re}_0) \quad (1.15)$$

при условии, что тепловые потоки вычислены при одинаковых температурных напорах $\Delta t_{\text{ст}} = \Delta t_{\text{ст}0}$ и одинаковых затратах энергии на прокачку теплоносителя, приходящихся на единицу теплоотдающей поверхности.

На основании (1.10), (1.13) и (1.14) получим

$$\eta = \frac{h F_0 \lambda a_2}{h_0 F_0 \lambda_0 d_{2,0}} \left(\frac{h_0^3 F_0^3 \mu_0^3 r_0^2 a_{1,0}}{h^3 F_0^3 \mu^3 r_0^2 a_1} \right)^{\frac{m_2}{m_1 + 3}} \text{Re}_0^{\frac{m_2 + 3}{m_1 + 3}} \frac{\text{Pr}_0^{m_3}}{\text{Pr}_0^{m_3}} \quad (1.16)$$

Из полученного выражения видно, что коэффициент эффективности поверхности зависит от геометрических параметров образца и эталона, от режимных параметров течения теплоносителей и от их теплофизических свойств.

Выражение (1.16) можно представить в виде сомножителей

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3. \quad (1.17)$$

где

$$\eta_1 = \frac{hF_0}{h_0F} \left(\frac{h_0F}{hF_0} \right)^{\frac{3m_2}{m_1+3}} \quad (1.18)$$

— коэффициент, учитывающий в основном влияние геометрических параметров образца и эталона, так как изменение показателей степени при числах Re в уравнениях (1.1) и (1.2) с изменением чисел Re в достаточной области областей невелико, а для оребренных труб — также влияние теплопроводности ребер и теплоносителя;

$$\eta_2 = \frac{d_2}{d_2^0} \left(\frac{d_1^0}{d_1} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}} Re_0^{\frac{m_1+3}{m_2-m_1}} \quad (1.19)$$

— коэффициент, учитывающий влияние турбулизации потока, а для оребренных труб также и влияние теплопроводности ребер и теплоносителей;

$$\eta_3 = \frac{\lambda}{\lambda_0} \left(\frac{\mu_0^3 \rho^2}{\mu^3 \rho_0^2} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}} \frac{Pr^{m_2}}{Pr_0^{m_2}} \quad (1.20)$$

— коэффициент, учитывающий теплофизические свойства теплоносителей, а для оребренных труб также и теплопроводность ребер.

С помощью формул (1.12), (1.18) — (1.20) можно сравнить между собой эффективность различных поверхностей теплообмена, испытанных на различных теплоносителях и в разных условиях обтекания — поперечного, продольного, внутреннего и наружного.

Определив коэффициент эффективности поверхности, можно вычислить отношение объемов теплообменников образца V' и эталона V_0 при котором будут сниматься одинаковые количества теплоты теплоносителя, одной и той же затрате мощности на прокачку теплоносителя, приходящейся на единицу поверхности и при одинаковых температурах перепадах между теплоотдающими поверхностями и теплоносителями.

При условии $\dot{Q}' = \dot{Q}_0 = idem$ находится отношение объемов V'/V_0 . Здесь \dot{Q}' — количество теплоты, снятое с теплообменника-образца объемом V' .

Так как

$$\dot{Q}' = \alpha F_n \Delta t_{ст} = \alpha \Pi V' \Delta t_{ст}$$

$$\dot{Q}_0 = \alpha_0 F_{n_0} \Delta t_{ст_0} = \alpha_0 \Pi_0 V_0 \Delta t_{ст_0}$$

F_n — полная поверхность теплообмена образца в объеме V' , то

$$\alpha \Pi V' \Delta t_{ст} = \alpha_0 \Pi_0 V_0 \Delta t_{ст_0}$$

Кроме того, согласно уравнению (1.14), $\Delta t_{ст} = \Delta t_{ст_0}$ и $\alpha/\alpha_0 = \eta$, тогда

$$\frac{V'}{V_0} = \frac{\alpha_0 \Pi_0}{\alpha \Pi} = \frac{1}{\eta} \frac{\Pi_0}{\Pi}. \quad (1.21)$$

При этом мощности, затрачиваемые на прокачку теплоносителей, будут равны: для сравниваемого теплообменника — $N_{тр} F'_{тр}$ а для эталонного — $N_{тр_0} F_{тр_0}$.

Отношение мощностей на прокачку теплоносителей в сравниваемом теплообменнике к эталонному при одинаковых теплосредах ($\dot{Q}' = \dot{Q}_0$) будет равно

$$\frac{N_{тр} F'_{тр}}{N_{тр_0} F_{тр_0}} = \frac{N_{тр} \Pi V'}{N_{тр_0} \Pi_0 V_0} = \frac{\Pi V'}{\Pi_0 V_0}, \quad (1.22)$$

так как $N_{тр} = N_{тр_0}$.

Аналогичным образом определяется отношение масс теплообменников образца M'_r и эталона M_{r_0} .

При условии $\dot{Q}' = \dot{Q}_0 = idem$ найдем отношение масс теплообменников образца и эталона:

$$M'_r = e F'_n = e \Pi V'; \\ M_{r_0} = e_0 F_{n_0} = e_0 \Pi_0 V_0,$$

тогда

$$\frac{M'_r}{M_{r_0}} = \frac{e \Pi V'}{e_0 \Pi_0 V_0} = \frac{e \Pi}{e_0 \Pi_0} \frac{1}{\eta} \frac{\Pi_0}{\Pi} = \frac{1}{\eta} \frac{e}{e_0}. \quad (1.23)$$

Можно также определить и отношение стоимостей теплообменников.

При условии $\dot{Q}' = \dot{Q}_0 = idem$ находится отношение стоимостей теплообменников

$$\frac{D'_r}{D_{r_0}} = \frac{M'_r c}{M_{r_0} c_0} = \frac{1}{\eta} = \frac{e c}{e_0 c_0}. \quad (1.24)$$

Из уравнений (1.16), (1.21) — (1.24) видно, что все пять величин η ; V'/V_0 ; $\Pi V'/(\Pi_0 V_0)$; M'_r/M_{r_0} и D'_r/D_{r_0} зависят от числа Re_0 .

Формулы (1.12), (1.16), (1.21) — (1.24) позволяют сравнить поверхности разных разнообразных форм, испытанных на различных теплоносителях в разных условиях обтекания поверхностей теплоносителям (поперечного, продольного и т. д.), причем сравнение может быть выполнено по тепловым, объемным и массовым характеристикам с учетом мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя, а также по стоимости и количеству труб.

Простой вид эти характеристики принимают в случае испытания поверхностей на одном и том же теплоносителе при одинаковых его

физических параметрах. В этом случае определяются характеристики: $\eta; V'/V_0; PV'/(P_0V_0); M_1/M_{10}$ и D_1/D_{10} собственно самих поверхностей ($\eta_3 = 1$ и $\eta = \eta_1\eta_2$).

Другим крайним случаем является случай теплообмена одной и той же поверхности на разных теплоносителях ($\eta_1 = 1$ и $\eta = \eta_2\eta_3$).

Необходимо еще раз подчеркнуть, что уравнения подобия теплоотдачи и аэродинамического сопротивления должны быть получены обязательно по единой методике обработки экспериментальных данных. Если это условие не выполнено, то необходимо пересчитать уравнения по обычным формулам пересчета [75].

Расчетные формулы для определения коэффициента эффективности поверхности теплообмена форм, у которых тепловой периметр значительно отличается от смоченного, будут иметь следующий вид:

$$\eta = \frac{SF_0\lambda d_2}{S_0F_0^2\lambda_0 d_{20}} \left(\frac{S_0^4 h F_0^3 \mu_0^3 r_0^2 a_{10}}{S^4 h_0 F_0^3 \mu_0^3 r_0^2 a_1} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}} \text{Re}_0^{\frac{m_0+3}{m_1+3}} \frac{\text{Pr}^{\frac{m_3}{m_30}}}{\text{Pr}_0^{\frac{m_30}{m_3}}} \quad (1.25)$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3; \quad (1.26)$$

$$\eta_1 = \frac{SF_0}{S_0F} \left(\frac{S_0^4 h F_0^3}{S^4 h_0 F_0^3} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}}; \quad (1.27)$$

$$\eta_2 = \frac{d_2}{d_{20}} \left(\frac{d_{10}}{d_1} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}} \text{Re}_0^{\frac{m_0+3}{m_1+3} m_2 - m_1}; \quad (1.28)$$

$$\eta_3 = \frac{\lambda}{\lambda_0} \left(\frac{\mu_0^3 r_0^2}{\mu^3 r_0^2} \right)^{\frac{m_2}{m_1+3}} \frac{\text{Pr}^{\frac{m_3}{m_30}}}{\text{Pr}_0^{\frac{m_30}{m_3}}}. \quad (1.29)$$

Формулы (1.25) – (1.29) получены на основании уравнений подобия:

$$\xi = a_1 \text{Re}^{m_1} \text{ и } \text{Nu} = a_2 \text{Re}^{m_2} \text{Pr}^{m_3},$$

$$\text{Re} = wd/\nu; \quad \text{Nu} = \alpha d/\lambda \quad \text{и} \quad d_3 = 4F/S;$$

обозначения других величин такие же, как во всех остальных формулах. Как показали расчеты, выполненные с различными поверхностями, отношение мощностей на прокачку теплоносителей в сравниваемых теплообменниках к эталонному при одинаковых теплосъемах ($\dot{Q} = \dot{Q}_0$) – уравнение (1.22), как правило, не равно единице [$PV'/(P_0V_0) \neq 1$]. Однако незначительные отклонения затрат энергии на прокачку теплоносителей в сравниваемых теплообменниках могут быть выявлены небольшим изменением скорости в сравниваемом теплообменнике, при этом, чтобы не изменилось переданное количество теплоты, следует незначительно изменить величину поверхности теплообмена, а величины отпущений объемов V'/V_0 и масс M_1/M_{10} практически не изменятся.

Следует отметить, что такое выравнивание незначительных отклонений затрат энергии на прокачку теплоносителей в сравниваемых теплообменниках может быть осуществлено, как уже отмечалось выше,

только для поверхностей, кардинально не отличающихся друг от друга (традиционно применяемые оребренные и гладкие трубы и другие поверхности).

Для радикально отличающихся поверхностей теплообмена требуется другой подход к сравнительной оценке поверхностей [28], что уже отмечалось выше.

В настоящее время в связи с достижением больших мощностей оребренные поверхности имеют вопросы надежности теплообменного оборудования.

Надежность теплообменного аппарата находится в прямой зависимости от количества труб одинаковой длины в данном аппарате для передачи некоторого количества теплоты при прочих равных условиях. Чем больше число труб, тем меньше надежность теплообменного аппарата.

Величина отношения $PV'/(P_0V_0)$, диаметры и коэффициенты оребрения труб ϕ и ϕ_0 сравниваемых теплообменников позволяют определить относительное количество труб N по сравнению с эталонным для передачи одного и того же количества теплоты при прочих равных условиях.

Относительное количество труб N будет равно

$$N = \frac{PV'd_0\phi_0}{P_0V_0d\phi} = \frac{1}{\eta} \frac{d_0\phi_0}{d\phi}.$$

В заключение необходимо отметить, что для выявления высокоэффективных поверхностей нагрева, взаимосвязи между теплоотдачей и сопротивлением, выраженные уравнениями подобия $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$ и $\xi = f(\text{Re})$, необходимо дополнить расчетными зависимостями:

$$\eta = f(\text{Re}_0); \quad V'/V_0 = f(\text{Re}_0); \quad M_1/M_{10} = f(\text{Re}_0); \quad D_1/D_{10} = f(\text{Re}_0);$$

$$PV'/(P_0V_0) = f(\text{Re}_0) \quad \text{и} \quad N = f(\text{Re}_0).$$

Последние дают однозначную оценку поверхностей различных теплообменников и помогут проектировщику выбрать наиболее рациональную конструкцию.

Оптимальный теплообменник может быть определен только для каждого конкретного случая, характеризующегося специфическими условиями работы теплообменника и предъявляемыми к нему требованиями.

Как правило, следует выбирать такую конструкцию поверхности, при которой теплообменник может передать некоторое количество теплоты при его минимальных габаритах и возможно меньшей затрате энергии.

В настоящее время это приобретает особое значение в связи с развитием актуальнейших проблем энергетики – достижением больших мощностей при значительном сокращении габаритов и массы энергетического оборудования и его стоимости.

Изложенная методика позволяет проанализировать эффективность поверхностей только по одной стороне теплообменников, а выводы

относительно сравнительной эффективности сопоставляемых поверхностей справедливо при условии, что коэффициент теплоотдачи на другой стороне бесконечно велик. Т. е. Термическое сопротивление теплоотдаче здесь отсутствует.

Теплообменные аппараты изготавливаются из труб с различной формой ребер. Для определения эффективной формы ребер проведены специальные исследования, приведенные в следующей главе.

Глава 2

ТЕПЛООТДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ ПУЧКОВ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ С РАЗЛИЧНОЙ ФОРМОЙ РЕБЕР

Работы по изучению влияния формы ребер на теплообмен и аэродинамическое сопротивление состоят в изучении теплогидравлических характеристик пучков труб с шиповыми круглыми и плоскими ребрами, дисковыми ребрами, с проволочными оребренными, с винтовыми ребрами с нанесенной на них шероховатостью в виде зубьев, с разрезными ребрами (просечная лента и разрезка ребер после изготовления оребренной трубы) и с перфорированными ребрами. Интенсификация теплоотдачи достигается за счет организации течения с отрывом теплового пограничного слоя с некоторых элементов поверхности и разрушения его. Большой объем работ в этом направлении выполнен В. М. Антуфьевым [6], В. М. Бузником [21], Н. В. Зозулей [37], В. М. Кейсом и А. А. Лондоном [48], Р. Е. Подлером [116], З. Ф. Чухановым [118—122] и др.

2.1. ПРИМЕНЕНИЕ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ И ОСОБЕННОСТИ ОБТЕКАНИЯ ИХ ПОПЕРЕЧНЫМ ПОТОКОМ

Трубы с различной формой ребер. В современных теплообменных аппаратах для передачи теплоты через стенку в основном применяются трубычатые поверхности, что объясняется технологичностью их изготовления и наиболее пригодной формой для работы при повышенных и высоких давлениях.

Условия, при которых оребренные трубы выгоднее гладких, могут быть определены для каждого конкретного теплообменного аппарата в зависимости от относительной важности соображений о габаритах, массе, стоимости, а иногда и надежности работы теплообменника. Прежде всего важно знать, при каких условиях возрастание высоты ребер увеличивает тепловой поток через стенку. Очевидно, увеличение высоты ребер является выгодным, когда тепловой поток увеличивается с ростом высоты ребра. Математически предельное условие выгоды увеличения высоты ребер может быть выражено уравнением

$$dQ/(dh_r) = 0. \quad (2.1)$$

Решение уравнения (2.1) для прямых ребер постоянного сечения при постоянстве величин λ_m , $m = \sqrt{\frac{2\alpha_c}{\lambda_m \delta}}$ и Δt дано в [124], где получено

$$(2\lambda_m)/(\alpha_c \delta) = 1.$$

Имея в виду несколько принятых предположек, отграничиваясь от действительных условий, в [124] считается выгодным прибегать к оребрению поверхности теплообмена при условии

$$(2\lambda_m)/(\alpha_c \delta) > 5.$$

В [44, 115] для интенсификации теплоотдачи путем оребрения рекомендуется руководствоваться следующими соображениями: если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то увеличивать поверхность путем оребрения со стороны α_1 следует до тех пор, пока $\alpha_1 F_1$ не достигнет значения $\alpha_2 F_2$. Дальнейшее увеличение поверхности F_1 мало эффективно.

Голшина ребер, с точки зрения теплообмена, может быть обоснована на основании работы [124], в которой определяется площадь поперечного сечения f , необходимая для прохождение теплового потока Q в ребре прямоугольного сечения

$$f = \frac{2,109}{4L^3 \alpha^2 \lambda} \left(\frac{Q}{\Delta t} \right)^3, \quad (2.2)$$

где L — длина ребра.

Уравнение (2.2) показывает, что для того чтобы повысить коэффициент теплоотдачи Q в два раза, необходимо увеличить площадь поперечного сечения f в восемь раз.

В то же время достаточно применить два ребра исходных размеров и Q удвоится. Таким образом, с точки зрения теплопроводности при $\alpha = \text{const}$ ребра необходимо изготавливать как можно более тонкими, а число их увеличивать.

Применение оребренных труб для газожидкостных теплообменников в значительной степени улучшает технико-экономические показатели последних.

Формы и размеры поверхности оребренных труб могут быть самые разнообразные. Иногда применяются оребренные трубы со сложной формой ребер (шпиль круглые, эллиптические и плоские, ребра с перфорацией и т. д.), которые не технологичны в изготовлении и с технологической точки зрения не имеют преимуществ по сравнению с цельными винтовыми ребрами.

Основным вопросом, который должен быть решен при проектировании теплообменных аппаратов, является правильный выбор поверхности теплообмена, ибо это определяет тепловыде, объемные, массовые характеристики, а также стоимость и надежность аппарата.

Особенности поперечного обтекания. Основной особенностью поперечного обтекания трубы является отрыв потока и образование вихрей.

При очень малых числах Рейнольдса ($Re < 3$) течение около цилиндра подчиняется закону Стокса [34, 44]. Линии тока за цилиндрами смыкаются. При увеличении числа Рейнольдса ($Re = 5 \div 10$) попеременно отбтекаемый цилиндр представляет собой неудобоотбтекаемое тело. Пограничный слой, образующийся на передней половине трубы, в кормовой части отрывается от ее поверхности, и позади цилиндра образуется пара неподвижных вихрей, которая отделена от основной массы жидкости вихревыми слоями. При числах Рейнольдса от 5 до 10 вихревые слои вновь смыкаются позади вихревой пары, образуется циркуляционная зона. Интенсивность происходящих в ней процессов определяется размеры зоны отрыва и уровень потерь энергии. По мере увеличения чисел Рейнольдса вихри вытягиваются в направлении течения. При числах $Re \approx 90$ один из неподвижных вихрей отрывается от цилиндра, что вызывает асимметрию давления в следе, в результате отрывается второй вихрь, процесс повторяется и наступает состояние переменного схода вихрей. Отрыв потока и образование вихрей происходят по следующей причине.

При обтекании передней половины цилиндра сечение уменьшается, а скорость жидкости увеличивается. При этом статическое давление у поверхности цилиндра падает. В кормовой части, наоборот, статическое давление увеличивается, так как скорость уменьшается.

Скорость и давление во внешнем потоке изменяются согласно уравнению Бернулли:

$$p + \rho w^2/2 = \text{const.}$$

Благодаря действию сил вязкости скорость и кинетическая энергия слоев непосредственно у поверхности цилиндра малы. Увеличение давления вдоль потока приводит к торможению жидкости и появлению возвратного движения. Возвратное течение оттесняет пограничный слой от поверхности тела, происходит отрыв потока и образование вихрей. Точка отрыва ламинарного пограничного слоя мало зависит от числа Re [34, 44] и находится примерно при угле $\varphi = 80 \div 84^\circ$ (угол φ отсчитывается от лобовой точки трубы), лишь около 45% поверхности цилиндра омывается безотрывно. Такое обтекание наблюдается до так называемых критических чисел Re порядка $(2 \div 5) \cdot 10^5$. При дальнейшем увеличении числа Re пограничный слой постепенно становится турбулентным и за счет турбулентных пульсаций дополнительно получает кинетическую энергию от потока. Вследствие этого турбулентный пограничный слой смешается вниз по потоку, где отрыв его происходит при $\varphi = 120 \div 140^\circ$, и уже около 65% поверхности омывается без отрыва. Своеобразный характер обтекания трубы отражается как на аэродинамическом сопротивлении ее, так и на теплоотдаче.

Процесс вихреобразования за решеткой плохо обтекаемых тел, а тем более в пучках неизмеримо сложнее.

Обтекание трубы в пучке отличается от обтекания одиночной трубы тем, что стоящие рядом трубы оказывают воздействие на этот процесс.

Пучок труб является прекарсным турбулизатором потока. В пучках обретенных труб кромки ребер дополнительно турбулизуют поток. В [117] показано, что и за одиночным рядом труб и в гладкотрубных пучках шахматной и коридорной компоновки имеет место перриодическое вихреобразование. Обречение труб незначительно влияет на числа Струхала в сравнении с гладкотрубными пучками той же компоновки.

В [71] влияния обречения на истечение струи исследовалось на ребристых шельях. Безразмерные эпюры скорости и в начальном и в основном участке совпадают с эпюрами для струй, истекающих из гладкого плоского сопла.

В [151] проведено исследование течения газа через шахматный пучок из крупномасштабных обретенных труб. Визуализация потока дымом позволила четко выделить циркуляционную зону за обретенной трубой. Структура этой зоны практически не отличается от структуры зоны за гладкой трубой.

Результаты работ [71, 117, 151] подтверждают общность процессов, происходящих в пучках обретенных труб и гладкотрубных.

2.2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Из литературных данных по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению пучков обретенных труб с различной формой ребер необходимо остановиться на работах [116, 156]. В этих работах приведены данные по исследованию теплоотдачи и аэродинамического сопротивления шахматных и коридорных пучков труб с круглыми, эллиптическими и плоскими шипами, а также с дисковыми и плавниковыми ребрами при попережном обтекании потоком воздуха.

Исследования были выполнены с целью прайльного выбора типа поверхности теплообмена для экономайзеров судовых котлов и парогенераторов атомных энергетических установок.

Из сравнения опытных данных можно заключить, что при условии одинакового теплосъема и одинаковой затраты мощности на прокачку теплоносителя наименьший объем и массу имеют пучки из труб с цилиндрическими винтовыми ребрами.

Следует, однако, заметить, что сравниваемые пучки имели различный диаметр труб и параметры обречения их, а также различные шагвые характеристики (s_1/d и s_2/d).

Из литературных данных по интенсификации теплоотдачи пучков обретенных труб необходимо отметить работы [10] и [37]. В работе [10] интенсификация теплообмена достигалась разрезкой ребер, а в [37] — их перфорацией.

Шиповые круглые и плоские ребра, дисковые ребра, проволоочное обречение и ребра с шероховатостью в виде зубьев. Формы и геометрические размеры исследованных обретенных труб приведены в табл. 2.1. Обречение труб производилось механической обработкой, приваркой, пайкой или прокаткой, поэтому термическое сопротивление между ребром и основанием трубы отсутствовало.

Таблица 2.1. Геометрические размеры труб с различной формой ребер

Тип ребер	Основные размеры, мм	Номер оребренной трубы	Диаметр оребренной трубы d , мм	Шаг между ребрами l , мм	Высота ребра h_p , мм	Коэффициент оребрения α	Метод изготовления или крепления
Цилиндрические винтовые	$D_n = 50$; $\delta = 1,3$	I	32	6	9	5,1	Механическая обработка То же
	$D_n = 50$; $\delta_{sp} = 2,25$	II	32	6	9	5,4	
Тrapeцедалыные винтовые	$D_n = 50$; $\delta_{sp} = 2,25$	III	32	6	9	5,9	»
	высотой на ребрах $\delta_{sp} = 2,0$	IV	32	6	20	12,2	
Тrapeцедалыные винтовые	$D_n = 72$; $\delta_{sp} = 2,25$	V	32	15	20	5,5	Приварка
	$D_n = 72$; $\delta_{sp} = 10$	VI	32	12	20	6,8	
Шпиль пластинчатые	$D_n = 72$; $l_{pn} = 27$;	VII	32	15	9	2,5	Пайка
	$\delta_{пл} = 2,5$; $D_n = 50$;	VIII	32	15	20	4,3	
Шпиль круглые	$d_{ш} = 5$; $D_n = 72$;	IX	32	12	20	7,7	»
	$d_{ш} = 5$; $D_n = 72$;	X	19	7,5	16,5	11,3	
Проволочные	$\delta_{пл} = 2,5$; $D_n = 52$;	XI	19	5	12	9,3	Механическая обработка То же
	$d_{пр} = 0,76$; $z = 60$						
Цилиндрические винтовые	$D_n = 43$; $\delta = 1,2$	XII	23	5	12	8,7	»
	$D_n = 47$; $\delta = 1,2$	XIII	23	5	20	16,4	
Цилиндрические винтовые	$D_n = 63$; $\delta = 1,2$	XIV	23	6,5	10	5,5	Прокатка
	$D_n = 43$; $\delta_{sp} = 1,7$	XV	50	—	—	1,0	

Все трубы и ребра были изготовлены из углеродистой стали за исключением трубы X, которая была из латуны с припаянными медными проволочками. Теплоотдача исследовалась методом локального теплового моделирования. Все исследованные пучки были семирядными.

Были изучены теплоотдача и аэродинамическое сопротивление семи шахматных пучков 1—7 оребренных труб, приведенных в табл. 2.2 и собранных целиком из труб I, III, IV, V, X, XIV и VI. Гладкотрубный шахматный пучок 8 исследован для сравнения.

При расчете приведенных коэффициентов теплоотдачи количество переданной теплоты относилось к гладкой поверхности calorиметра с диаметром несущей трубы.

Таблица 2.2. Пучки труб с различной формой ребер

Номер пучка	Номер трубы по табл. 2.1	Относительные шаги		Коэффициент компактности II, M^2/M^3	Отношение сжатого сечения к набегавшему, $F_{сж}/F_n$
		s_1/d	s_2/d		
1	I	2,0	2,0	122	0,417
2	III	2,0	2,0	144	0,417
3	IV	3,0	2,0	188	0,484
4	V	3,0	2,0	84	0,367
5	X	3,0	2,6	223	0,563
6	XIV	3,1	1,8	128	0,634
7	VI	3,0	2,0	104	0,554
8	Гладкая труба ($d = 32 \times 3$)	2,0	2,0	26	0,500

Результаты опытов по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению восьми исследованных пучков представлены на рис. 2.1 и 2.2.

Кроме того, исследовалась теплоотдача 15 шахматных пучков, собранных из оребренных труб I с относительными шагами $s_1/d = s_2/d = 2$, с разными calorиметрами. Calorиметры в каждом отдельном опыте являлись трубой I—XV. Calorиметры ставились в центре пятого ряда. В качестве расчетной была принята полная поверхность (поверхность ребер и несущей трубы, не занятая ребрами). Хотя такое исследование не позволяет получить истинные величины коэффициентов теплоотдачи, соответствующие пучкам, собранным целиком из одной поверхности труб, однако оно позволяет получить относительную тепловую эффективность различных поверхностей.

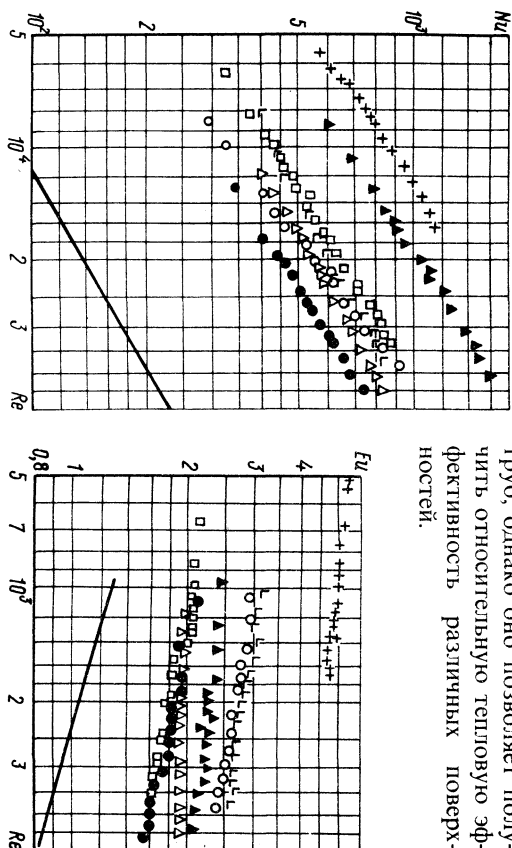


Рис. 2.1. Теплоотдача пучков с различной формой ребер:

● - 1; ○ - 2; ▲ - 3; L - 4; + - 5; □ - 6;
△ - 7; — — — — — гладкотрубный пучок

Рис. 2.2. Сопротивление пучков с различной формой ребер:

● - 1; ○ - 2; ▲ - 3; L - 4; + - 5; □ - 6;
△ - 7; — — — — — 8

Результаты опытов по теплоотдаче 14 оребренных труб приведены на рис. 2.3, где для сравнения представлена кривая теплоотдачи с калориметром из гладкой трубы ХV.

Из рис. 2.1 видно, что лучшими по теплоотдаче являются пучки 3 и 5, при этом теплоотдача пучка 5 на 20–25% выше теплоотдачи пучка 3. Это можно отнести частично за счет эффективности проволочных ребер, изготовленных из меди (коэффициент теплопроводности медных проволок в 8,5 раза выше, чем у стальных ребер) и за счет меньшего диаметра основной (несущей) трубы ($d = 19$ мм) у проволочно-оребрённой трубы Х по сравнению с трубой IV с прямыми трапециевидными ребрами ($d = 32$ мм).

Необходимо отметить, что теплоотдача пучка 2 (с шероховатостью на ребрах в виде зубьев) с ростом чисел Ре увеличивается быстрее, чем в остальных пучках. Кривые $Nu = f(Re)$ идут более круто.

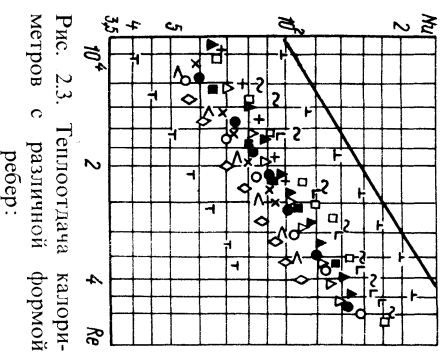


Рис. 2.3. Теплоотдача калориметров с различной формой ребер:

● — I; ■ — II; ○ — III; ◇ — IV; ◒ — V; △ — VI; ⊥ — VII; ~ — VIII; ▲ — IX; + — X; × — XI; < — XII; ▴ — XIII; □ — XIV; — — XV.

Из рис. 2.2 видно, что наибольшее аэродинамическое сопротивление имеет пучок 5 из труб с проволочным оребрением. Его аэродинамическое сопротивление в 2,2 раза больше аэродинамического сопротивления пучка 3. Наименьшее аэродинамическое сопротивление имеют пучки 1 и 6 из трубок с дисковыми ребрами, изготовленными по технологии, разработанной ВНИИМашем. Подсчеты приведенных коэффициентов теплоотдачи, отнесенных к гладкотрубной поверхности с диаметром основной трубы, могут быть выполнены по уравнениям подобия, приведенным в табл. 2.3 в виде $Nu = cRe^n$.

Аэродинамические сопротивления для семирядных пучков могут быть подсчитаны по уравнениям подобия, приведенным в табл. 2.4 в виде $Eu = bRe^m$.

Из рис. 2.3 следует, что теплоотдача оребренных труб, отнесенная к единице полной поверхности, ниже теплоотдачи гладкой трубы, несмотря на то, что гладкая труба имеет наибольший диаметр. Это вполне закономерно, ибо эффективность теплоотдачи оребренных труб определяется не только конвективной составляющей, но и термическим сопротивлением теплопроводности через металл ребер, которое может быть определено аналитически.

Для выявления влияния формы ребер на теплоотдачу необходимо провести опыты с калориметрами различной формы ребер, причем калориметры должны быть выполнены с одинаковыми параметрами оребрения, из одного и того же металла и из труб одинакового диаметра.

Таблица 2.3. Значения величин c и n

Номер пучка	c	n	Пределы по Re
1	1,2	0,6	$10^4 - 5 \cdot 10^4$
2	0,3	0,76	$8 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$
3	2,7	0,6	$8 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$
4	4,3	0,5	$8 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$
5	3,4	0,6	$5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$
6	1,7	0,6	$6 \cdot 10^3 - 3,5 \cdot 10^4$
7	1,4	0,6	$10^4 - 4,5 \cdot 10^4$

Однако изготовить такие калориметры технологически очень сложно, поэтому была исследована теплоотдача калориметров из труб I—XIV (см. табл. 2.1), а для выявления влияния формы ребер на теплоотдачу введена соответствующая поправка. Коэффициенты эффективности различных ребер E ориентировочно определены по номограмме для круглых ребер с цилиндрическим основанием [107] в зависимости

от параметров $m'h_r$ и D/d . Здесь $m' = \sqrt{\frac{2\alpha_k \psi}{8\lambda_{\text{мк}}}}$; $\psi = 0,85$ — коэффициент,

учитывающий неравномерное распределение α_k по поверхности ребер.

Для расчета был построен вспомогательный график $\alpha_{\text{пр}} = f(\alpha_k)$ для всех оребренных труб по формуле [107]

$$\alpha_{\text{пр}} = \psi \alpha_k \left(\frac{F_D}{F_{\text{II}}} Eu + \frac{F_{\text{IV}}}{F_{\text{II}}} \right).$$

Ввела поправку на эффективность ребер в опытные значения чисел Nu, удалось исключить влияние различной высоты, шага и толщины ребер и коэффициента теплопроводности металла ребер, т. е. подучить зависимость теплоотдачи от формы ребра.

Однако полностью исключить расхождение коэффициентов теплоотдачи для различных труб, приведенных в табл. 2.1, все же не удалось вследствие большого диапазона изменения коэффициентов оребрения $\Phi = 2,46 \div 16,4$ и высоты ребер $h_r = 9 \div 20$ мм исследованных калориметров. По исправленным значениям Nu' на рис. 2.4 построен график зависимости $Nu' = f(Re)$ для двух поверхностей с близкими парамет-

Таблица 2.4. Значения величин b и m

Номер пучка	b	m	Пределы по Re
1	13	-0,20	$6 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^4$
2	12	-0,15	$10^4 - 5 \cdot 10^4$
3	7,5	-0,12	$10^4 - 5 \cdot 10^4$
4	14	-0,16	$10^4 - 4 \cdot 10^4$
5	12,3	-0,10	$5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$
6	13	-0,20	$6 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^4$
7	2,8	-0,04	$10^4 - 4,5 \cdot 10^4$

рами оребрения: для трубы V с шиповыми круглыми ребрами с $h_r = 20$ мм, $\phi = 5,46$ и для трубы VI с шиповыми пластинчатыми ребрами с $h_r = 20$ мм, $\phi = 6,78$.

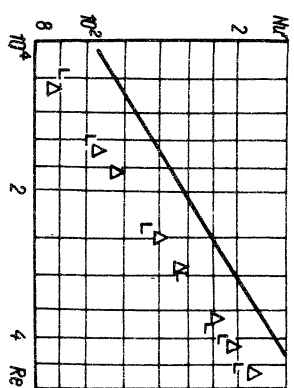


Рис. 24. Зависимость теплоотдачи от формы ребер:

L — V; Δ — VI; — XV

Несмотря на существенное различие в форме ребер, теплоотдача в этих поверхностях практически одинакова. Отсюда следует, что форма ребра не оказывает существенного влияния на тепловые характеристики. Поэтому при выборе типа поверхности теплообменного аппарата следует исходить из условий технологичности производства оребренных труб и эксплуатационной надежности теплообменного аппарата.

Результаты работы позволили заключить, что в водом-изготовителям ориентироваться на изготовление труб с винтовыми ребрами, а не выпускать трубы с круглыми эллиптическими и плоскими шипами, не технологичные в изготовлении и дорогие по стоимости. Сравнение эффективности пучков с различными ребрами приведено в табл. 2.5, из которой следует, что наименьший объем имеет пучок 5 с медными проволочными ребрами. Это можно объяснить малым

Таблица 2.5. Сравнение эффективности пучков с различной формой ребер

Номер пучка	$\xi = a_1 Re^m$	$Nu = a_2 Re^{0.5} Pr^{0.4}$	$Re_0 \cdot 10^{-4}$	η_1	η_2	η	V/V_0
1	$\xi_0 = 5Re_0^{-0.26}$	$Nu = 0.19Re_0^{0.6} Pr^{0.4}$	1.0	1.85	0.50	0.92	0.230
2	$\xi = 0.51Re^{-0.15}$	$Nu = 0.046Re^{0.76} Pr^{0.4}$	1.0	1.47	0.54	0.79	0.230
3	$\xi = 0.3Re^{-0.12}$	$Nu = 0.16Re^{0.6} Pr^{0.4}$	1.0	2.5	0.60	0.87	0.210
4	$\xi = Re^{-0.16}$	$Nu = 0.68Re^{0.5} Pr^{0.4}$	1.0	1.97	0.42	0.90	0.154
5	$\xi = 0.62Re^{-0.1}$	$Nu = 0.26Re^{0.6} Pr^{0.4}$	1.0	2.21	0.40	0.86	0.162
6	$\xi = 1.65Re^{-0.2}$	$Nu = 0.33Re^{0.6} Pr^{0.4}$	1.0	1.65	0.59	1.17	0.270
7	$\xi = 0.25Re^{-0.04}$	$Nu = 0.2Re^{0.6} Pr^{0.4}$	1.0	1.68	0.53	1.04	0.300
8	$\xi_0 = 5Re_0^{-0.26}$	$Nu_0 = 0.43Re_0^{0.6} Pr_0^{0.4}$	2.5	1.0	0.58	1.28	0.091
			2.5	2.5	0.55	1.22	0.096
			1.0	1.0	0.73	1.20	0.170
			1.0	1.0	0.47	0.79	0.320
			2.5	2.5	0.45	0.75	0.340
			1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

диаметром труб ($d = 19$ мм), высоким коэффициентом теплопроводности медных проволок ($\lambda_{мд} = 384$ Вт/(м·К) и высоким коэффициентом компактности ($\Pi = 223$ м²/м³). Из пучков труб со стальными ребрами наименьшие габариты имеют пучки 3 и 6, имеющие винтовые дисковые ребра. Необходимо обратить внимание, что в сравниваемой области изменения чисел $Re_0 = 10^4 \div 2.5 \cdot 10^4$ коэффициенты эффективности поверхности пучка 3 — $\eta = 0,86 \div 0,9$, а пучка 6 — $\eta = 1,16 \div 1,2$.

Однако, несмотря на то, что поверхность пучка 3 имеет меньшие коэффициенты эффективности, по сравнению с поверхностью пучка 6, объем его меньше, чем пучка 6. У пучка 3 отношение $V/V_0 = 0,154 \div 0,162$, а у пучка 6 $V/V_0 = 0,170 \div 0,175$. Это приходится за счет более высокого коэффициента компактности у пучка 3 $\Pi = 188$ м²/м³ по сравнению с пучком 6 $\Pi = 128$ м²/м³.

В заключение отметим, что тепловые, габаритные и массовые характеристики пучков определяются диаметрами труб, геометрическими размерами и материалом ребер, их расположением на трубах и относительновыми шагами расположения труб в пучке, и, следовательно, любая из оребренных труб может быть доведена до сравнимых показателей.

Изготовление труб с шиповыми круглыми и плоскими ребрами и с проволочными оребрением относительно сложно и дорого, поэтому целесообразно при разработке теплообменных аппаратов из оребренных труб рекомендовать трубы с винтовыми цельнотянутыми ребрами, изготавливаемые по технологии, разработанной ВНИИметашем, и трубы с ленточными приварными ребрами, изготавливаемые по технологии, разработанной Киевским научно-исследовательским институтом электросварки им. Е. О. Патона. Изготовление этих труб освоено промышленностью.

В дальнейшем рассматриваются только пучки труб с винтовыми и шиповыми оребрением.

Ребра с искусственной шероховатостью. Опыт показывает, что во всех пучках оребренных труб как шахматного, так и коридорного расположения, начиная со второго или третьего ряда, практически устанавливается гидродинамически стабилизированное состояние, иными словами, гидродинамический процесс, происходящий внутри пучка оребренных труб, не зависит от граничных условий и всецело определяется конфигурацией исследуемой системы, т. е. относительными шагами расположения труб и геометрией их оребрения (высотой, шагом и толщиной ребер, а также их формой), поэтому установка перед многорядным пучком турбулизирующих решеток и других специальных турбулизаторов не может привести к сколько-нибудь ощутимым результатам увеличения теплоотдачи.

В [23, 139, 142, 144] получены оптимальные параметры оребрения труб при попережном обтекании потоком. Дальнейшее совершенствование и повышение эффективности оребренных поверхностей нагрева может быть достигнуто искусственной турбулизацией потока в пучке.

Наряду с интенсификацией теплоотдачи оребренных пучков за счет развития поверхности (применение труб с оптимальными

параметрами оребрения) известны некоторые другие методы. К этим методам интенсификации теплоотдачи пучков оребренных труб относятся: нанесение шероховатости на ребрах, применение разрезных ребер (просечная лента и разрезка ребер после изготовления оребренной трубы) и ребер с перфорациями.

Ниже рассматриваются эти способы интенсификации теплообмена. Для труб с шероховатой поверхностью характерны повышенные значения коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления по сравнению с гладкотрубной [4, 10, 64, 81, 88, 106, 112]. Аналогичный эффект можно ожидать и от пучков оребренных труб с искусственной шероховатостью на ребрах.

В существующей литературе отсутствуют данные по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению пучков оребренных труб с искусственной шероховатостью на ребрах.

Ниже приведены сравнительные исследования двух шахматных пучков с относительно большими шагами расположения труб $s_1/d = s_2/d = 2$.

Один пучок был собран из оребренных труб, изготовленных из стали 20, диаметром $d = 32$ мм, высотой ребер $h_r = 9$ мм, шагом ребер $t = 6$ мм, толщиной ребер $\delta = 2$ мм и коэффициентом оребрения $\phi = 5,1$; второй пучок — из стальных оребренных труб той же марки и тех же геометрических размеров, но на ребрах была нанесена шероховатость в виде треугольных зубьев высотой $0,5$ мм и коэффициентом оребрения $\phi = 5,9$. Коэффициент теплоотдачи труб увеличился от 5,1 до 5,9 за счет поверхности зубьев. Теплоотдача исследовалась методом локального теплового моделирования. При расчете приведенных коэффициентов теплоотдачи выделенная теплота относилась к гладкой поверхности калориметра с диаметром несущей поверхности трубы. Числа Эйлера подсчитаны для семирядных пучков.

Результаты опытов приведены на рис. 2.5, из которого следует, что кривая теплоотдачи пучка с шероховатостью на ребрах идет более круто, теплоотдача с ростом чисел Re увеличивается быстрее, чем для пучка труб с ребрами без искусственной шероховатости. Аэродинамическое сопротивление пучка труб с шероховатостью на ребрах также выше, чем без шероховатости. Выполнено сравнение эффективности этих пучков. В качестве эталона принят гладкотрубный пучок с диаметром $d = 32$ мм, шагами сборки $s_1 = s_2 = 2d$.

Так как все пучки исследовались при поперечном обтекании потоком и в одинаковых условиях, то $\eta_3 = 1$ и $\eta = \eta_1 \eta_2$. Результаты сравнения эффективности различных пучков приведены в табл. 2.6, из которой следует, что относительные объемы V/V_0 пучков и относительные длины труб N для передачи одного и того же количества теплоты Q при прочих равных условиях практически остаются постоянными для труб гладкооребристых и труб с нанесенной на ребра шероховатостью в виде зубьев.

Это объясняется тем, что на оребренных поверхностях теплоотдача тормозится термическим сопротивлением теплопроводности ребер и, несмотря на увеличение собственно теплоотдачи (уменьшается термиче-

ское сопротивление внешней теплоотдаче), теплообмен растёт незначительно, а так как возросло аэродинамическое сопротивление, то увеличения эффективности не происходит.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что трубы с поперечными ребрами с нанесенной на них шероховатостью в виде зубьев не могут быть рекомендованы к применению, так как на-

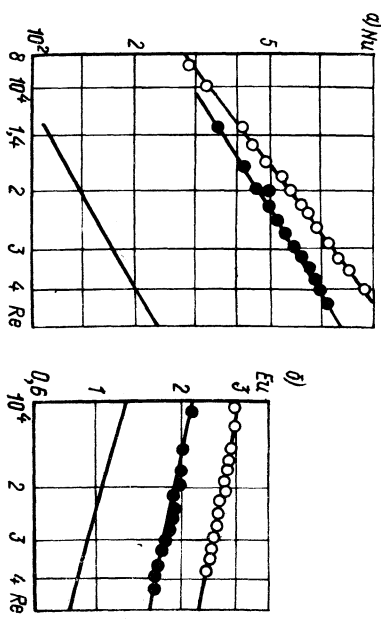


Рис. 2.5. Зависимости $Nu = f(Re)$ (а) и $Eu = f(Re)$ (б) для пучков труб с шероховатостью на ребрах и гладкооребристых:

— 1 (гладкотрубный); ● — 2; ○ — 3

Таблица 2.6. Сравнение эффективности пучков с шероховатостью на ребрах с гладкооребристыми

Номер пучка	Характеристики поверхности пучков	$\xi = a_1 Re^m$	$Nu = a_2 Re^{m_1} Pr^{m_2}$	Re_0	η_1	η_2	η	V/V_0	N
1*	Гладкотрубная	$\xi_0 = 5Re^{0,26}$	$Nu_0 = 0,43Re^{0,62}Pr^{0,4}$	—	1,00	1,000	1,000	1,00	1,00
2	Гладкооребристая (ребра трапециевидные винтовые)	$\xi = 0,69Re^{-0,2}$	$Nu = 0,19Re^{0,6}Pr^{0,4}$	10^4	1,86	0,495	0,918	0,23	0,21
3	Шероховатая (ребра трапециевидные винтовые)	$\xi = 0,51Re^{-0,15}$	$Nu = 0,046Re^{0,76}Pr^{0,4}$	$2,5 \cdot 10^5$	1,47	0,536	0,786	0,23	0,21
				10^4	1,47	0,596	0,874	0,21	0,20

* Эталон

ряду с примерно одинаковой эффективностью по сравнению с гладко-ребристыми, усложняется технология их изготовления и растет стоимость.

Этот вывод справедлив для относительно высоких и тонких ребер ($D/d = 1,6$; $\delta/h_r = 0,2$), изготовленных из стали 20 [$\lambda_m = 45$ Вт/(м·К)] и других металлов с более низкой теплопроводностью. Для ребер относительно более низких и толстых с более высокой теплопроводностью эффективность труб с попережными ребрами с нанесенной на них шероховатость должна возрасти.

Ребра, разрезанные после изготовления труб. Для интенсификации теплообмена необходимо создать вихревой режим течения в межреберных полостях, который будет способствовать активному участию в теплообмене всей поверхности оребренной трубы. С этой целью ребра разрезают на короткие участки [10, 13, 61, 63, 65, 101–105]. В [10, 13, 61, 63, 65] ребра разрезаны на короткие участки длиной около 10 мм по винтовой линии под углами 30; 45 и 60°, а в [101–105] – параллельно оси трубы. Разрезные ребра в обоих случаях представляют собой пластинки с отогнутыми в разные стороны концами в форме знака «интергал». Поверхность ребер после такой разрезки не уменьшается. Необходимо отметить, что все разрезные ребра за исключением ребер пучка 9 [65] были изготовлены из относительно мягких металлов (мель, латунь, дюраль). Разрезка стальных ребер с получением отогнутых пластин в форме знака «интергал» представляет значительно более тяжелую задачу.

Авторами работ [10, 13, 61, 63, 65, 101–105] установлено, что тепловая эффективность таких поверхностей в 1,3–1,8 раза выше, чем у соответствующих поверхностей с цельными ребрами. Однако, как отмечено выше, разрезка ребер (особенно стальных) с получением пластин, отогнутых в разные стороны в форме знака «интергал», – весьма трудоемкий процесс. Кроме того, необходимо отметить, что при разрезке ребер с получением пластин, отогнутых в разные стороны в форме знака «интергал», шаг ребер должен быть не менее 3,5 мм. Промышленная разрезка ребер освоена на глубину примерно 2,5 мм, что дает увеличение теплоотдачи на 15–20% по сравнению с цельными ребрами. В то же время уменьшение шага цельных ребер до 2–2,5 мм при той же высоте ребер и диаметре труб позволило бы увеличить теплоотдачу на 40–50% по сравнению с такими же трубами с шагом ребер 3,5 мм. На основании изложенного можно заключить, что необходимо заменить трубы с цельными ребрами и малыми шагами (2–2,5 мм при высоте ребер 10–12 мм и диаметре труб 20–22 мм). Промышленное производство оребренных труб с малыми шагами ребер (2–2,5 мм) в настоящее время тормозится быстрым износом рабочих дисков.

Ребра из просечной ленты. Лента перед приваркой просекается с шириной прореза около 2 мм, недорез ленты до края полосы составляет около 5 мм. Затем просечная лента приваривается цельной (неразрезанной) крошкой к трубе на сварочной машине. Прорезы после приварки приобретают форму трапеции. Поверхность ребер после

Таблица 2.7. Геометрические характеристики пучков труб с цельными ребрами и ребрами из просечной ленты

Номер пучка	Тип ребер	Относительные шаги труб		d	h _r	l	δ	φ
		s ₁ /d	s ₂ /d					
1	Цельные (неразрезные)	1,75	1,4	11,4	13	6,4	1,2	5,6
2	Просечные (лента с прорезами шириной 2 мм, недорез до основания трубы 5 мм)	1,75	1,4	11,4	13	5,9	1,2	5,4

приварки к трубе будет несколько меньше, чем ребер цельных при прочих равных геометрических размерах и эта разница будет тем больше, чем больше высота ребер.

Для выяснения вопроса, какие трубы более эффективны – с цельными ребрами или из просечной ленты – были исследованы теплоотдача и аэродинамическое сопротивление двух шахматных пучков труб: с цельными (неразрезными) ребрами и с ребрами из просечной ленты. Трубы и ребра изготовлены из стали 20. Геометрические размеры пучков труб приведены в табл. 2.7.

Как видно из табл. 2.7, геометрические размеры пучков труб несколько отличаются друг от друга ($t = 6,4$ и $t = 5,9$; $\phi = 5,6$ и $\phi = 5,4$).

Теплоотдача исследовалась методом локального теплового моделирования. Коэффициенты теплоотдачи относились к полной поверхности оребренной трубы. Числа Эйлера подсчитаны для шестирядных пучков. Результаты исследования теплоотдачи и сопротивления двух шахматных пучков труб с цельными ребрами и ребрами из просечной ленты представлены на рис. 2.6.

Из рисунка видно, что коэффициенты теплоотдачи для труб с ребрами из просечной ленты практически совпали с таковыми для

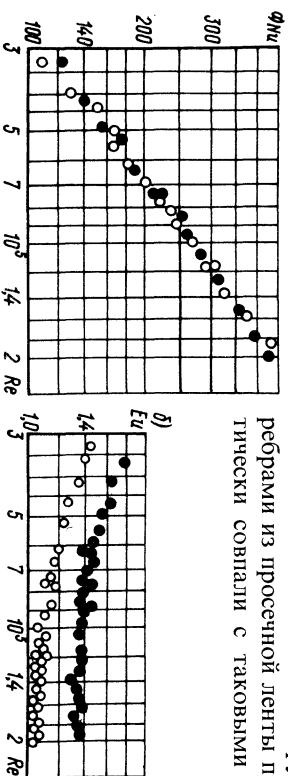


Рис. 2.6. Зависимости $Nu = f(Re)$ (a) и $Nu = f(Re)$ (б) для цельных и просечных ребер:

○ – цельные ребра; ● – просечные ребра

Таблица 2.8. Сравнение эффективности пучков труб с цельными ребрами и ребрами из просечной ленты

Номер пучка	$\xi = a_1 Re^{m_1}$	$Nu = a_2 Re^{n_2} Pr^{m_3}$	Re_0	η_1	η_2	η	V'/V_0	$\frac{PV'}{P_0 V_0}$	N
1	$\xi = 5 Re_0^{0,26}$	$Nu_0 = 0,43 Re_0^{0,62} Pr_0^{0,4}$	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,000
2	$\xi = 0,455 Re^{-0,2}$ (цельные ребра)	$Nu = 0,062 Re^{0,7} Pr^{0,4}$	$5 \cdot 10^4$	1,31	0,53	0,69	0,59	1,44	0,072
					0,56	0,73	0,56	1,36	0,068
3	$\xi = 0,57 Re^{-0,2}$ (просечные ребра)	$Nu = 0,062 Re^{0,7} Pr^{0,4}$	$5 \cdot 10^4$	1,30	0,65	0,65	0,65	1,54	0,080
				$12 \cdot 10^4$	0,69	0,69	0,61	1,44	0,075

труб с цельными ребрами, а аэродинамическое сопротивление пучка труб с ребрами из просечной ленты на 20—30% выше пучка труб с цельными ребрами.

Произведена сравнительная оценка эффективности пучков труб с цельными ребрами и ребрами из просечной ленты. Сравнение проведено с гладкотрубным пучком 1 из [139], который принят за эталон.

Результаты сравнения приведены в табл. 2.8.

Из таблицы следует, что для передачи некоторого количества теплоты Q при прочих равных условиях пучок 2 труб с цельными ребрами имеет несколько меньшие габариты и длину труб (примерно на 10%) по сравнению с пучком труб 3 с ребрами из просечной ленты.

Как было отмечено выше, геометрические размеры пучков труб с цельными ребрами и ребрами из просечной ленты несколько отличаются, так шаг ребер у труб с цельными ребрами равнялся $l = 6,4$ мм, у просечных — $l = 5,9$ мм, коэффициенты оребрения труб соответственно $\phi = 5,6$ и $\phi = 5,4$. Однако эти незначительные отличия в геометрических размерах оребрения труб не могут сколько-нибудь существенно повлиять на относительные характеристики эффективности пучков.

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что просечные ребра из стали 20 с теплотехнической точки зрения не могут быть рекомендованы к применению, и, следовательно, если есть возможность приварить к трубе цельную стальную ленту, то ее проекаать не следует, так как появляется лишняя технологическая операция и растет стоимость труб, а эффективность труб с ребрами из просечной ленты даже несколько ниже, чем с цельными ребрами из-за увеличения аэродинамического сопротивления движению теплоносителя.

Ребра с перфорациями. В [37] проведено экспериментальное исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пакетов овальных труб с попережными перфорированными ребрами, рассмотрено влияние размеров перфораций поперечного пластинчатого оребрения на эффективность теплообмена.

Перфорации в ребрах были получены при помощи штампов (рис. 2.7). При перфорации ребра расчленились на элементы с размерами a , равными 5; 2,5 и 1,0 мм, при $b = 1$ мм и размером $d = 1$ мм при $b = 1,5$ мм. Для сравнения был исследован пакет овальных труб с гладкими ребрами (без перфорации) тех же геометрических размеров.

Геометрические характеристики исследованных в [37] пакетов труб приведены в табл. 2.9. Пакеты собирались из овальных латунных труб с оребрением в виде прямоугольных штампованных медных пластин.

С этими пакетами произведены исследования теплоотдачи и сопротивления. Результаты исследования [37] приведены на рис. 2.8. Анализируя полученные данные, авторы делают вывод, что перфорация оребрения и расчленение его на элементы малых геометрических размеров оказывают заметное влияние на интенсивность конвективной теплоотдачи. Это влияние тем больше, чем меньше величина d . Полученные данные позволяют перейти к лучшим модификациям перфорированного оребрения.

Сделанные выводы, на наш взгляд, являются недостаточно обоснованными. Как отмечалось выше, простое и наглядное сравнение поверхностей по двум уравнениям — теплоотдачи и аэродинамического

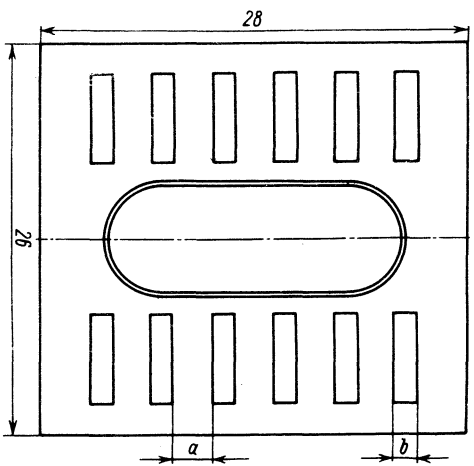


Рис. 2.7. Схема овальной трубы с перфорациями на ребрах

Таблица 2.9. Геометрические характеристики пакетов овальных труб с перфорациями

Номер пакета [37]	Тип ребер	$d, 10^3$		l	δ	ϕ	f		h	Π
		М	М				М ²	М		
1	Гладкий	4,58				8,45			3,58	510
2	Перфорированный ($a/b = 5/1$)	4,78				8,10			3,43	489
3	Перфорированный ($a/b = 2,5/1$)	4,95	0,178	3	0,3	7,85	0,007	0,0041	3,32	475
4	Перфорированный ($a/b = 1/1$)	5,24				7,37			3,13	445
5	Перфорированный ($a/b = 1/1,5$)	5,54				7,00			2,90	421

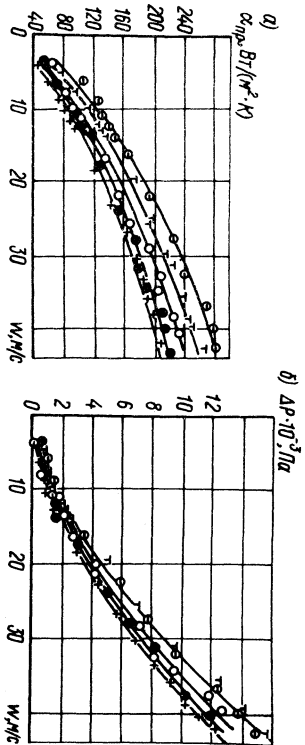


Рис. 2.8. Зависимости $\xi_{\text{пр}} = f(w)$ (а) и $\Delta P = f(w)$ (б) для труб с перфорациями на ребрах по данным [37]:
 + - 1; ● - 2; ○ - 3; † - 4; ⊖ - 5

сопротивления — не представляется возможным, поскольку нет четкого представления о наиболее выгодных соотношениях теплоотдачи и аэродинамического сопротивления. Для сравнительной оценки эффективности различных поверхностей требуются дополнительные характеристики. Не учитывая это положение нельзя, так как могут быть получены неравильные выводы об эффективности той или иной поверхности.

Для выявления эффективности пяти исследованных в работе [37] поверхностей нами проведена сравнительная оценка их. В качестве эталонного принят пакет 1 из овальных труб с гладкими ребрами. Результаты сравнения приведены в табл. 2.10.

Из табл. 2.10 следует, что с ростом количества перфораций и их размеров (при прочих равных условиях) коэффициент η_1 , учитываемый геометрические размеры и расположение перфораций сравнимых пакетов, падает; коэффициент η_2 , учитывающий влияние турбулентности потока, растет; коэффициент эффективности поверхности η увеличивается.

Несмотря на увеличение коэффициента эффективности поверхности η с ростом количества перфораций и их размеров относительные объемы V'/V_0 пакетов и относительные длины труб N для передачи одного и того же количества теплоты Q при прочих равных условиях практически остаются постоянными. Это объясняется тем, что полная теплоотдающая поверхность пакетов труб с перфорированными ребрами, характеризующаяся коэффициентом компактности P , уменьшилась по сравнению с поверхностью пакета из труб с гладкими ребрами.

Так, например, при $Re_0 = 15 \cdot 10^3$ объем пакета 5 ($a/b = 1/1,5$) и длина труб соответственно равны таковым пакета 1 (с гладкими ребрами), что объясняется значительным уменьшением поверхности теплоотдачи у пакета 5, по сравнению с 1, которая уменьшилась на 21% за счет перфорации ребер.

Оптимальным из пяти исследованных в [37] является пакет 1 из труб с гладкими ребрами. Этот пакет имеет объем и длину труб

Таблица 2.10 Сравнение эффективности пакетов труб с различными размерами перфораций

Номер пакета [37]	$\xi = a_1 Re^{m_1}$	$Nu = a_2 Re^{m_2} Pr^{m_3}$	$Re_0 \cdot 10^3$	η_1	η_2	η	V'/V_0	N
1*	$\xi_0 = 0,19 Re_0^{-0,2}$	$Nu_0 = 0,11 Re_0^{0,63} Pr_0^{0,4}$	—	1,000	1,00	1,00	1,00	1,00
2	$\xi = 0,31 Re^{-0,24}$	$Nu = 0,14 Re^{0,61} Pr^{0,4}$	5	0,988	1,04	1,03	1,01	1,01
			15		1,03	1,02	1,02	1,02
3	$\xi = 0,22 Re^{-0,19}$	$Nu = 0,175 Re^{0,6} Pr^{0,4}$	5	0,975	1,18	1,15	0,94	0,94
			15		1,14	1,11	0,97	0,97
4	$\xi = 0,62 Re^{-0,28}$	$Nu = 0,24 Re^{0,58} Pr^{0,4}$	5	0,952	1,27	1,21	0,95	0,95
			15		1,22	1,16	0,99	0,99
5	$\xi = 0,67 Re^{-0,28}$	$Nu = 0,315 Re^{0,56} Pr^{0,4}$	5	0,932	1,40	1,30	0,94	0,94
			15		1,32	1,21	1,00	1,00

* Эталон.

для передачи некоторого количества теплоты, примерно равные таковым пакетов труб с перфорированными ребрами, но является более технологичным в изготовлении и, следовательно, более дешевым.

На основании выполненной работы можно сделать вывод, что трубы с аналогичными перфорированными ребрами при потеревом омывании потоком не могут быть рекомендованы к применению, так как, наряду с сохранением такой же эффективности по сравнению с гладкооребристыми (без перфорации), усложняется технология изготовления их и растет стоимость.

Кроме того, трубы с перфорированными ребрами более расположены к загрязнению, чем гладкооребристые.

Выводы [37] о применении овальных труб с лучшими модификациями перфорированного оребрения не могут быть признаны правильными.

Во введении отмечено, что, несмотря на относительно большее количество выполненных работ, их результаты далеко не полностью отражают процессы теплоотдачи и аэродинамического сопротивления.

Некоторые из результатов противоречивы, отдельные вопросы совсем не изучались.

Экспериментальному исследованию влияния различных факторов на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление посвящена следующая глава.

ТЕПЛООТДАЧА И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПУЧКОВ ТРУБ С ПОПЕРЕЧНЫМИ ВИНТОВЫМИ ОДНОЗАХОДНЫМИ РЕБРАМИ

3.1. ПУЧКИ С РАЗЛИЧНЫМИ ШАГАМИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ТРУБ

В связи с широким распространением пучков труб с поперечными винтовыми ребрами при поперечном обтекании их газовым потоком представляется значительный интерес исследование факторов, влияющих на теплоотдачу и сопротивление. К этим факторам относятся прежде всего геометрия пучка труб. Последнюю можно разделить на геометрию собственно оребрения (высота, шаг и толщина ребер) и геометрию компоновки труб в шахматных и коридорных пучках (шаговые характеристики — поперечные и продольные шаги расположения труб). В данной главе рассматриваются только компоновочные характеристики. О влиянии шаговых характеристик на теплоотдачу пучков в литературе имеются различные мнения.

С. Л. Джеймсон [149] утверждает, что расположение труб в пучке незначительно влияет на теплообмен; оно оказывает заметное влияние только на аэродинамическое сопротивление.

В работе [38] выявлено значительное влияние различной компоновки оребренных труб в пучке на их тепловые характеристики.

Ю. К. Стасюлявичюс, А. Ю. Скринса [99] практически не получили изменения теплоотдачи шахматных пучков с увеличением относительного продольного шага s_1/d от 2,67 до 4,13. Данные по исследованию рассматриваемого вопроса в пучках оребренных труб коридорного расположения в литературе не имеется. Несомненно в оценке влияния шаговых характеристик на теплоотдачу пучков различными авторами можно объяснить тем, что исследования проводены с различным диапазоном изменения шаговых характеристик.

При проектировании новых теплообменных аппаратов возникают трудности в выборе наиболее эффективного типа расположения труб в пучке. Для выявления влияния шаговых характеристик на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных и коридорных пучков труб с поперечными винтовыми ребрами при поперечном омывании потоком воздуха проведены сравнительные исследования [140].

Пучки собиравались из точечных труб с поперечными винтовыми ребрами, изготовленных из углеродистой стали 20.

Ниже приведены геометрические характеристики оребренных труб:

Диаметр основной трубы d , мм	32.
Высота ребер h_r , мм	9
Толщина ребер δ , мм	1,3
Шаг ребер t , мм	6
Коэффициент оребрения ϕ	5,1

Таблица 3.1. Геометрические характеристики пучков с различными s_1/d и s_2/d

Характеристика	Номер пучка																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
s_1/d	1,7	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0	3,0	1,7	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	3,0
s_2/d	2,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	2,0	1,2	1,5	2,0	2,0	1,7	2,0	2,5	3,0	2,0	2,0
ϕ , m^2/m^3	149	196	163	127	104	88	102	131	109	85	149	149	127	104	88	102	85
$F \cdot 10^3$, m^2	39	50	50	50	50	50	66	71	71	71	39	50	50	50	50	66	71

Геометрические характеристики исследованных пучков приведены в табл. 3.1. Все исследованные пучки были семирядными. Теплоотдача исследовалась методом локального теплового моделирования.

При определении приведенных коэффициентов теплоотдачи в качестве расчетной принималась поверхность цилиндра с диаметром основной (несущей) трубы.

Результаты исследования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления шахматных и коридорных пучков в пределах изменения относительных шагов $s_1/d = 1,7 \div 3$ и $s_2/d = 1,2 \div 3$ приведены на рис. 3.1 и 3.2, где представлены также результаты исследования гладкотрубных шахматного и коридорного пучков с $s_1/d = s_2/d = 2$ (диаметр гладких труб $d = 50$ мм). Из рисунков видно, что расположение труб в пучке оказывает существенное влияние на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление.

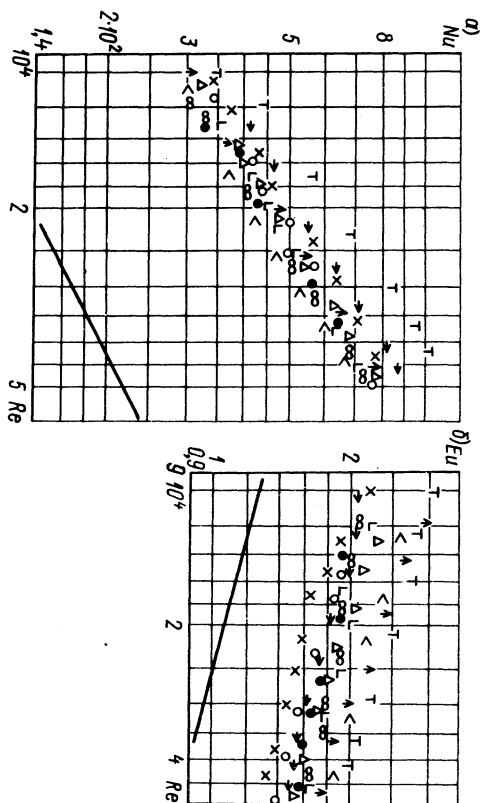


Рис. 3.1. Теплоотдача (а) и сопротивление (б) шахматных пучков с различными величинами s_1/d и s_2/d :
 \triangle — 1; \uparrow — 2; \triangle — 3; \bullet — 4; \square — 5; \triangle — 6; \circ — 7; \square — 8; \rightarrow — 9; \times — 10;
 — — — — — гладкотрубный пучок

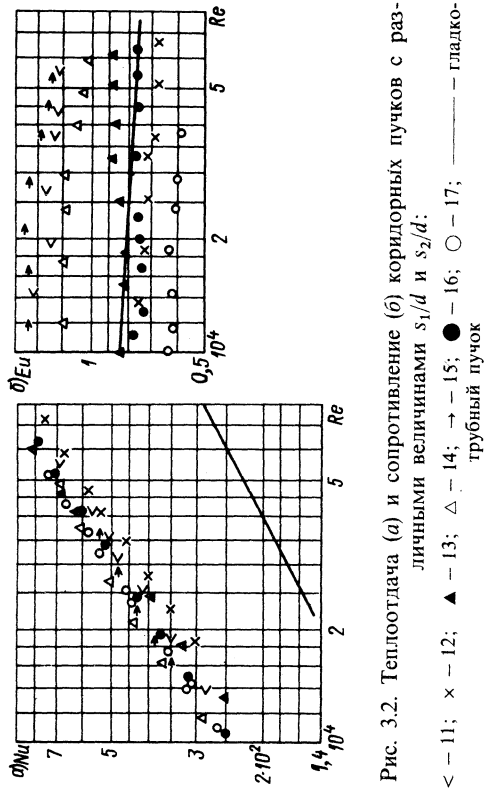


Рис. 3.2. Теплоотдача (а) и сопротивление (б) коридорных пучков с различными величинами s_1/d и s_2/d :
 \times - 11; \times - 12; Δ - 13; Δ - 14; \rightarrow - 15; \bullet - 16; \circ - 17; — — — — — гладкий пучок

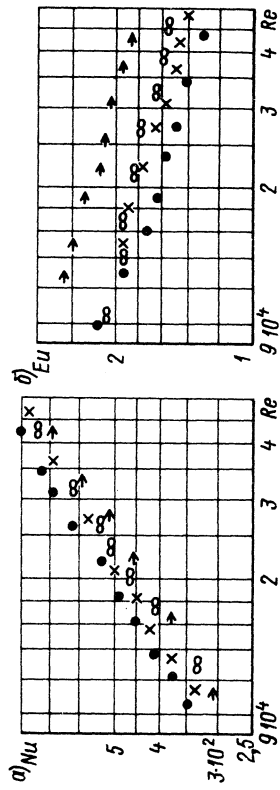


Рис. 3.3. Влияние изменения поперечного шага на числа Nu (а) и Eu (б) шахматных пучков ($s_2 = 2d$):
 \rightarrow - 1; ∞ - 4; \times - 7; \bullet - 10, соответственно, $s_1/d = 1,7$; 2; 2,5 и 3

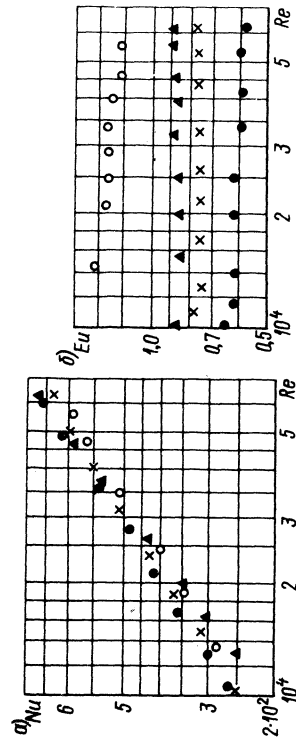


Рис. 3.4. Влияние изменения поперечного шага на числа Nu (а) и Eu (б) коридорных пучков ($s_2 = 2d$):
 \circ - 11; Δ - 13; \times - 16; \bullet - 17, соответственно, $s_1/d = 1,7$; 2; 2,5 и 3

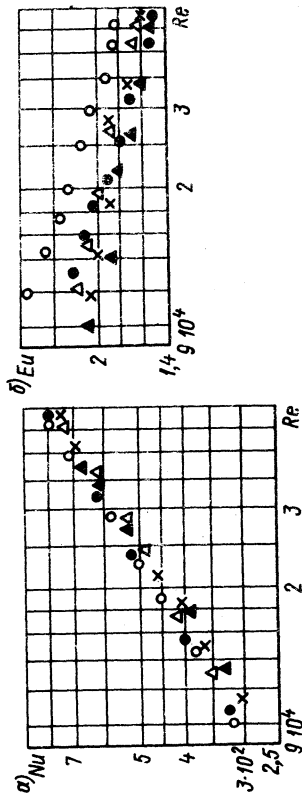


Рис. 3.5. Влияние изменения продольного шага на числа Nu (а) и Eu (б) шахматных пучков ($s_1 = 2d$):

\circ - 2; \bullet - 3; Δ - 4; Δ - 5; \times - 6, соответственно, $s_2/d = 1,2$; 1,5; 2; 2,5 и 3

В интервале исследованных шагов теплоотдача изменяется на 60% для шахматных пучков и на 25% для коридорных, аэродинамическое сопротивление — на 50% для шахматных пучков и на 230% для коридорных.

Влияние изменения поперечного и продольного шагов на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных и коридорных пучков приведено на рис. 3.3—3.6, из которых следует, что для шахматных пучков теплоотдача растет с увеличением поперечного шага, а при изменении продольного шага ($s_2/d = 1,2 \div 3,0$) она практически остается постоянной.

Аэродинамическое сопротивление шахматных пучков возрастает с уменьшением поперечного шага и практически не зависит от продольного шага. Исключение составляет пучок с очень малым продольным шагом ($s_2/d = 1,2$), где очень сильно уменьшается сжатое диагональное сечение и аэродинамическое сопротивление возрастает. Этот пучок относится к группе так называемых стесненных пучков, у которых

$$\beta = \frac{s_1 - d}{s_2 - d} > 2.$$

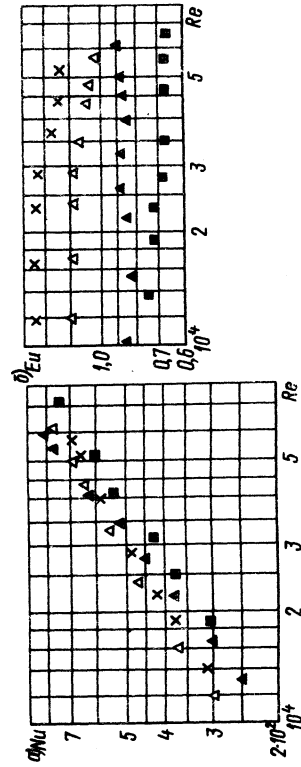


Рис. 3.6. Влияние изменения продольного шага на числа Nu (а) и Eu (б) коридорных пучков ($s_1 = 2d$):

\blacksquare - 12; Δ - 13; Δ - 14; \times - 15, соответственно, $s_2/d = 1,7$; 2; 2,5 и

Таблица 3.2. Сравнение эффективности пучков с различными s_1/d и s_2/d

Номер пучка	$s_1/d \times s_2/d$	$L, \text{ м}^2/\text{м}^3$	η_1	η_2	η	V'/V_0	$\frac{M}{M_{10}}$	$\frac{PV'}{P_0V_0}$	Шахматные пучки											
									s_1/d	s_2/d	$L, \text{ м}^2/\text{м}^3$	η_1	η_2	η	V'/V_0	$\frac{M}{M_{10}}$	$\frac{PV'}{P_0V_0}$			
I_0^*	2×2 (эталон)	26	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00												
1	$1,7 \times 2,0$	149	1,93	0,43	0,84	0,20	0,26	1,19	0,44	0,85	0,20	0,25	1,17	0,43	0,84	0,20	0,26	1,19		
2	$2,0 \times 1,2$	196	1,85	0,47	0,87	0,15	0,25	1,15	0,47	0,88	0,15	0,25	1,13	0,47	0,88	0,15	0,25	1,15		
3	$2,0 \times 1,5$	163	1,77	0,48	0,84	0,19	0,25	1,18	0,48	0,85	0,19	0,25	1,17	0,48	0,85	0,19	0,25	1,18		
4	$2,0 \times 2,0$	127	1,70	0,50	0,86	0,24	0,25	1,17	0,49	0,84	0,24	0,26	1,19	0,50	0,86	0,24	0,26	1,17		
5	$2,0 \times 2,5$	104	1,65	0,52	0,85	0,29	0,25	1,17	0,51	0,83	0,30	0,26	1,21	0,52	0,85	0,29	0,26	1,17		
6	$2,0 \times 3,0$	88	1,60	0,49	0,78	0,38	0,28	1,29	0,47	0,75	0,39	0,29	—	0,49	0,78	0,38	0,28	1,29		
7	$2,5 \times 2,0$	102	1,50	0,54	0,83	0,31	0,26	1,21	0,50	0,76	0,34	0,28	1,32	0,54	0,83	0,31	0,26	1,21		
8	$3,0 \times 1,2$	133	1,44	0,69	0,99	0,20	0,22	1,01	0,71	1,03	0,19	0,21	0,98	0,69	0,99	0,20	0,22	1,01		
9	$3,0 \times 1,5$	111	1,41	0,58	0,82	0,29	0,26	1,23	0,56	0,79	0,30	0,27	1,26	0,58	0,82	0,29	0,26	1,23		
10	$3,0 \times 2,0$	85	1,34	0,64	0,86	0,36	0,25	1,17	0,61	0,82	0,38	0,26	1,22	0,64	0,86	0,36	0,25	1,17		
Коридорные пучки																				
11	$1,7 \times 2,0$	149	2,06	0,39	0,80	0,22	0,27	1,24	0,36	0,75	0,23	0,29	1,32	0,39	0,80	0,22	0,27	1,24		

Продолжение табл. 3.2

Номер пучка	$s_1/d \times s_2/d$	$L, \text{ м}^2/\text{м}^3$	η_1	η_2	η	V'/V_0	$\frac{M}{M_{10}}$	$\frac{PV'}{P_0V_0}$
12	$2,0 \times 1,7$	149	1,72	0,43	0,74	0,24	0,29	1,35
13	$2,0 \times 2,0$	127	1,50	0,60	0,90	0,23	0,24	1,10
14	$2,0 \times 2,5$	104	1,83	0,47	0,86	0,29	0,25	1,16
15	$2,0 \times 3,0$	88	1,80	0,43	0,77	0,38	0,28	1,30
16	$2,5 \times 2,0$	102	1,50	0,50	0,76	0,34	0,28	1,31
17	$3,0 \times 2,0$	85	1,40	0,63	0,83	0,37	0,26	1,19

* Гладкотрубный пучок.

Для коридорных пучков теплоотдача растет с увеличением продольного шага и практически не зависит от поперечного шага.

Аэродинамическое сопротивление коридорных пучков увеличивается с уменьшением поперечного шага и ростом продольного.

Сравнительная оценка пучков с различными шаговыми характеристиками. Сравнение оребренных пучков произведено с гладкотрубным шахматным пучком I_0 , который принят за эталон. Результаты сравнения приведены в табл. 3.2.

Из табл. 3.2 видно, что в исследованной области изменения относительных шагов $s_1/d = 1,7 \div 3$ и $s_2/d = 1,2 \div 3$ коэффициент эффективности поверхности η изменяется от 0,75 до 1,03 — для шахматных пучков и от 0,66 до 1,04 — для коридорных.

Относительный объем V'/V_0 для передачи одного и того же количества теплоты при прочих равных условиях в исследованном диапазоне относительных шагов изменяется в пределах $V'/V_0 = 0,15 \div 0,39$ — для шахматных пучков и $V'/V_0 = 0,2 \div 0,45$ — для коридорных пучков. Следовательно, только за счет изменения относительных шагов расположения оребренных труб в пучке объем теплообменника для

передачи одного и того же количества теплоты при прочих равных условиях может быть уменьшен в 2–2,5 раза.

Оптимальными пучками из 17 исследованных являются пучки 2, 3 и 8, т. е. шахматные пучки с малыми продольными и поперечными шагами, имеющие наименьшие объемы и массовые характеристики.

Коридорные пучки имеют более низкие коэффициенты теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, чем шахматные, в результате чего по эффективности они близки к шахматным пучкам, но все же уступают последним ($V'/V_0 = 0,15 \div 0,39$ — для шахматных пучков и $V'/V_0 = 0,2 \div 0,45$ — для коридорных).

3.2. ПУЧКИ С РАЗЛИЧНЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ОРЕБРЕНИЯ

Имеющиеся в литературе данные об оптимальной высоте ребра про- тиворежия. Так в работах [23, 144] значение $D/d = 1,8$ (D — диаметр ребер, d — диаметр основной трубы) рекомендуется как оптимальное. В [6] на основании сравнения оребренных пучков из труб с поперечными ребрами сделан вывод о наибольшей эффективности труб с более короткими ребрами ($D/d = 1,3$) по сравнению с длинноребристыми ($D/d = 1,75$). Последний вывод является недостаточно обоснованным, тем более, что короткие ребра ($h_r = 3$ мм) были стальными, а более длинными ($h_r = 7,5$ мм) — медными.

Причины, на основании которых получен такой вывод, были следующие.

1. Сравнимые пучки имели различные живые сечения для прохода газа.
2. Шаги ребер t сравнимых пучков были различные. Они имеют большое влияние на коэффициент компактности пучков и, следовательно, на отношение объемов V'/V_0 .

Для выявления влияния высоты и шага ребер на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков труб с поперечными винтовыми ребрами и получения оптимальной геометрии оребрения нами были проведены сравнительные исследования [139]. Опыты проводились на пучках труб с точеными ребрами. Все трубы были изготовлены из углеродистой стали 20.

Геометрические характеристики исследованных шахматных пучков приведены в табл. 3.3. Гладкотрубный пучок 15 исследован для сравнения. Поперечные шаги расположения труб в пучках выбирались с таким расчетом, чтобы живые сечения были примерно одинаковыми. Получены приведенные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{пр}$ подсчитанные по гладкой поверхности трубы с диаметром d . Исследования теплоотдачи различных пучков выполнены при двух направлениях теплового потока. Так как в литературе имеются различные мнения о влиянии направления теплового потока на теплоотдачу, то необходимо было выявить его влияние на теплоотдачу.

Влияние направления теплового потока на теплоотдачу. Опытами путем получено, что зависимость теплоотдачи капельных жидкостей от

Таблица 3.3. Геометрические размеры пучков труб с различными высотами и шагами

Номер пучка	d , мм	s_1/d	s_2/d	h_p , мм	t , мм	δ , мм	Δ , мм	ϕ	n , шт.	L , м	Π , м ² /м ³	e , кг/м ²	$f \cdot 10^3$, м ²	$F \cdot 10^3$, м ²	h , м	s , м
1	23	2,82	1,5	5	2,0	0,5	2	7,20	40	0,275	235,0	3,62	64	38,5	15,05	12,4
2	23	3,00	1,6	10	2,0	0,5	2	15,60	40	0,300	434,0	2,78	69	41,0	30,10	22,3
3	23	2,82	1,5	5	2,5	0,6	2	5,97	40	0,275	196,0	2,58	64	39,0	12,67	10,4
4	23	3,00	1,6	10	2,5	0,6	2	12,70	40	0,300	354,0	3,20	69	41,0	24,40	18,3
5	23	3,13	1,8	15	2,5	0,7	2	21,20	40	0,343	510,0	3,20	70	39,0	35,70	26,1
6	23	2,82	1,5	5	3,0	1,0	2	5,20	40	0,275	176,0	5,76	64	38,2	10,90	9,1
7	23	3,00	1,2	10	3,0	1,0	2	10,80	40	0,236	383,0	4,75	69	39,3	26,40	15,6
8	23	3,13	1,8	15	3,0	1,0	2	17,95	40	0,343	432,0	4,34	70	38,0	30,20	22,1
9	23	3,00	1,2	2	5,0	1,0	2	1,90	40	0,220	72,3	9,15	69	45,2	5,00	4,2
10	23	3,00	1,2	5	5,0	1,0	2	3,52	40	0,226	130,5	6,69	69	44,0	9,00	6,5
11	23	3,00	1,2	10	5,0	1,0	2	6,92	40	0,236	245,0	5,23	69	42,0	16,90	10,3
12	23	3,13	1,8	15	5,0	1,0	2	11,20	40	0,343	270,0	4,65	70	41,0	18,90	14,1
13	23	3,13	2,3	20	5,0	1,0	2	16,30	40	0,441	305,0	4,36	70	39,0	21,30	17,9
14	23	3,00	1,2	10	8,0	1,0	2	4,70	40	0,236	167,0	5,88	69	43,5	11,50	7,3
15	32	2,00	2,0	—	—	—	3	1,00	40	0,481	26,1	21,30	64	32,0	1,67	2,5
16	32	2,00	2,0	9	6,0	1,3	3	5,06	—	—	—	—	—	—	—	—

напряжения теплового потока и температурного напора можно учитывать путем введения в уравнение подобия дополнительного множителя $(Pr_n/Pr_{cr})^{0,25}$. Множитель $(Pr_n/Pr_{cr})^{0,25}$ предложен М. А. Михеевым [84]. На газы поправка $(Pr_n/Pr_{cr})^{0,25}$ не распространяется. В работе [12] проведено исследование теплоотдачи гладких и оребренных пучков труб при попережном омывании газовым потоком.

В условиях нагревания газа В. М. Антуфьев и Г. С. Белецкий [12] рекомендуют пользоваться уравнениями:

для гладкотрубных пучков

$$Nu_{нар} = Nu_{охл} \left(1,6 - 0,6 \frac{T_n}{T_{cr}} \right); \quad (3.1)$$

для пучков оребренных труб

$$Nu_{нар} = Nu_{охл} \left(2,09 - 1,09 \frac{T_n}{T_{cr}} \right). \quad (3.2)$$

Уравнения (3.1) и (3.2) показывают, что расхождение между режимами нагревания и охлаждения газа больше для оребренных труб, чем для гладких. По нашему мнению, занижение теплоотдачи при охлаждении газа по сравнению с нагреванием [12] может быть обусловлено двумя причинами.

Во-первых, исследование теплоотдачи при нагревании газа (воздуха) выполнено методом локального теплового моделирования, а при охлаждении газа — методом полного теплового моделирования. Величины коэффициентов теплоотдачи пучков оребренных труб, полученные методом локального теплового моделирования, должны быть выше таковых, полученных методом полного теплового моделирования [138, 140]. Во-вторых, при исследовании теплоотдачи при охлаждении газа, которое производилось при обтекании труб дымовыми газами из топочной камеры с мазутным отоплением, трубки были загрязнены, что могло привести к понижению теплоотдачи.

Загрязнение в более сильной степени могло быть на оребренных поверхностях, чем на гладких, этим можно объяснить большее расхождение между режимами нагревания и охлаждения газа для оребренных труб по сравнению с гладкими, полученное в работе [12].

Для определения влияния направления теплового потока на теплоотдачу были исследованы оребренный пучок 14 и гладкотрубный 15 (см. табл. 3.3) при обоих направлениях теплового потока (нагревание и охлаждение воздуха). Результаты исследования теплоотдачи этих пучков, выполненного в области чисел Рейнольдса $Re = 3 \cdot 10^4 \div 10^6$, показывают, что при данных условиях проведения опытов направление теплового потока не влияет на величину теплоотдачи (опытные точки, полученные при двух направлениях теплового потока практически совпали).

Влияние температурных условий на теплоотдачу. При экспериментальном изучении процессов конвективного теплообмена исследователи используют аппарат теории подобия. Как известно, числа Nu , Re , Eu , Pr получаются из дифференциальных уравнений, описывающих

тепловые и гидродинамические процессы конвективного теплообмена, в предположении постоянства физических параметров потока. Следовательно, изменение физических свойств потока от температуры уравнениями подобия непосредственно не учитывается. Однако это справедливо лишь при небольших температурных разностях [5, 9, 11, 31, 34, 41, 42, 43, 60, 152, 153 и т. д.] и, следовательно, небольших тепловых потоках.

Для теплообменников, у которых разность температур теплоносителя и поверхности велика, возникают большие тепловые потоки, которые приводят к созданию неравномерного температурного поля и, как следствие, к неравномерности физических констант жидкости по сечению потока. В связи с этим имеет место изменение теплообмена и аэродинамического сопротивления по сравнению с изотермическим течением, когда температура по сечению постоянна или неравномерность поля температур не вызывает существенного изменения физических свойств жидкости (газа).

В отличие от жидкостей с $Pr > 1$ (вода, масло и др.), физические свойства которых меняются в зависимости от температуры по различным законам, физические свойства газов ($Pr \approx 1$) могут быть представлены степенными функциями абсолютной температуры [29]. В связи с этим влияние изотермичности течения газов на теплообмен и сопротивление можно учесть введением дополнительного критерия, называемого температурным фактором, который непосредственно из дифференциальных уравнений не вытекает. Температурный фактор представляется собой отношение абсолютных температур потока и стенки $(T_n/T_{cr})^n$ или $(T_{cr}/T_n)^{n_1}$. При этом все физические параметры потока $(T_n/T_{cr})^n$ или $(T_{cr}/T_n)^{n_1}$. Следует отметить, что в литературе, вообще говоря, безразлично, какая из этих температур выбрана в качестве определяющей. Широко распространение учета влияния изменения физических параметров с температурой получил метод отнесения определенных или всех физических параметров газов к некоторой характерной для данного процесса температуре, которую выбирают, принимая во внимание температуру стенки и потока. Повсеместная реализация такого подхода практически невозможна, ибо правильный выбор температуры можно проинвестировать только путем аналитического решения задачи. Различные способы выбора определяющей температуры основаны лишь на общих представлениях о физической обстановке процесса. Однако таким образом иногда удается построить удобные расчетные формулы. В качестве определяющей выбирают температуру, обеспечивающую хорошую согласованность опытных данных и получение однозначной зависимости между числами подобия.

Из рассмотрения работ [5, 9, 11, 31, 34, 41, 42, 43, 60, 152, 153] видно, что все они посвящены изучению влияния температурных условий на теплоотдачу и сопротивление при тении потока в трубах или при обтекании гладкотрубных пучков.

Данных по влиянию температурных условий на теплоотдачу пучков оребренных труб при попережном обтекании потоком воздуха в литературе не имеется.

Таблица 3.4. Геометрические размеры пучков труб, исследованных в различных температурных условиях

Номер пучка	Диаметр несущей трубы d	Высота ребра h_p	Шаг ребер t	ММ		Кодифицированный номер оребрения трубы ϕ	Материал труб и ребер	Относительные шаги сборки труб	
				Толщина ребер δ	Толщина трубы Δ			s_1/d	s_2/d
1	60	5	8	3,0	3,0	2,4	Сталь 20	3,33	4
2	60	20	40	3,0	3,5	7,9	То же		
3						18,2	»		

Для выявления влияния температурных условий на теплоотдачу пучков оребренных труб при попережном обтекании потоком воздуха выполнена серия специальных исследований.

Были исследованы три шахматных пучка оребренных труб. Геометрические характеристики исследованных пучков приведены в табл. 3.4. Опыты проведены при температурах несущей трубы от 323 до 773 К и температуре воздуха, равной 303 К (температурный фактор $T_{ст}/T_n = 1,1 \div 2,6$). Пучки были четырехрядными. Труба-калориметр устанавливалась в третий ряд по ходу потока.

Результаты исследования теплоотдачи представлены на рис. 3.7 и 3.8. Физические параметры воздуха определены в первом случае по средней температуре его в пучке, во втором — по температуре несущей стенки трубы.

Из рис. 3.7 и 3.8 следует, что числа Нуссельта при различных температурных условиях имеют значительное расхождение, причем это расхождение более сильное при обработке опытных данных по температуре стенки, чем по температуре потока. Следовательно, учесть влияние температурных условий на теплоотдачу отнесенным физическим параметром теплоносителя к температуре стенки или потока не представляется возможным. Необходимо ввести температурный фактор в явном виде.

В соответствии с теорией подобия при введении температурного фактора в явном виде физические параметры в критериях подобия могут быть отнесены к любой температуре.

Для получения величинных показателей степени R_1 и R_2 при температурном факторе $T_{ст}/T_n$ в уравнениях подобия теплоотдачи

$$Nu_n = c_1 Re_n^{R_1} (T_{ст}/T_n)^{R_2}$$

$$Nu_{ст} = c_2 Re_{ст}^{R_2} (T_{ст}/T_n)^{R_2}$$

построены графические зависимости:

$$Nu_n = f(T_{ст}/T_n) \text{ и } Nu_{ст} = f(T_{ст}/T_n),$$

из которых получено, что $R_1 = -0,3$ и $R_2 = -0,55$.

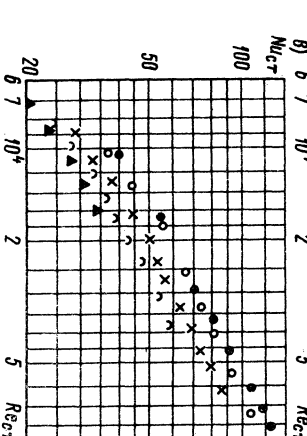
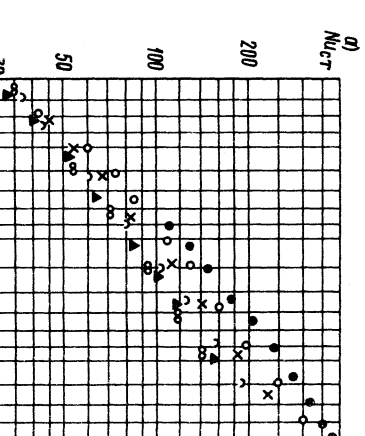
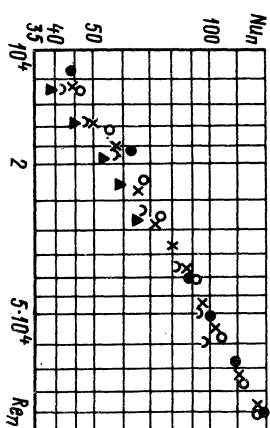
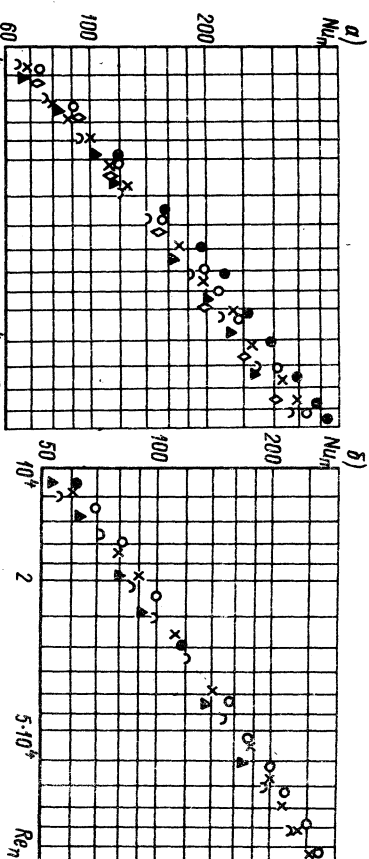


Рис. 3.7. Влияние температурных условий на теплоотдачу (обработка по t_n):
 $a - h_p = 5$; $б - h_p = 20$; $в - h_p = 40$ мм
 $\bullet - t_{ст} = 50$; $\circ - t_{ст} = 100$; $\times - t_{ст} = 200$;
 $\cup - t_{ст} = 300$; $\Delta - t_{ст} = 400$; $\diamond - t_{ст} = 500$ °С

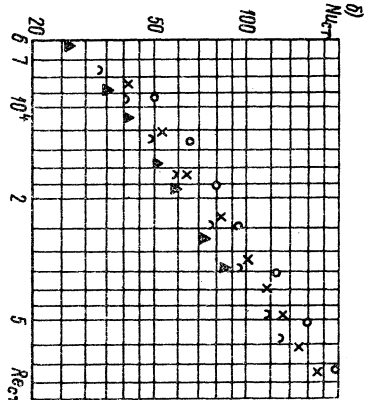


Рис. 3.8. Влияние температурных условий на теплоотдачу (обработка по $t_{ст}$): $a - h_p = 5$; $б - h_p = 20$;
 $в - h_p = 40$ мм
 $\bullet - t_{ст} = 50$; $\circ - t_{ст} = 100$; $\times - t_{ст} = 200$;
 $\cup - t_{ст} = 300$; $\Delta - t_{ст} = 400$;
 $\diamond - t_{ст} = 500$ °С

Обработка опытных данных по теплоотдаче пучков оребренных труб с учетом температурного фактора показывает, что опытные точки, полученные при различных температурных условиях, описываются (с точностью $\pm 4\%$) уравнениями подобия:

для пучка 1 ($h_p = 5$)

$$Nu_n = 0,077 Re_n^{0,75} (T_{ст}/T_n)^{-0,3};$$

$$Nu_{ст} = 0,077 Re_{ст}^{0,75} (T_{ст}/T_n)^{-0,55},$$

для пучка 2 ($h_p = 20$)

$$Nu_n = 0,13 Re_n^{0,67} (T_{ст}/T_n)^{-0,3};$$

$$Nu_{ст} = 0,13 Re_{ст}^{0,67} (T_{ст}/T_n)^{-0,55},$$

для пучка 3 ($h_p = 40$)

$$Nu_n = 0,24 Re_n^{0,56} (T_{ст}/T_n)^{-0,3};$$

$$Nu_{ст} = 0,24 Re_{ст}^{0,56} (T_{ст}/T_n)^{-0,55}.$$

Влияние различных температурных условий на теплоотдачу в уравнениях подобия пучков оребренных труб в области изменения температуры фактора $T_{ст}/T_n = 1,1 \div 2,6$ с достаточной для практики степенью точности учитывается множителем $(T_{ст}/T_n)^{-0,3}$ — при определении физическим параметров теплоносителя по температуре потока и множителем $(T_{ст}/T_n)^{-0,55}$ — при определении физических параметров теплоносителя по температуре стенки основной (несущей) поверхности трубы при высотах ребер $h_p = 5 \div 40$ мм ($\phi = 2,4 \div 18,2$).

В гл. 5 настоящей работы произведено обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче пучков оребренных труб, полученных в опытах с прямым и обратным направлением теплового потока, соответственно с прямым и обратным направлением теплового потока, соответственно температурный фактор $T_{ст}/T_n$ был у различных пучков как больше единицы, так и меньше единицы (все исследования были проведены при отношении $T_{ст}/T_n$, близком к единице). Обобщенные уравнения подобия для шахматных и коридорных пучков соответствуют $T_{ст}/T_n \approx 1$. Обработка опытных данных выполнена при отнесении всех физических параметров воздуха к температуре потока, следовательно, неравномерность температурного поля для пучков оребренных труб, работающих в области $T_{ст}/T_n = 1,1 \div 2,6$, может быть учтена введением в обобщенные уравнения подобия теплоотдачи сомножителя $(T_{ст}/T_n)^{-0,3}$.

Влияние высоты ребер на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление. На рис. 3.9–3.12 представлены результаты исследования теплоотдачи пучков труб с различными высотами ребер. Из рисунков следует, что с ростом высоты ребер теплоотдача, подчинянная по глединой поверхности диаметром d , растет. Относительная величина прибавки теплоотдачи с ростом высоты ребер и с увеличением чисел Рейнольдса уменьшается. Угол наклона кривых теплоотдачи с ростом высоты ребер также уменьшается. Это вполне закономерно, ибо с ростом высоты ребер коэффициент эффективности их уменьшается.

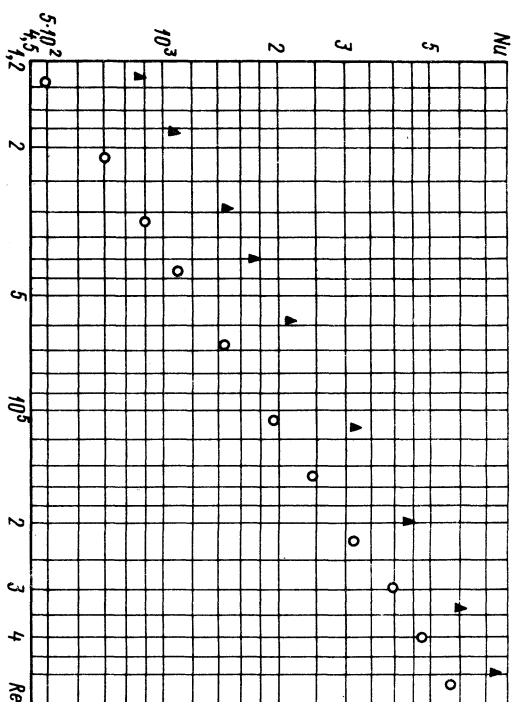


Рис. 3.9. Влияние высоты ребер на теплоотдачу ($t = 2$):
○ — $h_p = 5$; ▲ — $h_p = 10$ мм

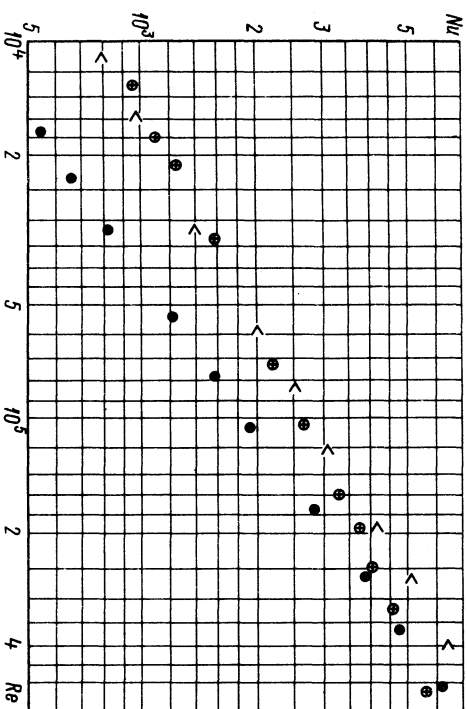


Рис. 3.10. Влияние высоты ребер на теплоотдачу ($t = 2,5$):
● — $h_p = 5$; < — $h_p = 10$; ⊕ — $h_p = 15$ мм

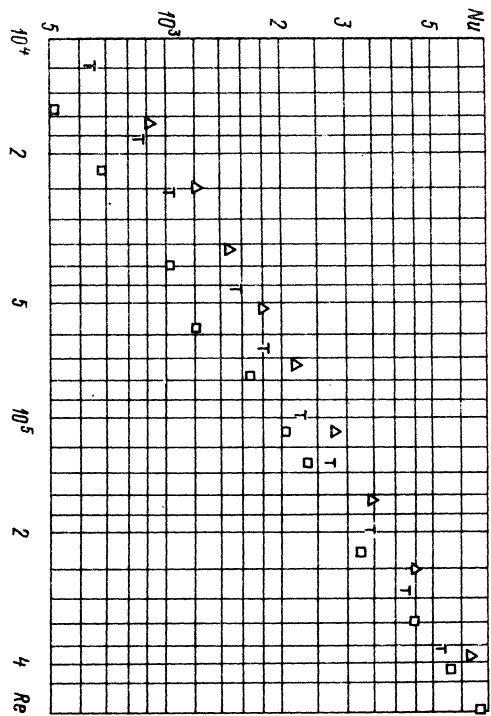


Рис. 3.11. Влияние высоты ребер на теплоотдачу ($t = 3$):
 \square — $h_r = 5$; \triangle — $h_r = 10$; \diamond — $h_r = 15$ мм

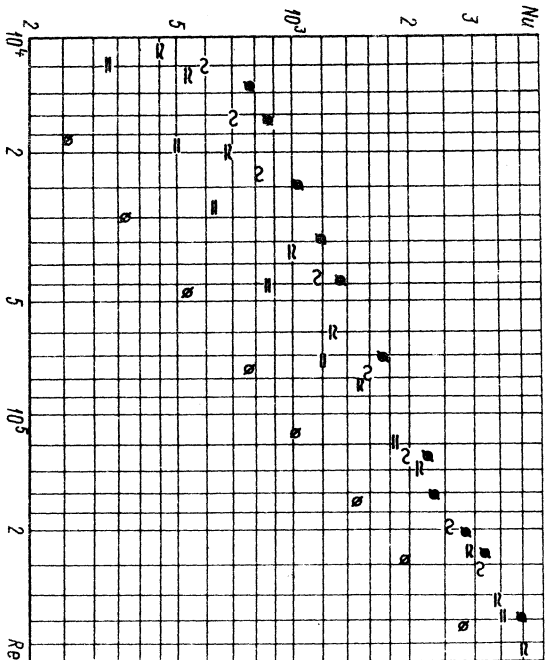


Рис. 3.12. Влияние высоты ребер на теплоотдачу ($t = 5$):
 \circ — $h_r = 2$; \square — $h_r = 5$; \triangle — $h_r = 10$; \diamond — $h_r = 15$; \bullet — $h_r = 20$ мм

На рис. 3.13–3.16 представлены результаты исследования сопротивления пучков труб с различными высотами ребер, из которых видно, что с ростом высоты ребер аэродинамическое сопротивление растет. Числа Eu пучка 7 ($h_r = 10$ мм и $t = 3$ мм) выше таковых пучка 8 ($h_r = 15$ мм и $t = 3$ мм), что объясняется тем, что пучок 7

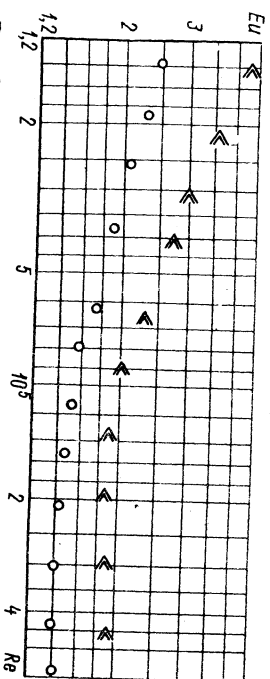


Рис. 3.13. Влияние высоты ребер на сопротивление ($t = 2$):
 \circ — $h_r = 5$; \triangle — $h_r = 10$ мм

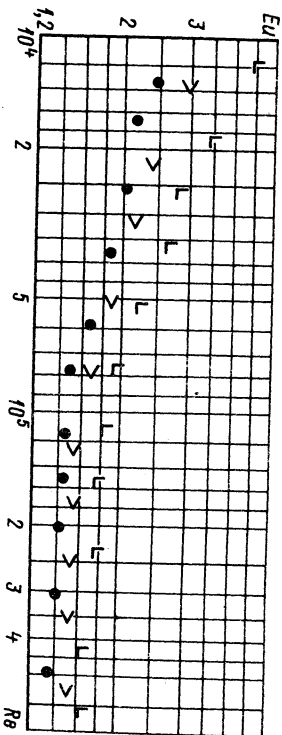


Рис. 3.14. Влияние высоты ребер на сопротивление ($t = 2,5$):
 \bullet — $h_r = 5$; \square — $h_r = 10$; \triangle — $h_r = 15$ мм

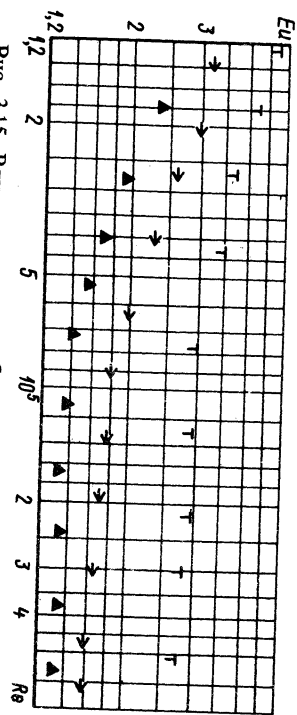


Рис. 3.15. Влияние высоты ребер на сопротивление ($t = 3$):
 \triangle — $h_r = 5$; \square — $h_r = 10$; \diamond — $h_r = 15$ мм

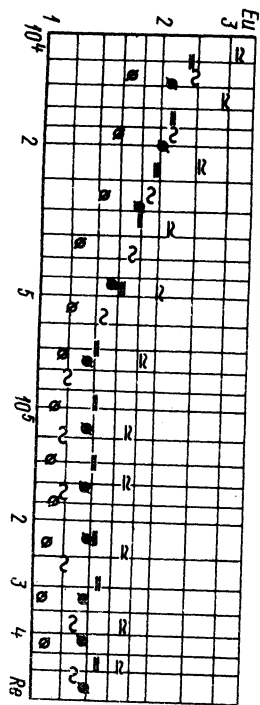


Рис. 3.16. Влияние высоты ребер на сопротивление ($t = 5$):
 \circ — $h_r = 2$; \square — $h_r = 5$; \triangle — $h_r = 10$; \diamond — $h_r = 15$; \bullet — $h_r = 20$ мм

относится к так называемым «стенным» пучкам, у которых $(s_1 - d)/(s_2^2 - d) > 2$ (в этих пучках максимальной является не расчетная скорость в поперечном сечении, а скорость в диагональных сечениях). Здесь s_2 — диагональный шаг.

Числа Еу пучков 12 и 13 ($h_p = 15$ мм и $h_p = 20$ мм при $t = 5$ мм) ниже таковых пучков 10 и 11 ($h_p = 5$ мм и $h_p = 10$ мм при $t = 5$ мм) по той же причине. Пучки 9, 10, 11 и 14 также относятся к «стенным» пучкам.

Влияние шага ребер на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление. Из рис. 3.17—3.22 следует, что с ростом шага ребер как теплоотдача, так и аэродинамическое сопротивление падают.

Числа Еу пучка 2 ($t = 2$ мм и $h_p = 10$ мм) и 4 ($t = 2,5$ мм и $h_p = 10$ мм) ниже таковых пучка 7 ($t = 3$ мм и $h_p = 10$ мм). Пучок 7 относится к «стенным» пучкам. Числа Еу пучка 4 ($t = 2,5$ мм и $h_p = 10$ мм) ниже таковых пучка 11 ($t = 5$ мм и $h_p = 10$ мм). Пучок 11 относится к «стенным» пучкам.

Сравнительная оценка пучков с различными геометрическими параметрами оребрения. За эталон принят гладкотрубный шахматный пучок 15. Результаты сравнения приведены в табл. 3.5, из которой следует, что с ростом высоты ребер при постоянном шаге их коэффициент η_1 , учитывающий геометрию сравниваемых пучков, растет; коэффициент η_2 , учитывающий турбулизацию потока, падает и коэффициент эффективности поверхности η уменьшается.

Необходимо отметить, что коэффициенты эффективности поверхности η у оребренных пучков при сравнении их с гладкотрубными

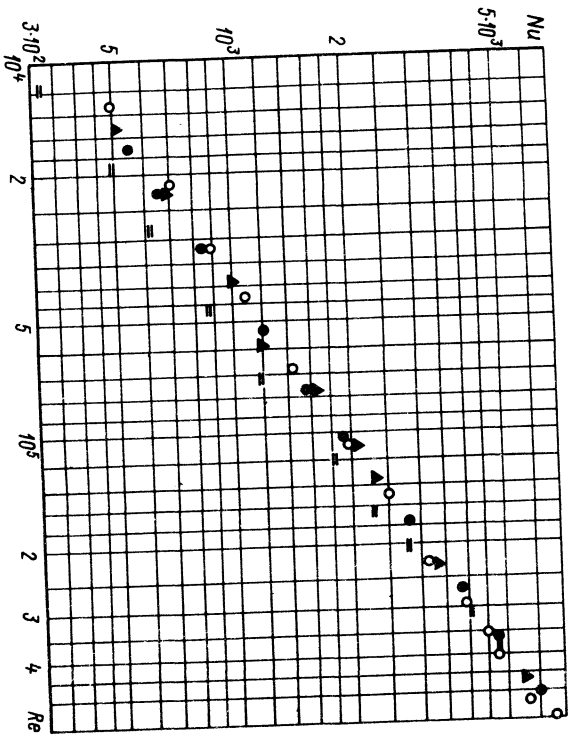


Рис. 3.17. Влияние шага ребер на теплоотдачу ($h_p = 5$):
 \blacktriangle — $t = 2$; \circ — $t = 2,5$; \bullet — $t = 3,0$; \blacksquare — $t = 5$ мм

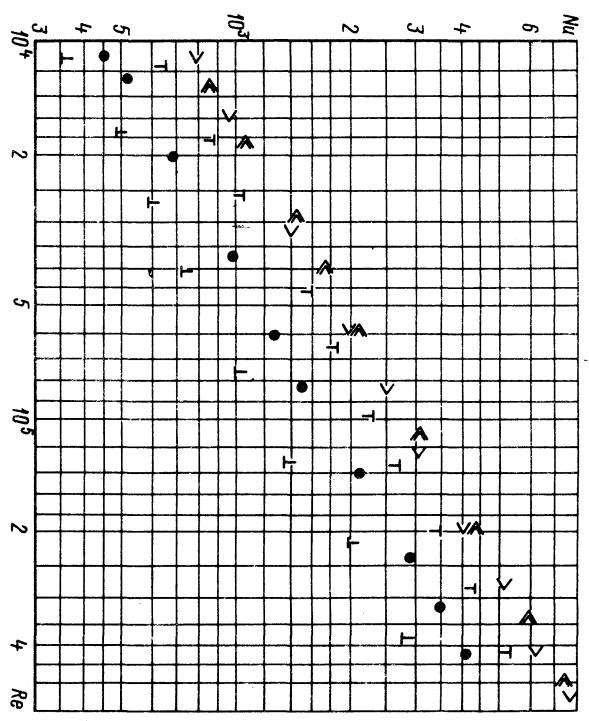


Рис. 3.18. Влияние шага ребер на теплоотдачу ($h_p = 10$):
 \llcorner — $t = 2$; \triangleright — $t = 2,5$; \top — $t = 3,0$; \bullet — $t = 5$; \blacklozenge — $t = 8$ мм

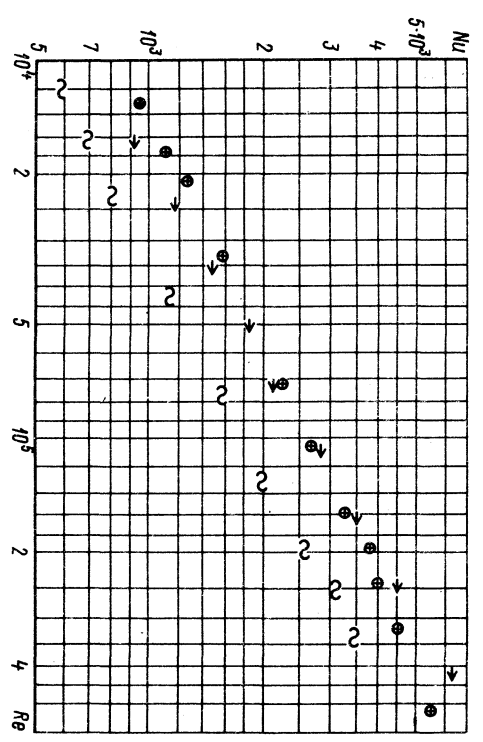


Рис. 3.19. Влияние шага ребер на теплоотдачу ($h_p = 15$):
 \oplus — $t = 2,5$; \rightarrow — $t = 3$; \sim — $t = 5$ мм

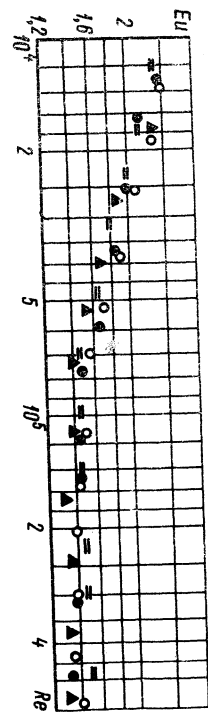


Рис. 3.20. Влияние шага ребер на сопротивление ($h_p = 5$):
 ○ — $t = 2$; ● — $t = 2,5$; ▲ — $t = 3$; □ — $t = 5$ мм

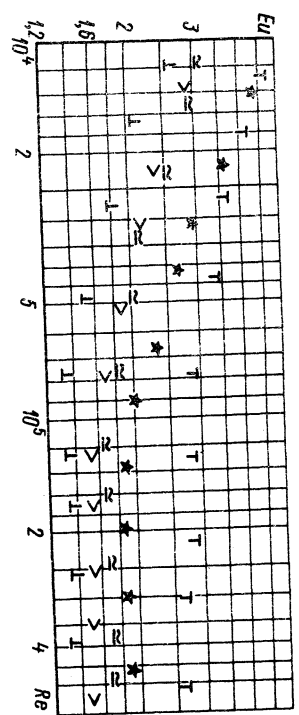


Рис. 3.21. Влияние шага ребер на сопротивление ($h_p = 10$):
 * — $t = 2$; > — $t = 2,5$; | — $t = 3$; ≈ — $t = 5$; ⊥ — $t = 8$ мм

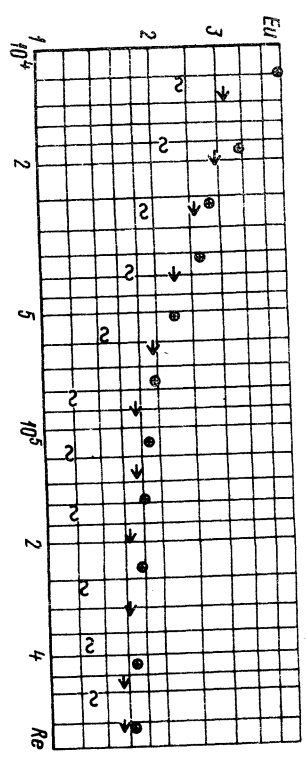


Рис. 3.22. Влияние шага ребер на сопротивление ($h_p = 15$):
 ⊕ — $t = 2,5$; → — $t = 3$; ∞ — $t = 5$ мм

Таблица 3.5. Сравнение эффективности пучков труб с различными h_p и t_p

Номер пучка	$\xi = a_1 Re^{m_1}$	$Nu = a_2 Re^{m_2} Pr^{m_3}$	$d_3 \cdot 10^3, \text{ м}$	$Re_0 \cdot 10^4$	η_1	η_2	η	V'/V_0	M'/M_0	$\frac{PV}{P_0V_0}$	N	η (обработка по ξ)
1	$\xi = 1,48 Re^{-0,24}$	$Nu = 0,13 Re^{0,65} Pr^{0,4}$	10,2	5,0 20,0	1,80	0,53 0,54	0,95 0,98	0,12 0,11	0,18 0,17	1,04 1,02	0,20	—
2	$\xi = 3,72 Re^{-0,39}$	$Nu = 0,134 Re^{0,59} Pr^{0,4}$	5,5	5,0 20,0	2,34	0,33	0,78	0,08	0,17	1,28	0,11	—
3	$\xi = 1,79 Re^{-0,24}$	$Nu = 0,095 Re^{0,7} Pr^{0,4}$	12,4	5,0 20,0	1,55	0,68 0,75	1,04 1,16	0,13 0,11	0,12 0,10	0,95 0,87	0,22	—
4	$\xi = 1,35 Re^{-0,29}$	$Nu = 0,21 Re^{0,57} Pr^{0,4}$	6,7	5,0 20,0	2,46	0,40 0,38	0,98 0,93	0,08	0,15 0,16	1,02 1,07	0,11 0,12	—
5	$\xi = 1,14 Re^{-0,32}$	$Nu = 0,209 Re^{0,49} Pr^{0,4}$	4,4	5,0 20,0	3,60	0,17 0,15	0,63 0,53	0,08 0,10	0,24 0,28	1,59 1,87	0,10 0,12	—
6	$\xi = 4 Re^{-0,31}$	$Nu = 0,105 Re^{0,71} Pr^{0,4}$	14,0	5,0 20,0	1,43	0,78 0,90	1,12 1,28	0,13 0,11	0,23 0,21	0,90 0,78	0,24 0,21	—
7	$\xi = 1,5 Re^{-0,23}$	$Nu = 0,174 Re^{0,58} Pr^{0,4}$	5,9	5,0 20,0	2,59	0,31 0,29	0,81 0,76	0,08 0,09	0,28 0,29	1,24 1,43	0,16 0,18	—

Номер пучка	$\xi = a_1 \text{Re}^m$	$\text{Nu} = a_2 \text{Re}^{m_2} \text{Pr}^{m_3}$	$d_3 \cdot 10^3, \text{ м}$	$\text{Re}_0 \cdot 10^4$	η_1	η_2	η	V'/V_0	M'/M_0	$\frac{PV'}{P_0V_0}$	N	η (обработка по d_3)
8	$\xi = 1,34 \text{Re}^{-0.3}$	$\text{Nu} = 0,102 \text{Re}^{0.59} \text{Pr}^{0.4}$	5,0	5,0 20,0	2,50	0,24 0,23	0,59 0,57	0,10	0,35 0,36	1,69 1,75	0,13 0,14	—
9	$\xi = 4,37 \text{Re}^{-0.21}$	$\text{Nu} = 0,09 \text{Re}^{0.77} \text{Pr}^{0.4}$	36,2	5,0 20,0	1,14	0,93 1,12	1,06 1,27	0,34 0,28	0,41 0,34	0,95 0,79	0,70 0,58	1,09 1,32
10	$\xi = 3,9 \text{Re}^{-0.25}$	$\text{Nu} = 0,132 \text{Re}^{0.71} \text{Pr}^{0.4}$	19,5	5,0 20,0	1,24	0,84 0,96	1,05 1,18	0,19 0,17	0,30 0,26	0,95 0,85	0,37 0,33	1,18 1,33
11	$\xi = 3,1 \text{Re}^{-0.29}$	$\text{Nu} = 0,255 \text{Re}^{0.58} \text{Pr}^{0.4}$	9,9	5,0 20,0	2,07	0,45 0,44	0,94 0,90	0,11 0,12	0,26 0,27	1,06 1,11	0,21 0,22	0,94 0,90
12	$\xi = 2,35 \text{Re}^{-0.33}$	$\text{Nu} = 0,218 \text{Re}^{0.55} \text{Pr}^{0.4}$	8,7	5,0 20,0	2,29	0,34 0,31	0,77 0,72	0,12 0,13	0,28 0,30	1,29 1,38	0,16 0,17	0,75 0,70
13	$\xi = 0,93 \text{Re}^{-0.3}$	$\text{Nu} = 0,278 \text{Re}^{0.49} \text{Pr}^{0.4}$	7,3	5,0 20,0	2,91	0,23 0,20	0,68 0,57	0,12 0,15	0,30 0,36	1,46 1,74	0,13 0,15	0,63 0,53
14	$\xi = 4,05 \text{Re}^{-0.29}$	$\text{Nu} = 0,034 \text{Re}^{0.58} \text{Pr}^{0.4}$	15,1	5,0 20,0	1,79	0,57 0,55	1,03 0,93	0,15 0,16	0,27 0,28	0,98 1,02	0,29 0,30	—
15	$\xi_0 = 5 \text{Re}_0^{-0.26}$	$\text{Nu}_0 = 0,43 \text{Re}_0^{0.62} \text{Pr}_0^{0.4}$	76,7	5,0 20,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

пучками того же диаметра и при одинаковой сборке труб в пучке (с одинаковыми поперечными и продольными шагами) должны быть меньше единицы.

Пучки 3; 6; 10 и 14 с малыми коэффициентами оребрения $\varphi = 1,9 \div 5,97$ имеют коэффициенты эффективности η , несколько большего пучка 15 ($d = 32$ мм) по сравнению с оребренными ($d = 23$ мм) и менее эффективными шагами сборки труб в этом пучке ($s_1/d = s_2/d = 2$) по сравнению с оребренными ($s_1/d = 2,82$; $s_2/d = 1,5$ и $s_1/d = 3$; $s_2/d = 1,2$).

Несмотря на то что у оребренных пучков коэффициенты эффективности поверхности ниже, чем у соответствующих пучков с гладкотрубными поверхностями, оребренные пучки для передачи одного и того же количества теплоты Q при прочих равных условиях имеют значительно меньшие объемы теплообменников. Это объясняется тем, что у оребренных труб значительно больше коэффициенты компактности по сравнению с гладкими.

Увеличение высоты ребер, за счет которого могут быть получены теплообменники с меньшим объемом для передачи одного и того же количества теплоты, имеет предел. У наших оребренных пучков труб с диаметром $d = 23$ мм при всех исследованных шагах ребер t , равных 5; 3; 2,5 и 2 мм, оптимальной высотой ребер является высота $t_p = 10$ мм. Пучки с $t_p = 10$ мм ($D/d = 43/23 = 1,87$) имеют наименьшие габариты для передачи одного и того же количества теплоты при прочих равных условиях. Отношение $D/d \approx 1,8$ является оптимальным.

Расстояние между ребрами и целесообразно выбирать небольшое, но не меньше, чем $u/d = 0,06$, так как уже при этом значении относительный объем V'/V_0 не уменьшается, а отношение масс M'/M_0 несколько возрастает (см. табл. 3.5, пучки 2; 4 и 7).

Толщина ребер с теплотехнической точки зрения должна быть по возможности малой [124]. В [23] оптимальное значение рекомендуется $\delta/d = 0,005$.

Оптимальные геометрические параметры, полученные в работе: $D/d = 1,8$; $(t - \delta)/t_p = 0,15 \div 0,16$ и $u/d = 0,06$, хорошо согласуются с данными [23, 144].

Незначительные отклонения затрат энергии на прокачку теплоносителя могут быть выравнены небольшим изменением скорости в сравнимых теплообменниках. Так, например, для пучка 11 (см. табл. 3.5) $\text{Re}_0 = 2 \cdot 10^5$ отношение $PV'/(P_0V_0) = 1,11$. Здесь V' и V_0 — объемы образца и эталона, при которых будут сниматься одинаковые количества теплоты. Для получения одинаковых мощностей на прокачку теплоносителей в тех же объемах V' и V_0 теплообменников достаточно уменьшить скорость w в сравнимом теплообменнике объемом V' на величину $\sqrt[3]{1,11} = 1,035$, ибо мощность на прокачку теплоносителя пропорциональна ξw^3 , а ξ почти не изменится при уменьшении скорости на 3,5% ($\xi = 3,1 \text{Re}^{-0.29}$). При уменьшении скорости на 3,5%

переданная теплота уменьшится на $1,035^{0,58} = 1,02$ ($Nu = 0,255 Re^{0,58} Pr^{0,4}$). Для того, чтобы переданная теплота не уменьшилась, необходимо увеличить поверхность в 1,02 раза, одновременно увеличится и мощность на прокачку теплоносителя в 1,02 раза, а отклонение $PV/(P_0 V_0)$ будет равно 1,02, т. е. мощности на прокачку теплоносителя будут примерно одинаковыми. Отношения объемов V/V_0 и масс M/M_0 теплообменников также возрастут в 1,02 раза, а практически останутся теми же самыми ($V'/V'_0 = 0,12$ и $M'/M'_0 = 0,27$, см. табл. 3.5).

Аналогичным образом можно привести отношения мощностей $PV/(P_0 V_0)$ к величине, близкой к единице, для любого пучка. На основании этого можно заключить, что с незначительными отклонениями затраты энергии на прокачку теплоносителей в сравниваемых теплообменниках можно не считаться, так как эти отклонения могут быть выравнены небольшим изменением скорости в сравниваемом теплообменнике.

При этом, чтобы не изменилось переданное количество теплоты, следует незначительно изменить величину поверхности теплообменника, а практически величины поверхности, отношения объемов V'/V'_0 и масс M'/M'_0 останутся прежними.

В теплообменнике из оребренных труб для передачи теплоты требуется меньшее количество труб, чем в теплообменнике из гладких труб.

Относительное количество труб N у оребренных пучков меньше единицы и, следовательно, с этой точки зрения они обладают большей надежностью по сравнению с гладкотрубными.

Из табл. 3.3 и 3.5 видно, что чем выше высота ребер у оребренных пучков при одинаковом шаге, тем меньше относительное число труб N и, следовательно, выше надежность.

На основании проведенного анализа можно заключить, что для получения наиболее рациональной конструкции поверхности теплообменника при его проектировании необходимо выбирать такую конструкцию поверхности, при которой теплообменник может некоторое количество теплоты передать при наименьшем объеме его. Иногда массовые характеристики и вопросы надежности работы теплообменника могут играть решающую роль.

Оптимальными пучками из исследованных 14 шахматных оребренных труб с диаметром $d = 23$ мм являются пучки 2 и 4 с малыми шагами ребер (2 и 2,5 мм) и с $h_r = 10$ мм ($D/d = 1,87$), которые для передачи некоторого количества теплоты Q имеют наименьшие габариты пучков.

Для сравнения коэффициентов эффективности поверхности оребренных пучков, обработанных по $d_r = 4F/h$ и по $d'_r = 4F/s$ (s — смоченный периметр сжатого сечения пучка), произведены соответствующие расчеты пучков 9—13, приведенные в табл. 3.5.

Из таблицы видно, что коэффициенты эффективности η оребренных пучков 9—13, рассчитанные по эквивалентным диаметрам d , и d'_r , практически одинаковы.

3.3. ПУЧКИ С РАЗЛИЧНЫМ ЧИСЛОМ ПОПЕРЕЧНЫХ РЯДОВ

Результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков оребренных труб при поперечном обтекании потоком показывают, что коэффициенты теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, приходящиеся на один поперечный ряд, зависят от числа рядов.

В [144] исследовалась теплоотдача и аэродинамическое сопротивление коридорных пучков оребренных труб с переменным числом поперечных рядов. Четырехрядный коридорный пучок был собран с относительновыми шагами расположения труб $s_1/d = s_2/d = 1,95$. Трубы с поперечными винтовыми ребрами были изготовлены из углеродистой стали и имели следующие геометрические размеры:

Диаметр основной трубы d , мм	28
Высота ребер h_r , мм	10
Шаг ребер t , мм	3,5
Толщина ребер δ , мм	1,5
Коэффициент оребрения ϕ	9,06

Путем удаления 4; 3 и 2-го ряда труб были получены трехрядный, двухрядный и однорядный пучки. Со всеми этими пучками и были проведены опыты по определению теплоотдачи и аэродинамического сопротивления. Получено, что коэффициенты теплоотдачи и аэродинамического сопротивления зависят от числа поперечных рядов оребренных труб в коридорном пучке.

Для выявления влияния числа поперечных рядов оребренных труб шахматных и коридорных пучков на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление проведены специальные исследования [130].

Были исследованы шахматные и коридорные пучки оребренных труб с шагами расположения последних $s_1 = s_2 = 2$. Шестирядные пучки шахматного и коридорного расположения собиравлись из точеных труб с поперечными винтовыми ребрами, изготовленных из углеродистой стали 20.

Оребренные трубы имели следующие геометрические размеры:

Диаметр основной трубы d , мм	32
Высота ребер h_r , мм	9
Толщина ребер δ , мм	1,3
Коэффициент оребрения ϕ	5,1

Путем последовательного удаления 6; 5-го и так далее рядов были получены пяти-, четырех-, трех-, двух- и однорядные пучки. Теплоотдача исследовалась методом полного теплового моделирования. Были получены приведенные коэффициенты теплоотдачи, подставленные по гладкой поверхности цилиндров с диаметром основной трубы.

Результаты опытов по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению шахматных и коридорных пучков с различным числом поперечных рядов изображены на рис. 3.23 и 3.24. Здесь z — число поперечных рядов в пучке.

Из рисунков следует, что средняя теплоотдача оребренных пучков с ростом количества поперечных рядов увеличивается для шахматных

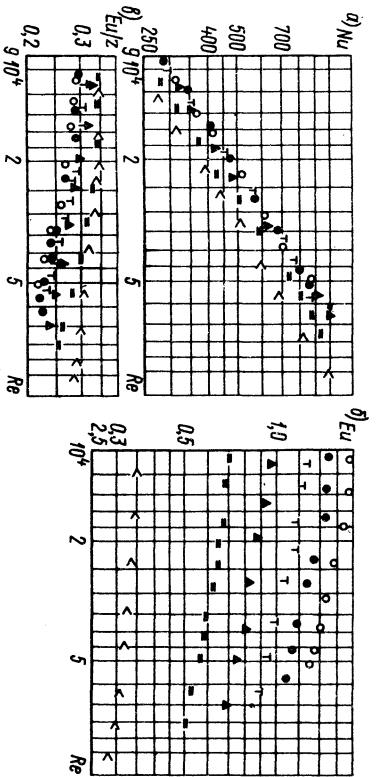


Рис. 3.23. Влияние числа поперечных рядов в пучке на числа Nu (а), Eu (б) и Eu/z (в) (шахматные пучки):
 < — однорядный; = — двухрядный; ▲ — трехрядный; ▮ — четырехрядный; ● — пятирядный; ○ — шестирядный

пучков и падает для коридорных и достигает своего постоянного значения уже при четырех рядах.

Этот вывод представляется важным, так как позволяет перенести полученные коэффициенты теплоотдачи для четырехрядных шахматных и коридорных оребренных пучков на пучки с другими — большим

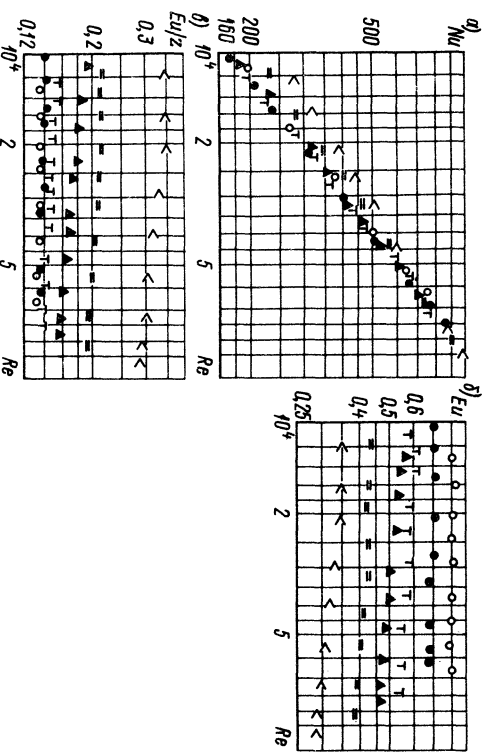


Рис. 3.24. Влияние числа поперечных рядов в пучке на числа Nu (а), Eu (б) и Eu/z (в) (коридорные пучки):
 < — однорядный; = — двухрядный; ▲ — трехрядный; ▮ — четырехрядный; ● — пятирядный; ○ — шестирядный

количеством рядов и, следовательно, позволяет сократить количество дорогостоящих труб в пучке при исследованных теплоотдачах. Необходимо отметить, что в противоположность гладкотрубным коридорным пучкам, где средняя теплоотдача пучка с ростом количества поперечных рядов растет [12], для оребренных пучков наблюдается обратная картина. Коэффициент теплоотдачи у однорядного оребренного пучка самый большой, а затем, по мере роста рядов, падает. Это объясняется тем, что у оребренных пучков совсем другая картина течения потока, чем у гладкотрубных.

В работе [144] приведена фотография картины обтекания гладкотрубного и оребренного коридорных пучков, из которой ясно виден шлейф завихрения, образующийся при поперечном обтекании гладких труб.

Поскольку завихрение улучшает теплообмен, коэффициент теплоотдачи первого ряда гладких труб меньше, чем следующих рядов. У оребренных труб с относительно длинными ребрами характер обтекания определяется прежде всего течением по межреберным каналам. Фотография [144] показывает, что между ребрами поток практически не завихряется.

Показатель степени n при числе Рейнольдса в уравнении $Nu = cRe^n$ с уменьшением числа рядов падает как для шахматных, так и для коридорных оребренных пучков. Кривые средней теплоотдачи илут более полого. Причем с уменьшением числа рядов от шести до одного и падает от 0,66 до 0,6 — для шахматных пучков и от 0,77 до 0,6 — для коридорных.

На основании опытных данных на рис. 3.25 и 3.26 построены графики $c_z = f(z)$ относительных поправок на средние коэффициенты теплоотдачи для малорядных пучков ($z = 1 \div 3$; при $z \geq 4$ $c_z = 1$) шахматного и коридорного расположения при различных числах Re . Здесь c_z — отношение средней теплоотдачи пучков с любым количеством рядов к средней теплоотдаче многорядного пучка ($z \geq 4$).

Из рис. 3.26 видно, что для коридорных пучков при числах $Re \geq 5 \cdot 10^4$ $c_z = 1$.

Из рис. 3.23 и 3.24 следует, что с увеличением количества поперечных рядов как шахматных, так и коридорных оребренных пучков числа Эйлера растут. Числа Эйлера, приходящиеся на один поперечный ряд Eu/z , как для шахматных, так и для коридорных оребренных пучков с ростом количества рядов в пучке падают и при 5–6 рядах достигают своего конечного значения.

Отношение числа Эйлера, приходящегося на один ряд в малорядных оребренных пучках ($z = 1 \div 5$), к числу Эйлера, приходящемуся на один ряд в многорядном пучке ($z = 6$), представлено в виде функции

$$c'_z = \frac{Eu/z_1}{Eu/z_6} = f(z) \text{ на рис. 3.25 — для шахматных пучков и на рис. 3.26 — для коридорных при разных значениях чисел } Re.$$

Из рис. 3.25 и 3.26 могут быть взяты поправки на числа Эйлера, приходящиеся на один ряд для малорядных оребренных пучков ($z = 1 \div 5$); при $z \geq 6$ $c'_z = 1$.

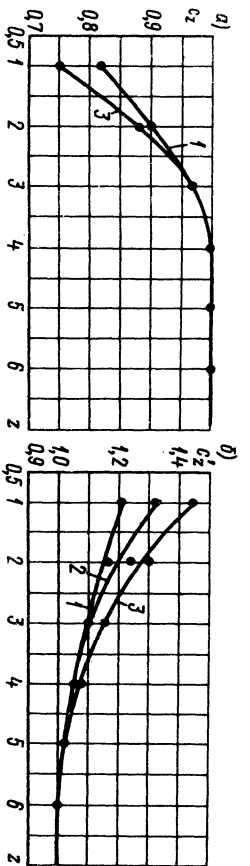


Рис. 3.25. Поправочные коэффициенты (c_2 и c_2') на числа Nu (а) и Eu (б) для малорядных шахматных пучков оребренных труб:
 1 — $Re = 12 \cdot 10^3$; 2 — $Re = 3 \cdot 10^4$; 3 — $Re = 5 \cdot 10^4$

Необходимо отметить, что иногда расчет аэродинамического сопротивления оребренных пучков производят путем деления общего аэродинамического сопротивления исследования пучка на количество рядов и прямым пересчетом получают аэродинамическое сопротивление пучка с любым количеством рядов без введения поправки на количество рядов, что для малорядных пучков ($z \leq 5$) может дать значительную погрешность.

Полученные величины относительных поправок на средние коэффициенты теплоотдачи и числа Эйлера для малорядных оребренных пучков как шахматного, так и коридорного расположения строго справедливы только для пучков с данными конкретными параметрами.

Однако на основании работы [144], выполненной на пучках труб с параметрами оребрения, отличающимися от параметров [130], можно утверждать, что полученные величины относительных поправок могут быть применены с достаточной точностью и для других практически встречающихся геометрических параметров пучков.

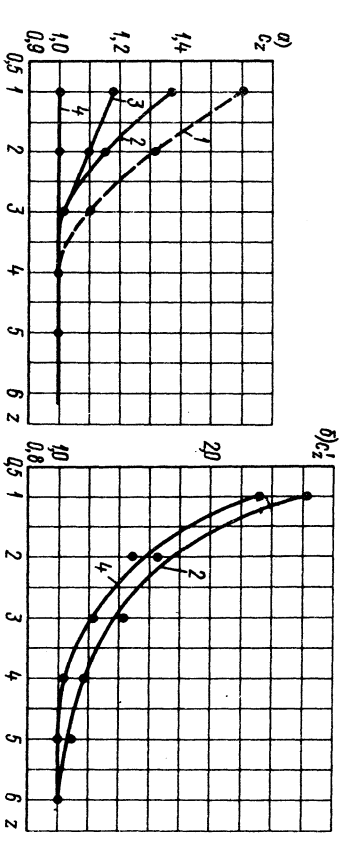


Рис. 3.26. Поправочные коэффициенты (c_2 и c_2') на числа Nu (а) и Eu (б) для малорядных коридорных пучков оребренных труб:
 1 — [144], $s_1 = s_2 = 1,95d$, $Re = 10^4$; 2 — $Re = 1,2 \cdot 10^4$; 3 — $Re = 3 \cdot 10^4$; 4 — $Re = 5 \cdot 10^4$

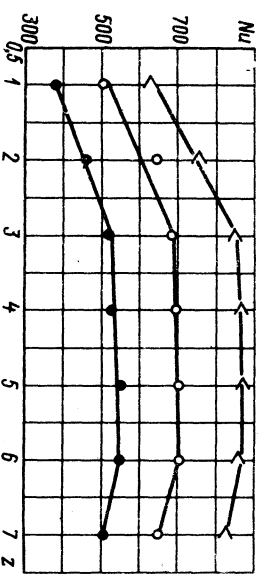


Рис. 3.27. Изменение теплоотдачи по рядам:
 \circ — $Re = 44 \cdot 10^3$ ($w = 21$ м/с); \bullet — $Re = 21 \cdot 10^3$ ($w = 10$ м/с)
 \square — $Re = 15$ м/с

Представляет интерес также исследование изменения теплоотдачи по рядам, так как эти изменения характеризуют степень турбулентности потока, проходящего по пучку.

Для исследования изменения теплоотдачи по рядам был собран шахматный семирядный пучок оребренных труб с относительными шагами $s_1/d = s_2/d = 2$. Трубы с винтовыми ребрами были изготовлены из углеродистой стали 20 и имели следующие геометрические размеры:

Диаметр основной трубы d , мм	32
Высота ребер h_r , мм	9
Шаг ребер t , мм	6
Толщина ребер δ , мм	1,3
Коэффициент оребрения ϕ	5,1

Электрический калориметр в каждом опыте переставлялся от 1 до 7-го (последнего) ряда. Получены величины приведенных коэффициентов теплоотдачи калориметров, расположенных в различных рядах шахматного пучка при трех скоростях потока (10, 15 и 21 м/с) в сечении поперечном сечении пучка. Приведенные коэффициенты теплоотдачи отнесены к гладкой поверхности с диаметром d .

Результаты опытов представлены на рис. 3.27, где z — номер поперечного ряда, в котором замерялась теплоотдача. Из рисунка видно, что теплоотдача 1 и 2-го ряда, а также 7-го (последнего) ниже, чем глубинных (3—6-го рядов); в 3-м ряду теплоотдача стабилизируется при всех исследованных скоростях потока. Теплоотдача 1-го ряда составляет около 78% теплоотдачи глубинных рядов, 2-го — около 92% и 7-го (последнего) — 95%.

Заниженную теплоотдачу первых двух рядов можно объяснить отсутствием установившейся ступени турбулизации потока, которая уже в 3-м ряду достигает постоянной величины, характерной для данной геометрии пучка оребренных труб. Таким образом, представленная картина распределения теплоотдачи по поперечным рядам характерна для ступени турбулизации потока, проходящего по пучку.

В последнем (7-м) ряду происходит отрыв потока без поджатия последующим рядом труб, что приводит к ухудшению обтекания и снижению теплоотдачи.

Подобная картина изменения теплоотдачи по рядам в четырехрядных пучках шахматной и коридорной компоновки наблюдалась в [12, 110].

3.4. ПУЧКИ С РАЗЛИЧНЫМИ КОЭФФИЦИЕНТАМИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ РЕБЕР И ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Теплоотдача оребренных поверхностей зависит от теплопроводности ребер и теплопроводности газового теплоносителя. В [12] проведены исследования теплоотдачи двух одинаковых пучков оребренных труб с калориметрами, изготовленными из материалов с существенно различными коэффициентами теплопроводности: один — из железа $\lambda_m = 52 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, второй — из алюминия $\lambda_m = 203 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ при потерях ном омывании потоком воздуха. Относительные ребрами равнялись $h_p/d = 0,365$; $\delta/d = 0,075$ и $u/d = 0,24$. Были получены приведенные коэффициенты теплоотдачи, которые показали, что увеличение λ_m почти в 4 раза увеличило коэффициент теплоотдачи всего лишь на 10%.

Аналогичные результаты получены в опытах [12], проведенных с ребристым экономайзером Фостер—Уиллер для судовой котельной установки. Переход от сплошных железных ребер с относительными геометрическими размерами: $h_p/d = 0,435$; $\delta/d = 0,049$ и $u/d = 0,214$ к алюминевым ребрам такой же геометрии увеличил теплоотдачу на 12%.

В [89] приводятся результаты исследования приведенных коэффициентов теплоотдачи пучков оребренных труб с калориметрами из различных металлов при обтекании воздухом. Исследования выполнены с целью определения конвективных коэффициентов теплоотдачи по приведенным методам экстраполяции.

Имеются отдельные публикации [20, 62, 114], где обработка опытных данных по приведенным коэффициентам теплоотдачи произведена через симплекс λ_1/λ_m . Для выявления возможности обобщения опытных данных по приведенным коэффициентам теплоотдачи пучков труб с различными параметрами оребрения выполнены специальные исследования [129]. Исследования теплоотдачи и сопротивления проведены с шахматным пучком труб с ребрами из различных металлов при попережном обтекании различными газами.

Для определения влияния теплопроводности ребер на теплоотдачу шахматных пучков при попережном обтекании потоком воздуха были исследованы пять шестирядных пучков с одинаковыми относительными поперечными и продольными шагами расположения труб, равными соответственно $s_1/d = 2,17$ и $s_2/d = 2,0$.

Пучки были собраны из точеных труб с поперечными винтовыми однозаходными ребрами следующих геометрических размеров: диаметр основной трубы $d = 23 \text{ мм}$, высота ребер $h_p = 10 \text{ мм}$, шаг ребер $t = 5 \text{ мм}$, толщина ребер $\delta = 1 \text{ мм}$ и коэффициент оребрения $\phi = 69$. Все трубы пучка, за исключением калориметров, изготовлены из углеродистой стали 20. Калориметры в каждом из пяти исследованных

пучков имели различный материал: медь, алюминий, магний, углеродистую сталь и нержавеющей сталь с коэффициентами теплопроводности λ_m , соответственно равными 384, 181, 140, 45 и 16 Вт/(м·К). Теплоотдача изучалась с помощью метода локального теплового моделирования. Результаты опытов представлены на рис. 3.28.

Из рисунка видно, что опытные точки по приведенным коэффициентам теплоотдачи для калориметров из различных металлов имеют значительное расхождение вследствие большой разницы в величинах коэффициентов теплопроводности ребер и, следовательно, в величинах коэффициентов эффективности их. Теплоотдача увеличивается при прочих равных условиях (одинаковых геометрических размерах пучков и $Re = const$) с увеличением коэффициентов теплопроводности ребер, причем рост теплоотдачи пучков происходит только до значений коэффициентов теплопроводности ребер $\lambda_m = 140 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; при дальнейшем увеличении λ_m увеличения теплоотдачи практически не происходит. Очевидно, коэффициенты эффективности ребер E при числах Re , полученных в работе уже при $\lambda_m = 140 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и выше, приближаются к максимальному значению, равному единице, а приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ приближается к конвективному α_k . Обобщение опытных данных по теплоотдаче исследованных калориметров произведено при помощи безразмерного симплекса λ_1/λ_m .

Для определения влияния симплекса λ_1/λ_m была построена зависимость $Nu_{пр} Re^{-0,4} = f(\lambda_1/\lambda_m)$, представленная на рис. 3.29. Получено, что приведенный коэффициент теплоотдачи зависит от симплекса $(\lambda_1/\lambda_m)^{-0,14}$.

Для получения обобщенного уравнения подобия экспериментальные данные по приведенным коэффициентам теплоотдачи обработаны в виде

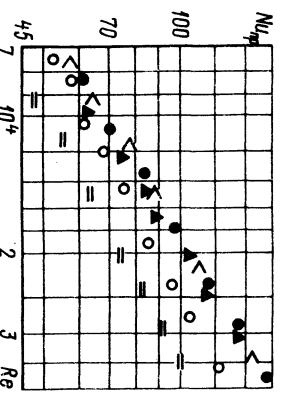


Рис. 3.28. Теплоотдача пучков с различными коэффициентами теплопроводности ребер:

- — $\lambda_m = 16$;
- △ — $\lambda_m = 45$;
- — $\lambda_m = 140$;
- — $\lambda_m = 181$;
- ▲ — $\lambda_m = 384 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

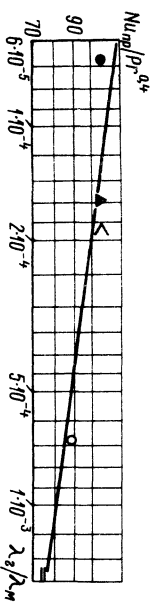


Рис. 3.29. Зависимость $Nu_{пр}/Re^{0,4} = f(\lambda_1/\lambda_m)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$:

- — $\lambda_m = 16$;
- △ — $\lambda_m = 45$;
- — $\lambda_m = 140$;
- — $\lambda_m = 181$;
- ▲ — $\lambda_m = 384 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- — — — — $Nu_{пр} = c(\lambda_1/\lambda_m)^{-0,14} Re^{0,4}$

зависимости $Nu_{np} Pr^{-0.4} (\lambda_r/\lambda_m)^{0.14} = f(Re)$, из которой получено, что опытные данные по приведенным коэффициентам теплоотдачи исследованных шахматных пучков с различными коэффициентами теплопроводности ребер обобщаются уравнением подобия

$$Nu_{np} = 0.079 (\lambda_r/\lambda_m)^{-0.14} Pr^{0.4} Re^{0.6} \quad (3.3)$$

с точностью $\pm 5\%$.

Сопротивление пучка описывается уравнением подобия

$$Eu = 31.2 Re^{-0.3}$$

при $Re = 7 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$.

Для определения влияния теплопроводности теплоносителя на теплоотдачу пучка оребренных труб было проведено исследование теплоотдачи шахматного пучка труб при обтекании различными газами. Пучок был собран из труб с поперечными винтовыми однозаходными ребрами с относительными шагами расположения труб $s_1/d = 3$ и $s_2/d = 1.6$. Трубы были изготовлены из углеродистой стали с $\lambda_m = 45 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и имели следующие размеры:

Диаметр основной трубы d , мм	23
Высота ребер h_r , мм	10
Шаг ребер t , мм	2.5
Толщина ребер δ , мм	0.6
Коэффициент оребрения ϕ	12.7

Числа Эйлера подсчитаны для восьмьюрядного пучка.

Результаты исследования теплоотдачи и аэродинамического сопротивления шахматного пучка оребренных труб при обтекании поперечным потоком воздуха, углекислого газа, аргона и гелия приведены на рис. 3.30.

Из графика зависимости $Nu_{np} = f(Re; Pr)$ следует, что для одного и того же оребренного пучка при поперечном обтекании различными газами теплоносителями теплоотдача в значительной степени зависит от теплофизических свойств теплоносителей. Опытные точки, полученные на различных теплоносителях, имеют большое расхождение, особенно отличаются опытные точки по теплоотдаче на гелии. Обобщенные опытные данные по теплоотдаче оребренного пучка при обтекании различными газами произведено с помощью симплекса λ_r/λ_m .

Обобщенную зависимость теплоотдачи оребренного пучка при обтекании различными газами находили в виде $Nu_{np} = f(Re; Pr; \lambda_r/\lambda_m)$. Для определения влияния симплекса λ_r/λ_m на приведенные коэффициенты теплоотдачи построена зависимость $Nu_{np}/Pr^{0.4} = f(\lambda_r/\lambda_m)$, представленная на рис. 3.31. Получено, что приведенный коэффициент теплоотдачи зависит от безразмерного отношения $(\lambda_r/\lambda_m)^{-0.3}$.

Для получения обобщенной зависимости приведенных коэффициентов теплоотдачи оребренного шахматного пучка при поперечном обтекании различными газами экспериментальные данные обработаны в виде зависимости

$$Nu_{np} Pr^{-0.4} (\lambda_r/\lambda_m)^{0.3} = f(Re),$$

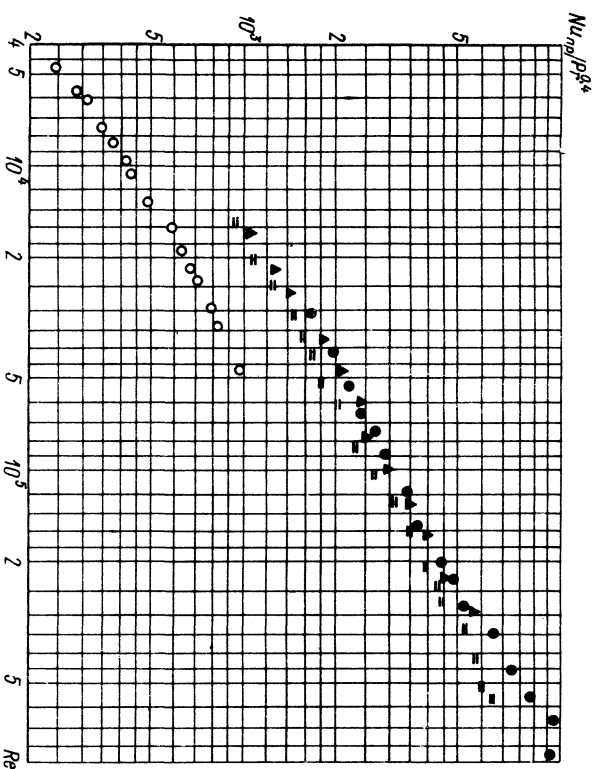


Рис. 3.30. Теплоотдача пучка при омывании различными газами:
○ — гелий; □ — воздух; ▲ — аргон; ● — углекислый газ

из которой получено, что опытные данные по приведенным коэффициентам теплоотдачи шахматного оребренного пучка при омывании различными газами описываются уравнением подобия

$$Nu_{np} = 0.4 (\lambda_r/\lambda_m)^{-0.3} Pr^{0.4} Re^{0.57} \quad (3.4)$$

с точностью $\pm 5\%$.

Из сравнения уравнений подобия (3.3) и (3.4) видно, что показатель степени при симплексе (λ_r/λ_m) в них различный (минус 0.14 и минус 0.3), что объясняется различными параметрами оребрения труб в исследованных пучках: в первом — шаг ребер $t = 5$ мм, высота ребер $h_r = 10$ мм и коэффициент оребрения $\phi = 6.9$; во втором — $t = 2.5$ мм, $h_r = 10$ мм и $\phi = 12.7$. Приведенные коэффициенты теплоотдачи зависят от большого количества параметров. Кроме обычных параметров s_1/d и s_2/d , они зависят от геометрических параметров оребрения h_r , t и δ , а также от коэффициентов теплопроводности теплоносителя и ребер λ_r и λ_m .

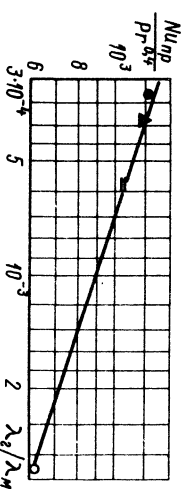


Рис. 3.31. Зависимость $Nu_{np} Pr^{-0.4} = f(\lambda_r/\lambda_m)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$:

○ — гелий; □ — воздух; ▲ — аргон; ● — углекислый газ; — — — — — $Nu_{np} = c(\lambda_r/\lambda_m)^{-0.3} Pr^{0.4}$

данных по приведенным коэффициентам теплоотдачи разнообразных пучков через симплекс λ_r/λ_m в настоящее время не представляется возможным по двум причинам. Во-первых, показатель степени при симплексе λ_r/λ_m является переменной величиной, зависящей от параметров оребрения труб. Во-вторых, недостаточностью опытных данных с различными значениями λ_r/λ_m при различных параметрах оребрения. В настоящее время прогрессивным и общепринятым методом обобщения опытных данных по теплоотдаче пучков оребренных труб является раздельный способ.

Аэродинамическое сопротивление исследованного восьмидырчатого шахматного оребренного пучка на различных газах описывается уравнением подобия в области чисел Рейнольдса $Re = 2 \cdot 10^4 \div 1,2 \cdot 10^5$

$$Eu = 31 Re^{-0,26}$$

и в области $Re > 1,2 \cdot 10^5$ (автомодельный режим)

$$Eu = 1,45.$$

Получено, что коэффициенты эффективности поверхности из различных металлов остаются постоянными при различных числах Рейнольдса.

Коэффициенты эффективности поверхности η соответственно равны: для медных, алюминиевых и магниевых ребер — 1,37; для ребер из простой углеродистой стали — 1,21; для ребер из нержавеющей стали (эталон) — 1. При увеличении коэффициентов теплопроводности ребер λ_m от 16 до 140 Вт/(м·К) коэффициенты эффективности поверхности η при работе на воздухе растут от 1 до 1,37; при дальнейшем увеличении коэффициентов теплопроводности ребер λ_m от 181 до 384 коэффициенты эффективности поверхности остаются постоянными.

При переходе от оребренных труб из простой углеродистой стали к медным, алюминиевым и магниевым эффективность поверхности увеличивается всего на 13% и, следовательно, для передачи некоторого количества теплоты, при прочих равных условиях, поверхность теплоотдачи, а также и объем теплообменника уменьшится всего на 13%.

При замене ребер из нержавеющей стали 12X18H10T на ребра из углеродистой стали 20 поверхность, а следовательно, и объем теплообменника могут быть уменьшены на 21%. Это обстоятельство весьма существенно, ибо применение методов сварки позволяет к несущей трубе из нержавеющей стали, выбранной по условиям эксплуатации, приварить ребра из углеродистой стали. Наряду с уменьшением объема теплообменника понижается и его стоимость.

Численные величины уменьшения объемов теплообменника (13 и 21%), очевидно, строго справедливы только для оребренных труб данной геометрии.

При сравнении различных теплоносителей принимается, что один и тот же оребренный пучок омывается при одинаковых давлениях и температурах. Сравнение проведено с воздухом, который принят за эталон.

Сравнение выполнено при двух числах Рейнольдса $Re_0 = 2930$ и $Re_0 = 29300$, η и $r = 0,098$ МПа и $t_r = 293$ К.

Получено, что коэффициенты эффективности газовых теплоносителей остаются постоянными при различных числах Рейнольдса и при постоянном давлении и температуре теплоносителя.

Коэффициенты эффективности η различных теплоносителей получились соответственно равными: гелия — 1,43; углекислого газа — 1,05; воздуха — 1,0 и аргона — 0,78.

Необходимо заметить, что сравнение эффективности различных теплоносителей по нашей методике равноценно сравнению по методике А. И. Микевича [75]. Теплоносители омыают одну и ту же поверхность, и сравнение теплосъемов при одинаковой затрате мощности, приходящейся на единицу поверхности, равнозначно сравнению при одинаковой затрате мощности в единице объема, и, следовательно, коэффициенты эффективности теплоносителей, полученные по двум методам, должны быть одинаковы.

Однако в работе [75] коэффициент эффективности гелия по сравнению с азотом получен равным $\eta = 1,61$, а в нашей работе $\eta = 1,43$. Это, очевидно, объясняется тем, что в [75] сравнение эффективности различных теплоносителей выполнено при теплообмене на гладкой трубе, а у нас — на оребренных трубах и, следовательно, высокая эффективность гелия при теплообмене на оребренных трубах начинается тормозиться низкой эффективностью самих ребер ($E < 1$).

Глава 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ И КОНВЕКТИВНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ

4.1. КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕБЕР

Работы по исследованию теплоотдачи оребренных труб можно разделить на две группы. К первой группе относятся аналитические решения задач о теплопроводности в ребрах. Вторая группа работ посвящена экспериментальному исследованию теплообмена пучков оребренных труб. Определяются приведенные коэффициенты теплоотдачи, которые учитывают конвективные составляющие теплоотдачи от поверхности ребер и от поверхности трубы межреберного пространства, а также теплопроводность самих ребер. При такой обработке опытных данных отпадает необходимость в отдельном вычислении теплообмена через металл ребер и теоретические решения становятся ненужными. Способ определения приведенных коэффициентов теплоотдачи, получивший большее распространение, имеет весьма существенный недостаток, заключающийся в том, что усложняется задача составления обобщенного метода расчета теплообмена пучков оребренных труб.

Если бы задачу теплообмена теплопроводностью через металл ребер удалось решить аналитически без существенных допущений (погрешностей), то конвективные составляющие можно довольно легко разделить экспериментальным путем, ибо они не зависят от теплопроводности металла ребер и труб; практически не зависят от толщины ребер и имеют незначительную зависимость от высоты и шага ребер. Следовательно, экспериментальные данные, полученные на оребренных пучках с одинаковыми геометрическими размерами труб и теплопроводностью ребер, могут быть использованы для расчета пучков оребренных труб с другими геометрическими размерами и теплопроводностью.

Основная трудность в решении этой задачи состоит в том, что допущения о постоянстве коэффициента теплоотдачи по поверхности ребра, о постоянстве температуры окружающей среды и др., положенные в основу аналитических решений, фактически не выполняются [95, 141], в связи с чем возникает сомнение в возможности использования аналитических решений.

Для получения конвективных коэффициентов теплоотдачи α_c по введенным α_{np} используются коэффициенты эффективности ребер E , которые являются своеобразной мерой теплопроводности ребер.

Теоретически приведенный коэффициент связан с конвективным уравнением

$$\alpha_{np} = \left(\frac{F_p}{F_n} E \eta + \frac{F_{rp}}{F_n} \right) \alpha_c$$

где E — коэффициент эффективности ребер, определяемый аналитически; η — коэффициент, учитывающий влияние уширения ребер к основанию. Существует в основном два понятия коэффициента эффективности ребра. Первое понятие [124, 146] — коэффициент эффективности η — отношение количества теплоты, переданной через основание оребренной поверхности Q_p (отдаваемое ребрами), к тому количеству теплоты, которое могло передаться через основание при отсутствии ребер Q_{ct} при одинаковой температуре основания ($t_{ct} = \text{const}$)

$$\eta = (Q_p / Q_{ct}) / \eta_{ct} = \text{const}$$

Второе понятие [84, 146] — коэффициент эффективности E — отношение средней разности температур ребра и окружающей среды к разности температур поверхности, несущей оребрение, и окружающей среды

$$E = \frac{\int_0^{F_p} \Delta t \, dF_p}{\Delta t_{ct} F_p} \quad (4.1)$$

где Δt — разность температур поверхности ребра в данной точке и окружающей среды; dF_p — элементарная поверхность ребра; Δt_{ct} — разность температур поверхности в основании ребра и окружающей среды.

80

В литературе наиболее часто под коэффициентом эффективности ребра понимается величина E , определяемая уравнением (4.1). Для некоторых типов ребер коэффициент эффективности рассчитан аналитически и представлен в графической форме.

В [74, 146 и др.] получено решение, позволяющее определить коэффициенты эффективности круглых ребер с постоянным сечением площади ребра по направлению теплового потока. В [154] получено, что коэффициенты эффективности пинроблоческих ребер выше коэффициентов эффективности прямоугольных ребер при одной и той же высоте их и одинаковых поперечных сечениях. Так как ребро такого сечения изготовить трудно, то, стремясь приблизиться к этой форме, ребра иногда изготавливаются трапециевидного или треугольного сечения.

При расчете коэффициентов эффективности ребер сделан ряд допущений [84, 146]:

- 1) тепловой поток и распределение температур в ребре не изменяются во времени;
- 2) материал ребер однороден и гомогенен;
- 3) источники теплоты в ребре отсутствуют;
- 4) тепловой поток к поверхности ребра или от нее в какой-либо точке прямо пропорционален температурному напору между этой точкой и окружающей средой;
- 5) теплопроводность ребра постоянна;
- 6) коэффициент теплоотдачи по поверхности ребра постоянен;
- 7) температура окружающей среды постоянна;
- 8) температура в основании ребра постоянна;
- 9) температурный градиент в направлении, перпендикулярном к поверхности ребра, пренебрежимо мал;
- 10) количество теплоты, переданной через торцевую поверхность ребра, пренебрежимо мало по сравнению с количеством теплоты, переданной через его боковую поверхность;
- 11) в контакте между поверхностью и ребром нет термического сопротивления.

Анализ погрешностей от принятых допущений произведен в работах [143, 150]. Из этих допущений только 6, 7, 8, 9 и 10 заслуживают серьезного внимания. Однако, как показано в [143], погрешность от допущений 9 и 10 для большинства практически используемых ребер невелика, а в [150] — от допущения 8 для круглых ребер погрешность также невелика. Остаются допущения 6 и 7 о постоянстве коэффициента теплоотдачи по поверхности ребра и о постоянстве температуры окружающей среды, которые, очевидно, и являются основной причиной, влияющей на эффективность ребер.

Но даже при введении упомянутых предположек аналитический расчет коэффициентов эффективности ребер связан с использованием довольно сложных формул, представляющих собой комбинации функций Бесселя.

Э. С. Карасина и Н. В. Кузнецов [46, 57] получили поправочный коэффициент ψ , учитывающий неравномерность коэффициента тепло-

отдачи по ребру, равным $\psi = 0,85$ в области изменения параметра ребра $mh_p = 0,1 \div 1,1$. Поправочный коэффициент определяется из формулы

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{F_p}{F_n} E_{\mu} + \frac{F_{\text{пр}}}{F_n} \right) \alpha_k \psi. \quad (4.2)$$

Определение поправочного коэффициента из формулы (4.2) является принципиально неправильным, ибо коэффициент ψ является поправкой к теоретическому значению E и должен определяться из формулы

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{F_p}{F_n} E_{\mu} \psi + \frac{F_{\text{пр}}}{F_n} \right) \alpha_k. \quad (4.3)$$

Имеется ряд аналитических и экспериментальных работ [58, 73, 96, 100, 147, 155], из которых следует, что поправочный коэффициент к теоретической эффективности ребер не является постоянной величиной.

В [59, 89] на основании анализа дифференциального уравнения [44], описывающего процесс передачи теплоты в круглом ребре постоянной толщины, были найдены формы и число безразмерных параметров, от которых зависит поправочный коэффициент ψ к теоретическому значению E

$$\psi = f(mh_p; \text{Re}; D/d).$$

На наш взгляд, число безразмерных параметров, от которых зависит поправочный коэффициент ψ к теоретическому значению E , является спорным, ибо параметр D/d учтен при теоретическом решении коэффициента эффективности ребер E (в реальных условиях влияние этого параметра едва ли может сильно отличаться от теоретического), а число Рейнольдса определяет параметр ребра mh_p (при постоянной высоте ребра h_p), так как $m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_{\text{ст}} \delta}}$, а $\alpha_k = f(\text{Re})$, следовательно, зависимость поправочного коэффициента ψ нужно искать в функции от параметра ребра mh_p , т.е. $\psi = f(mh_p)$.

Здесь

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_{\text{ст}} \delta}}.$$

В Нормативных материалах [107, 108] безразмерный параметр ребра m' определяется по формуле

$$m' = \sqrt{\frac{2\alpha_k \psi}{\lambda_{\text{ст}} \delta}}.$$

Введение коэффициента ψ для определения m' не обосновано, ибо он получен экспериментально и является поправочным коэффициентом к теоретическому решению эффективности ребер E .

Из закона изменения ψ , полученного в [59, 89], видно, что уже при $mh_p = 1$ $\psi = 0,8$, при увеличении значения параметра ребра mh_p

ψ может достигать значительно меньших значений, чем $\psi = 0,8$, что не соответствует данным других исследователей. Причиной низких значений ψ , очевидно, является метод экстраполяции, предложенный в [89] для определения конвективных коэффициентов теплоотдачи по приведенным. Точность этого метода, как показано в работе [141], зависит от коэффициентов теплопроводности ребер, с которыми выполнены опыты по определению приведенных коэффициентов теплоотдачи. Из работы [129] следует, что приведенные коэффициенты теплоотдачи пучков труб с коэффициентами теплопроводности ребер, равными 140: 181 и 384 Вт/(м·К), практически совпали, а величины $1/\lambda_{\text{ст}}$ для этих пучков уменьшаются от 0,007 до 0,0026 м·К/Вт.

Второй причиной, которая привела к искажению поправочных коэффициентов ψ , является то, что авторы работ [59, 89] при определении эффективности ребер E по опытным данным $\alpha_{\text{пр}}$ и α_k увеличивали высоту ребра на половину толщины его, что является не обоснованным, ибо увеличение переданной теплоты ребром за счет теплообмена с торцов уже вошло в опытные значения $\alpha_{\text{пр}}$ и α_k .

Увеличение высоты ребер при определении величины E по опытным коэффициентам теплоотдачи приводит к увеличению βh и уменьшению E и искажает функцию $\psi = f(\beta h)$.

Из рассмотрения вышеприведенных работ следует, что поправочный коэффициент ψ к теоретической эффективности ребер, учитывающий в основном неравномерность теплоотдачи по ребру и неравномерность температуры окружающей среды, нуждается в дополнительном обосновании и уточнении.

4.2. МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОБРАБОТКИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

Экспериментальная часть исследований для определения поправочного коэффициента ψ на теоретическую эффективность ребер состоит в определении конвективных и приведенных коэффициентов теплоотдачи пучков оребренных труб в широкой области изменения параметров оребрения и чисел Re . В связи с этим определялись также зависимости конвективных коэффициентов теплоотдачи и величины показателя степени n в уравнениях подобия конвективной теплоотдачи от коэффициента оребрения.

Теплоотдача исследовалась методом локального теплового моделирования. Коэффициенты теплоотдачи, соответствующие полному тепловому моделированию, получались путем введения поправок на коэффициенты теплоотдачи, определенные локальным моделированием на основании данных гл. 1.

Так как в опытах определялись приведенные и конвективные коэффициенты теплоотдачи, то для их расчета необходимо было знать температуру основной (несущей) поверхности и температуру ребер.

Труба-калориметр состояла из двух половин. На среднем ребре трубы были сделаны канавки глубиной 1,5 мм и шириной 2–3 мм. В этих канавках были приварены хромель-алюминиевые термометры

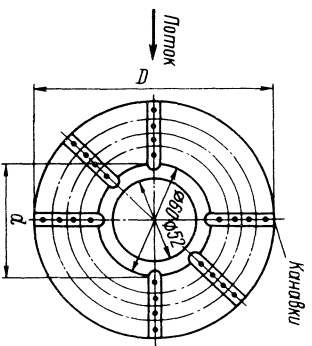


Рис. 4.1. Схема расположения термопар по ребру

в мелком калибре термомары зачеканивались) с диаметром проволоки 0,18 мм. Схема расположения термопар по ребру представлена на рис. 4.1. Канавки заполнялись мраморной крошкой, разведенной на жидком стекле, заподлицо с поверхностью, после чего обе половинки трубы соединялись тугой проволочкой.

Схема расположения термопар на несущей поверхности трубы приведена на рис. 4.2.

Кроме температур стенки трубы и ребер замерялись и температура воздуха в межреберных щелях. Схема расположения термопар на ребрах показана на рис. 4.2. Так как горячие слои термопар на ребрах расположены на глубине $\delta = 1,5$ мм от поверхности, то для определения температуры поверхности ребер к показаниям термопар вводились поправки, рассчитываемые по формуле

$$\Delta t = q(\delta/\lambda_{ст}),$$

где q — плотность теплового потока; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности ребер.

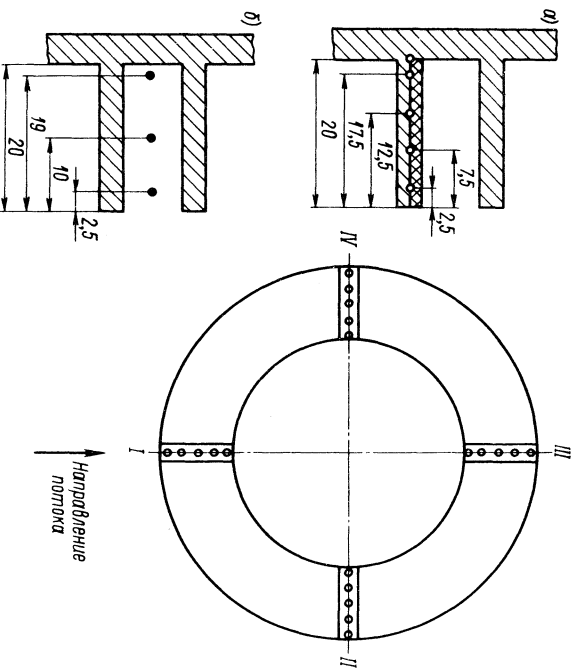


Рис. 4.2. Схема расположения термопар на ребре (а) и в межреберном пространстве (б)

Для вычисления конвективного коэффициента теплоотдачи определялся средний для всей трубы температурный напор. Усреднение температуры стенки производилось пропорционально поверхности. Количество теплоты Q' , отдаваемое трубой-калориметром, определялось по величине электрической мощности, затрачиваемой на ее нагрев. Из этого количества теплоты вычиталась теплота, отданная излучением $Q = Q' - Q_{изл}$.

Конвективные коэффициенты теплоотдачи от трубы к воздуху определялись по формуле

$$\alpha_k = \frac{Q}{\Delta t_{ст} F_n},$$

где $\Delta t_{ст}$ — температурный напор между стенкой всей трубы (ребра и несущей поверхности) и потоком воздуха.

4.3. ТЕПЛООТДАЧА И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

В работе были исследованы семь шахматных и три коридорных пучка оребренных труб.

Шахматные пучки. Геометрические характеристики шахматных пучков приведены в табл. 4.1. Пучки собирались из точеных труб с круглыми поперечными ребрами прямоугольного сечения. Гладкотрубный пучок I исследован для сравнения.

Исследования выполнены в области изменения параметров: $D/d = 1,17 \div 2,33$; $mh_p = 0,1 \div 3,7$; $Re = 1,4 \cdot 10^4 \div 10^6$. Таким образом, оптимизируется вся практически используемая область изменения перечисленных параметров. Результаты опытов представлены графически на рис. 4.3—4.6.

На рис. 4.3 приведены данные по приведенным и конвективным коэффициентам теплоотдачи для шахматных пучков оребренных труб

Таблица 4.1. Геометрические характеристики шахматных пучков

Номер пучка	Диаметр несущей трубы d	Нагруженный диаметр ребра D	Относительные шаг и сборка труб		Шаг ребер				Коэффициент шероховатости ϕ	Материал труб и ребер
			s_1/d	s_2/d	Высота ребра h_p	Шаг ребер l	Толщина ребра δ	Толщина трубы Δ		
1	—	1,00	—	—	—	—	—	—	—	Сталь 20
2	70	1,17	—	5	8	3,0	—	2,4	—	»
3	100	1,67	—	20	8	3,0	—	7,9	—	»
4	100	1,67	—	20	8	3,0	—	7,9	—	12Х18Н10Т
5	60	1,67	2,91	2	20	8	3,0	7,9	—	Красная медь
6	140	2,33	—	40	8	3,5	—	18,2	—	Сталь 20
7	140	2,33	—	40	12	3,5	—	12,4	—	»
8	140	2,33	—	40	20	3,5	—	7,9	—	»

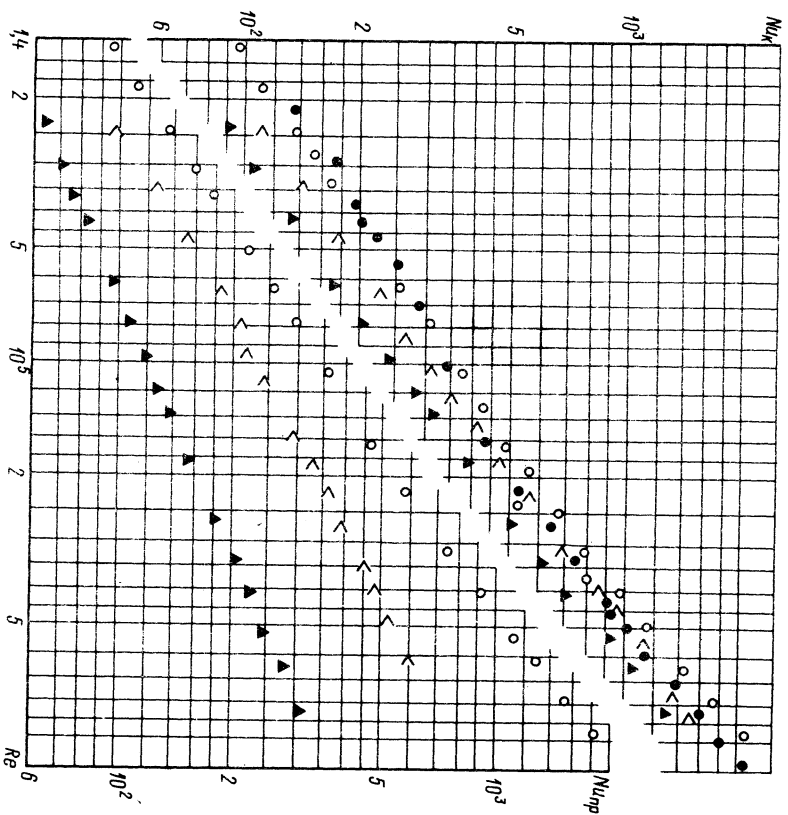


Рис. 4.3. Зависимости $Nu_k = f(Re)$ и $Nu_{npr} = f(Re)$:
 ● — 1; $h_p = 0$ ($\varphi = 1$); ○ — 2; $h_p = 5$ ($\varphi = 2.4$); < — 3; $h_p = 20$ ($\varphi = 7.9$); ▲ — 6; $h_p = 40$ мм ($\varphi = 18.2$)

с постоянным шагом ребер $t = 8$ мм, но с различной высотой ребер, равной 5; 20 и 40 мм (пучки 2; 3 и 6) с коэффициентами оребрения φ , соответственно равными 2.4; 7.9 и 18.2. Все оребренные трубы пучков 2; 3 и 6 изготовлены из стали 20. Для сравнения на рис. 4.3 нанесены опытные данные по теплоотдаче гладкотрубного пучка 1.

Из зависимостей $Nu_{npr} = f(Re)$ следует, что с ростом высоты ребер приведенные коэффициенты теплоотдачи уменьшаются, угол наклона кривых падает. Из зависимостей $Nu_k = f(Re)$ видно, что с ростом высоты ребер конвективные коэффициенты теплоотдачи понижаются, показатель степени n в уравнениях $Nu_k = c Re^n$ увеличивается. Объяснение этому можно найти в изменении характера обтекания труб потоком с ростом коэффициента оребрения. Увеличивается доля поверхности, работающая как пластина ($n = 0.8$). Для гладкотрубных шахматных пучков $n = 0.6$. При изменении коэффициента оребрения φ от 1.0 до 18.2 ($1.4 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$ возраст от 0.6 до 0.73).

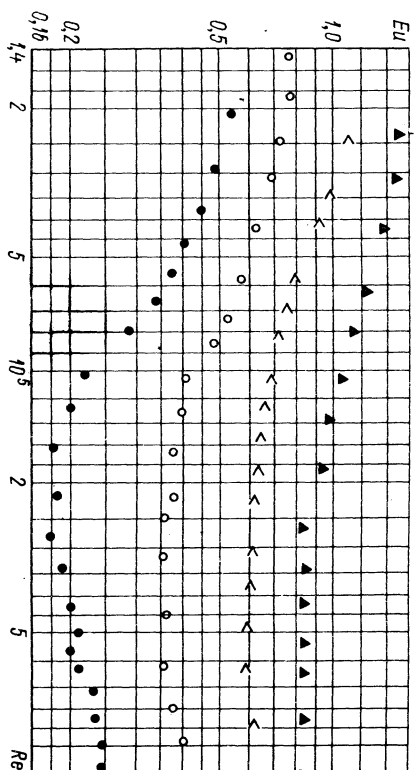


Рис. 4.4. Зависимость $Eu = f(Re)$:
 ● — 1; $h_p = 0$ ($\varphi = 1$); ○ — 2; $h_p = 5$ ($\varphi = 2.4$); < — 3; $h_p = 20$ ($\varphi = 7.9$); ▲ — 6; $h_p = 40$ мм ($\varphi = 18.2$)

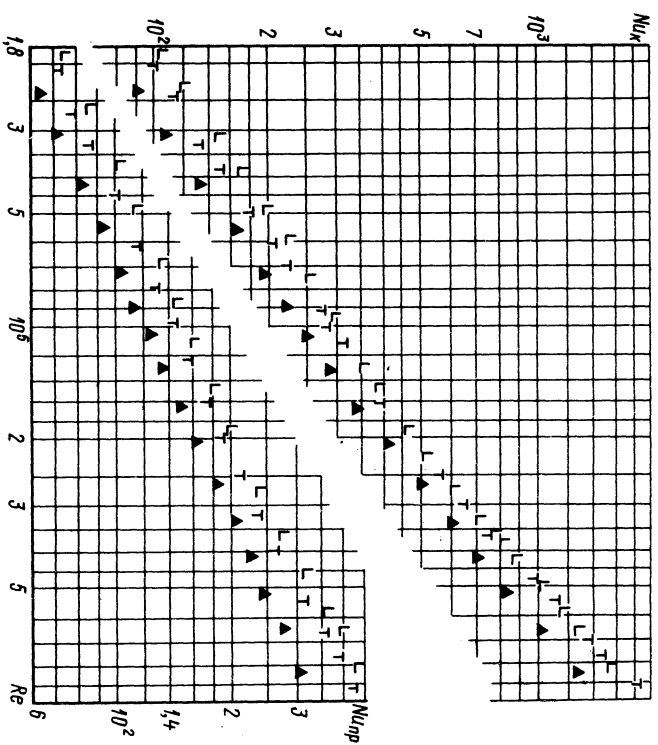


Рис. 4.5. Зависимости $Nu_k = f(Re)$ и $Nu_{npr} = f(Re)$:
 ▲ — 6, $t = 8$ ($\varphi = 18.2$); ▾ — 7, $t = 12$ ($\varphi = 12.4$); ⊥ — 8, $t = 20$ мм ($\varphi = 7.9$)

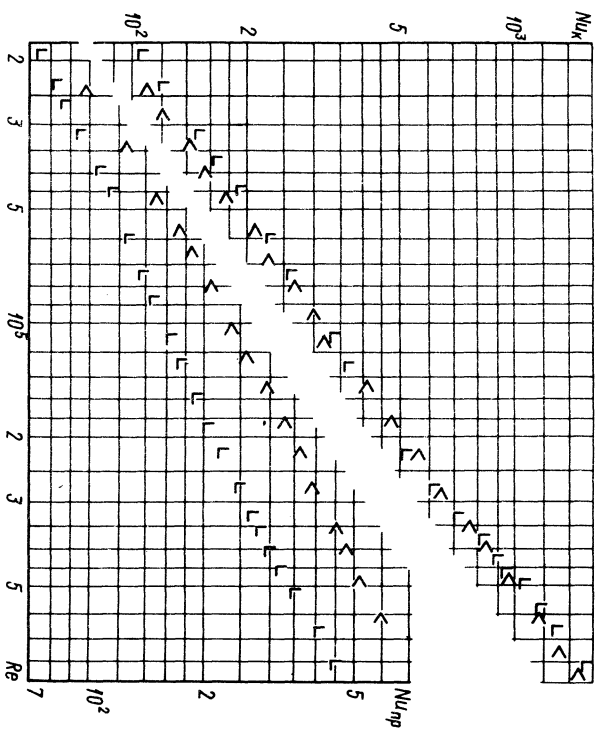


Рис. 4.6. Зависимости $Nu_k = f(Re)$ и $Nu_{k,гр} = f(Re)$ при $\varphi = \text{const}$:
 $< - 3$; $h_r = 20$, $l = 8$ ($\varphi = 7,9$); $l = 8$; $h_r = 40$, $l = 20$ ($\varphi = 7,9$)

При $Re = 2 \cdot 10^5$ происходит изменение закона теплообмена, что соответствует характеру изменения теплоотдачи гладкотрубных пучков.

На рис. 4.4 представлены данные по аэродинамическому сопротивлению шахматных пучков l : 2; 3 и 6. Числа Эйлера подсчитаны для четырехрядных пучков. Из рисунка следует, что с ростом высоты ребер при одинаковом шаге $l = 8$ мм аэродинамическое сопротивление увеличивается. При $Re \approx 2 \cdot 10^5$ наступает автомодельный режим ($Eu = \text{const}$), который характеризуется квадратичной зависимостью $\Delta p \sim \rho w^2$, характерной для турбулентного режима течения.

На рис. 4.5 представлены данные по приведенным и конвективным коэффициентам теплоотдачи для шахматных пучков оребренных труб с постоянной высотой ребер $h_r = 40$ мм, но с различными шагами ребер 8; 12 и 20 мм (пучки 6; 7 и 8 с коэффициентами оребрения φ соответственно равными 18,2; 12,4 и 7,9). Трубы пучков 6; 7 и 8 изготовлены из стали 20. Из зависимостей $Nu_{k,гр} = f(Re)$ видно, что с ростом шага ребер приведенные коэффициенты теплоотдачи увеличиваются, угол наклона кривых остается примерно постоянным. Следовательно, угол наклона кривых $Nu_{k,гр} = f(Re)$ для пучков оребренных труб с одинаковым коэффициентом теплопроводности в основном изменяется за счет различной высоты ребер.

Из зависимостей $Nu_k = f(Re)$ следует, что с уменьшением шага ребер коэффициенты конвективной теплоотдачи понижаются, показатель степени n в уравнениях $Nu_k = c Re^n$ растет.

Таким образом, получено, что конвективные коэффициенты теплоотдачи понижаются как с ростом высоты ребер, так и с уменьшением шага, т. е. с увеличением коэффициента оребрения труб.

На рис. 4.6 для сравнения представлены кривые приведенных и конвективных коэффициентов теплоотдачи для пучков 3 и 8, имеющих одинаковый коэффициент оребрения $\varphi = 7,9$, но с различными высотами и шагами ребер. У труб пучка 8 высота ребер $h_r = 20$ мм и шаг ребер $l = 8$ мм, а у труб пучка 3 высота ребер $h_r = 40$ мм и шаг $l = 20$ мм. Из зависимостей $Nu_{k,гр} = f(Re)$ видно, что величины приведенных коэффициентов теплоотдачи пучков 3 и 8 сильно различаются. Приведенные коэффициенты теплоотдачи пучка 8 с высотой ребер $h_r = 40$ мм значительно ниже таковых пучка 3 с высотой ребер $h_r = 20$ мм. Однако, как видно из зависимости $Nu_k = f(Re)$, конвективные коэффициенты теплоотдачи пучков 3 и 8 практически одинаковы.

Следовательно, целесообразно искать зависимость конвективной теплоотдачи от коэффициента оребрения труб, ибо он достаточно полно отражает как изменение высоты, так и шага ребер.

Показатель степени n в уравнениях конвективной теплоотдачи шахматных пучков оребренных труб растет как с увеличением высоты ребер, так и с уменьшением шага ребер, т. е. с возрастанием коэффициента оребрения труб. Так как для гладкотрубных шахматных пучков $n = 0,6$, а для оребренных n растет с увеличением коэффициента оребрения труб φ , то целесообразно искать величину показателя степени в виде уравнения $n = 0,6\varphi^m$.

Для определения величины показателя степени m построена зависимость $n = 0,6\varphi^m$ для пучков $l = 8$, которая представлена на рис. 4.7. Из рисунка видно, что

$$n = 0,6\varphi^{0,07}, \quad (4.4)$$

т. е. $m = 0,07$.

Уравнение (4.4) было получено также Е. Ф. Кузнецовым [56] из построения зависимости $n = f(\varphi)$ по экспериментальным данным различных исследователей на основании приведенных коэффициентов теплоотдачи путем пересчета. При этом при пересчете использовались поправочные коэффициенты к теоретической эффективности ребер по данным [93 и 95].

Зависимость (4.4) получена при изменении чисел Рейнольдса $Re = 1,4 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$. Для определения влияния коэффициента оребрения φ на величину конвективной теплоотдачи шахматных оребренных пуч-

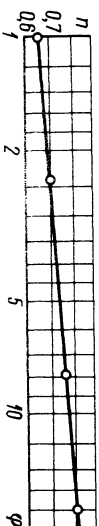


Рис. 4.7. Зависимость $n = f(\varphi)$ в уравнении $Nu_k = c Re^n$ (шахматные пучки)

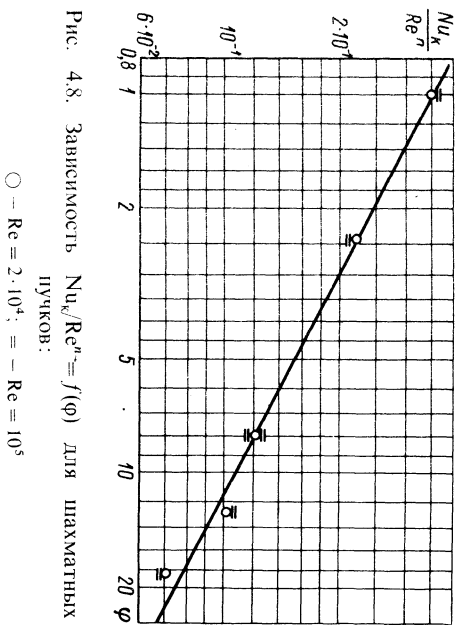


Рис. 4.8. Зависимость $Nu_k/Re^m = f(\varphi)$ для шахматных пучков:
 ○ — $Re = 2 \cdot 10^4$; — — $Re = 10^5$

ков построена зависимость $\frac{Nu_k}{Re^m} = f(\varphi)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$ и $Re = 10^5$ для пучков 1—8, представленная на рис. 4.8. Из рисунка следует, что

$$Nu_k = c \varphi^{-0.5} Re^m, \quad (4.5)$$

т. е. $m = -0.5$.

Зависимость (4.5) подтверждена экспериментальными данными при изменении чисел $Re = 1.4 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$.

На рис. 4.9 представлены данные по аэродинамическому сопротивлению шахматных пучков 6; 7 и 8 оребренных труб.

На рис. 4.10 приведены данные по приведенным и конвективным коэффициентам теплоотдачи для оребренных пучков 3; 4 и 5 с одинаковыми геометрическими параметрами оребрения, но с калориметрами, изготовленными из различных материалов, с коэффициентами теплопроводности ребер, соответственно равными 16; 45 и 384 Вт/(м·К).

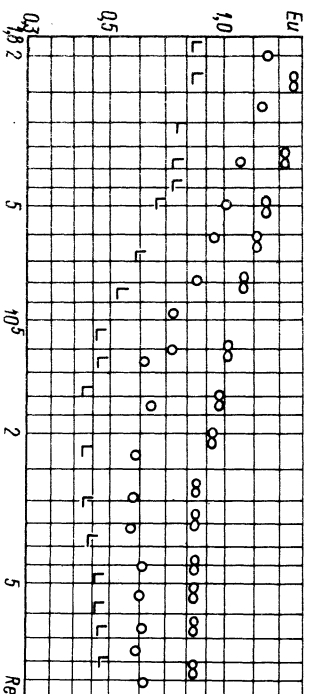


Рис. 4.9. Зависимость $Eu = f(Re)$ для пучков труб с различными шагами ребер:

○ — $b, t = 8$ ($\varphi = 18.2$); □ — $b, t = 20$ ($\varphi = 7.9$)

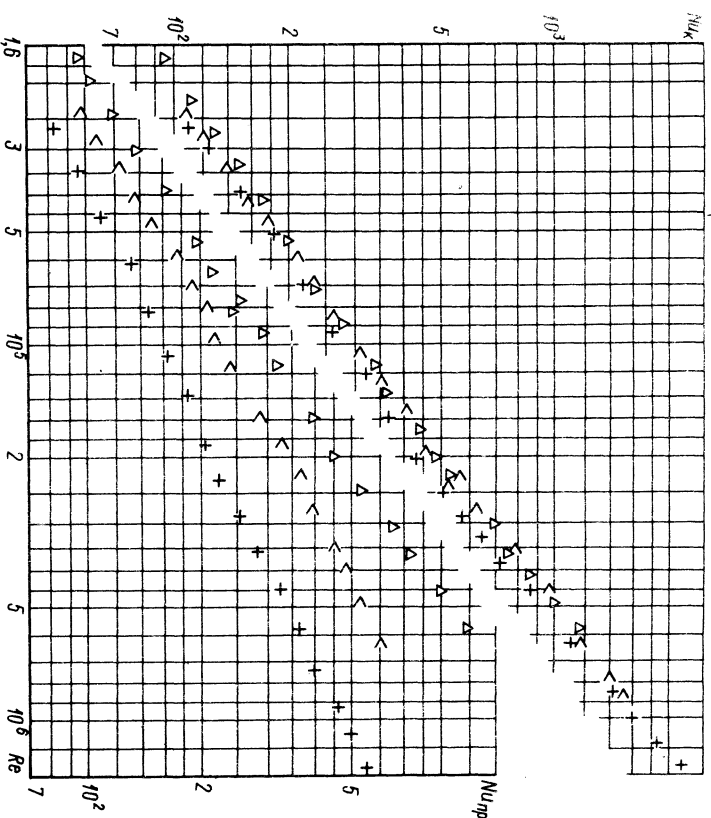


Рис. 4.10. Зависимости $Nu_k = f(Re)$ и $Nu_{np} = f(Re)$ для пучков труб с различной теплопроводностью ребер:
 < — 3, $\lambda_n = 45$; + — 4, $\lambda_n = 16$; Δ — 5, $\lambda_n = 384$ Вт/(м·К)

Из графика зависимости $Nu_{np} = f(Re)$ следует, что с ростом коэффициентов теплопроводности ребер приведенные коэффициенты теплоотдачи увеличиваются. Для оребренного пучка из красной меди ($\lambda_n = 384$) приведенные коэффициенты теплоотдачи при числах Рейнольдса до $Re = 10^5$ практически равны конвективным коэффициентам теплоотдачи, что видно из рис. 4.11, на котором представлены экспериментальные данные по пучку 5. Из зависимостей $Nu_k = f(Re)$ (рис. 4.10), полученных на пучках 3; 4 и 5 с одинаковой геометрией, но с различными коэффициентами теплопроводности ребер следует, что конвективные коэффициенты всех трех пучков практически одинаковы, отличие от средней величины составляет $\pm(3 \div 5)\%$, что находится в пределах точности опытов.

Исследование теплоотдачи пучков 3; 4 и 5 позволило получить конвективные коэффициенты теплоотдачи двумя методами — непосредственным замером температуры стенки всей поверхности (ребер и несущей трубы) и методом экстраполяции [89]. Необходимо отметить, что метод экстраполяции не является эффективным методом определения конвективных коэффициентов теплоотдачи, так как требует для

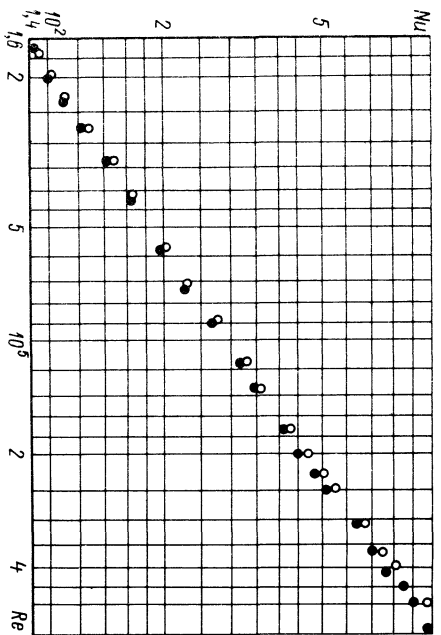


Рис. 4.11. Зависимости $Nu_k = f(Re)$ и $Nu_{np} = f(Re)$ для пучка из краевой меди: ● — Nu_{np} ; ○ — Nu_k

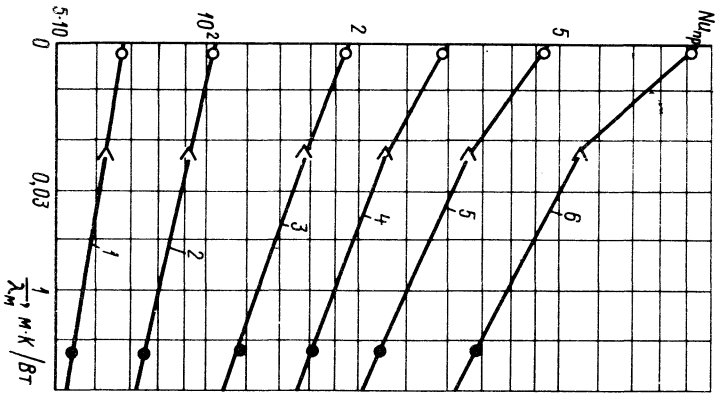


Рис. 4.12. Определение Nu_k методом экстраполяции ($Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^5$) [100]:
 1 — $Re = 10^4$; 2 — $Re = 2 \cdot 10^4$; 3 — $Re = 5 \cdot 10^4$; 4 — $Re = 10^5$; 5 — $Re = 2 \cdot 10^5$;
 6 — $Re = 5 \cdot 10^5$; < — 3, $\lambda_m = 45$; ● — 4, $\lambda_m = 16$; ○ — 5, $\lambda_m = 384$ Вт/(м·К)

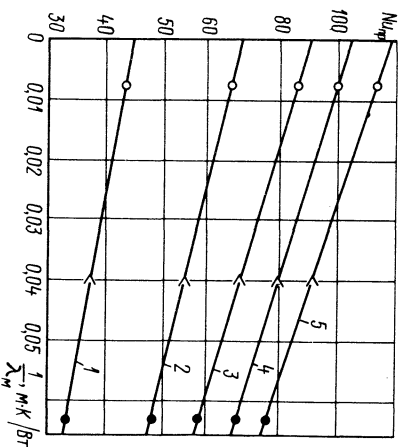


Рис. 4.13. Определение Nu_k методом экстраполяции ($Re = 5 \cdot 10^3 \div 25 \cdot 10^3$) [89]:
 1 — $Re = 5 \cdot 10^3$; 2 — $Re = 10^4$; 3 — $Re = 1.5 \cdot 10^4$;
 4 — $Re = 2 \cdot 10^4$; 5 — $Re = 2.5 \cdot 10^4$; ● — $\lambda_m = 16$;
 ○ — $\lambda_m = 25$; ○ — $\lambda_m = 120$ Вт/(м·К)

одной и той же геометрии труб как минимум определения приведенных коэффициентов теплоотдачи трех пучков с калориметрами из материалов с различными коэффициентами теплопроводности ребер. На рис. 4.12 представлены зависимости $Nu_{np} = f(1/\lambda)$ для пучков Рейнольдса ($Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^4$) закон изменения функции $Nu_{np} = f(1/\lambda)$ близок к прямолинейному, а при $Re > 5 \cdot 10^4$ этот закон значительно отличается от прямолинейного. Следовательно, точность определения конвективных коэффициентов теплоотдачи методом экстраполяции [89] при больших числах будет зависеть от того, с какими коэффициентами теплопроводности ребер выполнены опыты по определению зависимости $Nu_{np} = f(Re)$.

Кроме того, из работы [129] видно, что при $\lambda_m = 140$ Вт/(м·К) и выше приведенные коэффициенты теплоотдачи пучка орбренных труб остаются постоянными, а величина $1/\lambda_m$ с ростом λ_m падает, следовательно, величина Nu_k , определенная методом экстраполяции [89] (рис. 4.13), и для малых чисел Re также будет зависеть от того, с какими коэффициентами теплопроводности ребер выполнены опыты по теплоотдаче.

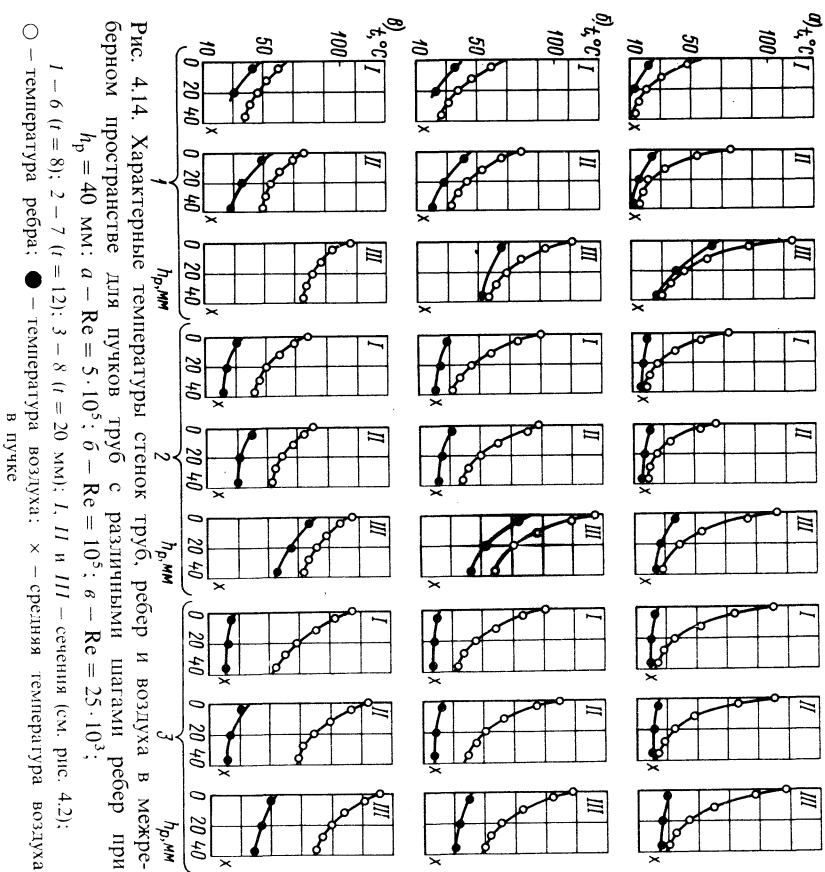


Рис. 4.14. Характерные температуры стенок труб, ребер и воздуха в межреберном пространстве для пучков труб с различными шагами ребер при $r_p = 40$ мм: а — $Re = 5 \cdot 10^5$; б — $Re = 10^5$; в — $Re = 25 \cdot 10^3$;
 1 — 6 ($t = 8$); 2 — 7 ($t = 12$); 3 — 8 ($t = 20$ мм); I, II и III — сечения (см. рис. 4.2):
 ○ — температура ребра; ● — температура воздуха; x — средняя температура воздуха в пучке

Таблица 4.2. Геометрические характеристики коридорных пучков

Номер пучка	Диаметр межпучечных трубок d , мм	Диаметр пучка D , мм	Относительная площадь сборки		Высота ребер h_p , мм	Шаг ребер t , мм		Толщина ребер δ , мм	Толщина трубок Δ , мм	Коэффициент ориентации трубок φ	Материал труб и ребер
			s_1/d	s_2/d							
1	—	1,00	—	—	—	—	—	—	—	1,0	Сталь 20
2	70	1,17	2,91	2,34	5	8	3,0	—	4	2,4	»
3	100	1,67	—	—	20	8	3,0	—	—	7,9	»
4	140	2,33	—	—	40	8	3,5	—	—	18,2	»

На рис. 4.14 приведены характерные температуры стенки, ребер и воздуха в межреберных щелях. Для сравнения там же нанесены средние температуры воздуха в пучках (расчетные температуры потока).

Из рис. 4.14 следует, что расчетная температура потока отличается от температуры воздуха в межреберных щелях, особенно сильно это отличие для щелей с малым относительным расстоянием между ребрами.

Из графика также видно, что чем чаще ребра, тем сильнее падает температура воздуха в межреберных щелях.

Коридорные пучки. Геометрические характеристики коридорных пучков приведены в табл. 4.2. Собирались коридорные пучки из тех же труб, что и шахматные.

Результаты опытов изображены графически на рис. 4.15—4.17.

На рис. 4.15 представлены данные по приведенным коэффициентам теплоотдачи, а на рис. 4.16 — по конвективным коэффициентам теплоотдачи для коридорных пучков оребренных труб с постоянным шагом $t = 8$ мм, но с различной высотой ребер, равной 5; 20 и 40 мм (пучки 2; 3 и 4 с коэффициентами оребрения, соответственно равными 2,4; 7,9 и 18,2). Для сравнения на рис. 4.16 нанесены опытные данные по теплоотдаче гладкотрубного пучка 1.

Из зависимостей вида $Nu_{np} = f(Re)$ следует, что с ростом высоты ребер приведенные коэффициенты теплоотдачи уменьшаются, угол наклона кривых падает.

Из зависимостей вида $Nu_c = f(Re)$ видно, что с ростом высоты ребер конвективные коэффициенты теплоотдачи понижаются, показатель степени n в уравнениях $Nu_c = c Re^n$ увеличивается. Объяснение этому можно найти так же, как и для шахматных пучков. В изменении характера обтекания труб потоком с ростом коэффициента оребрения увеличивается доля поверхности, работающая как пластина ($n = 0,8$). Для гладкотрубных коридорных пучков $n = 0,65$. При изменении коэффициента оребрения $\varphi = 1,0; 18,2$ (пучки 1; 2; 3 и 4) показатель степени n в уравнениях $Nu_c = c Re^n$ в области чисел $Re = 1,3 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$ возрос от 0,65 до 0,79.

94

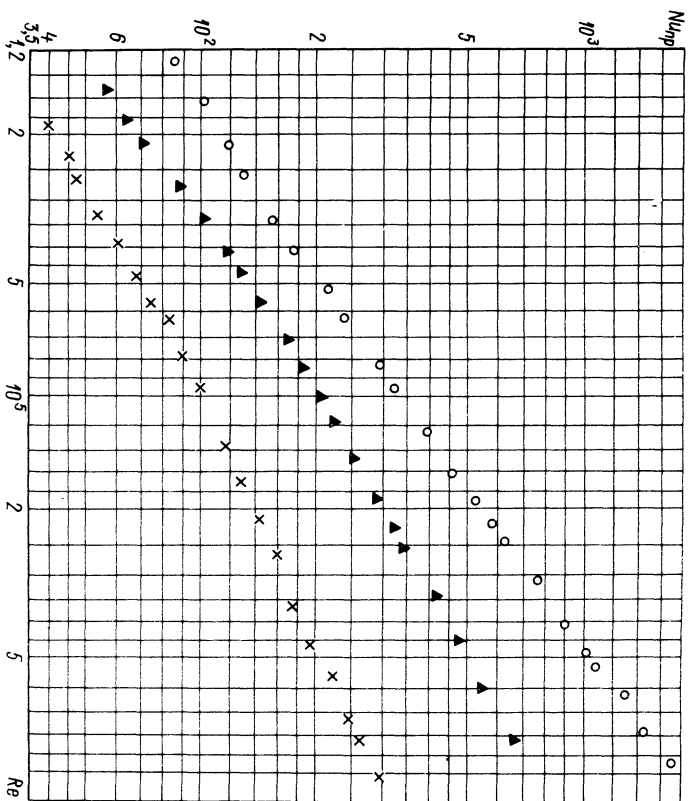


Рис. 4.15. Зависимость $Nu_{np} = f(Re)$ для коридорных пучков при $t = 8$ мм: \circ — 2; $h_p = 5$ ($\varphi = 2,4$); \blacktriangle — 3; $h_p = 20$ ($\varphi = 7,9$); \times — 4; $h_p = 40$ мм ($\varphi = 18,2$)

При числах $Re = 2 \cdot 10^5$ превосходит изменение закона теплообмена. Из зависимостей $Eu = f(Re)$, представленных на рис. 4.17, следует, что с ростом высоты ребер при одинаковом шаге ребер $t = 8$ мм аэродинамическое сопротивление увеличивается.

Так как для гладкотрубных коридорных пучков $n = 0,65$, а для оребренных n растет с увеличением коэффициента оребрения φ , то целесообразно искать: $n = 0,65\varphi^m$.

Для определения величины m построена зависимость $n = f(\varphi)$ для пучков 1—4, которая представлена на рис. 4.18.

Из рисунка следует, что

$$n = 0,65\varphi^{0,07}, \quad (4.6)$$

т. е. $m = 0,07$.

Зависимость (4.6) получена в пределах изменения чисел Рейнольдса $Re = 1,3 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$.

Для определения влияния коэффициента оребрения φ на величину конвективной теплоотдачи коридорных пучков оребренных труб построена зависимость $Nu_c/Re^n = f(\varphi)$ при $Re = 2 \cdot 10^4$ и $Re = 10^5$ для пучков 1—4, представленная на рис. 4.19.

95

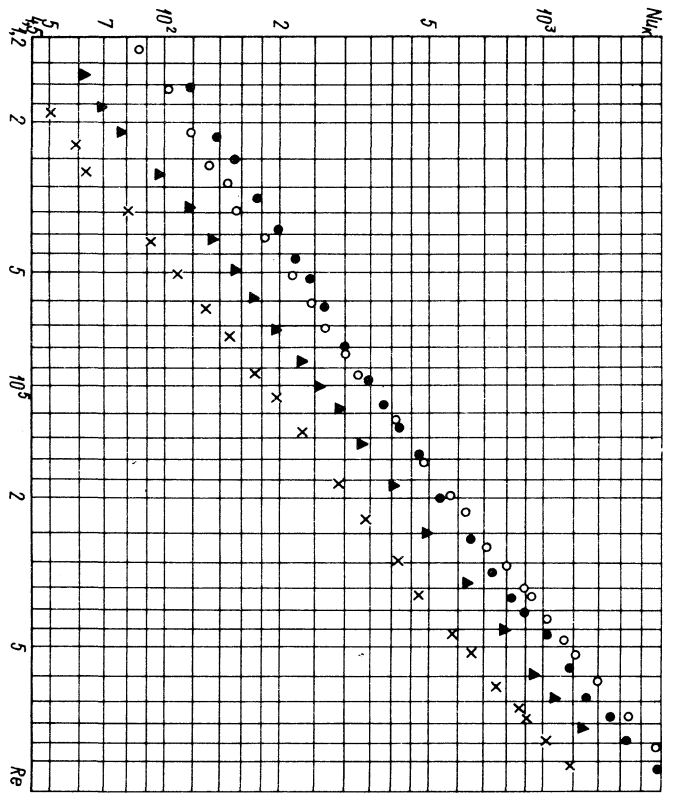


Рис. 4.16. Зависимость $Nu_k = f(Re)$ для корригированных пучков с различной высотой ребер при $l = 8$ мм:
 ● - 1, $h_p = 0$ ($\varphi = 1$); ○ - 2, $h_p = 5$ ($\varphi = 2.4$); ▲ - 3, $h_p = 20$ ($\varphi = 7.9$); × - 4, $h_p = 40$ мм ($\varphi = 18.2$)

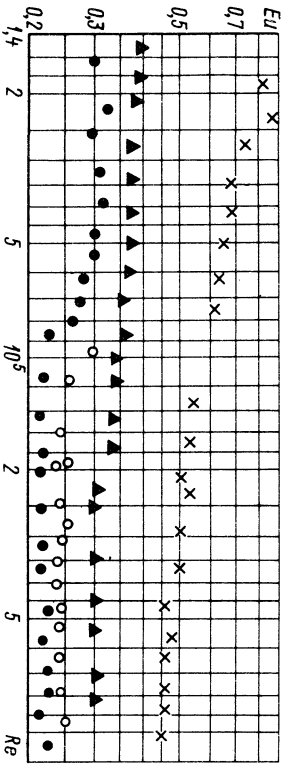


Рис. 4.17. Зависимость $Eu = f(Re)$ для корригированных пучков с различной высотой ребер при $l = 8$ мм:
 ● - 1, $h_p = 0$ ($\varphi = 1$); ○ - 2, $h_p = 5$ ($\varphi = 2.4$); ▲ - 3, $h_p = 20$ ($\varphi = 7.9$); × - 4, $h_p = 40$ мм ($\varphi = 18.2$)

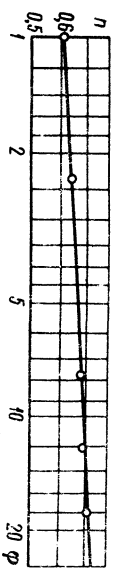


Рис. 4.18. Зависимость $n = f(\varphi)$ для корригированных пучков в уравнении $Nu_k = cRe^n$

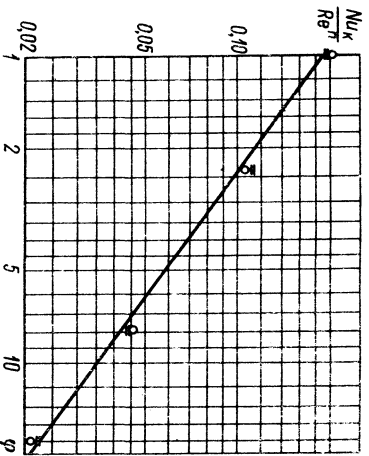


Рис. 4.19. Зависимость $Nu_k/Re^n = f(\varphi)$ для корригированных пучков:
 ○ - $Re = 2 \cdot 10^4$; - - $Re = 10^5$; - $Nu_k = c\varphi^{-0.7}Re^n$

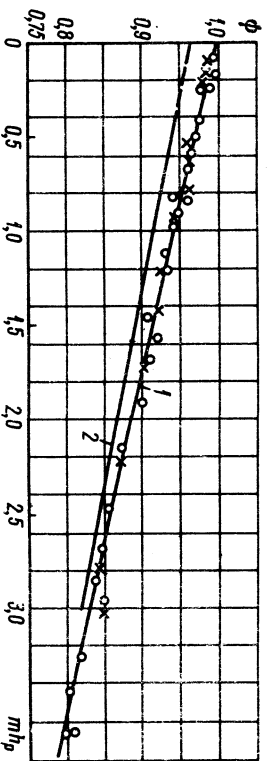


Рис. 4.20. Зависимость поправочного коэффициента ψ от параметра ребра mh_p :

○ - шахматные пучки; × - корригированные пучки;
 1 - $\psi = 1 - 0.058mh_p$; 2 - $\psi = 0.97 - 0.056mh_p$ [96] при $mh_p = 0.3 \div 3$

Из рисунка следует, что

$$Nu_k = c\varphi^{-0.7} Re^a, \quad (4.7)$$

т. е. $m = -0.7$.

Таким образом, можно заключить, что для коридорных пучков обретенных труб конвективные коэффициенты теплоотдачи с ростом коэффициента обречения труб падают сильнее, чем для шахматных пучков ($\alpha_k \approx \varphi^{-0.7}$ — для коридорных пучков и $\alpha_k \approx \varphi^{-0.5}$ — для шахматных пучков). Зависимость (4.7) получена при изменении чисел Рейнольдса $Re = 1.3 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$.

4.4. ПОПРАВочный КОЭФФИЦИЕНТ НА ТЕОРЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕБЕР

Налдо полагать, что основное влияние на искажение эффективности ребра E , получаемой аналитическим путем, будет иметь предпосылка о постоянстве коэффициента теплоотдачи по высоте ребра и постоянстве температуры газа, обтекающего ребра.

Как правило, коэффициенты теплоотдачи у вершины ребра больше, чем у его основания, что объясняется большей толщиной пограничного слоя у основания ребра [95].

Температура газа в межреберных щелях резко отличается от температуры основного потока (расчетной температуры). Это отличие особенно заметно при малых относительных расстояниях между ребрами.

Поправочные коэффициенты ψ к теоретическому значению найдлись из уравнения (4.3). Значения поправочного коэффициента ψ к теоретическому значению E определены для шахматных пучков 2—8 и коридорных 2—4 во всей исследованной области чисел Рейнольдса $Re = 1.3 \cdot 10^4 \div 10^6$, которые представлены на рис. 4.20 в виде зависимости

$$\psi = f(mh_r).$$

Из графика получено уравнение для определения поправочного коэффициента

$$\psi = 1 - 0,058mh_r, \quad (4.8)$$

которое описывает все опытные точки с точностью $\pm(2 \div 3)\%$. Уравнение (4.8) экспериментально подтверждено в области изменения параметра ребра $mh_r = 0,1 \div 3,7$.

На рис. 4.20 нанесена расчетная зависимость ψ по [96]. Как видно из рисунка, она незначительно отличается от полученной зависимости (4.8) (всего 2—3%), причем зависимость [96] ($\psi = 0,97 - 0,056mh_r$) идет несколько ниже.

Необходимо отметить, что при $\lambda \rightarrow \infty$ $E \rightarrow 1$ и $\psi \rightarrow 1$. Следовательно, при $mh_r = 0$ поправочный коэффициент должен равняться единице ($\psi = 1$), и поэтому уравнение (4.8) более предпочтительно, чем уравнение [96].

98

ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО ТЕПЛООТДАЧЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКОМУ СОПРОТИВЛЕНИЮ ПУЧКОВ ТРУБ С ПОПЕРЕЧНЫМИ ВИНТОВЫМИ И ШАЙБОВЫМИ РЕБРАМИ

5.1. ТЕПЛООТДАЧА

До настоящего времени при проектировании энергетических теплообменных аппаратов из труб с поперечными винтовыми и шайбовыми ребрами пользовались расчетными уравнениями подобия, приведенными в Нормативном методе теплового расчета котельных агрегатов [107]: для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи коридорных пучков труб с круглыми ребрами —

$$\alpha_k = 0,104 \frac{\lambda}{t} \left(\frac{d}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{t} \right)^{-0,14} \left(\frac{wt}{v} \right)^{0,72}; \quad (5.1)$$

для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи шахматных пучков труб с круглыми ребрами —

$$\alpha_k = 0,223 \frac{\lambda}{t} \left(\frac{d}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{t} \right)^{-0,14} \left(\frac{wt}{v} \right)^{0,65}. \quad (5.2)$$

В связи с подготовкой и выпуском новой редакции Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов в работе [83] рассмотрены имеющиеся в литературе экспериментальные данные по пучкам труб с поперечными винтовыми и шайбовыми обречениями. Опытные данные по теплообмену шахматных и коридорных пучков труб, полученные различными исследователями, обработаны по единой методике, и получены новые обобщенные уравнения подобия:

для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи коридорных пучков труб с круглыми ребрами —

$$\alpha_k = 0,105c_z c_s \frac{\lambda}{t} \left(\frac{d}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{t} \right)^{-0,14} \left(\frac{wt}{v} \right)^{0,72}; \quad (5.3)$$

для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи шахматных пучков с круглыми ребрами —

$$\alpha_k = 0,23c_z \beta^{0,2} \frac{\lambda}{t} \left(\frac{d}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_p}{t} \right)^{-0,14} \left(\frac{wt}{v} \right)^{0,65}. \quad (5.4)$$

В уравнениях (5.3) и (5.4) c_z — коэффициент, учитывающий влияние числа поперечных рядов в пучке; $\beta = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$ — параметр, зависящий от шаговых характеристик пучка.

Величины c_z и c_s определяются из рис. 5.1—5.3.

Уравнения подобия (5.3) и (5.4) отличаются от (5.1) и (5.2) поправочными коэффициентами на количество поперечных рядов в пучке и на шаговые характеристики пучков.

7*

Рассмотрение работ [18, 23, 36, 62, 63, 83, 89, 98, 129, 130, 131, 138, 139, 141 и др.] показывает, что опытные данные по теплоотдаче пучков оребренных труб обработаны по различным методам. Уравнения подобия теплоотдачи пучков оребренных труб, полученные в этих работах, не удовлетворяют требованиям предельного перехода к уравнениям подобия теплоотдачи гладкотрубных пучков. К отдельным недостаткам уравнений подобия теплоотдачи различных авторов следует отнести следующие:

в некоторых работах не учтена зависимость коэффициента теплоотдачи от шаговых характеристик, а также поправка на количество поперечных рядов труб для малорядных пучков; показатель степени при числе Рейнольдса принят постоянной величиной;

в отдельных работах конвективные коэффициенты теплоотдачи определялись по приведенным коэффициентам теплоотдачи из теоретической зависимости и, следовательно, не учитывался поправочный коэффициент на эффективность ребер;

в некоторых работах коэффициенты теплоотдачи получены локальным методом теплового моделирования, однако при их обобщении не введена поправка на локальность [138].

В качестве определяющего размера в вышеуказанных работах принимались диаметр основной (несущей) трубы, шаг ребер, диаметр по верхинам ребер, эквивалентный диаметр, гидравлический радиус или величина l , определяемая по Е. Гаррису [148],

$$l = \frac{F_{tp}}{F_n} d + \frac{F_p}{F_n} \sqrt{\frac{F_p}{2n}} \quad (5.5)$$

Коэффициенты теплоотдачи относились к гладкой поверхности с диаметром несущей трубы d , к гладкой поверхности с диаметром по верхинам ребер D и к полной поверхности оребренной трубы. Скорость потока определялась по сжато му поперечному сечению, по сечению перед пучком (скорость набегающего потока) и по диагональному сечению. Физические параметры определялись по температуре потока, по температуре стенки или по температуре пограничного слоя.

Результаты выполненных в последнее время работ [131, 136, 141 и др.] позволили разработать новые, более рациональные формы обобщения опытных данных по теплоотдаче пучков оребренных труб. Обработка опытных данных, полученных различными исследователями, была выполнена по единой методике. В качестве определяющего размера принята величина l , определяемая уравнением

$$l = \frac{F_{tp}}{F_n} d + \frac{F_p}{F_n} \sqrt{\frac{F_p}{2n}}, \quad (5.6)$$

где F_{tp}/F_n — часть полной поверхности ребристой трубы, занимаемая межреберными участками; F_p/F_n — часть полной поверхности ребристой трубы, определяемая собственно ребрами; n — число ребер одной

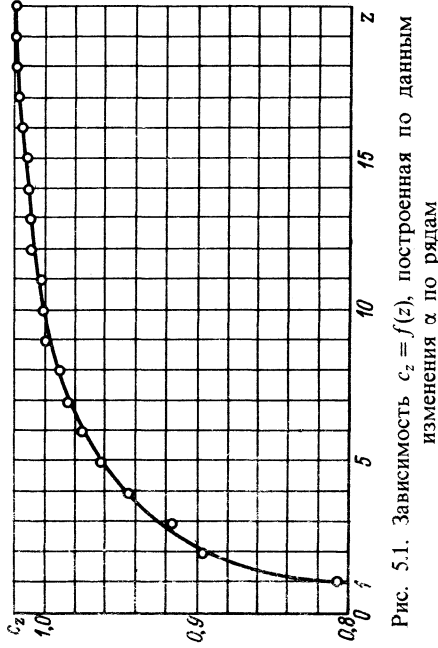


Рис. 5.1. Зависимость $c_z = f(z)$, построенная по данным изменения α по рядам

Однако как новые уравнения подобия [83, 108], так и уравнения подобия [107] имеют существенные недостатки. В [83, 107, 108] поправочный коэффициент ψ , учитывающий неравномерность теплоотдачи по ребу, принят постоянным и равным для круглых ребер $\psi = 0,85$, в действительности $\psi \neq \text{const}$; показатель степени n в уравнениях подобия конвективной теплоотдачи $Nu_k = c Re^n$ принят постоянным и равным $n = 0,65$ для шахматных пучков и $n = 0,72$ — для коридорных, в действительности $n \neq \text{const}$.

Уравнения подобия (5.1) — (5.4) выражают зависимость конвективного коэффициента теплоотдачи от относительных параметров h_p/t и d/t и не удовлетворяют требованиям предельного перехода к уравнениям подобия для гладкотрубных пучков, что также является их существенным недостатком.

И, наконец, уравнения подобия теплоотдачи (5.1) — (5.4) получены при обтекании пучков оребренных труб воздушным потоком и не могут быть применены для любых газов без введения числа Прандтля, учитывающего физические свойства газов.

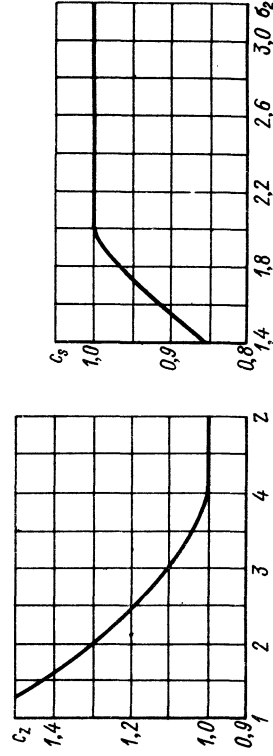


Рис. 5.2. Зависимость $c_z = f(z)$ для малорядных коридорных пучков по данным [144]

Рис. 5.3. Зависимость $c_z = f(z)$ для коридорных пучков

трубы; F'_p — поверхность боковых сторон всех ребер одной трубы (без учета поверхности торцов ребер).

Принятие в качестве определяющего размера для пучков оребренных труб величины l , по нашему мнению, является более обоснованным, чем любого другого размера.

Во-первых, величина l учитывает участки несущей трубы между ребрами с характерным для них размером d , а также плоское оребрение, подобное каналам, с характерным размером, равным $\sqrt{F'_p/2l}$ (стороне квадрата, равновеликого по площади одной стороне ребра).

Во-вторых, величина l для гладкотрубных пучков переходит в d , ибо для гладкотрубных пучков $F'_p/F_n = 0$, а $F_{то}/F_n = 1$, и, следовательно, может быть осуществлен прямой предельный переход к формулам для гладкотрубных пучков.

Скорость рассчитывалась по сжато поперечному сечению пучка. Физические параметры определялись по средней температуре потока. Конвективные коэффициенты теплоотдачи относились к полной поверхности теплообмена и находились из вспомогательных графиков $\alpha_{пр} = f(\alpha_k)$, построенных по формуле (4.3).

Поправочный коэффициент ψ на эффективность ребер определялся по формуле (4.8). Коэффициент эффективности ребер определялся по номограмме [107] в зависимости от параметров th_p и D/d (D — диаметр по вершине ребер).

Коэффициент μ , учитывающий влияние уширения ребер к основанию, определялся по номограмме [107] в зависимости от параметров th_p и $\sqrt{\delta_2/\delta_1}$, где δ_1 и δ_2 — толщины ребра у основания и на периферии.

Шахматные пучки. В работах [18, 23, 36, 62, 63, 83, 89, 98, 129, 130, 131, 138, 139, 140 и др.] 134 пучка имеют шахматное расположение труб. Рассмотрение этих пучков показало, что коэффициенты теплоотдачи в них определены по различным методам: в одних они определены локальным методом моделирования, в других — методом полного теплового моделирования. На коэффициенты теплоотдачи, полученные локальным методом теплового моделирования, вводились поправки в соответствии с рис. 1.9.

Теплоотдача исследовалась на пучках с различным количеством поперечных рядов (3–12).

Для получения обобщенного уравнения подобия на малорядные пучки ($z < 4$) вводилась поправка c_z из рис. 3.25.

По аналогии с шахматными гладкотрубными пучками поправка на коэффициенты теплоотдачи от шаговых характеристик находилась в зависимости от параметра

$$\beta = (s_1 - d)/(s'_2 - d).$$

В работе [141] получено, что конвективные коэффициенты теплоотдачи шахматных пучков понижаются как с ростом высоты ребер, так и с уменьшением шага ребер, т. е. с увеличением коэффициента оребрения труб ϕ и $\alpha_k \approx \phi^{-0.5}$. Кроме того, теплоотдача шахматных пучков оребренных труб увеличивается с ростом чисел Рейнольдса, причем показатель степени n при числе Re в уравнении конвективной

теплоотдачи зависит от коэффициента оребрения труб ϕ и определяется уравнением (4.4).

На основании вышеизложенного целесообразно представлять обобщенную зависимость для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи шахматных пучков оребренных труб в виде уравнения подобия

$$\alpha_k = c c_z \beta^m \phi^p \frac{\lambda}{l} Re^n,$$

где c , m , p и n — опытные коэффициенты.

Для определения влияния параметра $\beta = (s_1 - d)/(s'_2 - d)$ на величину коэффициентов теплоотдачи шахматных пучков оребренных труб построена зависимость $\alpha_k = f(Re)$ для пучков с одинаковой геометрией оребрения по данным [140], изображенная на рис. 5.4, и зависимость $\alpha_k/\alpha_{к,пр} = f(\beta)$ для тех же пучков при $Re_1 = 2 \cdot 10^4$, представленная на рис. 5.5. Аналогичные зависимости были построены по данным [38, 109].

Здесь $\alpha_{к,пр}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи i -го пучка; $\alpha_{к,мин}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи пучка с минимальной теплоотдачей.

Получено, что теплоотдача пучков пропорциональна $\beta^{0.1}$. Необходимо отметить, что показатель степени 0,1 при $\beta = (s_1 - d)/(s'_2 - d)$ совпал с таковым при β для теплоотдачи гладкотрубных шахматных пучков [54].

Для так называемых «стесненных» пучков, в которых параметр $\beta = (s_1 - d)/(s'_2 - d) \geq 2$ (в этих пучках максимальной является не расчетная скорость в поперечном сечении, а скорость в диагональных сечениях), наблюдается увеличение чисел Нуссельта, рассчитанных по скорости в сжатом поперечном сечении пучка. Обработка опытных данных по теплоотдаче пучков с параметром $\beta \geq 2$ произведена по вышеприведенной методике, но скорость рассчитывалась по наиболее сжатому сечению пучка, т. е. по диагональному.

Для получения обобщенного уравнения подобия экспериментальные данные по теплоотдаче пучков оребренных труб, полученные различными исследователями, обработаны в виде единой зависимости

$$\frac{\alpha_k}{c_z \beta^{0.1} \frac{\lambda}{l} Re^n} = f(\phi),$$

которая представлена на рис. 5.6.

На этот рисунок нанесены также точки гладкотрубных шахматных пучков ($\phi = 1$), полученные из обобщенных уравнений подобия [54]:

$$\text{при } \beta = 0,1 \div 1,7$$

$$Nu = 0,34c_z Re^{0.6} \beta^{0.1} Pr^{0.33}, \quad (5.7)$$

$$\text{при } 1,7 < \beta \leq 4,5$$

$$Nu = 0,275c_z Re^{0.6} \beta^{0.5} Pr^{0.33}.$$

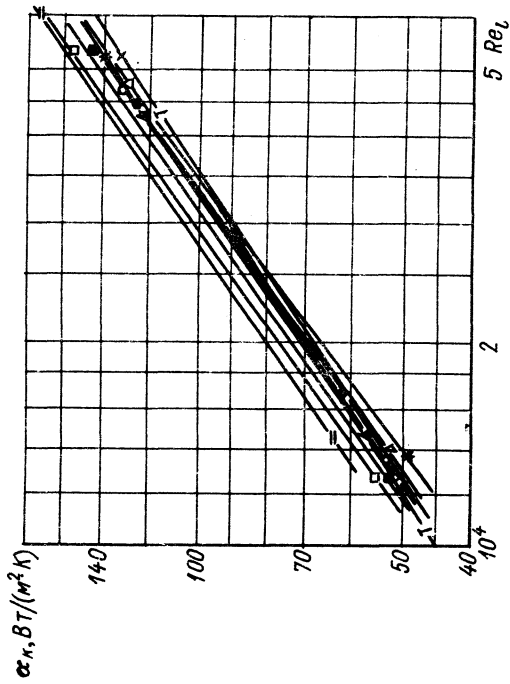


Рис. 5.4. Зависимость $\alpha_k = f(Re)$ для шахматных пучков с одинаковыми геометрическими размерами оребрения труб, но с различными β по данным [140]:

\times - 1; \circ - 2; \triangle - 3; \bullet - 4; \blacktriangle - 5; $*$ - 6; \mid - 7; $-$ - 8; \square - 9; \blacksquare - 10

Расчеты опытных данных по теплоотдаче шахматных гладкотрубных пучков при $1,7 < \beta \leq 4,5$, выполненные в [54] по скорости в наиболее сжатом сечении (диагональном), удовлетворяют уравнению (5.7) с точностью $\pm 10\%$.

Из рис. 5.6 следует, что все опытные точки по теплоотдаче гладкотрубных шахматных пучков легли на обобщенную кривую оребренных шахматных пучков с точностью $\pm 15\%$. Таким образом, показано, что обобщенные уравнения подобия по теплоотдаче пучков оребренных труб удовлетворяют требованиям предельного перехода к уравнениям подобия для расчета теплоотдачи гладкотрубных пучков ($\phi = 1,0$) при поперечном обтекании потоком и тем самым доказана общность процессов, происходящих в гладкотрубных и оребренных пучках. Это положение, как отмечено в гл. 2, хорошо подтверждается работами И. Н. Ченя [117], Н. С. Нила и Т. А. Хитчека [151] и Ю. Н. Марра [71].

Из рис. 5.6 также видно, что все опытные точки по теплоотдаче гладкотрубных и оребренных шахматных пучков описываются с точностью $\pm 15\%$ уравнением подобия

$$\alpha_k = 0,32 (\lambda/l) c_2 \beta^{0,1} \phi^{-0,5} Re_l^n, \quad (5.8)$$

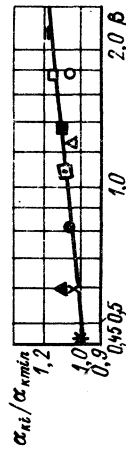


Рис. 5.5. Зависимость $\alpha_k / \alpha_{k,min} = f(\beta)$ для шахматных пучков с одинаковыми геометрическими размерами оребрения труб по данным [140] при $Re_l = 2 \cdot 10^4$:

\times - 1; \circ - 2; \triangle - 3; \bullet - 4; \blacktriangle - 5; $*$ - 6; \mid - 7; $-$ - 8; \square - 9; \blacksquare - 10

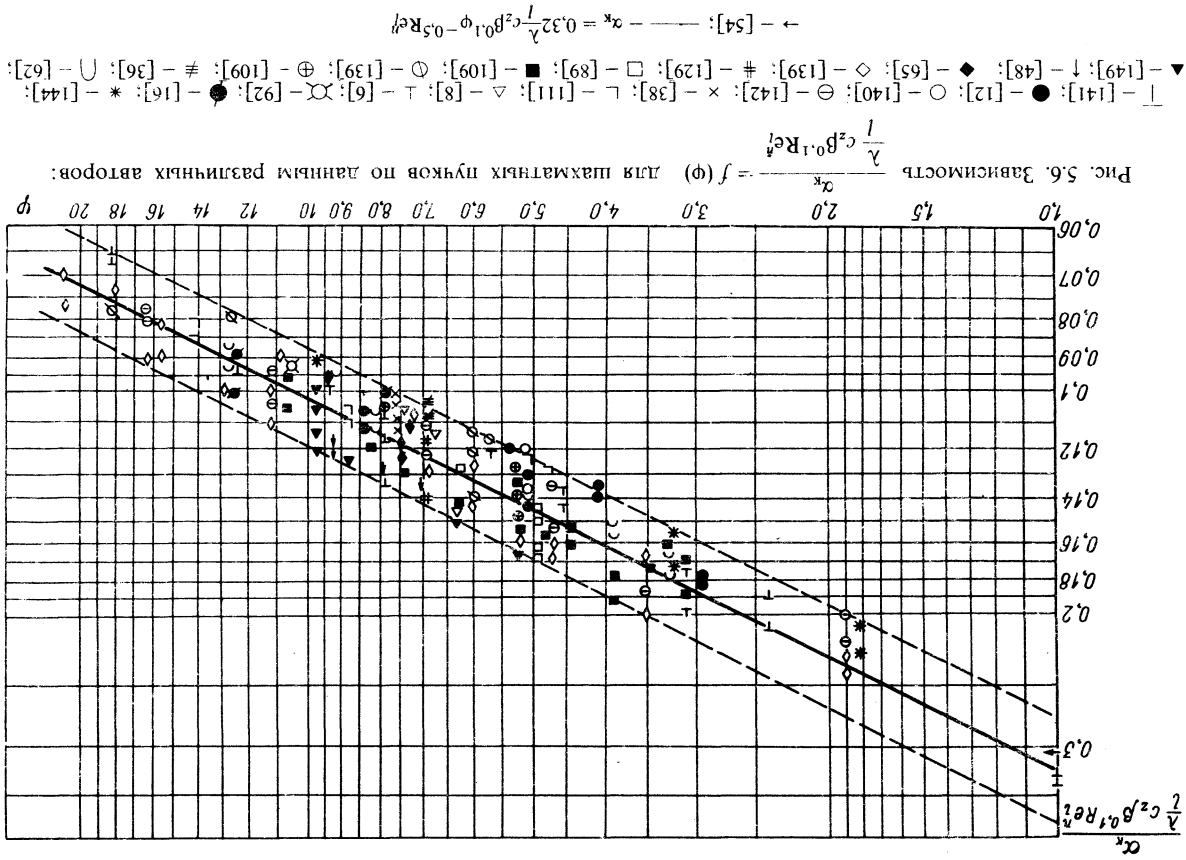


Рис. 5.6. Зависимость $\frac{\alpha_k}{\lambda / (l c_2 \beta^{0,1} Re_l^n)} = f(\phi)$ для шахматных пучков по данным различных авторов:

\mid - [141]; \bullet - [12]; \circ - [140]; \ominus - [42]; \times - [38]; \square - [111]; \triangle - [8]; \perp - [6]; \times - [109]; \oplus - [139]; \odot - [109]; $\#$ - [36]; \cup - [62]; \blacktriangledown - [149]; \uparrow - [48]; \blacklozenge - [65]; \diamond - [139]; $\#$ - [129]; \square - [89]; \blacksquare - [109]; \ominus - [139]; \oplus - [109]; $\#$ - [36]; \cup - [62]; \rightarrow - [54]; \leftarrow - $\alpha_k = 0,32 \lambda / (l c_2 \beta^{0,1} \phi^{-0,5} Re_l^n)$

Здесь c_z — относительный поправочный коэффициент, который для малорядных пучков ($z < 4$) находится по рис. 3.25; при $z \geq 4$, $c_z = 1$; λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя; l — условный определяющий размер, получаемый из уравнения (5.6) или (5.12); $\beta = (s_1 - d)/(s_2 - d)$ — параметр, характеризующий геометрическое расположение труб в пучке; ϕ — коэффициент оребрения; $Re = w/v$ — число Рейнольдса; $n = 0,6\phi^{0,07}$; $Pr = \nu/a$ — число Прандтля.

Уравнение подобия (5.8) относится к теплоотдаче шахматных гладкотрубных и оребренных пучков, обтекаемых потоком воздуха. Для того чтобы применить это уравнение подобия к другим газам, необходимо в соответствии с теорией подобия учесть физические свойства газов, характеризуемые числом Прандтля Pr .

Показатель степени m при числе Pr принят равным $m = 0,33$ (таким же как и для гладкотрубных пучков [54]). Для воздуха число $Pr \approx 0,70$, и оно незначительно изменяется с изменением температуры и давления.

Окончательное уравнение подобия для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи шахматных гладкотрубных и оребренных пучков при поперечном омывании газовым потоком будет иметь вид

$$\alpha_k = 0,36 (\lambda/l) c_z c_s \phi^{-0,5} Re_1^m Pr^{0,33}, \quad (5.9)$$

где $c_s = \beta^{0,1} = [(s_1 - d)/(s_2 - d)]^{0,1}$ — коэффициент формы пучка. Пределы применения уравнения подобия (5.9) по параметрам равны: $l = 12 \div 178$; $\beta = 0,46 \div 2,2$; $\phi = 1 \div 21,2$; $Re_1 = 5000 \div 370\,000$.

Коридорные пучки. В работах [12, 36, 110, 140 и др.] 28 пучков имеют коридорное расположение труб.

Рассмотрение этих пучков показало, что коэффициенты теплоотдачи в них определены по различным методам: в одних — методом локального теплового моделирования, в других — методом полного теплового моделирования.

Относительные поправочные коэффициенты на величину теплоотдачи, полученную методом локального теплового моделирования, определялись из рис. 1.9.

Теплоотдача исследовалась на пучках с различным количеством поперечных рядов ($z = 4 \div 7$). Для получения обобщенного уравнения подобия на малорядные пучки ($z < 4$) вводилась поправка c_z из рис. 3.26. В работе [140] установлено, что теплоотдача коридорных пучков растет с увеличением относительного продольного шага s_2/d и практически не зависит от относительного поперечного шага s_1/d . Относительный поправочный коэффициент на геометрическое расположение труб в пучке находился по рис. 5.3 при $s_2/d < 2$, при $s_2/d \geq 2$ $c_s = 1,0$.

В работе [141] получено, что конвективные коэффициенты теплоотдачи коридорных пучков понижаются с ростом коэффициента оребрения труб ϕ и $\alpha_k \approx \phi^{-0,7}$.

Теплоотдача коридорных оребренных пучков растет с увеличением чисел Рейнольдса, причем показатель степени n при числах Re в уравнении конвективной теплоотдачи зависит от коэффициента оребрения труб ϕ и определяется уравнением (4.6).

На основании вышеизложенного целесообразно представить обобщенную зависимость для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи коридорных пучков оребренных труб в виде уравнения подобия

$$\alpha_k = c_z c_s \phi^m (\lambda/l) Re_1^n,$$

где c , m и n — опытные коэффициенты.

Для получения обобщенного уравнения подобия экспериментальные данные различных исследователей обработаны в виде единой зависимости

$$\frac{\alpha_k}{c_z c_s \frac{\lambda}{l}} = f(\phi)$$

и представлены на рис. 5.7.

На рисунке нанесены также точки гладкотрубных коридорных пучков ($\phi = 1$), полученные из обобщенного уравнения подобия [54].

При $\sigma_2 \geq 2$

$$Nu = 0,2 c_z Re^{0,65} Pr^{0,33},$$

при $\sigma_2 < 2$ в формулу вводится дополнительный коэффициент c_n в виде множителя, который определяется по формуле

$$c_n = [1 + (2\sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2/2)]^{-2}.$$

Этот поправочный коэффициент c_n не превышает 5—10%.

Из рис. 5.7 следует, что все опытные точки по теплоотдаче коридорных пучков гладких и оребренных труб описываются с разбросом $\pm 12\%$ уравнением подобия

$$\alpha_k = 0,174 (\lambda/l) c_z c_s Re_1^n \phi^{-0,7}. \quad (5.10)$$

Уравнение подобия (5.10) относится к теплоотдаче коридорных гладкотрубных и оребренных пучков, омываемых потоком воздуха. Для того чтобы применить это уравнение подобия к другим газам, так же как и для шахматных пучков труб, в соответствии с теорией подобия в уравнение подобия (5.10) введено число Прандтля в степени $m = 0,33$.

Окончательное уравнение подобия для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи коридорных гладкотрубных и оребренных пучков при поперечном омывании газовым потоком будет иметь вид:

$$\alpha_k = 0,2 (\lambda/l) c_z c_s \phi^{-0,7} Re_1^m Pr^{0,33}. \quad (5.11)$$

Пределы применения уравнения подобия (5.11) по параметрам равны: $l = 27 \div 178$; $\phi = 1 \div 18,5$; $Re_1 = 10^4 \div 370\,000$.

Для сравнения коэффициентов теплоотдачи пучков оребренных труб, получаемых по старым уравнениям подобия [107] и настоящей главы [см. формулы (5.9) и (5.11)], выполнены расчеты с различными пучками шахматного и коридорного расположения. Результаты расчетов, выполненных с 134 шахматными пучками показывают, что коэффициенты теплоотдачи, полученные по новым уравнениям подобия, выше таковых,

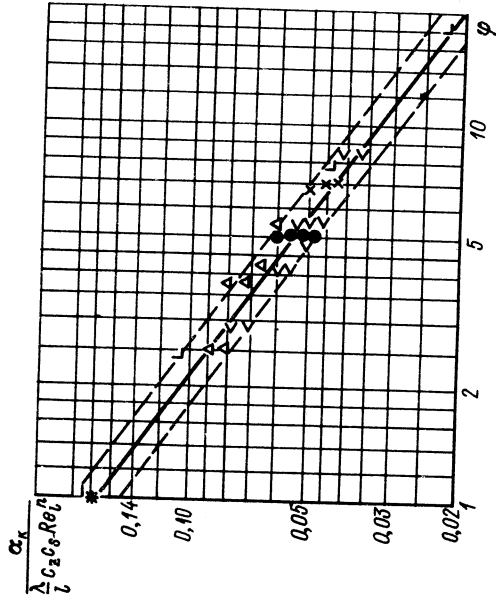


Рис. 5.7. Зависимость $\frac{\alpha_k}{\lambda \cdot c_p \cdot c_s \cdot Re_t^{0.7}} = f(\varphi)$ для коридорных пучков:

△ — [140]; ● — [140]; × — [12]; * — [36]; * — [54]; — $\alpha_k = 0,172 \lambda^{0.7} c_p c_s \varphi^{-0.7} Re_t^{0.7}$

полученных по уравнениям подобия [107]. Из них 45% пучков имеют коэффициенты теплоотдачи выше на 30 и более процентов, 75% пучков — на 20 и более процентов и 90% пучков — на 15 и более процентов. Следовательно, поверхность отдельных теплообменных аппаратов может быть значительно уменьшена за счет более точного расчета по новым уравнениям подобия.

Необходимо отметить, что с одинаковой степенью точности ±(10 ÷ 15)% обобщились все экспериментальные данные, полученные с пучками точечных оребренных труб, труб с приварными и цельнотянутыми ребрами.

Новые экспериментальные данные [96, 131, 136] по поправочному коэффициенту ψ на теоретическую эффективность ребер позволили внести изменения в методику расчета приведенных коэффициентов теплоотдачи, принятую в [83, 107], и рекомендовать следующие расчетные формулы:

$$\alpha_{np} = \left(\frac{F_p}{F_n} E \mu \psi + \frac{F_{np}}{F_n} \right) \alpha_k;$$

$$\psi = 1 - 0,058 m h_p;$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\lambda_n \delta}}.$$

В приведенных уравнениях подобия конвективный коэффициент теплоотдачи отнесен к полной поверхности оребренной трубы, в качестве условного определяющего размера принята величина l , получающаяся по уравнению (5.6) или по уравнению

$$l = \frac{F_{np}}{F_n} d + \frac{F_p}{F_n} \sqrt{0,785(D^2 - d^2)}. \quad (5.12)$$

Физические параметры определяются при средней температуре потока, скорость определяется в наиболее сжатом сечении пучка (при $\beta > 2$ скорость рассчитывается по диагональному сечению).

5.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Изучению законов аэродинамического сопротивления пучков труб с винтовыми ребрами при поперечном обтекании потоком посвящено значительное число публикаций [10, 12, 13, 23, 39, 48, 55 и др.]. Результаты исследований в них даются, как правило, в форме уравнений подобия, полученных для одного типоразмера поверхности, либо обобщены в узких диапазонах геометрических параметров оребрения труб и компоновочных характеристик пучков. Используются в основном данные только самих авторов, без широкого обобщения. Такие уравнения подобия практически применения не получили.

До настоящего времени при проектировании новых теплообменных аппаратов для расчета аэродинамических сопротивлений пучков оребренных труб пользовались расчетными уравнениями подобия [14].

Расчет аэродинамического сопротивления производится по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{w^2}{2} \rho,$$

где ζ — коэффициент аэродинамического сопротивления, рассчитываемый по уравнениям подобия [14]:

$$\zeta = \left[2,87 + 0,464 \left(\frac{t}{d} \right)^{1,24} \left(\frac{h_p}{d} - 0,606 \right) \right] \frac{1}{s_1/d} (z-1) Re_t^{-0,12}; \quad (5.13)$$

для коридорных пучков труб с круглыми ребрами при $t/d = 0,21 \div 0,3$

$$\zeta = \left(1,8 + 2,75 \frac{h_p}{d} \right) \frac{1}{s_1/d} (z-1) Re_t^{-0,12}; \quad (5.14)$$

для шахматных пучков труб с круглыми ребрами при тесном расположении ($s_1 = s_2 = d + 2h_p$)

$$\zeta = 2,0z \left(\frac{h_p}{d} \right)^{0,45} \left(\frac{t}{d} \right)^{-0,72} Re_d^{-0,24}; \quad (5.15)$$

для шахматных пучков труб с круглыми ребрами при свободном расположении ($s_1 = s_2 = 2d$)

$$\zeta = 2,7z \left(\frac{h_p}{d} \right)^{0,45} \left(\frac{t}{d} \right)^{-0,72} Re_d^{-0,24}. \quad (5.16)$$

В уравнениях подобия (5.15) и (5.16) $Re_d = wd/v$.
Пределы применения уравнений подобия (5.13) и (5.14) по параметрам равны:

$$Re_t = (3 \div 25) 10^3; z = 4 \div 6; h_p/d = 0,2 \div 0,5; s_1/d = 2 \div 4.$$

Пределы применения уравнений подобия (5.15) и (5.16) по параметрам равны:

$$h_p/d = 0,166 \div 0,5; t/d = 0,15 \div 0,23; Re_d = (10 \div 50) 10^3.$$

При свободном расположении труб с шагами, не равными $2d$, влиянием s_2/d пренебрегается, а влияние s_1/d учесть по линейному закону (от тесного пучка до $s_1/d = 2$). Расчет по этим уравнениям подобия аэродинамических сопротивлений разнообразных пучков не дает удовлетворительного совпадения с экспериментальными данными.

Уравнения подобия (5.13)–(5.16) получены чисто эмпирическим путем на основании небольшого количества экспериментальных данных и пригодны для весьма узкого изменения интервала параметров оребрения труб и шаговых характеристик пучков. Для коридорных пучков с круглыми и квадратными ребрами уравнения подобия (5.13) и (5.14) громоздки, в качестве определяющего размера принят шаг ребер t . Для шахматных пучков с круглыми ребрами даны два различных уравнения подобия – для тесного расположения труб при $s_1 = s_2 = d + 2h_p$ уравнение (5.15) и для свободного расположения труб с шагами, не равными $2d$, влиянием s_2/d пренебрегается, а влияние s_1/d учитывается по линейному закону (от тесного пучка до $s_1/d = 2$). В качестве определяющего размера в число Рейнольдса здесь входит диаметр основной трубы d . В формуле (5.13) для коэффициента аэродинамического сопротивления коридорных пучков с круглыми ребрами отношение t/d входит в степени 1,24, что противоречит физическому пониманию процесса, ибо с ростом шага ребер t коэффициент аэродинамического сопротивления должен уменьшаться.

Уравнения подобия (5.13) и (5.14) пригодны только для пучков с $z = 4 \div 6$.

В последнее время опубликована работа [68], в которой произведено обобщение опытных данных по аэродинамическому сопротивлению пучков оребренных труб шахматного и коридорного расположения. Однако точность этих обобщений невысока. Для шахматных пучков опытные данные обобщаются с точностью ± 55 , для коридорных $\pm 45\%$.

Большое число параметров, определяющих аэродинамический режим и сложность процессов, происходящих при поперечном омывании пучков оребренных труб, не позволяет решить задачу аналитически.

Действительная природа аэродинамического сопротивления состоит из сопротивления трения, обусловленного вязкостными силами и сопротивлением формы, связанного с отрывом пограничного слоя и последующим образованием вихрей, которое имеет место в пучках оребренных труб при поперечном обтекании потоком.

Схема отрывного течения представлена на рис. 5.8. На рисунке показаны эпюры продольной составляющей средней скорости. Непосредственно за телом расположена зона возвратных токов, ограниченная поверхностью, на которой продольная компонента осредненной скорости равна нулю. Скорость обратных токов может достигать 60% от скорости основного потока. Граница между областью прямых и обратных токов проходит по линии *abc*. Линия *ad* отделяет ядро потенциального потока от вихревой области.

Исследование осредненного течения в пучках оребренных труб сопряжено с конструктивными трудностями перемещения зондов в трубном пространстве. Для плохо обтекаемого тела силы трения незначительны. Например, для круглого цилиндра [97] при $Re = 10^4$ сила сопротивления трения составляет около 2% от полной силы лобового сопротивления. В гладкотрубном пучке при поперечном обтекании потоком [34] сопротивление трения составляет несколько процентов от общего аэродинамического сопротивления. В пучках оребренных труб основная доля аэродинамического сопротивления также связана с отрывом пограничного слоя, но вследствие увеличения поверхности необходимо учитывать сопротивление трения. Исследованию аэродинамических сопротивлений пучков труб с поперечным винтовым и шайбовым оребрением при поперечном обтекании потоком посвящены работы [10, 12, 13, 23, 39, 48, 55, 56, 61, 63, 65, 84, 99, 109, 110, 111, 139, 140, 141, 142, 144 и др.], из которых видно, что опытные данные по аэродинамическим сопротивлениям пучков оребренных труб обработаны по различным методикам.

Аэродинамическое сопротивление выражается числом Эйлера, коэффициентом сопротивления ξ , ψ или ζ и фактором трения f . В качестве определяющего размера различные авторы принимали: основной диаметр труб, диаметр по вершинам ребер, шаг ребер, эквивалентный диаметр, гидравлический радиус или величину l , определяемую по формуле (5.5). Скорость потока определялась по сжато му поперечному сечению, по сечению перед пучком (скорость набегающего потока) и по диагональному сечению. Физические параметры определялись по температуре потока, по температуре стенки или по температуре пограничного слоя.

Обработка опытных данных, полученных различными авторами, была выполнена по единой методике. В качестве определяющего размера, так же как и при обобщении опытных данных по теплоотдаче, была принята величина l , определяемая уравнением (5.6) или (5.12).

Скорость рассчитывалась по узкому поперечному сечению пучка. Физические параметры определялись по средней температуре потока. Числа Эйлера относились к одному поперечному ряду, т.е. определялась величина $Eu_0 = Eu/lz$.

Шахматные пучки. Исходным материалом для построения обобщенного уравнения подобия по сопротивлению послужили опытные данные советских и зарубежных исследователей. В работах [10, 12, 13, 23, 39, 48, 55, 56 и др.] 83 оребренных пучка имели шахматное расположение труб. Из рассмотрения этих работ следует, что аэродинами-

ческое сопротивление определено на пучках с различным количеством поперечных рядов z . В [144] исследовались четырехрядные пучки, в [10, 63, 65] — пятирядные, в [12, 38, 84, 111] — шестирядные, в [140, 142] — семирядные и в [18, 139] — восьмьрядные.

В [130] показано, что числа Эйлера, приходящиеся на один поперечный ряд пучка Eu_0 , с ростом количества рядов падают и уже при пяти-шести рядах достигают постоянной величины.

С целью получения обобщенной зависимости на опытные данные по аэродинамическому сопротивлению, полученные на малорядных пучках (с четырьмя-пятью поперечными рядами), введена поправка c'_z . Относительные поправочные коэффициенты c'_z на аэродинамическое сопротивление малорядных шахматных пучков оребренных труб брались по графику рис. 3.25; при $z > 5$ $c'_z = 1$.

В работе [140] показано, что аэродинамическое сопротивление шахматных оребренных пучков растет с уменьшением поперечного шага s_1 и практически не зависит от продольного шага s_2 , за исключением пучков с малым шагом s_2 (параметр $\beta > 2$). Влияние поперечного шага труб s_1 на аэродинамическое сопротивление шахматных пучков может быть учтено с помощью эквивалентного диаметра сжатого поперечного сечения пучка d_s , который определяется по формуле

$$d_s = \frac{4F}{s} = \frac{4[t(s_1 - d) - 2\delta h_p]}{2(2h_p + t)} = \frac{2[t(s_1 - d) - 2\delta h_p]}{2h_p + t} \quad (5.17)$$

Схема для определения эквивалентного диаметра d_s представлена на рис. 5.9, где F — сжатое сечение; s — смоченный периметр.

Из формулы (5.17) видно, что с увеличением поперечного шага эквивалентный диаметр растет, следовательно, с ростом эквивалентного диаметра аэродинамическое сопротивление будет падать.

Предварительный анализ аэродинамических сопротивлений шахматных пучков оребренных труб с одинаковыми относительными поперечными шагами s_1/d показал, что с ростом определяющего размера l увеличивается сопротивление. Это объясняется увеличением поверхности оребренной трубы с ростом l и, следовательно, увеличением сопротивления трения. Кроме того, аэродинамическое сопротивление шахматных пучков оребренных труб зависит от числа Рейнольдса.

На основании вышесказанного целесообразно представить обобщенную зависимость для расчета аэродинамических сопротивлений шахматных пучков оребренных труб в виде уравнения подобия:

$$Eu_0 = c c'_z (l/d_s)^n Re_l^m,$$

где c , n и m — опытные коэффициенты.

Для определения влияния параметра l/d_s на аэродинамическое сопротивление шахматных пучков оребренных труб была построена зависимость $Eu_0/c'_z = f(l/d_s)$ при $Re_l = 25\ 000$, представленная на рис. 5.10, из которой видно, что аэродинамическое сопротивление пропорционально $(l/d_s)^{0.3}$.

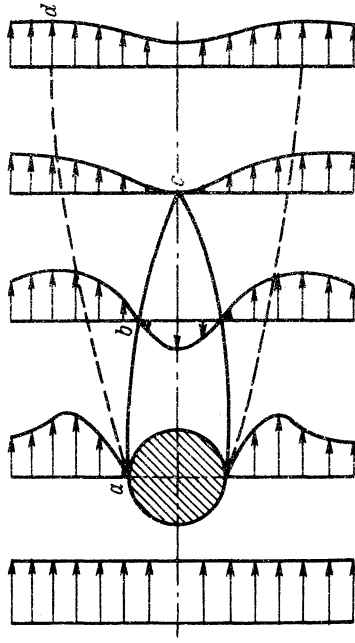


Рис. 5.8. Схема отрывного течения

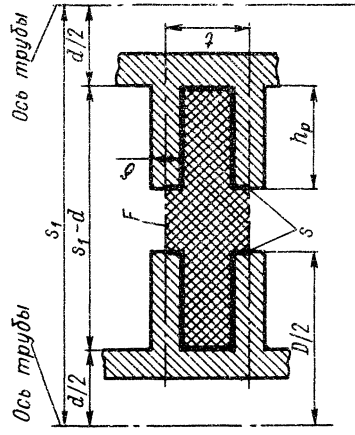


Рис. 5.9. Схема для определения эквивалентного диаметра d_s

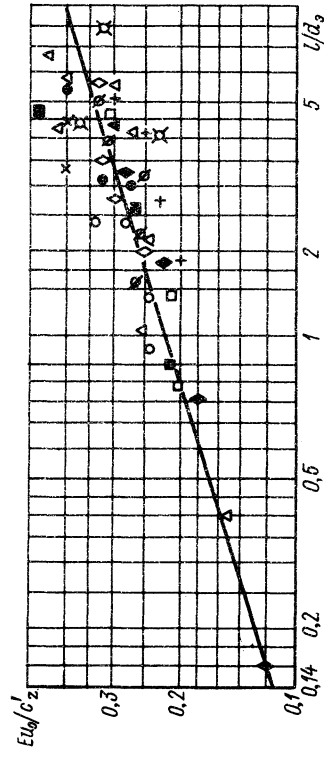


Рис. 5.10. Зависимость $Eu_0/c'_z = f(l/d_s)$ для шахматных пучков при $Re_l = 25 \cdot 10^3$ по данным различных авторов:
 ○ — [140]; ● — [23]; △ — [139]; □ — [49]; ■ — [139]; ◇ — [10, 13]; ◆ — [142];
 ⊙ — [48]; ▲ — [18]; + — [12]; × — [80, 111]; × — [63, 65]

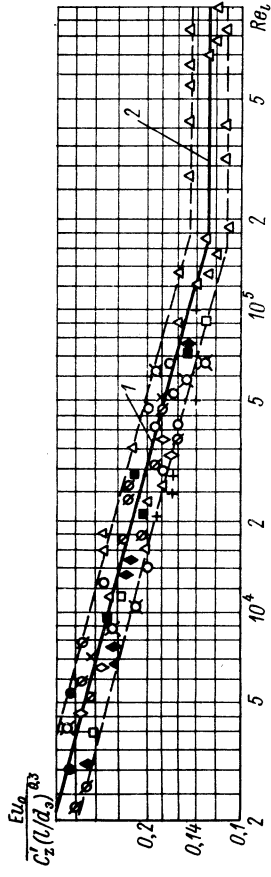


Рис. 5.11. Зависимость $\frac{Eu_0}{c_z'(l/d_0)^{0.3}} = f(Re_l)$ для шахматных пучков:

1 — $Eu_0 = 2.7c_z'(l/d_0)^{0.3} Re_l^{-0.25}$; 2 — $Eu_0 = 0.13c_z'(l/d_0)^{0.3} Re_l^{-0.25}$. Обозначения пучков те же, что и на рис. 5.10

Для получения обобщенной расчетной формулы для сопротивления шахматных пучков оребренных труб экспериментальные данные по 83 исследованным пучкам были обработаны в виде единой зависимости

$$\frac{Eu_0}{c_z' \left(\frac{l}{d_1} \right)^{0.3}} = f(Re_l),$$

которые представлены на рис. 5.11.

Из рисунка следует, что опытные данные по 70 пучкам описываются с точностью $\pm 12\%$ уравнением подобия

$$Eu_z = 2.7zc_z'(l/d_1)^{0.3} Re_l^{-0.25}. \quad (5.18)$$

Аналогичная по структуре формула подобия получена в [55].

Пределы применения уравнения подобия (5.18) по параметрам равны: $Re_l = 2 \cdot 10^3 \div 1.8 \cdot 10^5$; $\frac{l}{d_1} = 0.15 \div 6.5$.

Необходимо отметить, что для так называемых стесненных пучков, в которых параметр $\beta = [(s_1 - d)/(s_2 - d)] > 2$, наблюдается увеличение чисел Эйлера, рассчитанных по скорости в сжатом поперечном сечении пучка.

Пучков оребренных труб с $\beta > 2$ в литературе имеется очень мало. Для гладкотрубных шахматных пучков [79, 80] перелом кривой зависимости сопротивления от параметра β наступает при $\beta \approx 1.7$. Это объясняется тем, что «стесненность» таких пучков из-за сжатия струй проявляется до достижения геометрической равнопроходности пучка, т.е. когда номинально скорость в диагональных зазорах меньше, чем в поперечных.

Очевидно, примерно такую же картину следует ожидать и для шахматных пучков оребренных труб. Однако, так как в литературе имеется всего 5 пучков с $\beta > 2.0$ и у всех этих пучков $\beta = 2.18$, то выявить надежную зависимость аэродинамического сопротивления от параметра β не удалось.

Обработка опытных данных по аэродинамическому сопротивлению пучков с $\beta = 2.18$ была произведена по вышеприведенной методике, но скорость и эквивалентный диаметр рассчитывались по наиболее сжатому, диагональному сечению.

Опытные точки по аэродинамическому сопротивлению пучков с $\beta = 2.18$ (рис. 5.11) описываются уравнением подобия (5.18).

Увеличение отношения s_1/s_2 до 3.4 на одном пучке привело к заметному снижению аэродинамического сопротивления, что объясняется изменением характера размещения труб в пучке от шахматного к коридорному.

С увеличением чисел Рейнольдса от $1.8 \cdot 10^5$ и выше наблюдается переход аэродинамического сопротивления пучков на автомодельный режим (аэродинамическое сопротивление не зависит от числа Re).

В области чисел $Re_l = 1.8 \cdot 10^5 \div 10^6$ аэродинамическое сопротивление шахматных пучков оребренных труб обобщается (с точностью $\pm 14\%$) уравнением подобия

$$Eu_z = 0.13zc_z'(l/d_1)^{0.3}. \quad (5.19)$$

Пределы применения уравнения подобия (5.19) по параметрам равны: $Re_l = 1.8 \cdot 10^5 \div 10^6$; $l/d_1 = 0.15 \div 6.5$.

Уравнение подобия (5.18) и (5.19) удовлетворяют аэродинамическому сопротивлению гладкотрубных шахматных пучков.

Для гладкотрубных пучков — $l = d$, а $d_1 = 2(s_1 - d)$.

Как видно из рис. 5.11, подавляющее большинство опытных точек отклоняется от уравнений подобия (5.18) и (5.19) не более чем на $\pm 14\%$. Несколько больше отклоняются опытные точки: по одному пучку [12, 84], по девяти пучкам [38] и по двум пучкам [139].

Коридорные пучки. В работах [12, 140, 144 и др.] 26 оребренных пучков имели коридорное расположение труб.

Так как в [144] исследовались четырехрядные пучки, в [12] — пятирядные, то на основании [130] на числа Эйлера этих пучков Eu_0 , приходящиеся на один поперечный ряд, должна быть введена поправка c_z' . Относительные поправочные коэффициенты брались из рис. 3.26.

Аэродинамическое сопротивление коридорных оребренных пучков растет с уменьшением поперечного шага s_1 и увеличением продольного шага s_2 [140]. Влияние поперечного и продольного шагов оребренных труб на аэродинамическое сопротивление коридорных пучков может быть учтено отношением $[(s_2 - d)/(s_1 - d)]^m$.

Предварительный анализ аэродинамических сопротивлений коридорных пучков оребренных труб с одинаковыми относительными поперечными и продольными шагами показал, что аэродинамическое сопротивление коридорных пучков, так же как и шахматных, увеличивается с ростом определяющего размера l . Зависимость аэродинамического сопротивления коридорных пучков от определяющего размера l определяется по аналогии с шахматными в соответствии с относительным параметром $(l/d_1)^m$.

Аэродинамическое сопротивление коридорных пучков оребренных труб падает с увеличением числа Рейнольдса.

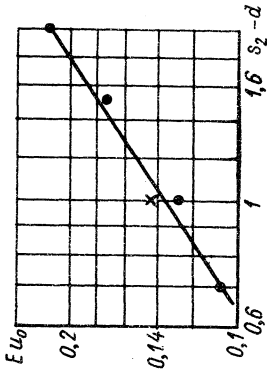


Рис. 5.12. Зависимость $Eu_0 = f\left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)$ для коридорных пучков при $Re_1 = 12\,530$ и $l/d_3 = 2,39 \div 2,7$ по данным различных авторов:

● — [140]; × — [12]; — — — — $Eu_0 = c \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68}$

$-d)/(s_1 - d)]^{0,68}$ Необходимо отметить, что показатель степени 0,68 аналогичен такому для гладкотрубных коридорных пучков [14].

Для определения влияния параметра l/d_3 на аэродинамическое сопротивление коридорных пучков оребренных труб была построена зависимость

$$Eu_0 \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} = f\left(\frac{l}{d_3}\right)$$

при $Re_1 = 25\,000$ и $50\,000$, представленная на рис. 5.13, из которого следует, что аэродинамическое сопротивление пропорционально $\left(\frac{l}{d_3}\right)^{1,0,3}$

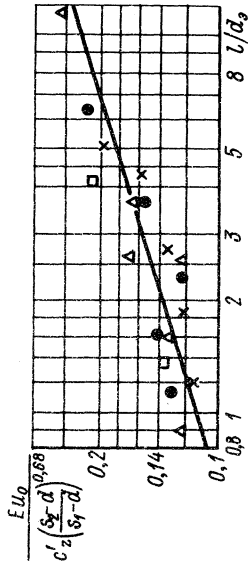


Рис. 5.13. Зависимость $Eu_0 \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} = f(l/d_3)$ при $Re_1 = 25 \cdot 10^3$ по данным различных авторов:

● — [140]; Δ — [144]; × — [12]; □ — [110]

На основании вышесказанного обобщенную зависимость для расчета аэродинамических сопротивлений коридорных пучков оребренных труб можно представить в виде уравнения подобия

$$Eu_0 = c c_z \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^n \left(\frac{l}{d_3}\right)^m Re_1^p,$$

где c , n , m и p — опытные коэффициенты.

Для определения влияния параметра $(s_2 - d)/(s_1 - d)$ на аэродинамическое сопротивление коридорных пучков оребренных труб была построена зависимость $Eu_0 = f[(s_2 - d)/(s_1 - d)]$ для пучков $s_1/d = 2$, $l/d_3 = 2,38 \div 2,7$ и $Re_1 = 12\,530$, представленная на рис. 5.12. Из рисунка следует, что аэродинамическое сопротивление пропорционально $[(s_2 - d)/(s_1 - d)]^{0,68}$ Необходимо отметить, что показатель степени 0,68 аналогичен такому для гладкотрубных коридорных пучков [14].

Для определения влияния параметра l/d_3 на аэродинамическое сопротивление коридорных пучков оребренных труб была построена зависимость

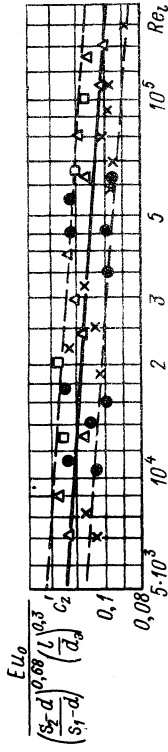


Рис. 5.14. Зависимость $Eu_0 \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} \left(\frac{l}{d_3}\right)^{0,3} = f(Re_1)$ по данным различных авторов:

● — [140]; Δ — [144]; × — [12]; □ — [110]

Для получения обобщенного уравнения подобия для расчета аэродинамического сопротивления коридорных пучков оребренных труб экспериментальные данные по всем исследованным пучкам были обработаны в виде единой зависимости

$$Eu_0 \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} \left(\frac{l}{d_3}\right)^{0,3} = f(Re_1),$$

которые представлены на рис. 5.14.

Из графика следует, что опытные данные по 26 пучкам описываются с точностью $\pm 12\%$ уравнением подобия

$$Eu_0 = 0,26 c_z' \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d}\right)^{0,68} \left(\frac{l}{d_3}\right)^{0,3} Re_1^{-0,08}. \quad (5.20)$$

Пределы применения уравнения подобия (5.20) по параметрам равны $Re_1 = 4 \cdot 10^3 \div 1,6 \cdot 10^5$; $(s_2 - d)/(s_1 - d) = 0,5 \div 2,0$; $(l/d_3) = 0,8 \div 11,5$.

Уравнение подобия (5.20) удовлетворяет аэродинамическому сопротивлению гладкотрубных коридорных пучков. Для гладкотрубных пучков $l = d$, а $d_3 = 2(s_1 - d)$.

5.3. ТЕПЛООТДАЧА И СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ИЗ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ, РАБОТАЮЩИХ НА ЗАПЫЛЕННЫХ ПОТОКАХ

В последнее время наблюдается повышение интереса к оребренным трубам в теплообменном оборудовании энергетических установок при сжигании газа, мазута и твердого топлива. Это связано с переходом на большие единичные мощности современных паровых котлов и обусловлено не только теплотехническими соображениями, но и перспективой повышения надежности теплообменного оборудования (уменьшается длина оребренных труб по сравнению с гладкими, сокращается число контактных стыков, работающих под давлением, повышается возможность уменьшить скорость газов, что приводит к сокращению золотого износа теплообменной поверхности).

Для расчета теплоотдачи и сопротивления теплообменных аппаратов из оребренных труб, работающих на запыленных потоках, в уравнения подобия, полученные для чистых потоков [15, 90, 91], необходимо ввести поправочные коэффициенты. Эти коэффициенты должны быть получены для конкретных теплообменных аппаратов с данными параметрами оребрения труб и на запыленных потоках с определенными свойствами.

Имеются единичные литературные данные о промышленных исследованиях теплообменных аппаратов из труб с поперечными ребрами в запыленных потоках [22, 33, 45, 125].

Такие исследования проведены Подольским машиностроительным заводом им. С. Орджоникидзе, ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского, НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова, ИТТФ АН УССР и Киевским политехническим институтом.

Целью этих работ является определение поправочных коэффициентов на экспериментальные данные по теплогидравлическим характеристикам пучков оребренных труб, полученные на чистых потоках, а также вопросы борьбы с золовым износом и загрязнением поверхностей в реальных промышленных условиях при сжигании газа, мазута и твердого топлива.

В [33] испытан пароперегреватель из труб диаметром $d = 42,5 \times 4,5$ мм с приварным ленточным оребрением ($h_p = 12$ мм; $t = 12$ мм; $\delta = 1,8$ мм; $\varphi = 3,6$), расположенных в шахматном порядке ($s_1/d = 3,3$; $s_2/d = 1,25$). Пароперегреватель был установлен на котле ПК-31, работающем на природном газе. Благодаря оребрению труб удалось сократить их количество на 50–60% по сравнению с гладкотрубным вариантом.

В работе [22] приведены результаты испытания экономайзера из труб диаметром $d = 28 \times 3$ мм с приварным ленточным оребрением ($h_p = 10$ мм; $t = 10$ мм; $\delta = 1,0$ мм; $\varphi = 3,8$), расположенных в коридорном порядке ($s_1/d = 2,5$; $s_2/d = 1,8$). Экономайзер установлен за котлом ДКВр35–39, работающем на природном газе и высокосернистом мазуте. Значение коэффициента тепловой эффективности экономайзера при сжигании в котле газа на различных режимах получено равным около 0,9. Применение оребрения (данных геометрических размеров) позволило сократить количество труб в 2,4 раза по сравнению с гладкотрубным вариантом. При сжигании мазута экономайзер значительно загрязняется. После 150 ч работы котла на мазуте значение коэффициента тепловой эффективности экономайзера снизилось от 0,9 до 0,5. Аэродинамическое сопротивление при этом возросло примерно на 30%.

Испытания, проведенные с пароперегревателем [33] и экономайзером [22], показали высокую работоспособность и эффективность последних при сжигании природного газа.

В [45, 125] приведены результаты исследования опытного экономайзера из труб диаметром $d = 32 \times 4$ мм с приварным ленточным оребрением ($h_p = 10$ мм, $t = 10$ мм, $\delta = 1$ мм, $\varphi = 3,7$), собранных в шахматном порядке ($s_1/d = 3,7$; $s_2/d = 1,8$) на котле ПК-14, сжигаю-

щем экибастузский уголь. Опытный ребристый экономайзер замесил собой гладкотрубный, износ которого лимитировал обеспечение номинальной нагрузки котла. Необходимо отметить, что частицы золы и негоревшего экибастузского угля обладают абразивными свойствами. Средняя скорость газов была снижена от 7,3 до 5,6 м/с, что обеспечило допустимый по условию золового износа уровень скорости.

Несмотря на снижение скорости, общая длина труб уменьшилась от 9800 м (для гладкотрубного экономайзера) до 6700 м (для ребристого); число змеевиков уменьшилось соответственно от 196 до 134.

Опытное значение коэффициента загрязнения экономайзера при скорости газа $w = 4,2 \div 5,2$ м/с получено равным $0,0034 - 0,006 \text{ м}^2 \cdot \text{с}/\text{Вт}$. Эти значения коэффициента загрязнения значительно меньше рекомендуемых в нормах теплового расчета [108] и находятся на том же уровне, что и загрязнения гладкотрубных пучков с идентичными шаговыми характеристиками.

Характер загрязнения принципиально не отличается от такого для гладких труб. Все отложения, образовавшиеся на ребристом экономайзере, имеют сыпучий характер и легко разрушаются от незначительного механического воздействия. Наружный осмотр поверхности экономайзера после двух лет непрерывной эксплуатации не выявил следов износа. Ребристый экономайзер работает эффективнее эквивалентного гладкотрубного.

Успешная работа опытно-промышленного ребристого экономайзера на экибастузском угле позволила принять решение о переходе в котлах блоков мощностью 500 МВт для Экибастузского комплекса на экономайзеры из труб с поперечным оребрением.

Рассмотрение приведенных исследований показывает, что параметры пучков оребренных труб изменялись следующим образом: относительное расстояние между ребрами $u/h_p = 0,85 \div 0,90$; отношение диаметра по верхним ребер к диаметру несущей трубы $D/d = 1,6 \div 1,7$; относительные шаги сборки труб в шахматных пучках $s_1/d = 3,3 \div 3,7$; $s_2/d = 1,25 \div 1,8$; в коридорном пучке $s_1/d = 2,5$ и $s_2/d = 1,8$.

Полученные в опытах на оребренных поверхностях коэффициенты тепловой эффективности и загрязнения близки к таковым для гладкотрубных. Это свидетельствует о том, что наличие ребер на трубах не приводит к дополнительному загрязнению поверхности при исследованных параметрах пучков.

Применение обдувки оребренных поверхностей, работающих на запыленных потоках, позволит повысить коэффициент их тепловой эффективности [22].

Обширный экспериментальный материал позволил перейти к разработке полуэмпирического приближенного метода расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи пучков оребренных труб при поперечном обтекании турбулентным газовым потоком. Разработке этого метода посвящена следующая глава.

ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИЙ ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА КОНВЕКТИВНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ

Аналитические методы расчета теплоотдачи, основанные на теории пограничного слоя, пригодны лишь для безотрывных течений жидкости. Во многих практических случаях, каковым является и поперечное обтекание пучков оребренных труб, часть поверхности находится в зоне отрыва. В настоящее время не существует аналитических методов расчета теплообмена в этих условиях. Разработка приближенного метода такого расчета и посвящена данной главе.

Задача решается для одиночной оребренной трубы (цилиндра), а затем распространяется на пучки труб. Поверхность оребренной трубы условно разбивается на две части: поверхность ребер и поверхность трубы межреберного пространства, которые рассматриваются раздельно. При этом коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{тр}}$ межреберного пространства в первом приближении определяется по формулам для гладкотрубных пучков [54]. Таким образом, задача сводится к определению теплоотдачи на поверхности ребра, которая делится на отдельные участки.

Основной предпосылкой, заложенной при разработке метода, является возможность использования распределения скоростей при потенциальном обтекании трубы для построения модельной схемы обтекания ребра. Необходимо отметить, что схема безвихревого движения во многих практических случаях дает близкую к действительности картину [67].

Предполагается, что обтекание гладкой и оребренной труб в пучке происходит аналогичным образом.

Общность процессов, происходящих в гладкотрубных и ребристых пучках, как отмечалось в гл. 2, подтверждается работами И. Н. Ченя [117], Н. С. Нила и Т. А. Хитчека [151] и Ю. Н. Марра [71], а также данными гл. 5.

Для определения коэффициентов теплоотдачи по поверхности ребра необходимо задать распределение скоростей потока. Рассмотрим задачу в упрощенном виде.

На рис. 6.1 изображены линии тока потенциального движения при обтекании цилиндра (трубы). Необходимо отметить, что линии тока можно заменить с достаточной для наших целей степенью точности дугами окружностей (условными линиями тока), имеющих общий центр, расположенный на оси OY (рис. 6.2).

Будем рассматривать ребро как совокупность пластин, образованных кромкой ребра и условными линиями тока. Часть пластины (ребра) при этом может быть занята ламинарным пограничным слоем, как это имеет место на поверхности несущей трубы. Однако можно полагать, что при высоком уровне турбулентности потока, которая имеет место в межтрубном пространстве пучка, пограничный слой

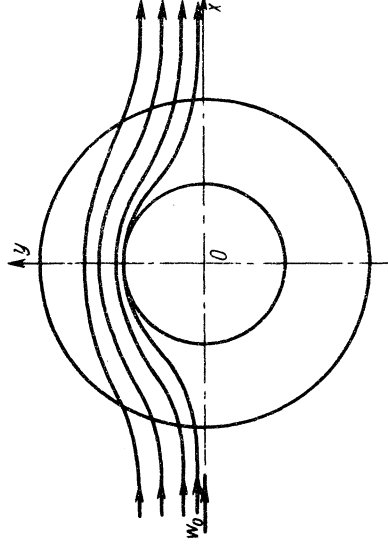


Рис. 6.1. Линии тока потенциального движения

на большей части поверхности будет турбулентным, поэтому для упрощения задачи будем считать, что на всей поверхности пластины (ребра) имеется турбулентный пограничный слой.

Так как в настоящее время не представляется возможным определить величину участков поверхности ребра, занятых ламинарным и турбулентным пограничными слоями и переходной областью, то для оценки коэффициентов теплоотдачи ребра при наличии только турбулентного или ламинарного пограничных слоев выполнены следующие расчеты.

Для области ребра $ADCBA$ (см. рис. 6.2) различных шахматных пучков рассчитаны коэффициенты теплоотдачи α_{ADCBA} при наличии только турбулентного пограничного слоя по формуле (6.16) и при наличии только ламинарного пограничного слоя по формуле, анало-

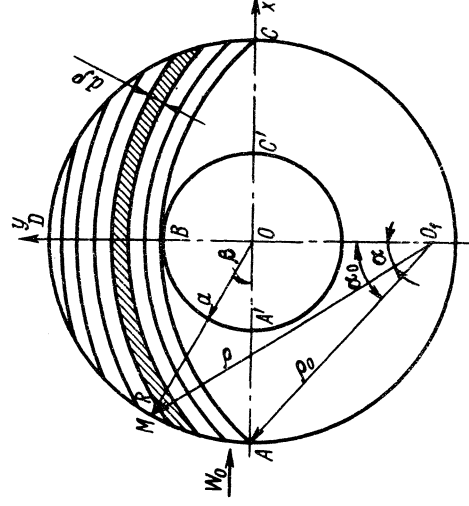


Рис. 6.2. Семейство дуг окружностей

гичной (6.16), но полученной в предположении, что в области ребра $ADCB$ имеется лишь ламинарный пограничный слой.

Результаты расчета показали, что для различных пучков коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_{ADCB}$ при турбулентном пограничном слое выше таковых при ламинарном пограничном слое в 2–3 раза.

Кроме того, расчеты коэффициентов теплоотдачи, выполненные ниже по приближенным уравнениям подобия, полученным в предположении, что на всей поверхности ребра имеется только турбулентный пограничный слой, показали хорошее согласование с экспериментальными данными (расхождение не превышает 10–15%). Следовательно, предположение о наличии на всей поверхности ребра турбулентного пограничного слоя находится в соответствии с экспериментальными данными.

Положение центра O_1 дуг окружностей можно определить из того условия, что внутренняя дуга проходит через точки A, B, C (рис. 6.2). При этом оказывается уже значительно проще построить расчетную схему. Будем рассматривать элементарные полоски, образуемые дугами семейства окружностей с центром в точке O_1 , как продолжно обтекаемые пластинки. Скорость обтекания отдельных полосок определим из распределения скоростей на отрезке BD согласно теории потенциального обтекания. При этом на некоторой части поверхности (особенно в окрестности точки A , рис. 6.2) величины скоростей будут довольно сильно отличаться от значений, даваемых теорией потенциального обтекания, в сторону увеличения. Однако учитывая, что используемое распределение скоростей является модельным, это отклонение не имеет принципиального значения. С другой стороны, повышенная турбулентность потока, вызванная поперечным обтеканием трубы, может до некоторой степени оправдать завышенные значения скорости и приведет к лучшему согласованию с опытными значениями коэффициентов теплоотдачи. Для большего упрощения сначала используем распределение скоростей для одиночной трубки (цилиндра), а затем введем поправку, учитывающую отклонение обтекания трубки в пучке от обтекания одиночной трубки.

Для практического расчета коэффициентов теплоотдачи необходимо определить положение центра O_1 дуг окружностей, описывающих приближенно линии тока.

Введем следующие обозначения: $a = d/2$ — радиус основной (несущей) трубы; r — текущий радиус (из центра в точке O); R — радиус оребрения ($R = a + h_p$); h_p — высота ребра; ρ — текущий радиус (из центра в точке O_1); β — полярный угол системы координат, связанный с центром O ; α — полярный угол системы координат, связанный с центром O_1 .

Произведем простые геометрические доказательства, получим

$$OO_1 = (R^2 - a^2)/(2a),$$

следовательно, радиус ρ меняется в пределах от

$$\rho_0 = (R^2 + a^2)/(2a) \text{ до } \rho_{\max} = \rho_0 + R - a.$$

Каждой точке M набегающего потока на ребро соответствует полярный угол α , который определяется формулой

$$\alpha = \arccos \frac{\rho^2 + OO_1^2 - R^2}{2\rho OO_1}. \quad (6.2)$$

Локальный и средний коэффициенты теплоотдачи элементарной пластины шириной dr можно определить по формулам Г. С. Амброка [3] и Л. М. Зысиной-Моложен [40] для коэффициентов теплоотдачи при обтекании пластин турбулентным пограничным слоем:

$$\alpha_x = 0,029 \frac{\lambda_w^{0,8}}{\nu^{0,8} \chi^{0,2}} \text{Pr}^{0,4} \quad (6.3)$$

$$\alpha_l = 0,036 \frac{\lambda_w^{0,8}}{\nu^{0,8} l^{0,2}} \text{Pr}^{0,4}, \quad (6.4)$$

где x — расстояние от передней кромки; l — длина пластины. В нашем случае длина элементарной пластины l равна $2r\alpha$, а скорость в сечении BD определяется формулой, даваемой теорией потенциального обтекания цилиндра [67],

$$w = w_0 [1 + (1 + \xi - \xi_0)^{-2}],$$

где w_0 — скорость набегающего потока;

$$\xi = \frac{\rho}{a}; \quad \xi_0 = \frac{\rho_0}{a}.$$

Тогда формула (6.4) переписывается в виде

$$\alpha_l = 0,036 \frac{\lambda_w^{0,8} \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} (2r\alpha)^{0,2}} [1 + (1 + \xi - \xi_0)^{-2}]^{0,8}. \quad (6.5)$$

Для того чтобы получить средний коэффициент теплоотдачи части поверхности ребра, ограниченной внешним радиусом ребра R и дугой ABC , необходимо проинтегрировать выражение (6.5) от ρ_0 до ρ_{\max} с весом $2r\alpha$ и разделить на площадь этой части поверхности.

Таким образом, имеем

$$\bar{\alpha}_{ADCB} = \frac{\int_{\rho_0}^{\rho_{\max}} \alpha_l (2r\alpha) d\rho}{\int_{\rho_0}^{\rho_{\max}} (2r\alpha) d\rho}. \quad (6.6)$$

(6.1) Подставляя в (6.6) выражения (6.1), (6.2) и (6.5) и введя безразмерные величины, получим

$$\bar{\alpha}_{ADCB} = 0,036 \frac{\lambda_w^{0,8} \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} a^{0,2}} \frac{I_1}{I_2}, \quad (6.7)$$

где

$$I_1 = \int_{\xi_0}^{\xi_0 + m^{-1}} \left\{ 2\xi \operatorname{arccos} \frac{\xi^2 + [(m^2 - 1)/2]^2 - m^2}{\xi(m^2 - 1)} \left[1 + \frac{1}{(1 + \xi - \xi_0)^2} \right]^{0.8} d\xi \right\}$$

$$I_2 = \int_{\xi_0}^{\xi_0 + m^{-1}} 2\xi \operatorname{arccos} \frac{\xi^2 + [(m^2 - 1)/2]^2 - m^2}{\xi(m^2 - 1)} d\xi;$$

$$m = R/a.$$

Значения интегралов I_1 и I_2 определены численно. Величины отношения I_1/I_2 представлены на рис. 6.3.

В принятой схеме весь поток, рассчитанный по распределению скоростей для одиночного цилиндра, проходит вне окружности ABC . Так как на самом деле часть потока попадает в область ABA' , то необходимо оценить, какова величина погрешности, т. е. какая часть потока попадает в область ABA' . Это позволит также оценить величины коэффициентов теплоотдачи в этой зоне. Указанная часть потока может быть приближенно определена следующим образом. Найдем точку касания граничной линии тока потенциального течения с окружностью радиусом ρ_0 (рис. 6.4, точка O_2). Для этого возьмем первые производные от уравнения граничной линии тока потенциального обтекания цилиндра и уравнения окружности радиусом ρ_0 и приравняем их. После довольно громоздких выкладок приходим к уравнению

$$(m^2 + 1) \sin \beta_0 = \frac{m^4 + 1}{2} - \frac{m^4 - 1}{2} \sqrt{1 - \frac{4}{(m^2 + 1)^2} \cos^2 \beta_0} - \cos \beta_0. \quad (6.8)$$

Отсюда можно найти β_0 , а затем и вторую координату точки O_2 . Решение уравнения (6.8) было бы достаточно громоздким, если бы не следующее обстоятельство. Дело в том, что угол β оказывается достаточно малым и $\cos \beta_0 \approx 1$. Тогда

$$\sin \beta_0 = \frac{m^2 - 1}{2} - \frac{m^2 - 1}{2(m^2 + 1)} \sqrt{(m^2 + 1)^2 - 4}.$$

Зависимость $\sin \beta_0(m)$ изображена на рис. 6.5. Как видно из этого рисунка ($\sin \beta_{0\max} \approx 0,135$). Учитывая, что полярный угол точки пересечения граничной линии тока с кромкой ребра будет еще меньше, можно считать $\beta_{0\text{дет}} < 0,1$ (так как при этих значениях $\beta_0 \approx \sin \beta_0$). При этом отношение максимального расхода через область ABA' к минимальному полному расходу ($w_0 R$) будет равно

$$\frac{G_{ABA'}}{G} = \frac{0,1 w_0 (1 - a^2 R^{-2}) R}{w_0 R} = 0,1 (1 - a^2 R^{-2}) < 0,1.$$

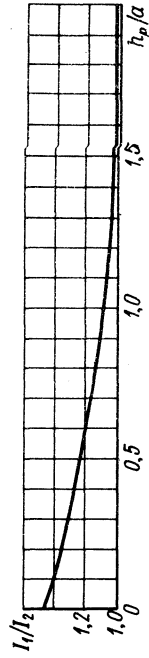


Рис. 6.3. Зависимость отношения интегралов $I_1/I_2 = f(h_p/a)$

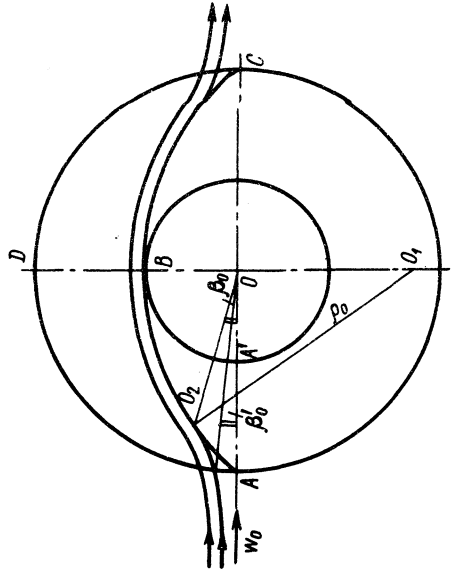


Рис. 6.4. Точка касания граничной линий тока

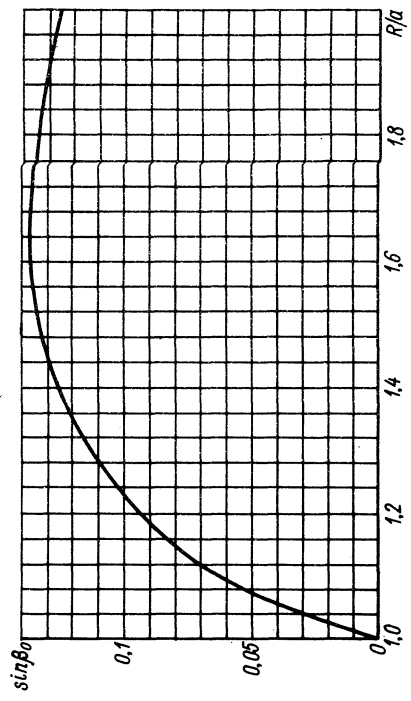


Рис. 6.5. Зависимость $\sin \beta_0 = f(R/a)$

Чтобы получить аппроксимацию для коэффициентов теплоотдачи в области ABA' , считаем коэффициенты теплоотдачи на отрезке AA' по формуле (6.3).

Скорость на этом отрезке определяется формулой

$$w(x) = w_0 \left[1 - a^2/(R-x)^2 \right].$$

Отсчитывая расстояние x от точки A (от передней кромки ребра), получим

$$w(x) = w_0 \left[1 - a/(R-x)^2 \right]$$

и

$$\alpha_x = \frac{0,029 \lambda w_0^{0,8} [1 - a^2/(R-x)^2] \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} \int_0^x [1 - a^2/(R-x)^2] dx} = \frac{0,029 \lambda w_0^{0,8} [1 - a^2/(R-x)^2] \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} x^{0,2} [1 - a^2 R^{-1}/(R-x)]^{0,2}}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи на отрезке AA' будет равен

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_{AA'} &= \frac{0,029 \lambda w_0^{0,8} \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} h_p^{0,2}} \times \\ &\times \int_0^1 \frac{\{1 - [1 + h_p a^{-1} (1 - x h_p^{-1})]^{-2}\} d(x h_p^{-1})}{(x h_p^{-1})^{0,2} \{1 - (1 + h_p a^{-1})^{-1} [1 + h_p a^{-1} (1 - x h_p^{-1})]^{-1}\}^{0,2}} = \\ &= \frac{0,029 \lambda w_0^{0,8} \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} h_p^{0,2}} f\left(\frac{h_p}{a}\right), \end{aligned} \quad (6.9)$$

где

$$f\left(\frac{h_p}{a}\right) = \int_0^1 \frac{\{1 - [1 + h_p a^{-1} (1 - x h_p^{-1})]^{-2}\} d(x h_p^{-1})}{(x h_p^{-1})^{0,2} \{1 - (1 + h_p a^{-1})^{-1} [1 + h_p a^{-1} (1 - x h_p^{-1})]^{-1}\}^{0,2}}.$$

Значения величин $f\left(\frac{h_p}{a}\right)$ определены численно и представлены на

рис. 6.6.

Средний коэффициент теплоотдачи на части поверхности ребра, ограниченной отрезком AA' и дугой AB (области ABA'), определим приближенно как средний между коэффициентами теплоотдачи на отрезке AA' и на дуге AB . При этом средний коэффициент теплоотдачи на дуге AB определяется формулой

$$\bar{\alpha}_{AB} = 0,036 \frac{\lambda w_0^{0,8} \text{Pr}^{0,420,8}}{\nu^{0,8} \left[\frac{R^2 + a^2}{a} \arccos \frac{\xi_0^2 + \left(\frac{m^2 - 1}{2}\right) - m^2}{\xi_0(m^2 - 1)} \right]^{0,2}} =$$

$$= 0,064 \frac{\lambda w_0^{0,8} \text{Pr}^{0,4}}{\nu^{0,8} \left[\frac{R^2 + a^2}{a} \arccos \frac{\xi_0^2 + \left(\frac{m^2 - 1}{2}\right) - m^2}{\xi_0(m^2 - 1)} \right]^{0,2}}. \quad (6.10)$$

Как упоминалось выше, распределение скоростей при обтекании одиночной трубки отличается от такового при обтекании трубки в пучке. Для учета этого отклонения необходимо внести поправку.

В работе [145] было рассчитано распределение гидродинамического потенциала $\Phi/2a$ при поперечном обтекании двухрядных гладкотрубных пучков с шахматным и коридорным расположением труб (цилиндров). Получена зависимость $\Phi/2a = f(s_1/d)$, которая изображена на рис. 6.7

$$\Phi/d = f(s_1/d),$$

где Φ — гидродинамический потенциал, отнесенный к скорости набегающего потока; $d = 2a$ — диаметр несущей трубы.

Результаты работы [145] нами используются для корректировки скорости, полученной при обтекании одиночной трубки (цилиндра) путем введения в уравнения подобия (6.7), (6.9) и (6.10) множителя $(\Phi/2a)^{0,8}$. Таким образом, мы перешли от формул для расчета теплоотдачи участков ребра одиночной трубки к формулам для расчета теплоотдачи этих участков трубки двухрядных пучков шахматной и коридорной компоновки.

Необходимо заметить, что подобное уточнение достаточно корректно лишь для больших относительных шагов s_1/d , поскольку в расчет заложено распределение скоростей в узком сечении, взятое из решения для одиночного цилиндра.

Заметим также, что в формулах (6.7), (6.9) и (6.10) скорость рассчитывается по набегающему потоку.

Так как обычно для пучков труб в качестве характерной скорости принимают скорость в узком сечении, то формулы (6.7), (6.9) и (6.10) с учетом множителя $(\Phi/2a)^{0,8}$ для расчета средних коэффициентов

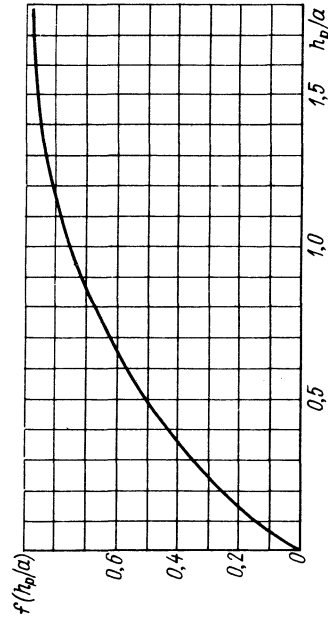


Рис. 6.6. Значения величин интеграла $f(h_p/a)$ от h_p/a

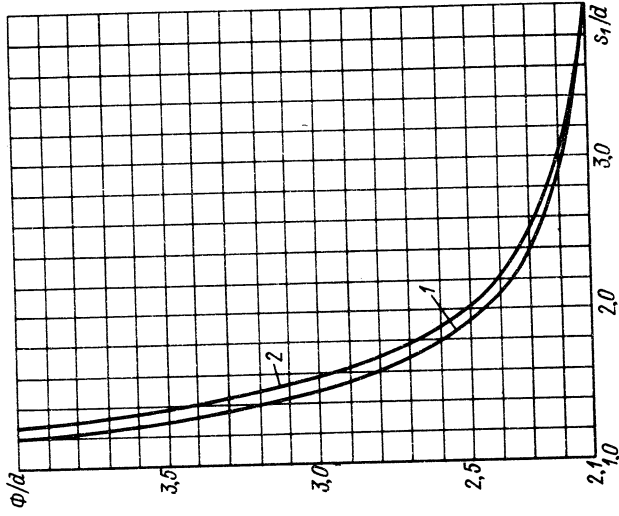


Рис. 6.7. Гидродинамический потенциал $\Phi/d = f(s_1/d)$ для двухрядных пучков по данным [145]:
1 — шахматные пучки; 2 — коридорные пучки

теплоотдачи участков ребра труб двухрядных пучков шахматной и коридорной компоновки переписываются в виде уравнений подобия:

$$\alpha_{ADCBA} = 0,0415 \frac{\lambda}{d} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p/(td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8} \frac{I_1}{I_2}, \quad (6.11)$$

на отрезке AA'

$$\alpha_{AA'} = 0,029 \frac{\lambda}{d^{0,8} h_p^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p/(td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} f \left(\frac{h_p}{a} \right) \text{Re}_d^{0,8}, \quad (6.12)$$

на дуге AB

$$\bar{\alpha}_{AB} = 0,064 \frac{\lambda}{d^{0,8} l_0^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p/(td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8}. \quad (6.13)$$

Здесь $\text{Re}_d = \frac{w_{сж} d}{\nu}$; $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ — относительный поперечный шаг; δ и l — соответственно толщина и шаг ребра; $\left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p/(td)}{\sigma_1} \right]^{0,8}$ — мно-

житель для перехода к скорости в сжатом сечении.

Как уже отмечалось выше, средний коэффициент теплоотдачи части ребра ABA' определяем как среднее арифметическое из $\alpha_{AA'}$ и $\bar{\alpha}_{AB}$, т. е. (6.14)

$$\bar{\alpha}_{ABA'} = (\alpha_{AA'} + \bar{\alpha}_{AB})/2.$$

Поскольку в настоящее время представляется затруднительным построение достаточно обособленной модели обтекания в кормовой области ребра и в связи с приближенным характером анализа примем, что средний коэффициент теплоотдачи ребра в кормовой области равен среднему коэффициенту теплоотдачи ребра лобовой области. Это допущение можно обосновать тем, что несмотря на более высокие скорости потока в лобовой части ребра по сравнению с кормовой, в последней будет более высокая турбулентность потока, которая приведет к выравниванию коэффициентов теплоотдачи ребра в этих областях. Подтверждением этому являются, во-первых, результаты работы [95], в которой экспериментально получены локальные коэффициенты теплоотдачи одиночной оребренной трубы и в трубном пучке по окружности и по высоте ребра в поперечном потоке воздуха при различных числах Re . Локальные коэффициенты теплоотдачи лобовой и кормовой областей ($\varphi = 0$ и 180°) близки друг к другу. Разница в их величинах не превышает 10–15%. Во-вторых, на основании экспериментальных данных гл. 4 для пучков 7 и 8, где получены кривые изменения температур ребра и потока в межтрубном пространстве в сечениях ζ и III (лобовом и кормовом, см. рис. 4.2 и 4.14), рассчитаны локальные коэффициенты теплоотдачи в этих сечениях по высоте ребер на расстояниях 0–10; 10–20; 20–30 и 30–40 мм от основной (несущей) трубы. Получены соответственно локальные коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 , α_3 и α_4 при двух числах Рейнольдса: $\text{Re} = 25 \cdot 10^3$ и $\text{Re} = 5 \cdot 10^5$. Результаты расчета приведены в табл. 6.1. Из таблицы видно, что локальные коэффициенты теплоотдачи кормовой и лобовой областей (сечения I и III) близки друг к другу.

Кроме того, область ребра, обтекаемая вихревым потоком (зона отрыва), невелика и составляет 10–15%. Таким образом, принимаем $\bar{\alpha}_{ABA'} = \bar{\alpha}_{BCS}$.

Средний коэффициент теплоотдачи всего ребра определяется формулой

$$\bar{\alpha}_{ADCSSABA} = \frac{\bar{\alpha}_{ADCBA} F_{ADCBA} + \bar{\alpha}_{ABA'} F_{ABCSABA}}{F_{ADCBA} + F_{ABCSABA}}, \quad (6.15)$$

где F_{ADCBA} и $F_{ABCSABA}$ — площади соответствующих областей ребра.

Необходимо отметить, что теплоотдачу с торца ребер мы не учитывали, однако для относительно высоких и тонких ребер это не внесет существенной погрешности [44, 74].

Уровень турбулентности в многорядных пучках будет иным, чем при обтекании ребра одиночной трубы, расположенной в двухрядном пучке, поэтому в уравнения подобия (6.11)–(6.13) необходимо ввести поправочные коэффициенты.

В работе [130] определены величины относительных поправок на средние коэффициенты теплоотдачи малорядных пучков. На основании

Таблица 6.1. Локальные коэффициенты теплоотдачи для пучков 7 и 8 в сечениях ребра I и III.

Сечение I	Сечение III	Сечение I	Сечение III
<p>Пучок 7;</p> $\alpha_1 = 71$ $\alpha_2 = 59$ $\alpha_3 = 89$ $\alpha_4 = 87$	<p>Re = $25 \cdot 10^3$</p> $\alpha_1 = 103$ $\alpha_2 = 59$ $\alpha_3 = 102$ $\alpha_4 = 120$	<p>Пучок 8;</p> $\alpha_1 = 54$ $\alpha_2 = 37$ $\alpha_3 = 57$ $\alpha_4 = 72$	<p>Re = $25 \cdot 10^3$</p> $\alpha_1 = 68$ $\alpha_2 = 46$ $\alpha_3 = 56$ $\alpha_4 = 54$
<p>Пучок 7;</p> $\alpha_1 = 270$ $\alpha_2 = 510$ $\alpha_3 = 470$ $\alpha_4 = 720$	<p>Re = $500 \cdot 10^3$</p> $\alpha_1 = 310$ $\alpha_2 = 285$ $\alpha_3 = 300$ $\alpha_4 = 630$	<p>Пучок 8;</p> $\alpha_1 = 232$ $\alpha_2 = 368$ $\alpha_3 = 445$ $\alpha_4 = 365$	<p>Re = $500 \cdot 10^3$</p> $\alpha_1 = 240$ $\alpha_2 = 199$ $\alpha_3 = 418$ $\alpha_4 = 435$

этих данных для получения среднего коэффициента теплоотдачи всего ребра для многорядного пучка ($z > 4$) необходимо коэффициенты в уравнениях подобия (6.11)–(6.13) увеличить приблизительно на 1,3 — для шахматных пучков и уменьшить на 1,2 — для коридорных пучков оребренных труб. Эти поправочные коэффициенты могут несколько различаться для пучков с различными геометрическими параметрами, но эти различия практически невелики.

Окончательные уравнения подобия для расчета средней теплоотдачи участков ребер труб многорядных пучков ($z > 4$) будут иметь вид: для шахматных пучков

$$\bar{\alpha}_{АДСВА} = 0,054 \frac{\lambda}{d} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8} \frac{I_1}{I_2}; \quad (6.16)$$

$$\bar{\alpha}_{АА'} = 0,038 \frac{\lambda}{d^{0,8} h_p^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8} f \left(\frac{h_p}{a} \right); \quad (6.17)$$

$$\bar{\alpha}_{АВ} = 0,083 \frac{\lambda}{d^{0,8} t_0^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8}; \quad (6.18)$$

для коридорных пучков

$$\bar{\alpha}_{АДСВА} = 0,035 \frac{\lambda}{d} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8} \frac{I_1}{I_2}; \quad (6.19)$$

$$\bar{\alpha}_{АА'} = 0,024 \frac{\lambda}{d^{0,8} h_p^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8} f \left(\frac{h_p}{a} \right); \quad (6.20)$$

$$\bar{\alpha}_{АВ} = 0,053 \frac{\lambda}{d^{0,8} t_0^{0,2}} \left[\frac{\sigma_1 - 1 - 2\delta h_p / (td)}{\sigma_1} \right]^{0,8} \left(\frac{\Phi}{2a} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \text{Re}_d^{0,8}; \quad (6.21)$$

Таким образом, для расчета средних коэффициентов теплоотдачи всего ребра принимаем уравнения подобия (6.16)–(6.18) и формулы (6.14) и (6.15) — для шахматных пучков и уравнения подобия (6.19)–(6.21) и формулы (6.14) и (6.15) для коридорных пучков.

Коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}_{r,1}$ межреберного пространства оребренной трубы, как уже отмечалось ранее, в первом приближении определяем по формулам для гладкотрубных пучков (шахматного или коридорного) [54].

Средний коэффициент теплоотдачи всего пучка: определится уравнением

$$\bar{\alpha}_{к,т} = \frac{\bar{\alpha}_{АДСВА} 2F_p + \bar{\alpha}_{r,1} F_{тр}}{2F_p + F_{тр}}$$

где $F_p = 0,785 (D^2 - d^2)$ — площадь боковой поверхности одного ребра; $F_{тр} = \pi d (t - \delta)$ — площадь трубы между двумя соседними ребрами. Оценим приближенно пределы применимости полученных уравнений подобия.

Во-первых, так как при составлении методики расчета не учитывается влияние зазора между ребрами на теплоотдачу, то она должна быть справедлива лишь при отсутствии взаимодействия между пограничными слоями соседних ребер. При смыкании пограничных слоев мы приходим к некоторому аналогу течения в плоском зазоре. Искомое граничное значение величины зазора ($t - \delta$) может быть приближенно оценено по длине стабилизации потока, которая составляет около $40d$, здесь $d_s = 4F/s = 2(t - \delta)$.

Тогда получим искомое условие

$$l < 80(t - \delta),$$

где l — максимальная длина линии тока на ребре, определяемая уравнением

$$l \approx \pi [d + (d + 2h_p)]/4 = \pi (d + h_p)/2.$$

Следовательно,

$$t - \delta > \pi (d + h_p)/160 \approx 0,02 (d + h_p).$$

или

$$t - \delta > 0,02 (d + h_p).$$

Такое определение предела применимости полученных уравнений подобия несколько условно. Однако надо заметить, что здесь имеют место две противоположные тенденции. С одной стороны, при смыкании пограничных слоев двух соседних ребер прекращается падение теплоотдачи по длине, что приводит к повышению теплоотдачи по сравнению с расчетной. С другой стороны, сближение гидродинамических пограничных слоев приведет к вытеснению части потока из межреберного пространства, уменьшению скорости и понижению теплоотдачи. Взаимной компенсацией этих двух эффектов возможно и

9*

определяется хорошее согласование расчетных коэффициентов теплоотдачи с экспериментальными.

Во-вторых, высота ребра должна быть значительно больше толщины теплового пограничного слоя на несущей трубе, ибо в противном случае, использованные в расчете формулы для коэффициентов теплоотдачи ребра, как при обтекании пластины, были бы непригодны. Толщину теплового пограничного слоя оценим по порядку величины как $\lambda/\bar{\alpha}_{\text{тр}}$, где $\bar{\alpha}_{\text{тр}}$ — коэффициент теплоотдачи гладкой трубы. Принимая условно порядок рассматриваемого соотношения $\delta_{\text{тр}}/h_p = 0,1$, получим

$$h_p \geq 10\delta_{\text{тр}} = 10\lambda/\bar{\alpha}_{\text{тр}}$$

Здесь λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи, выполненные с пучками [6, 8, 12, 16, 36, 48, 65, 89, 92, 139, 140 и др.] шахматного и коридорного расположения по приближенным формулам и уравнениям подобия [90, 135], которые получены на основании обобщения экспериментальных данных различных исследователей, показали хорошую сходимость. Расхождение в величинах коэффициентов теплоотдачи полученных по приближенным формулам и по уравнениям подобия [90, 135] для абсолютного большинства пучков не превышает 10–15%.

Для расчета приведенных коэффициентов теплоотдачи необходимо пользоваться формулами (4.3) и (4.8).

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Экспериментальные данные по аэродинамическому сопротивлению

пучков труб со спиральными ребрами при поперечном обтекании потоком воздуха

Таблица 1. Шахматные пучки труб $d \times t \times h_p = 32 \times 6 \times 9$ (величины Δp и Eu приведены для семирядных пучков)

$t_p, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}$ Па	$\gamma_w, \text{м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$Re \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_p, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}$ Па	$\gamma_w, \text{м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$Re \cdot 10^{-4}$	Eu
Пучок $a \times b = 2 \times 1,2$											
17,0	1,05	5,7	9,9	1,25	2,48	16	1,02	14,1	33,5	3,07	1,66
16,5	1,04	6,2	10,5	1,33	2,27	16	1,02	14,9	36,9	3,35	1,58
16,5	1,01	6,7	11,7	1,44	2,08	16	1,02	15,8	40,8	3,44	1,57
17,0	1,04	8,0	16,8	1,77	2,08	16	1,02	17,1	47,0	3,73	1,53
16,5	1,01	8,6	17,8	1,86	1,99	16	1,02	18,7	54,8	4,07	1,50
16,5	1,01	9,1	19,8	1,96	1,98	16	1,02	21,3	68,7	4,64	1,43
17,0	1,04	9,0	21,0	1,98	2,09	16	1,02	24,6	73,2	4,83	1,41
16,5	1,01	9,9	22,6	2,15	1,88	16	1,02	25,1	92,7	5,46	1,41
17,0	1,04	10,4	25,7	2,28	1,92	Пучок $a \times b = 2 \times 3$					
17,0	1,04	11,6	31,4	2,57	1,86	19,3	1,02	4,8	5,5	1,03	1,94
17,0	1,04	13,6	40,9	3,00	1,78	19,3	1,02	6,2	10,3	1,33	2,21
16,5	1,01	15,4	49,9	3,33	1,73	19,3	1,02	7,8	15,2	1,67	2,05
17,0	1,04	15,7	53,8	3,47	1,74	19,3	1,02	8,8	18,3	1,88	1,96
16,5	1,01	17,2	60,7	3,71	1,69	19,3	1,02	9,6	21,4	2,05	1,93
17,0	1,04	18,1	67,7	4,00	1,66	19,3	1,02	11,1	27,6	2,38	1,85
16,5	1,01	20,4	83,8	4,42	1,64	19,3	1,02	13,4	38,5	2,86	1,80
17,0	1,04	20,2	83,7	4,55	1,65	19,3	1,02	16,4	55,2	3,51	1,72
17,0	1,04	22,0	98,0	4,85	1,63	19,3	1,02	14,6	45,2	3,08	1,78
Пучок $a \times b = 2 \times 1,5$											
15,2	1,00	6,4	9,3	1,39	1,86	20,5	1,02	17,6	64,2	3,72	1,73
15,2	1,00	7,4	12,8	1,59	1,95	20,5	1,02	19,6	77,8	4,15	1,69
15,2	1,00	8,1	15,2	1,75	1,89	20,5	1,02	22,0	97,0	4,65	1,68
15,2	1,00	9,1	17,8	1,96	1,78	Пучок $a \times b = 2,5 \times 1,2$					
15,2	1,00	10,0	21,0	2,16	1,74	18,7	1,00	4,8	7,3	1,02	2,57
15,2	1,00	10,7	24,5	2,32	1,75	18,7	1,00	6,8	14,4	1,44	2,58
15,2	1,00	12,2	30,3	2,63	1,68	18,7	1,00	7,9	18,7	1,67	2,50
15,2	1,00	13,5	35,3	2,91	1,61	18,7	1,00	8,9	22,9	1,87	2,45
15,2	1,00	14,6	40,9	3,16	1,57	18,7	1,00	9,7	26,9	2,05	2,39
15,2	1,00	16,2	49,5	3,50	1,55	18,7	1,00	10,4	30,8	2,19	2,38
15,2	1,00	18,2	59,1	3,93	1,48	18,7	1,00	11,9	37,4	2,50	2,22
15,2	1,00	20,3	71,5	4,38	1,43	18,7	1,00	12,9	43,2	2,71	2,18
15,2	1,00	21,8	82,0	4,72	1,41	18,7	1,00	14,8	54,1	3,12	2,06
15,2	1,00	23,3	91,0	5,03	1,38	18,7	1,00	16,3	63,4	3,44	2,00
Пучок $a \times b = 2 \times 2$											
16	1,02	5,7	6,9	1,24	2,00	18,7	1,00	17,8	73,7	3,75	1,95
16	1,02	6,6	9,3	1,44	2,03	18,7	1,00	19,6	85,3	4,11	1,87
16	1,02	7,3	10,9	1,60	1,93	18,7	1,00	20,4	93,2	4,30	1,87
16	1,02	8,6	14,2	1,86	1,85	Пучок $a \times b = 2,5 \times 2$					
16	1,02	9,5	17,5	2,08	1,84	15,7	1,00	4,6	4,3	0,99	1,69
16	1,02	9,6	17,4	2,09	1,79	15,7	1,00	5,6	6,3	1,21	1,64
16	1,02	10,3	19,6	2,24	1,77	15,7	1,00	6,9	9,5	1,48	1,67
16	1,02	10,7	20,7	2,33	1,73	15,7	1,00	8,9	14,6	1,91	1,54
16	1,02	11,2	23,0	2,44	1,75	15,7	1,00	9,7	17,0	2,09	1,48
16	1,02	12,7	28,6	2,78	1,68	15,7	1,00	10,7	20,8	2,31	1,49
16	1,02	13,3	30,8	2,91	1,65	15,7	1,00	11,7	23,3	2,51	1,42
16	1,02	13,3	30,8	2,91	1,65	15,7	1,00	12,7	27,8	2,74	1,42

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu
Пучок $a \times b = 2,5 \times 1,7$											
18,2	1,02	5,6	2,3	1,21	0,62	18,0	1,01	5,2	2,8	1,10	0,88
18,2	1,02	7,2	3,7	1,56	0,60	18,0	1,01	6,4	4,1	1,36	0,83
18,2	1,02	8,2	4,9	1,77	0,60	18,0	1,01	7,0	5,1	1,40	0,85
18,2	1,02	8,8	5,7	1,91	0,60	18,0	1,01	10,1	9,8	2,15	0,80
18,2	1,02	10,2	7,4	2,20	0,58	18,0	1,01	11,9	13,6	2,55	0,79
18,2	1,02	11,5	9,3	2,48	0,58	18,0	1,01	12,9	15,6	2,76	0,77
18,2	1,02	12,5	11,1	2,70	0,58	18,0	1,01	14,8	19,8	3,16	0,75
18,2	1,02	15,3	17,0	3,30	0,60	18,0	1,01	15,8	22,6	3,37	0,75
18,2	1,02	18,2	22,5	3,95	0,56	18,0	1,01	16,7	25,3	3,55	0,76
18,2	1,02	22,5	34,6	4,86	0,56	18,0	1,01	17,8	28,0	3,78	0,74
18,2	1,02	27,3	51,0	5,90	0,56	18,0	1,01	18,3	30,8	3,90	0,77
18,2	1,02	30,5	63,4	6,60	0,56	18,0	1,01	21,1	39,3	4,51	0,73
18,2	1,02	34,1	79,8	7,37	0,56	18,0	1,01	23,3	47,8	4,97	0,73
Пучок $a \times b = 2,5 \times 3$											
17,9	1,02	5,1	3,1	1,11	0,96	20,8	0,99	6,6	2,2	1,38	0,41
17,9	1,02	6,4	5,1	1,39	0,99	20,8	0,99	7,6	2,7	1,56	0,41
17,9	1,02	7,4	6,3	1,60	0,92	20,8	0,99	8,3	3,3	1,71	0,41
17,9	1,02	8,5	8,1	1,84	0,92	20,8	0,99	9,0	3,9	1,86	0,41
17,9	1,02	9,7	10,3	2,09	0,91	20,8	0,99	9,8	4,7	2,01	0,42
17,9	1,02	10,9	13,2	2,36	0,91	20,8	0,99	11,9	7,1	2,46	0,42
17,9	1,02	12,8	18,0	2,78	0,90	20,8	0,99	14,1	9,7	2,91	0,42
17,9	1,02	14,4	21,2	3,11	0,84	20,8	0,99	17,4	14,0	3,60	0,39
17,9	1,02	16,0	25,7	3,45	0,83	20,8	0,99	19,2	17,2	3,95	0,40
17,9	1,02	19,8	39,3	4,28	0,82	20,8	0,99	20,9	20,2	4,32	0,39
17,9	1,02	22,5	50,2	4,85	0,81	20,8	0,99	22,8	23,7	4,70	0,39
17,9	1,02	24,9	59,5	5,38	0,78	20,8	0,99	24,7	28,0	5,10	0,39
17,9	1,02	27,6	73,2	5,95	0,79	20,8	0,99	27,2	34,2	5,62	0,39
17,9	1,02	30,6	89,5	6,60	0,78	20,8	0,99	30,2	41,3	6,23	0,39
Пучок $a \times b = 3 \times 1,7$											
19,5	1,01	5,7	2,3	1,21	0,59	20,8	0,99	33,8	50,7	6,97	0,38
19,5	1,01	7,6	3,9	1,60	0,56	20,8	0,99	35,2	54,5	7,26	0,38
19,5	1,01	9,3	5,7	1,96	0,55	20,8	0,99	38,8	67,8	8,00	0,38
19,5	1,01	10,3	7,1	2,18	0,55	19,1	0,99	5,6	2,4	1,16	0,57
19,5	1,01	11,8	9,3	2,49	0,56	19,1	0,99	6,2	2,6	1,28	0,57
19,5	1,01	13,9	12,6	2,93	0,55	19,1	0,99	6,8	3,3	1,41	0,61
19,5	1,01	15,6	15,8	3,29	0,54	19,1	0,99	7,5	3,9	1,56	0,58
19,5	1,01	17,2	19,0	3,63	0,54	19,1	0,99	8,6	5,0	1,79	0,57
19,5	1,01	18,1	21,4	3,82	0,54	19,1	0,99	9,7	6,5	2,02	0,58
19,5	1,01	24,1	37,5	5,08	0,54	19,1	0,99	10,8	7,7	2,24	0,56
19,5	1,01	25,8	43,2	5,43	0,54	19,1	0,99	12,5	10,3	2,59	0,56
19,5	1,01	26,2	44,0	5,55	0,54	19,1	0,99	14,6	13,4	3,04	0,53
19,5	1,01	28,8	53,0	6,08	0,53	19,1	0,99	15,6	15,4	3,24	0,54
19,5	1,01	30,8	60,8	6,50	0,54	19,5	0,99	17,9	18,2	3,50	0,52
19,5	1,01	33,2	69,9	7,02	0,54	19,5	0,99	19,5	20,6	3,72	0,52
19,5	1,01	34,9	78,6	7,37	0,54	19,5	0,99				

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}$ Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2 \times 5$; пучок $a \times b = 2,8 \times 1,5$											
18,0	1,02	9,0	24,5	1,39	2,48	15,0	0,99	12,0	66	1,84	3,85
18,0	1,02	12,2	42,1	1,89	2,33	15,0	0,99	14,2	86	2,19	3,57
19,0	1,02	14,5	53,0	2,24	2,08	15,0	0,99	16,9	108	2,60	3,16
19,0	1,02	16,5	68,6	2,56	2,07	14,0	2,02	20,0	141	3,09	2,95
20,0	1,02	20,3	94,0	3,14	1,88	16,0	1,02	22,4	168	3,28	2,80
21,0	1,02	22,3	113,0	3,40	1,87	17,5	1,03	24,7	200	3,50	2,74
22,0	1,05	24,2	135,0	3,78	1,87	14,0	2,04	27,6	247	4,13	2,72
23,0	1,06	27,1	166	4,25	1,71	15,0	2,05	28,0	247	4,13	2,72
19,0	2,10	16,4	115	5,22	1,71	15,0	2,05	28,0	247	4,13	2,72
20,0	2,10	18,4	138	5,82	1,64	16,0	2,07	23,5	306	7,50	2,22
18,0	3,98	11,2	95	6,80	1,59	19,5	2,09	27,7	400	8,73	2,10
21,0	2,12	21,8	188	6,92	1,57	13,0	4,07	14,1	258	10,42	1,95
22,0	2,14	24,4	230	7,75	1,53	14,0	4,10	18,3	323	11,73	1,94
24,0	2,17	27,0	278	8,60	1,51	14,0	7,87	11,1	224	13,60	1,91
19,0	4,00	16,3	193	9,98	1,52	14,0	7,96	12,6	287	15,60	1,89
20,0	4,04	18,7	253	11,37	1,50	18,0	4,14	23,2	490	14,67	1,84
22,0	4,04	22,2	342	12,06	1,41	23,0	4,21	27,4	680	17,08	1,82
25,0	4,13	25,3	446	13,36	1,45	14,0	7,96	14,5	372	17,90	1,84
29,0	4,16	29,3	593	15,20	1,44	15,0	7,96	16,1	460	19,90	1,84
22,0	7,90	17,3	397	17,40	1,44	14,0	7,92	16,9	512	20,95	1,85
25,0	7,95	20,3	539	23,50	1,40	16,0	7,94	19,0	640	23,35	1,85
26,0	11,42	14,6	386	24,20	1,36	19,0	8,10	21,7	845	26,70	1,86
28,0	8,05	23,6	735	27,30	1,42	14,0	17,90	10,7	472	30,00	1,89
27,0	11,43	17,1	531	28,30	1,37	30,0	8,30	26,9	1283	31,60	1,86
33,0	8,17	26,5	912	30,20	1,39	38,0	8,50	28,4	1445	32,70	1,88
30,0	11,52	20,6	725	32,80	1,32	14,0	17,90	12,5	650	35,00	1,92
42,0	8,35	31,1	1240	34,30	1,40	15,0	17,90	14,0	821	39,00	1,92
33,0	11,60	23,1	958	37,40	1,36	16,0	17,90	15,8	1018	43,70	1,89
41,0	11,88	27,4	1347	43,20	1,37	19,0	18,06	17,0	1200	46,60	1,92
29,0	18,00	18,2	968	46,80	1,41						
33,0	18,16	21,1	1305	53,50	1,41						
37,0	18,40	22,9	1516	57,50	1,40						
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2 \times 10$; пучок $a \times b = 2 \times 1,65$											
18,0	1,00	7,2	16,4	1,11	4,23	18,0	1,00	8,5	16,4	1,11	4,23
18,1	1,00	8,5	21,4	1,29	3,96	18,1	1,00	9,6	23,4	1,43	3,43
20,6	0,99	9,6	23,4	1,43	3,43	20,6	0,99	10,5	28,4	1,56	3,52

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$, Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta P \cdot 10^{-1}$, Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$, Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta P \cdot 10^{-1}$, Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu
16,8	1,00	17,2	87	2,63	2,44	21,5	17,70	9,3	239	24,60	1,31
18,0	1,00	19,2	104	2,90	2,38	31,0	8,05	23,6	635	26,70	1,23
20,0	1,00	22,4	125	3,34	2,12	36,0	8,15	26,8	845	30,10	1,27
18,9	2,12	11,1	72	3,59	2,30	22,0	11,97	17,7	575	31,40	1,29
19,0	2,12	15,2	120	4,88	2,03	22,0	17,70	12,6	435	33,15	1,31
21,0	4,10	8,7	72	5,30	1,99	26,0	12,12	21,5	845	37,80	1,29
20,4	2,14	19,8	185	6,35	1,86	22,0	17,80	15,4	647	40,70	1,30
24,0	2,15	24,1	266	7,58	1,88	31,0	12,30	24,2	1060	41,80	1,27
21,5	4,10	12,5	142	7,67	1,87	27,0	17,90	17,9	873	46,20	1,30
23,6	4,10	16,6	250	10,15	1,86	30,0	18,00	20,4	1126	52,00	1,30
28,5	7,91	10,4	168	11,80	1,71						
27,5	4,10	21,6	381	12,75	1,71						
32,0	4,20	25,2	535	14,82	1,75						
29,4	7,86	14,2	318	16,00	1,73						
31,0	11,80	11,5	315	19,50	1,75						
27,2	7,86	18,1	521	20,10	1,75						
40,0	8,02	22,8	809	24,40	1,74						
27,0	11,70	14,7	518	24,90	1,75						
25,0	17,85	10,2	374	26,70	1,71						
48,0	8,02	26,9	1077	27,50	1,71						
30,0	11,80	18,8	854	31,30	1,78						
35,0	11,93	23,5	1302	38,50	1,74						
26,0	17,90	14,8	799	38,60	1,74						
28,3	18,00	17,4	1110	44,80	1,75						
34,5	18,05	20,0	1390	49,50	1,71						

Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 20$;
пучок $a \times b = 3,13 \times 2,35$

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$, Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta P \cdot 10^{-1}$, Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$, Па	$w, \text{ м/с}$	$\Delta P \cdot 10^{-1}$, Па	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu
14,0	2,09	22,2	232	7,23	1,86	38,0	7,94	20,0	387,0	21,40	1,08
15,5	2,10	25,3	292	8,22	1,81	31,0	11,75	13,5	276,0	22,20	1,13
17,5	2,12	27,9	345	9,00	1,76	46,0	8,11	22,2	478,0	23,20	1,09
20,0	2,15	30,3	403	9,78	1,72	32,0	11,70	16,7	423,0	27,30	1,14
13,0	3,97	16,1	223	10,10	1,78	47,5	17,95	14,0	395,0	32,20	1,03
13,0	3,98	18,2	286	11,47	1,78	52,5	18,15	18,8	739,0	42,50	1,07
17,0	4,02	21,2	382	13,30	1,75						
14,0	4,05	24,4	496	15,15	1,72						
21,0	4,21	27,5	624	16,87	1,70						
23,0	4,19	30,0	745	18,60	1,67						
21,0	8,00	16,1	410	19,33	1,66	24,0	5,0	0,75	8	0,75	2,65
13,0	7,89	17,5	500	21,80	1,71	24,0	1,01	6,7	13	1,00	2,45
24,0	8,08	19,0	573	22,50	1,67	23,0	1,01	8,1	18	1,21	2,34
14,0	7,95	19,3	616	24,00	1,71	23,0	1,01	9,5	25	1,43	2,29
17,0	8,01	21,6	751	26,60	1,67	22,5	1,01	11,4	33	1,71	2,17
30,0	8,16	26,2	1065	30,30	1,65	22,5	1,01	13,6	45	2,04	2,06
36,0	8,24	29,4	1340	33,10	1,67	22,5	1,01	15,6	57	2,33	1,98
27,0	11,84	24,7	1320	42,10	1,58	22,5	1,01	17,4	69	2,60	1,93
32,0	11,90	28,0	1652	46,80	1,55	23,0	1,01	19,5	84	2,91	1,85
21,0	18,00	18,4	1143	49,50	1,59	23,5	1,01	21,1	95	3,15	1,79
23,0	18,17	21,1	1480	56,80	1,55	14,0	2,05	11,3	55	3,61	1,74
28,0	18,35	23,1	1790	61,00	1,57	15,5	2,05	15,2	93	4,81	1,63

Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 5$;
пучок $a \times b = 3 \times 1,2$

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}, \text{Па}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu	$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\Delta p \cdot 10^{-1}, \text{Па}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	Eu
Трубы $d \times t \times h_p = 23 \times 8 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$											
12,0	1,02	6,2	12	1,00	2,54	22,0	4,15	11,4	86	7,02	1,36
12,0	1,02	7,3	16	1,18	2,40	22,0	4,13	12,4	102	7,60	1,36
12,0	1,02	8,6	21	1,39	2,30	25,0	4,21	24,0	202	7,73	1,36
12,2	1,02	10,2	27	1,64	2,12	26,0	4,20	20,3	274	12,40	1,36
12,5	1,02	11,1	32	1,79	2,10	20,0	7,96	11,5	164	13,80	1,30
12,6	1,02	12,6	39	2,02	1,99	31,0	4,23	24,3	387	14,46	1,35
13,0	1,02	14,0	47	2,24	1,91	20,0	8,05	14,2	268	17,16	1,39
13,6	1,02	15,4	54	2,45	1,86	24,0	11,80	11,2	241	19,37	1,39
14,0	1,02	17,1	65	2,72	1,80	26,0	8,12	17,8	423	21,50	1,39
15,0	2,13	9,0	36	2,96	1,75	24,0	11,98	15,1	447	26,55	1,41
15,0	1,02	18,9	77	2,98	1,75	33,0	8,28	25,5	850	29,50	1,38
17,0	1,02	21,0	91	3,27	1,69	24,7	17,80	11,5	388	29,80	1,41
16,0	2,14	14,7	85	4,84	1,54	26,0	12,03	18,9	706	33,10	1,41
18,0	2,17	18,4	121	6,05	1,38	26,4	17,80	14,8	645	38,50	1,41
22,0	2,17	21,4	161	6,88	1,38	32,0	12,20	23,2	1025	39,50	1,37
						32,0	18,20	19,1	1072	48,60	1,41

2. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче пучков труб со спиральными ребрами при поперечном обтекании потоком воздуха

Таблица 4. Шахматные пучки из труб $d \times t \times h_p = 32 \times 6 \times 9$ (материал труб и ребер сталь 20)

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{гр}$
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 1,2$						
20,0	98,0	1,01	5,3	347	1,13	429
20,1	97,2	1,01	6,4	389	1,38	482
20,0	97,2	1,01	7,5	417	1,60	518
20,0	96,8	1,01	8,6	459	1,85	568
20,2	99,3	1,01	9,6	487	2,06	605
20,0	101,0	1,01	11,0	541	2,36	670
19,1	99,2	1,01	13,0	570	2,78	706
18,9	97,5	1,01	14,6	624	3,14	773
19,1	96,5	1,01	16,8	672	3,60	833
19,4	96,2	1,01	18,8	725	4,02	898
19,5	96,0	1,01	20,7	765	4,43	950
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 1,2$						
42,4	93,0	1,01	5,2	293	0,96	340
41,4	94,0	1,01	6,7	327	1,22	381
41,1	93,3	1,01	7,7	365	1,43	426
40,4	92,5	1,01	8,8	406	1,63	474
40,0	92,6	1,01	10,0	435	1,86	509
			11,3			

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{гр}$
38,9	91,5	1,01	11,3	463	2,12	543
38,2	90,2	1,01	12,6	498	2,38	585
37,2	88,5	1,01	14,4	536	2,72	632
35,5	86,0	1,01	17,5	602	3,32	713
35,0	84,5	1,01	19,5	654	3,73	775
33,9	83,2	1,01	21,6	705	4,17	840
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 2$						
21,6	91,0	1,01	2,9	332	1,36	407
25,5	90,5	1,01	3,8	390	1,81	479
21,5	92,4	1,01	4,5	430	2,13	529
21,7	96,0	1,01	5,1	451	2,41	554
21,8	97,2	1,01	5,4	483	2,55	593
21,8	100,5	1,01	6,4	526	3,00	646
21,8	102,6	1,01	7,1	566	3,34	695
21,8	104,0	1,01	7,9	593	3,71	729
21,9	105,1	1,01	8,8	640	4,16	786
22,0	103,9	1,01	10,3	702	4,88	862
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 2$						
40,6	94,5	1,01	5,8	264	1,11	308
40,3	93,9	1,01	6,9	293	1,31	342
39,6	92,8	1,01	7,4	316	1,41	367
38,1	90,6	1,01	8,6	355	1,66	417
38,1	91,2	1,01	9,6	375	1,85	440
36,8	89,7	1,01	11,8	434	2,29	511
35,8	88,5	1,01	14,0	473	2,73	558
35,8	89,9	1,01	15,8	515	3,08	609
34,7	88,3	1,01	18,3	575	3,60	680
34,6	88,5	1,01	20,3	613	3,98	726
34,6	89,6	1,01	23,3	673	4,57	798
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 3$						
21,8	87,4	1,01	4,4	269	0,94	330
19,9	104,0	1,01	6,1	318	1,26	393
20,0	105,7	1,01	7,2	345	1,47	427
20,0	103,4	1,01	8,3	383	1,70	473
20,1	103,1	1,01	9,3	401	1,91	497
19,8	100,7	1,01	10,9	444	2,26	550
19,5	98,7	1,01	12,9	495	2,66	612
19,7	99,6	1,01	15,1	540	3,11	670
19,9	98,0	1,01	18,2	595	3,74	736
19,9	98,0	1,01	19,8	645	4,08	800
19,1	97,5	1,01	22,5	677	4,63	837
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 3$						
42,7	94,7	1,01	6,0	277	1,08	321
44,6	104,0	1,01	7,1	305	1,26	352

Продолжение табл. 4

$t_{np}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	N_{np}
43,6	104,0	1,01	8,2	335	1,47	387
42,3	101,2	1,01	9,2	369	1,66	428
41,8	100,3	1,01	10,4	403	1,88	468
41,1	99,0	1,01	11,3	452	2,14	528
38,0	91,6	1,01	14,3	505	2,64	594
35,3	85,3	1,01	18,1	586	3,38	694
34,3	83,4	1,01	20,6	637	3,87	756
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
23,8	93,2	1,01	4,3	346	0,88	422
23,9	93,0	1,01	5,6	407	1,15	498
24,1	94,2	1,01	6,5	450	1,34	550
24,2	92,6	1,01	7,6	495	1,58	604
23,9	90,0	1,01	9,1	554	1,89	676
24,0	90,5	1,01	9,6	580	1,98	710
23,9	90,5	1,01	12,1	640	2,51	782
24,0	89,8	1,01	14,7	727	3,05	888
23,9	91,0	1,01	16,5	777	3,41	950
24,1	91,7	1,01	19,1	850	3,96	1037
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
32,4	89,8	1,01	3,7	231	0,72	277
31,7	90,0	1,01	4,5	263	0,90	314
30,9	87,6	1,01	5,3	290	1,07	348
31,4	87,6	1,01	6,0	329	1,19	394
31,1	88,2	1,01	6,6	351	1,33	421
31,0	88,5	1,01	7,8	404	1,57	484
29,7	86,8	1,01	9,4	436	1,88	525
29,5	87,3	1,01	11,8	504	2,39	606
28,9	84,3	1,01	13,8	566	2,80	683
28,8	85,3	1,01	15,5	615	3,15	743
28,4	84,0	1,01	17,9	671	3,62	810
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 2$						
16,9	99,3	1,0	3,7	281	0,80	351
17,0	101,0	1,0	4,5	302	0,97	377
17,3	99,3	1,0	5,4	346	1,17	432
17,1	98,7	1,0	6,1	386	1,32	482
17,4	100,6	1,0	7,4	425	1,59	532
17,4	97,8	1,0	9,0	484	1,95	602
17,4	97,1	1,0	10,7	536	2,30	669
17,8	97,1	1,0	12,7	591	2,72	735
18,0	96,8	1,0	15,4	667	3,30	830
18,0	96,0	1,0	18,3	748	3,93	924
17,9	95,9	1,0	20,7	789	4,45	982
18,0	95,0	1,0	22,9	843	4,92	1050
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 2$						
30,6	88,1	1,0	4,3	226	0,84	270

Продолжение табл. 4

$t_{np}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	N_{np}
30,1	88,9	1,0	4,7	243	0,94	291
29,4	86,5	1,0	5,3	271	1,06	325
29,7	88,0	1,0	6,0	293	1,19	351
29,1	86,5	1,0	6,9	321	1,37	385
28,8	86,8	1,0	8,1	368	1,66	443
28,4	85,8	1,0	9,5	407	1,88	491
28,0	84,8	1,0	11,2	456	2,22	551
27,6	83,4	1,0	12,9	501	2,57	605
27,0	83,2	1,0	14,2	546	2,86	662
26,5	82,5	1,0	16,9	595	3,40	722
26,0	82,0	1,0	19,2	640	3,86	779
25,9	81,8	1,0	21,5	687	4,33	836
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 3$						
20,2	102,2	1,0	4,6	268	0,95	332
20,5	103,5	1,0	5,3	304	1,11	376
20,5	102,2	1,0	6,1	332	1,28	411
20,7	98,6	1,0	7,2	376	1,51	468
21,8	99,5	1,0	8,3	407	1,73	505
21,3	102,1	1,0	10,7	480	2,23	595
19,8	97,5	1,0	9,7	442	2,02	548
19,8	95,5	1,0	16,3	601	3,46	745
19,5	94,9	1,0	21,2	701	4,41	870
21,4	97,5	1,0	12,6	530	2,62	658
21,7	97,0	1,0	15,1	595	3,14	738
21,5	97,5	1,0	19,9	694	4,14	860
22,0	94,5	1,0	24,7	770	5,14	955
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 3 \times 3$						
30,6	88,0	1,0	4,5	236	0,89	283
30,6	89,0	1,0	5,2	262	1,02	314
30,6	92,5	1,0	6,1	304	1,21	364
29,8	91,1	1,0	7,3	327	1,44	392
30,0	93,1	1,0	8,7	379	1,72	455
29,4	90,5	1,0	10,0	415	1,99	500
28,9	90,8	1,0	11,6	456	2,30	549
28,6	88,7	1,0	13,5	501	2,67	604
28,9	88,7	1,0	15,7	547	3,11	658
28,7	94,5	1,0	18,8	611	3,72	736
27,8	90,1	1,0	22,6	706	4,51	850

Таблица 5. Коридорные пучки из труб $d \times t \times h_p = 32 \times 6 \times 9$ (материал труб и ребер сталь 20)

$t_{np}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	N_{np}
17,7	99,5	1,0	5,0	200	1,06	249

$t_{п}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{цпр}$
17,8	102,3	1,0	5,8	220	1,22	274
17,9	101,2	1,0	6,5	235	1,37	292
18,1	97,5	1,0	7,7	260	1,62	322
18,1	96,6	1,0	8,9	288	1,88	359
17,9	98,0	1,0	10,8	327	2,28	406
18,0	97,5	1,0	13,0	368	2,73	457
18,1	96,7	1,0	15,3	416	3,22	516
18,9	97,5	1,0	17,3	470	3,62	585
18,5	96,8	1,0	20,5	510	4,30	633
18,7	92,8	1,0	23,9	575	5,00	714
19,0	90,8	1,0	27,4	655	5,75	812
18,8	91,7	1,0	29,9	693	6,27	860
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 1,6$						
28,2	90,7	1,0	5,2	133	1,04	160
29,3	95,8	1,0	6,3	155	1,25	186
28,7	95,5	1,0	7,4	169	1,46	203
28,8	96,0	1,0	8,4	182	1,65	221
28,2	94,7	1,0	9,6	207	1,89	250
28,4	95,4	1,0	11,5	230	2,27	278
27,5	92,7	1,0	13,5	250	2,70	303
27,3	92,4	1,0	15,7	286	3,13	346
25,9	89,3	1,0	19,9	345	3,99	420
25,8	87,5	1,0	23,7	397	4,76	482
25,4	84,8	1,0	27,5	458	5,52	558
25,8	85,6	1,0	30,7	502	6,17	611
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 2$						
17,4	92,9	1,0	5,0	191	1,05	237
17,7	104,3	1,0	7,1	244	1,50	304
17,8	107,7	1,0	8,9	306	1,87	381
17,8	107,2	1,0	11,2	370	2,36	461
17,8	107,4	1,0	12,3	393	2,58	490
17,8	104,2	1,0	14,2	434	2,98	540
18,1	100,0	1,0	15,9	483	3,34	601
18,2	94,0	1,0	18,4	550	3,86	686
18,2	90,7	1,0	20,5	600	4,30	746
18,3	89,0	1,0	22,9	657	4,81	818
18,7	87,1	1,0	25,2	709	5,29	882
18,7	82,9	1,0	29,6	795	6,22	988
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 2$						
31,4	93,3	1,0	5,9	171	1,16	204
30,4	88,8	1,0	7,4	198	1,46	236
31,2	91,7	1,0	8,5	218	1,69	259
31,0	92,5	1,0	9,9	241	1,99	288
31,2	93,5	1,0	12,0	282	2,39	337
30,8	92,0	1,0	15,0	344	2,99	410
30,4	89,0	1,0	20,1	440	4,00	526

$t_{п}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{цпр}$
30,4	90,0	1,0	23,9	524	4,75	626
30,7	89,5	1,0	26,5	576	5,28	688
30,3	88,6	1,0	29,2	609	5,81	727
Локальное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 3$						
20,2	100,3	1,0	5,0	262	1,05	323
20,8	102,0	1,0	6,1	305	1,27	376
20,2	101,8	1,0	7,4	344	1,53	424
20,7	100,4	1,0	9,2	411	1,91	507
20,0	102,0	1,0	11,7	444	2,42	547
20,0	100,7	1,0	13,0	493	2,70	607
20,0	99,6	1,0	14,5	527	3,02	652
20,0	98,4	1,0	16,9	575	3,51	708
20,1	99,0	1,0	19,9	629	4,15	777
20,1	98,1	1,0	22,8	693	4,74	853
20,5	97,2	1,0	24,7	745	5,14	945
20,3	97,4	1,0	27,0	770	5,60	950
Полное тепловое моделирование; пучок $a \times b = 2 \times 3$						
40,9	96,5	1,0	6,2	263	1,16	306
40,7	98,7	1,0	7,2	292	1,35	340
40,7	100,5	1,0	8,8	330	1,64	384
38,6	95,5	1,0	10,2	383	1,93	449
37,7	95,0	1,0	11,6	414	2,19	486
36,8	94,3	1,0	13,5	454	2,57	535
35,6	91,2	1,0	16,2	491	3,10	580
34,1	89,8	1,0	18,9	553	3,67	675
33,1	85,3	1,0	21,6	645	4,20	768
32,1	85,0	1,0	24,6	655	4,74	782

Таблица 6. Шахматные пучки из труб $d \times t \times h_p = 32 \times 6 \times 9$ (материал труб и ребер сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{п}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{цпр}$
Пучок $a \times b = 2 \times 1,2$						
17,5	99,7	1,01	4,9	307	1,08	383
18,2	102,8	1,01	6,4	358	1,39	445
17,6	100,0	1,01	8,0	433	1,76	537
17,3	102,2	1,01	9,0	469	1,98	583
17,3	103,3	1,01	10,2	505	2,25	627
17,9	104,0	1,01	11,4	545	2,49	678
18,6	103,3	1,01	12,7	581	2,78	722
18,5	102,0	1,01	14,8	634	3,23	787
18,7	99,6	1,01	16,8	698	3,67	866
19,1	102,0	1,01	18,6	756	4,07	945

Продолжение табл. 6

$t_{in}, ^\circ C$	$t_{gr}, ^\circ C$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
19,3	102,0	1,01	20,3	805	4,43	1006
19,3	101,3	1,01	22,0	843	4,81	1053
Пучок $a \times b = 2 \times 1,5$						
17,3	103,6	1,01	6,4	345	1,38	430
16,7	102,0	1,01	8,3	410	1,79	512
16,6	104,4	1,01	9,9	448	2,14	557
16,3	104,4	1,01	11,8	491	2,55	640
16,3	105,7	1,01	13,1	523	2,84	650
16,2	104,0	1,01	14,6	558	3,17	695
15,6	104,3	1,01	16,4	616	3,56	767
16,7	108,3	1,01	18,6	647	4,02	805
16,7	105,3	1,01	20,3	694	4,38	864
16,4	106,3	1,01	22,2	735	4,80	915
16,6	107,7	1,01	23,8	770	5,13	958
Пучок $a \times b = 2 \times 2$						
16,0	86,6	1,01	4,6	303	1,00	379
16,6	85,1	1,01	5,3	329	1,14	411
16,9	84,1	1,01	6,9	388	1,50	484
17,7	83,7	1,01	9,5	458	2,04	569
18,2	83,8	1,01	10,5	493	2,22	612
16,4	81,3	1,01	12,8	543	2,76	680
16,4	79,6	1,01	14,3	594	3,08	743
16,5	82,3	1,01	16,2	616	3,49	772
16,9	81,7	1,01	19,6	680	4,22	850
16,8	81,2	1,01	21,8	723	4,68	905
17,0	80,0	1,01	23,6	767	5,08	960
17,0	80,7	1,01	26,0	799	5,61	1000
Пучок $a \times b = 2 \times 3$						
19,3	97,6	1,01	4,8	266	1,03	330
19,3	99,5	1,01	6,2	324	1,33	402
19,3	96,7	1,01	7,8	391	1,67	483
19,3	100,4	1,01	8,8	407	1,88	504
19,4	99,6	1,01	9,6	433	2,05	536
19,4	99,8	1,01	11,1	415	2,37	569
19,5	97,5	1,01	13,4	537	2,86	664
20,6	99,3	1,01	14,6	558	3,08	689
19,3	95,6	1,01	16,4	599	3,51	742
20,4	98,4	1,01	17,6	622	3,72	768
20,5	96,4	1,01	19,6	669	4,15	825
20,4	94,7	1,01	22,0	712	4,65	880
Пучок $a \times b = 2,5 \times 1,2$						
20,9	101,0	1,01	6,1	399	1,28	492
20,9	101,3	1,01	7,3	445	1,53	549
20,6	103,0	1,01	8,6	498	1,81	615
20,6	102,8	1,01	9,9	545	2,08	673

Продолжение табл. 6

$t_{in}, ^\circ C$	$t_{gr}, ^\circ C$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
20,6	103,7	1,01	11,5	601	2,42	742
20,4	102,7	1,01	13,3	650	2,80	802
20,4	104,3	1,01	15,1	705	3,18	870
20,4	103,0	1,01	17,2	764	3,63	942
20,4	102,3	1,01	19,3	821	4,06	1013
20,4	101,8	1,01	20,9	867	4,40	1070
Пучок $a \times b = 2,5 \times 2$						
16,5	92,6	1,01	6,1	336	1,30	418
16,6	91,3	1,01	7,2	377	1,55	470
16,5	92,6	1,01	8,6	417	1,83	520
16,5	93,2	1,01	10,1	459	2,16	572
16,5	92,4	1,01	12,1	512	2,59	637
16,6	94,6	1,01	13,7	549	2,94	684
16,5	95,0	1,01	15,6	599	3,34	746
17,0	96,3	1,01	17,0	640	3,65	797
17,0	95,2	1,01	19,6	692	4,21	861
17,0	96,3	1,01	21,5	736	4,62	916
17,0	97,7	1,01	23,4	765	5,02	954
16,9	99,0	1,01	25,4	795	5,45	990
Пучок $a \times b = 2,5 \times 3$						
20,5	97,2	1,01	6,1	300	1,28	371
20,6	100,3	1,01	6,9	337	1,45	428
20,3	95,9	1,01	8,0	371	1,67	458
20,8	95,5	1,01	9,2	402	1,93	512
20,5	96,0	1,01	10,8	454	2,27	560
20,6	99,3	1,01	12,4	493	2,60	609
20,2	98,2	1,01	13,5	515	2,82	634
20,2	97,7	1,01	15,2	568	3,17	700
20,3	97,7	1,01	17,7	618	3,71	762
20,4	98,7	1,01	20,0	666	4,18	821
20,6	99,0	1,01	21,4	705	4,47	870
20,5	100,6	1,01	23,3	735	4,87	907
20,4	104,3	1,01	25,4	739	5,31	911
Пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
18,7	104,0	1,01	4,7	362	1,00	449
18,2	96,0	1,01	5,5	413	1,17	512
18,2	97,1	1,01	7,1	489	1,61	606
18,3	97,0	1,01	8,2	515	1,75	639
18,8	97,3	1,01	9,2	553	1,98	684
18,8	98,5	1,01	9,9	568	2,11	703
18,9	96,0	1,01	11,4	620	2,43	770
18,8	95,5	1,01	12,2	648	2,60	804
18,9	94,0	1,01	14,3	706	3,06	878
18,8	94,0	1,01	16,1	759	3,44	940
18,9	94,2	1,01	17,5	785	3,73	975
19,1	93,3	1,01	20,3	858	4,35	1060

Продолжение табл. 6

$t_{п}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{упр}$
Пучок $a \times b = 3 \times 2$						
17,0	83,3	1,01	4,9	312	1,06	386
17,7	83,9	1,01	5,6	335	1,23	416
19,5	84,6	1,01	6,1	364	1,28	452
18,7	83,0	1,01	7,5	413	1,57	511
19,3	95,3	1,01	8,6	457	1,81	568
18,7	79,0	1,01	10,8	516	2,25	640
19,2	94,2	1,01	12,2	567	2,57	705
19,3	95,2	1,01	14,7	643	3,10	798
19,4	96,2	1,01	18,1	725	3,81	900
19,4	95,5	1,01	20,8	780	4,38	968
19,4	93,8	1,01	24,7	878	5,20	1090
Пучок $a \times b = 3 \times 3$						
20,3	94,4	1,01	5,4	346	1,15	425
20,4	96,7	1,01	7,6	425	1,61	523
20,4	95,2	1,01	8,6	473	1,82	582
20,4	95,4	1,01	9,5	485	2,01	596
20,3	94,4	1,01	10,4	530	2,21	652
20,4	95,4	1,01	11,4	560	2,42	688
20,4	95,2	1,01	12,4	592	2,64	730
20,5	95,7	1,01	13,8	631	2,94	775
20,4	95,0	1,01	15,5	675	3,29	830
20,3	94,3	1,01	17,6	712	3,74	942
20,2	94,2	1,01	18,9	765	4,05	955
20,1	93,9	1,01	20,7	810	4,44	997
20,1	94,7	1,01	22,2	826	4,75	1014
20,1	93,2	1,01	24,2	873	5,18	1073
Пучок $a \times b = 3 \times 3,5$						
18,4	85,4	1,01	6,4	332	1,36	416
18,4	83,1	1,01	7,6	386	1,60	479
18,5	82,2	1,01	8,4	417	1,79	518
18,3	82,6	1,01	9,5	450	2,01	557
18,2	82,9	1,01	10,1	463	2,14	574
18,2	81,0	1,01	11,5	495	2,34	613
18,0	80,2	1,01	12,0	535	2,54	663
17,9	79,6	1,01	14,1	573	3,00	710
17,7	80,6	1,01	15,1	603	3,21	746
17,7	79,3	1,01	16,4	620	3,50	768
17,4	78,2	1,01	18,9	678	4,03	842
17,4	80,2	1,01	20,9	715	4,46	888
17,5	79,1	1,01	23,4	770	4,92	953
17,5	78,3	1,01	25,4	795	5,42	988
Пучок $a \times b = 4,15 \times 1,2$						
12,2	103,0	1,01	4,9	273	1,05	345
12,1	97,2	1,01	6,5	343	1,40	433

Продолжение табл. 6

$t_{п}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{упр}$
12,0	92,2	1,01	8,3	420	1,79	531
11,8	96,7	1,01	9,4	457	2,03	579
11,4	100,0	1,01	10,5	493	2,27	625
11,3	99,0	1,01	12,3	550	2,65	695
10,8	100,0	1,01	14,2	619	3,08	786
10,7	98,2	1,01	17,5	716	3,80	910
10,6	98,3	1,01	19,9	775	4,31	982
10,4	99,0	1,01	22,2	835	4,82	1058
10,4	102,0	1,01	24,2	882	5,27	1120
Пучок $a \times b = 4,15 \times 2$						
13,0	101,2	1,01	4,5	302	1,00	380
13,0	102,3	1,01	5,4	336	1,19	423
13,1	100,7	1,01	7,0	400	1,54	504
13,1	98,7	1,01	8,8	459	1,92	578
13,3	98,0	1,01	9,9	503	2,17	633
13,3	97,8	1,01	10,8	526	2,38	662
13,2	96,0	1,01	12,2	570	2,69	717
13,2	97,5	1,01	13,2	596	2,90	749
13,4	93,1	1,01	16,6	700	3,64	880
13,8	95,2	1,01	18,7	747	4,10	938
11,5	91,3	1,01	20,6	797	4,56	1006
11,6	91,8	1,01	23,0	855	5,09	1080
11,8	91,8	1,01	24,8	896	5,50	1130
11,8	89,4	1,01	27,7	975	6,14	1233
Пучок $a \times b = 4,15 \times 3$						
15,6	97,5	1,01	4,2	289	0,91	360
15,4	97,2	1,01	5,3	322	1,13	401
15,5	95,5	1,01	6,2	356	1,31	446
15,5	99,5	1,01	7,4	400	1,57	500
15,6	99,7	1,01	9,2	480	1,96	599
15,6	101,3	1,01	10,4	510	2,22	638
15,5	97,0	1,01	13,0	584	2,77	729
15,4	96,5	1,01	17,1	705	3,65	880
15,4	96,0	1,01	19,4	772	4,15	965
15,3	95,2	1,01	22,0	812	4,69	1013
15,3	95,8	1,01	24,0	864	5,05	1077
15,2	95,2	1,01	25,9	913	5,52	1138
15,2	94,7	1,01	28,0	953	5,97	1190

Таблица 7. Коридорные пучки из труб $d \times t \times h_p = 32 \times 6 \times 9$ (материал труб и ребер сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{п}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{упр}$
Пучок $a \times b = 2 \times 1,7$						
19,5	82,2	1,01	8,4	291	1,80	358

Продолжение табл. 7

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{гпр}$
19,4	79,7	1,01	12,2	377	2,60	465
19,4	81,3	1,01	13,5	396	2,88	488
19,6	80,0	1,01	15,8	463	3,36	571
19,6	81,0	1,01	18,3	518	3,89	638
19,6	81,7	1,01	20,3	559	4,34	688
19,6	81,8	1,01	23,8	613	5,08	755
19,6	82,5	1,01	25,8	661	5,50	815
19,6	82,8	1,01	29,3	730	6,25	898
19,6	82,8	1,01	33,5	815	7,14	1010
Пучок $a \times b = 2 \times 2$						
20,3	102,5	1,01	5,8	238	1,21	294
20,7	101,0	1,01	8,1	297	1,72	365
20,4	99,4	1,01	10,0	333	2,10	409
20,2	100,7	1,01	11,1	370	2,35	456
20,1	97,2	1,01	13,0	421	2,75	519
20,0	97,8	1,01	14,5	453	3,06	558
20,3	97,2	1,01	16,7	520	3,54	638
20,2	96,7	1,01	18,2	567	3,84	697
20,3	94,3	1,01	20,5	618	4,33	761
20,2	92,7	1,01	23,1	710	4,88	873
20,4	94,8	1,01	25,9	747	5,48	919
20,6	94,1	1,01	27,8	800	5,88	985
20,8	94,4	1,01	29,1	840	6,15	1033
Пучок $a \times b = 2 \times 3$						
20,2	100,3	1,01	5,0	262	1,05	323
20,8	102,0	1,01	6,1	305	1,27	376
20,2	101,8	1,01	7,4	344	1,53	424
20,7	100,4	1,01	9,2	411	1,91	507
20,1	103,2	1,01	9,6	407	2,00	503
20,0	102,0	1,01	11,7	444	2,42	547
20,0	100,7	1,01	13,0	492	2,70	607
20,0	99,6	1,01	14,5	527	3,02	652
20,0	98,4	1,01	16,9	575	3,51	708
20,1	99,0	1,01	19,9	629	4,15	777
20,1	98,1	1,01	22,8	693	4,74	853
20,5	97,2	1,01	24,7	744	5,14	945
20,3	97,4	1,01	27,0	770	5,60	950
Пучок $a \times b = 2,5 \times 1,7$						
19,2	102,7	1,01	5,8	234	1,23	290
19,4	101,1	1,01	7,5	289	1,57	359
19,4	101,7	1,01	9,2	338	1,94	420
19,2	101,1	1,01	11,3	410	2,38	509
19,2	102,5	1,01	13,0	436	2,75	540
19,1	101,2	1,01	14,9	486	3,15	602
19,1	103,4	1,01	18,5	562	3,91	697
18,9	101,2	1,01	21,4	608	4,50	753

Продолжение табл. 7

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{гпр}$
18,8	99,5	1,01	23,9	662	5,05	821
18,9	97,7	1,01	27,2	730	5,74	906
18,7	99,0	1,01	29,6	770	6,25	955
18,7	101,0	1,01	33,0	836	6,98	1037
18,6	102,3	1,01	35,8	867	7,55	1072
Пучок $a \times b = 2,5 \times 3$						
18,7	101,9	1,01	4,5	231	0,98	285
18,6	99,5	1,01	6,5	291	1,39	360
18,4	100,2	1,01	8,2	353	1,76	437
18,7	100,5	1,01	10,4	410	2,24	509
18,8	99,3	1,01	12,1	449	2,60	556
18,6	100,4	1,01	13,7	490	2,95	606
18,6	99,6	1,01	17,1	551	3,67	684
18,3	100,4	1,01	19,8	628	4,27	779
18,6	101,9	1,01	21,6	657	4,65	815
18,4	98,2	1,01	25,1	739	5,40	915
18,3	99,6	1,03	28,1	792	6,05	981
18,1	99,3	1,03	30,6	840	6,58	1040
Пучок $a \times b = 3 \times 1,7$						
20,1	108,0	1,01	6,4	275	1,35	341
19,9	96,0	1,01	8,9	347	1,86	429
19,9	91,8	1,01	12,1	430	2,52	531
19,7	104,0	1,01	14,2	492	2,98	607
19,7	107,4	1,01	17,1	542	3,58	670
19,6	102,0	1,01	22,4	653	4,68	807
19,6	107,0	1,01	25,4	697	5,31	861
19,6	118,0	1,03	28,8	755	6,02	933
19,6	118,0	1,03	31,3	800	6,54	988
19,4	106,7	1,03	35,7	912	7,47	1126
Пучок $a \times b = 3 \times 3$						
17,9	97,0	1,01	5,1	256	1,09	318
17,9	98,9	1,01	6,6	291	1,40	361
18,1	100,7	1,01	7,9	333	1,69	413
18,0	108,7	1,01	9,2	360	1,96	446
18,2	105,8	1,01	10,9	412	2,34	511
18,2	105,2	1,01	12,4	449	2,66	556
18,3	103,3	1,01	14,9	506	3,19	628
18,4	104,2	1,01	16,8	547	3,61	678
18,5	104,5	1,01	18,9	588	4,03	727
18,6	100,3	1,01	23,3	687	4,97	851
19,2	100,7	1,01	25,3	732	5,40	905
19,3	100,3	1,01	27,4	786	5,85	973
19,4	103,2	1,01	29,2	797	6,22	987
19,4	101,7	1,01	31,8	852	6,78	1053

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$
Пучок $a \times b = 4 \times 1,7$						
19,6	105,9	1,01	5,5	237	1,12	294
19,5	105,3	1,01	6,4	259	1,32	322
19,5	105,7	1,01	7,1	280	1,47	347
19,5	99,5	1,01	8,2	333	1,68	412
19,8	96,3	1,01	10,2	394	2,10	490
19,7	97,6	1,01	12,0	432	2,48	535
19,7	98,0	1,01	14,7	508	3,04	628
19,8	95,0	1,01	18,7	598	3,85	740
21,5	96,3	1,01	20,7	638	4,26	785
21,6	94,3	1,01	25,0	737	5,14	907
21,0	93,0	1,01	29,2	815	6,01	1000
21,1	92,3	1,01	32,7	877	6,72	1080
21,0	95,7	1,01	38,3	957	7,87	1178
Пучок $a \times b = 4 \times 3$						
19,8	106,6	1,01	5,0	240	1,04	297
19,6	103,0	1,01	6,0	271	1,24	335
19,6	102,7	1,01	7,1	353	1,47	385
19,6	101,0	1,01	8,5	353	1,75	437
19,6	99,8	1,01	11,2	432	2,29	535
19,7	101,0	1,01	12,6	468	2,59	580
19,8	102,2	1,01	13,5	495	2,78	613
19,6	101,4	1,01	14,8	520	3,05	643
19,5	101,4	1,01	16,1	551	3,31	683
19,8	94,6	1,01	24,0	724	4,93	898
20,0	97,8	1,01	29,4	828	6,05	1023
20,1	99,0	1,01	32,5	888	6,70	1100
20,2	98,3	1,01	35,4	952	7,28	1180

Таблица 8. Шахматный пучок $a \times b = 3,33 \times 4$ из труб $d \times t \times h_p = 60 \times 0 \times 0$ (материал труб сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re_{пр} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
$t_{ст} \approx 50^\circ C$								
18,6	50,7	1,0	8,8	77	3,50	181	3,22	166
18,8	51,4	1,0	9,8	81	3,90	189	3,58	173
18,8	49,0	1,0	12,1	92	4,79	215	4,41	198
19,2	51,3	1,0	14,7	106	5,86	247	5,39	225
19,1	53,3	1,0	17,4	120	6,92	280	6,35	254
19,7	53,4	1,0	20,6	127	7,95	295	7,27	268
19,9	48,8	1,0	20,3	140	8,03	324	7,45	298
20,7	52,2	1,0	24,5	150	9,67	347	8,85	317
20,8	51,8	1,0	27,1	162	10,67	375	9,85	343

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re_{пр} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
$t_{ст} \approx 100^\circ C$								
23,4	98,0	1,02	5,6	60	2,21	139	1,85	115
23,5	103,6	1,02	8,1	78	3,21	181	2,66	146
23,6	103,2	1,02	11,3	97	4,47	226	3,70	182
20,3	103,7	1,02	13,3	104	5,31	241	4,40	193
21,8	102,7	1,02	15,9	113	6,30	261	5,20	210
23,6	110,2	1,02	17,8	123	7,03	286	5,76	237
20,2	106,7	1,02	17,9	127	7,14	295	5,83	235
21,8	100,0	1,02	20,7	134	8,05	312	6,67	253
20,4	106,3	1,02	23,5	138	9,37	322	7,68	257
21,3	104,9	1,02	24,4	143	9,75	333	7,97	266
21,4	108,9	1,02	26,8	153	10,70	357	8,70	282
20,7	112,7	1,02	28,3	160	11,30	373	9,15	293
20,9	118,7	1,02	32,1	172	12,80	400	10,30	310
21,0	118,4	1,02	35,4	179	14,10	418	11,30	323
$t_{ст} \approx 200^\circ C$								
20,4	196	1,01	4,5	50	1,78	117	1,25	78
22,6	192	1,01	5,3	57	2,08	131	1,47	88
20,5	200	1,01	6,2	63	2,44	146	1,70	96
22,5	198	1,01	8,0	75	3,17	174	2,23	116
20,6	209	1,01	9,9	86	3,93	198	2,70	131
22,5	196	1,01	12,8	100	5,07	230	3,57	152
20,8	201	1,01	13,2	104	5,24	242	3,64	160
21,2	202	1,01	16,7	116	6,63	269	4,60	177
21,2	209	1,01	20,0	133	7,93	306	5,44	199
22,5	195	1,01	20,7	134	8,18	309	5,75	206
21,3	209	1,01	23,9	148	9,50	342	6,52	222
21,1	199	1,01	24,1	149	9,58	344	6,70	228
21,3	202	1,01	31,2	172	12,40	398	8,65	262
21,5	202	1,01	31,6	178	12,57	412	8,70	270
21,6	202	1,01	36,5	191	14,50	441	10,00	290
$t_{ст} \approx 300^\circ C$								
22,7	293	1,01	4,9	53	1,95	123	1,21	70
22,1	289	1,01	6,7	64	2,65	149	1,65	85
22,2	298	1,01	8,3	78	3,29	179	2,03	101
22,2	297	1,01	11,2	94	4,44	217	2,73	123
22,3	290	1,01	14,1	107	5,58	248	3,48	142
22,8	299	1,01	17,7	126	6,81	290	4,20	164
21,5	300	1,01	19,7	132	7,78	305	4,78	172
22,7	304	1,01	21,4	140	8,25	324	5,05	181
22,3	299	1,01	25,2	154	9,95	355	6,10	200
22,9	308	1,01	29,4	167	11,60	387	7,03	217
23,1	315	1,01	34,6	180	13,67	417	8,18	233
$t_{ст} \approx 400^\circ C$								
24,1	385	1,01	4,6	53	1,80	121	1,02	62

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Re_{ep} \cdot 10^{-4}$	Nu_{up}	$Re_{cr} \cdot 10^{-4}$	Nu_{cr}
19,4	95,7	0,99	3,0	32	1,18	74	0,98	60
19,7	97,3	0,00	3,7	39	1,46	90	1,21	73
20,0	98,7	0,99	4,6	45	1,79	105	1,47	85
20,1	97,8	0,99	5,3	52	2,06	121	1,71	98
20,4	98,6	0,99	6,2	57	2,42	133	2,00	108
20,6	97,7	0,99	7,5	68	2,90	158	2,41	129
20,9	100,5	0,99	8,8	76	3,40	176	2,81	143
20,9	100,3	0,99	11,6	85	3,98	197	3,29	160
21,0	100,3	0,99	13,8	94	4,52	218	3,74	177
21,0	100,4	0,99	16,2	105	5,34	244	4,41	198
21,2	98,3	0,99	18,5	121	6,29	280	5,20	228
21,3	99,7	0,99	21,1	134	7,17	309	5,93	250
21,4	99,4	0,99	24,1	146	8,15	338	6,75	276
21,4	99,2	0,99	24,1	160	9,33	369	7,73	300
$t_{cr} \approx 100 ^\circ\text{C}$								
21,1	198,0	0,99	3,0	29	1,16	68	0,82	45
21,2	198,0	0,99	3,8	35	1,44	80	1,01	53
21,5	201,0	0,99	4,2	38	1,58	89	1,10	59
21,3	200,0	0,99	4,6	44	1,76	101	1,23	67
21,3	195,0	0,99	5,5	49	2,09	113	1,47	75
21,5	200,0	0,99	6,2	54	2,39	124	1,67	82
21,5	200,0	0,99	9,0	74	3,45	170	2,40	112
21,6	202,0	0,99	11,0	85	4,22	196	2,93	129
21,7	202,0	0,99	12,3	91	4,72	210	3,27	138
21,6	198,0	0,99	14,8	104	5,67	241	3,97	160
21,6	195,5	0,99	17,7	119	6,79	276	4,76	184
21,6	196,5	0,99	20,6	131	7,90	302	5,51	201
21,8	197,7	0,99	24,4	149	9,35	344	6,53	228
$t_{cr} \approx 200 ^\circ\text{C}$								
22,7	306	1,01	2,9	28	1,13	65	0,65	37
22,6	306	1,01	3,5	33	1,39	76	0,85	43
22,7	306	1,01	4,6	41	1,78	94	1,10	53
22,9	306	1,01	5,3	46	2,06	107	1,26	60
23,2	309,5	1,01	6,2	52	2,42	121	1,47	67
23,6	304,0	1,01	7,4	62	2,90	142	1,78	80
24,0	303,0	1,01	8,5	68	3,32	156	2,04	88
24,1	302,0	1,01	10,4	79	4,05	182	2,49	103
24,1	297,5	1,01	13,4	95	5,22	218	3,22	125
24,3	296,0	1,01	15,7	105	6,09	241	3,76	137
24,3	296,0	1,01	18,3	118	7,11	270	4,42	154
25,0	292,0	1,01	21,2	131	8,17	300	5,12	172
24,2	286,0	1,01	24,2	144	9,35	330	5,90	191
$t_{cr} \approx 300 ^\circ\text{C}$								
22,1	397	1,00	3,1	29	1,22	67	0,67	34
$t_{cr} \approx 400 ^\circ\text{C}$								

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Re_{ep} \cdot 10^{-4}$	Nu_{up}	$Re_{cr} \cdot 10^{-4}$	Nu_{cr}
24,3	400	1,01	7,2	72	2,80	165	1,54	83
24,3	404	1,01	8,3	77	3,26	177	1,80	88
24,3	409	1,01	10,5	93	4,09	212	2,25	105
24,4	409	1,01	12,3	103	4,79	235	2,63	117
24,4	410	1,01	14,9	115	5,80	264	3,15	131
24,1	401	1,01	18,6	130	7,25	299	4,00	153
22,2	388	0,99	20,9	137	8,05	315	4,54	160
22,5	401	1,01	23,6	150	9,18	346	5,07	174
22,5	401	0,99	26,8	160	10,36	370	5,77	185
22,6	406	0,99	29,0	167	11,17	385	6,20	190
22,6	400	0,99	33,9	179	13,07	414	7,30	206
$t_{cr} \approx 500 ^\circ\text{C}$								
24,1	499	0,99	4,9	56	1,87	129	0,94	59
23,9	506	0,99	7,1	72	2,69	166	1,35	75
23,7	494	0,99	8,5	81	3,22	185	1,61	84
23,6	501	0,99	10,0	87	3,81	200	1,94	91
23,8	505	0,99	12,5	102	4,77	233	2,40	106
23,8	506	0,99	15,0	114	5,72	262	2,87	119
23,6	510	0,99	17,5	126	6,66	288	3,35	130
23,5	506	0,99	20,4	140	7,78	319	3,90	144
23,5	510	0,99	24,1	150	9,20	344	4,62	156
23,5	505	0,99	27,1	159	10,30	366	5,17	165
23,5	505	0,99	32,3	175	12,30	401	6,20	182

Таблица 9. Шахматный пучок $a \times b = 3,33 \times 4$ из труб $d \times t \times l_p = 60 \times 8 \times 5$ (материал труб и ребер сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{cr}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Re_{ep} \cdot 10^{-4}$	Nu_{up}	$Re_{cr} \cdot 10^{-4}$	Nu_{cr}
17,9	47,9	0,99	4,9	51	1,94	119	1,79	109
18,1	51,1	0,99	5,9	60	2,32	141	2,13	128
18,2	53,3	0,99	6,9	68	2,71	159	2,48	144
18,3	52,0	0,99	8,7	83	3,44	194	3,15	175
18,4	51,9	0,99	10,3	96	4,05	224	3,72	204
19,7	53,2	1,00	10,7	97	4,22	223	3,86	203
18,4	51,0	0,99	12,6	112	4,97	261	4,56	237
20,0	53,0	1,00	13,0	112	5,11	261	4,70	238
20,3	52,5	1,00	15,4	126	6,07	294	5,57	268
18,4	50,5	0,99	15,5	130	6,10	304	5,60	277
20,5	52,7	1,00	17,4	135	6,82	314	6,25	286
17,7	50,1	0,99	19,1	150	7,50	351	6,88	320
20,7	52,5	1,00	19,3	149	7,55	347	6,96	316
19,2	53,1	0,99	22,3	166	8,78	385	8,01	349
19,3	52,9	0,99	22,4	164	8,80	382	8,05	347
20,8	52,0	1,00	23,4	172	9,16	401	8,45	366
19,2	54,2	0,99	24,6	178	9,67	414	8,80	375
$t_{cr} \approx 50 ^\circ\text{C}$								

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{гр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re_{п} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{п}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
22,3	398	1,00	3,7	36	1,46	83	0,80	41
22,5	398	1,00	4,3	40	1,68	92	0,93	46
22,7	398	1,00	5,1	46	1,97	107	1,09	53
22,9	394	1,00	5,8	52	2,27	120	1,26	60
22,8	394	1,00	6,4	56	2,48	130	1,39	65
22,8	400	1,00	7,7	63	2,98	144	1,65	72
22,5	399	1,00	9,5	74	3,69	170	2,04	85
22,3	393	1,00	12,1	88	4,70	204	2,60	103
22,5	395	1,00	14,9	101	5,77	232	3,20	117
23,0	391	1,00	18,7	117	7,22	270	4,02	136
23,4	397	1,00	21,5	129	8,33	298	4,61	150
23,5	401	1,00	22,9	135	8,86	311	4,91	155
$t_{ст} \approx 500$ °C								
25,2	479,5	0,99	3,3	33	1,24	75	0,64	35
24,8	474,8	0,99	4,0	40	1,54	92	0,79	43
24,6	485,7	0,99	4,7	44	1,78	102	0,91	47
24,4	484,2	0,99	5,7	51	2,16	118	1,11	55
24,4	485,9	0,99	6,7	58	2,53	133	1,30	61
24,3	485,4	0,99	8,2	67	3,11	154	1,59	71
24,0	477,7	0,99	10,2	78	3,88	179	1,99	83
23,8	474,5	0,99	12,5	88	4,76	202	2,44	94
24,2	479,0	0,99	15,7	102	5,97	235	3,06	109
23,4	462,8	0,99	17,4	110	6,65	252	3,46	118
23,8	464,2	0,99	20,5	121	7,83	280	4,06	132
24,4	464,7	0,99	23,1	132	8,77	303	4,56	142

Таблица 10. Шахматный пучок $a \times b = 3,33 \times 4$ из труб $d \times t \times l_{гр} = 60 \times 8 \times 20$ (материал труб и ребер сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{гр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re_{п} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{п}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
23,6	103,4	1,01	2,9	27	1,12	62	0,93	50
23,6	106,6	1,01	3,5	30	1,28	69	1,06	55
23,6	107,0	1,01	4,0	35	1,58	81	1,30	65
23,6	109,0	1,01	4,4	38	1,70	88	1,39	70
23,6	104,6	1,01	5,6	43	2,18	99	1,80	80
22,7	106,0	1,01	6,4	45	2,51	104	2,07	84
22,7	103,0	1,01	7,6	51	2,96	116	2,46	94
22,7	102,6	1,01	9,0	58	3,53	134	2,93	109
22,9	102,0	1,01	10,8	67	4,23	155	3,52	126
22,9	99,4	1,01	13,2	75	5,18	172	4,34	141
23,0	103,5	1,01	15,8	86	6,17	197	5,12	159
23,1	104,5	1,01	18,5	94	7,22	218	5,97	177
23,5	108,7	1,01	22,6	107	8,82	246	7,27	196
23,5	108,0	1,01	27,2	117	10,63	269	8,80	215
$t_{ст} \approx 100$ °C								
25,7	405	1,01	2,9	24	1,11	54	0,61	27
25,5	405	1,01	3,5	28	1,36	63	0,75	32
25,4	402	1,01	4,1	31	1,56	70	0,86	35
24,8	400	1,01	5,0	35	1,93	81	1,07	41
24,6	402	1,01	6,1	41	2,35	94	1,30	47
24,4	405	1,01	7,1	45	2,74	104	1,52	52
24,0	405	1,01	8,6	52	3,34	119	1,83	59
23,6	408	1,01	10,8	59	4,19	136	2,28	67
23,2	402	1,01	12,5	64	4,86	148	2,67	74
22,5	382	1,01	15,5	73	6,08	168	3,38	86

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{гр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re_{п} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{п}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
$t_{ст} \approx 200$ °C								
25,6	186,0	1,01	3,0	26	1,16	61	0,84	41
25,7	196,0	1,01	3,7	30	1,44	69	1,03	47
25,6	191,0	1,01	4,4	34	1,68	78	1,20	53
25,6	204,0	1,01	5,0	38	1,92	88	1,35	58
23,5	192,0	1,01	5,1	37	1,99	84	1,42	57
24,0	197,6	1,01	6,1	42	2,37	97	1,65	64
24,0	193,5	1,01	7,0	48	2,74	110	1,95	74
24,2	198,0	1,01	8,3	54	3,23	129	2,28	82
24,1	196,5	1,01	10,1	60	3,95	138	2,79	93
24,1	198,0	1,01	11,8	68	4,60	155	3,24	104
23,7	199,5	1,01	11,9	67	4,51	153	3,24	102
24,2	197,0	1,01	14,2	76	5,53	174	3,90	116
23,2	195,5	1,01	16,1	81	6,27	186	4,45	125
24,0	195,5	1,01	17,2	85	6,70	195	4,75	131
24,1	197,7	1,01	20,3	92	7,90	211	5,59	141
23,0	196,0	1,01	22,3	97	8,67	224	6,15	150
24,8	195,0	1,01	23,5	102	9,14	235	6,47	159
23,7	191,0	1,01	26,9	110	10,45	254	7,45	172
$t_{ст} \approx 300$ °C								
24,6	289	1,00	3,1	24	1,21	55	0,76	32
25,8	298	1,00	3,9	31	1,48	70	0,93	40
26,0	298	1,00	4,6	34	1,74	78	1,08	45
24,9	317	1,00	5,4	38	2,07	86	1,26	48
24,8	318	1,00	6,2	43	2,49	97	1,51	54
24,7	320	1,00	7,1	46	2,73	106	1,65	59
24,4	317	1,00	8,4	52	3,25	120	1,97	67
24,3	317	1,00	10,3	60	3,97	137	2,41	76
24,0	311	1,00	12,0	66	4,62	151	2,82	85
23,9	315	1,00	14,8	75	5,73	172	3,47	95
23,6	315	1,00	17,7	84	6,87	194	4,17	108
23,3	314	1,00	20,3	90	7,87	208	4,77	116
23,2	312	1,00	24,1	100	9,32	231	5,70	129
$t_{ст} \approx 400$ °C								
25,7	405	1,01	2,9	24	1,11	54	0,61	27
25,5	405	1,01	3,5	28	1,36	63	0,75	32
25,4	402	1,01	4,1	31	1,56	70	0,86	35
24,8	400	1,01	5,0	35	1,93	81	1,07	41
24,6	402	1,01	6,1	41	2,35	94	1,30	47
24,4	405	1,01	7,1	45	2,74	104	1,52	52
24,0	405	1,01	8,6	52	3,34	119	1,83	59
23,6	408	1,01	10,8	59	4,19	136	2,28	67
23,2	402	1,01	12,5	64	4,86	148	2,67	74
22,5	382	1,01	15,5	73	6,08	168	3,38	86

Таблица 11. Шахматный пучок $a \times b = 3,33 \times 4$ из труб $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 40$ (материал труб и ребер сталь 20), локальное тепловое моделирование

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$Re_{пр} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
$t_{ст} \approx 50^\circ\text{C}$								
16,9	51,5	1,00	2,9	18	1,16	43	1,06	39
17,2	48,3	1,00	4,3	26	1,85	62	1,70	56
16,5	54,3	1,00	8,1	33	3,28	79	2,97	71
16,4	51,5	1,00	10,1	38	4,08	89	3,72	80
16,4	50,5	1,00	12,6	42	5,09	99	4,61	89
16,4	48,7	1,00	16,6	49	6,70	116	6,10	105
16,3	49,1	1,00	19,5	54	7,87	127	7,22	116
		1,00	22,4	58	9,04	137	8,30	125
$t_{ст} \approx 100^\circ\text{C}$								
19,2	98,3	1,00	3,3	20	1,29	46	1,06	37
19,0	97,0	1,00	4,1	23	1,63	54	1,35	44
18,5	95,5	1,00	5,5	29	2,20	68	1,82	55
18,3	94,6	1,00	6,9	32	2,76	75	2,30	61
18,0	97,2	1,00	8,0	35	3,16	82	2,60	66
18,0	101,0	1,00	10,2	39	4,01	90	3,34	72
17,8	103,6	1,00	12,8	43	5,04	100	4,10	80
17,6	105,0	1,00	14,7	46	5,78	107	4,71	85
17,5	105,5	1,00	17,3	49	6,80	116	5,52	92
17,5	106,0	1,00	19,4	52	7,62	122	6,16	97
17,3	104,3	1,00	23,2	57	9,13	134	7,43	106
$t_{ст} \approx 200^\circ\text{C}$								
21,8	198,0	1,00	3,3	19	1,28	43	0,90	29
22,6	194,5	1,02	4,0	21	1,56	49	1,10	33
21,3	194,0	1,00	4,3	22	1,66	52	1,18	34
22,5	195,0	1,02	4,6	25	1,81	57	1,28	38
20,8	190,5	1,00	5,1	25	1,98	59	1,41	39
22,5	195,0	1,02	5,2	26	2,07	61	1,46	41
22,2	195,0	1,02	5,9	29	2,34	66	1,65	44
20,4	194,0	1,00	6,0	28	2,37	64	1,66	43
21,9	200,0	1,02	7,3	32	2,87	74	2,00	49
20,2	199,0	1,00	7,3	31	2,88	72	2,02	48
20,1	201,0	1,00	8,2	33	3,20	76	2,23	50
21,6	202,0	1,02	8,5	35	3,36	80	2,34	53
21,5	204,0	1,02	9,7	36	3,87	84	2,68	55
21,0	198,0	1,02	12,0	41	4,77	95	3,34	63
21,2	205,0	1,02	14,0	44	5,58	102	3,86	67
20,5	203,0	1,02	16,4	47	6,54	110	4,54	72
20,3	201,0	1,02	18,3	51	7,34	118	5,12	78
19,8	199,0	1,02	22,2	56	8,93	130	6,25	86
$t_{ст} \approx 300^\circ\text{C}$								
23,6	285	1,01	3,3	18	1,26	42	0,80	24
26,5	290	1,01	4,0	21	1,55	48	0,98	28
25,8	282	1,01	4,9	25	1,87	56	1,20	33

Продолжение табл. 11

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$Re_{пр} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$	$Re_{ст} \cdot 10^{-4}$	$Nu_{ст}$
25,4	288	1,01	6,0	27	2,29	63	1,45	36
25,0	288	1,01	6,9	29	2,65	67	1,67	39
24,3	286	1,01	8,1	32	3,15	73	2,00	42
23,9	290	1,01	9,6	35	3,75	81	2,36	47
23,2	290	1,01	12,6	40	4,91	92	3,08	53
22,6	269	1,01	15,1	41	5,92	96	3,80	57
$t_{ст} \approx 400^\circ\text{C}$								
31,3	380	1,01	3,3	17	1,23	39	0,71	21
31,9	402	1,01	4,2	20	1,55	46	0,87	24
30,9	391	1,01	5,2	24	1,94	54	1,10	28
30,4	390	1,01	6,2	27	2,29	59	1,30	30
29,1	383	1,01	7,4	28	2,78	64	1,60	33
29,0	378	1,01	7,4	29	2,78	66	1,60	34

Таблица 12. Шахматные пучки (материал труб и ребер сталь 20), полное тепловое моделирование

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	$Re \cdot 10^{-4}$	$Nu_{пр}$
$\text{Трубы } d \times t \times h_p = 23 \times 2 \times 5; \text{ пучок } a \times b = 2,82 \times 1,5$						
35,7	72,5	1,02	9,6	580	1,35	492
33,4	67,2	1,02	15,2	818	2,15	709
32,9	65,4	1,06	17,7	940	2,63	805
33,4	64,3	1,08	21,1	1040	3,19	890
33,4	63,0	1,10	24,3	1138	3,74	974
35,6	63,0	1,10	28,7	1288	4,33	1093
31,5	60,5	2,15	14,7	1295	4,42	1113
31,3	58,7	2,17	18,0	1470	5,47	1263
34,0	57,0	4,04	11,1	1770	6,22	1510
32,3	57,0	2,17	22,2	1676	6,70	1440
34,6	57,0	2,17	26,0	1870	7,78	1590
30,4	53,1	4,10	15,3	1960	8,75	1695
37,2	57,2	2,21	30,0	2120	8,98	1794
30,3	51,1	4,04	18,5	2240	10,60	1935
32,3	50,5	4,04	22,5	2630	12,70	2260
35,5	51,3	26,8	26,8	2910	14,80	2480
27,3	44,3	7,82	16,1	3210	18,20	2790
30,8	45,6	7,88	20,0	3655	22,40	3150
36,5	48,1	8,05	24,1	4290	26,60	3630
28,5	42,3	17,60	11,4	4500	29,00	3910
42,0	51,0	8,12	27,3	4930	32,80	4110
49,5	56,6	8,34	30,9	5360	32,80	4400
28,9	41,6	17,60	13,5	4750	33,80	4100
37,7	46,9	11,90	22,3	5050	36,10	4260
30,6	42,0	17,60	15,3	5110	38,10	4420
42,5	50,2	12,10	24,9	5640	40,00	4700

Продолжение табл. 12

$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
32,6	42,5	17,60	17,2	5650	42,50	4840
35,1	44,4	17,70	18,8	5800	47,20	4930
41,7	48,7	17,90	22,5	6780	53,30	5660
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,6$						
32,2	63,5	1,05	8,9	1005	1,31	864
29,8	59,9	1,05	12,3	1237	1,83	1068
28,4	57,1	1,06	16,3	1440	2,46	1247
28,0	55,3	1,07	19,2	1663	2,94	1492
26,4	53,4	1,99	10,8	1678	3,10	1460
24,3	49,8	1,99	13,7	1955	4,01	1718
29,9	53,4	1,08	23,2	2045	4,35	1765
23,8	47,6	1,99	17,0	2190	4,97	1926
24,1	46,6	2,01	19,7	2415	5,82	2120
22,9	44,1	3,95	11,1	2525	6,53	2230
22,0	40,6	3,96	15,0	3155	8,88	2780
22,6	39,6	3,96	19,1	3500	11,26	3090
25,6	40,4	4,00	22,7	3885	13,23	3400
17,2	33,2	7,78	11,4	3780	13,60	3390
22,5	39,0	7,93	11,6	3930	13,60	3460
28,7	42,4	4,06	25,4	4000	14,77	3470
21,9	34,3	11,60	10,9	4550	18,80	4020
18,6	31,7	7,81	15,9	4740	18,87	4230
22,6	36,0	7,94	16,7	4890	19,70	4310
22,3	33,6	7,93	19,3	5180	22,70	4560
26,0	37,1	8,03	20,4	5600	23,70	4900
27,2	36,6	8,02	22,7	5670	26,30	4920
22,6	32,6	11,62	15,8	5930	27,40	5230
22,6	32,9	11,62	10,7	5940	27,80	5190
31,6	41,2	8,18	24,8	6270	28,50	5000
39,4	46,8	8,35	27,9	6270	31,30	5270
25,1	34,4	11,70	18,4	6210	31,60	5430
22,3	31,3	17,33	13,2	6800	33,90	5950
22,4	32,3	17,27	14,9	7480	38,50	6600
23,3	31,3	17,37	15,2	7270	38,90	6400
30,7	38,0	17,60	19,7	8700	49,10	7520
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2 \times 10$; пучок $a \times b = 2 \times 1,65$						
21,8	78,0	1,0	7,26	660	1,08	583
21,6	79,5	1,0	8,20	720	1,21	635
21,3	80,8	1,0	8,73	736	1,29	650
21,6	76,9	1,0	9,87	775	1,46	685
21,3	81,7	1,0	10,32	803	1,53	708
21,7	77,8	1,0	10,90	810	1,62	715
21,1	80,0	1,0	11,60	860	1,70	763
21,4	76,3	1,0	12,08	890	1,80	787
21,0	80,2	1,0	12,70	898	1,87	797
21,4	77,3	1,0	13,10	915	1,95	810
21,5	77,5	1,0	14,05	951	2,09	842
20,8	79,0	1,0	14,58	1040	2,17	923
21,4	77,4	1,0	15,40	1015	2,29	897

Продолжение табл. 12

$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\alpha_{пр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
20,7	77,7	1,0	16,12	1120	2,40	994
20,8	77,0	1,0	17,72	1220	2,64	1080
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2,5 \times 5$; пучок $a \times b = 2,82 \times 1,5$						
34,3	79,0	1,02	8,3	534	1,17	455
31,3	74,9	1,02	12,0	644	1,71	553
29,0	67,4	1,02	15,7	752	2,28	652
28,0	63,8	1,02	18,4	866	2,69	755
27,8	62,2	1,02	21,4	964	3,13	840
27,2	61,5	2,10	11,0	960	3,32	836
28,3	60,7	1,02	25,0	1100	3,65	957
29,8	59,8	1,02	29,7	1190	4,29	1026
25,1	58,2	2,10	14,4	1442	4,42	972
24,7	55,1	2,10	17,4	1390	5,35	1220
26,1	52,9	4,05	10,9	1540	6,42	1342
25,0	53,0	2,12	21,2	1593	6,71	1400
26,7	52,0	2,12	24,2	1780	6,71	1550
23,5	48,9	4,05	14,2	1840	7,63	1617
28,7	52,5	2,16	27,8	1860	8,62	1614
32,4	53,0	2,18	30,3	2075	9,62	1782
23,2	46,1	4,08	17,2	2175	10,34	1914
24,9	45,0	4,12	21,3	2500	12,90	2195
23,0	44,8	7,80	11,4	2540	13,20	2235
23,0	45,1	4,15	24,8	2870	14,77	2495
34,0	48,0	4,23	29,6	3330	17,33	2845
22,6	40,4	7,84	15,3	3320	17,83	2925
22,7	37,4	11,70	11,5	3550	19,89	3130
24,6	40,1	7,89	18,5	3790	21,40	3330
23,0	41,9	7,89	22,0	4010	24,80	3490
23,0	35,7	11,70	15,3	4360	26,50	3850
22,0	34,6	10,7	10,7	4660	28,40	4120
25,0	35,6	11,80	18,3	5090	31,50	4450
41,7	50,3	8,28	30,2	5220	33,00	4360
28,1	37,5	11,90	21,3	5460	36,40	4750
23,0	32,8	17,80	14,9	6210	39,50	5470
32,8	40,6	12,02	24,1	6060	40,50	5190
25,2	34,0	17,90	17,4	6450	45,50	5640
29,4	37,0	18,06	19,9	7000	51,20	6060
36,5	42,8	18,30	23,4	7250	58,60	6140
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 2,5 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,6$						
31,7	61,8	1,01	8,4	919	1,1	790
29,8	59,3	1,01	12,1	1112	1,1	960
28,5	58,1	1,01	15,7	1240	2,06	1074
27,5	55,5	1,01	18,1	1380	2,38	1204
27,4	54,0	1,01	21,4	1520	2,80	1327
27,4	53,5	1,01	24,1	1592	3,16	1390
25,4	52,7	2,08	10,7	1560	3,24	1370
28,7	52,0	1,01	29,2	1830	3,83	1590
24,0	52,0	2,01	13,9	1708	4,10	1500
23,4	49,1	2,01	16,7	1964	4,98	1733

Продолжение табл. 12

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
24,0	46,0	3,88	10,4	2280	5,90	2005
23,9	47,0	2,03	21,4	2230	6,39	1960
26,0	47,2	2,08	24,6	2445	7,40	2140
21,8	41,0	3,87	14,5	2855	8,35	2530
29,9	48,4	2,09	28,4	2670	8,45	2305
22,4	40,6	3,89	17,8	3035	10,30	2680
18,5	40,2	3,91	20,3	3150	11,74	2770
26,0	35,4	7,67	11,4	3420	12,13	3050
31,1	40,8	3,95	24,0	3570	13,75	3320
19,0	43,9	4,04	28,4	3860	16,20	3555
19,5	33,6	7,71	14,3	3990	16,74	3780
21,0	32,4	11,42	10,1	4250	17,47	4100
25,5	33,6	7,71	17,1	4630	19,70	4760
21,7	36,8	7,84	2,07	4760	23,60	4170
30,0	39,2	17,42	10,3	5170	25,70	4590
35,0	43,0	7,96	23,7	5900	27,00	4500
23,2	32,2	7,97	26,7	5370	29,40	4580
29,0	36,6	11,53	17,7	6020	30,30	5300
33,6	42,9	11,70	21,1	6370	36,40	5520
37,2	42,9	17,50	15,9	7140	40,90	6290
28,2	35,9	12,00	25,8	6970	42,00	5910
33,7	39,8	17,70	18,9	8290	47,80	7200
		17,90	21,4	9110	53,10	7800

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
41,9	67,7	0,99	10,0	1130	1,30	943
38,9	64,3	0,99	13,3	1200	1,78	1100
43,5	67,8	1,06	13,8	1320	1,92	1100
37,9	62,8	0,99	15,7	1480	2,10	1245
36,6	63,5	0,99	15,7	1450	2,37	1230
30,8	56,4	1,93	9,4	1560	2,54	1340
36,3	61,0	0,99	19,7	1610	2,67	1360
37,2	60,8	0,99	22,3	1670	3,00	1410
29,7	54,3	1,93	11,9	1675	3,26	1445
37,7	60,0	0,99	24,9	1840	3,32	1550
30,4	52,8	1,95	14,8	2045	4,08	1765
30,7	53,4	1,95	17,3	2070	4,75	1780
32,0	52,0	1,95	20,7	2400	5,67	2050
34,1	52,7	1,96	24,8	2540	6,73	2160
36,8	54,3	1,97	27,0	2600	7,21	2190
39,6	55,3	1,99	28,6	2790	7,63	2340
28,3	46,6	3,94	16,5	3020	9,33	2620
33,0	30,1	3,95	18,5	3100	10,40	2670
33,0	47,5	3,98	21,2	3370	11,73	2890
37,8	49,7	4,00	25,1	3880	13,60	3260
42,4	53,7	4,08	26,8	3850	14,60	3210
25,6	39,1	7,52	13,8	3740	15,80	3250
22,8	37,3	11,70	11,2	4220	19,50	3730
28,0	39,8	7,97	17,2	4130	19,65	3580
35,0	44,5	8,08	22,1	4130	24,60	4000
24,7	37,6	11,73	15,6	4710	27,00	4260
27,4	39,7	16,60	12,9	4920	30,90	4290

Продолжение табл. 12

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{пр}$
27,8	39,4	11,83	18,7	5180	31,80	4500
33,4	43,7	12,05	22,4	5350	37,50	4580
45,0	52,6	12,30	25,6	6000	41,00	4980
50,1	57,0	12,45	27,5	5870	43,30	4800
36,1	45,4	17,45	19,5	6020	46,50	5090
38,6	47,6	17,20	22,7	6570	52,70	5540
46,0	53,0	17,45	25,0	6540	56,30	5400

Трубы $d \times t \times h_p = 23 \times 3 \times 5$; пучок $a \times b = 2,82 \times 1,5$

36,5	69,0	1,07	10,5	600	1,53	510
37,2	66,1	1,08	15,0	808	2,20	684
34,0	63,6	1,05	19,1	954	2,63	815
32,2	61,4	1,05	22,0	1050	3,24	904
27,8	58,5	2,16	11,7	1066	3,62	930
32,0	59,5	1,08	26,0	1182	3,91	1018
33,5	59,5	1,07	30,5	1287	4,52	1100
31,2	58,5	2,16	15,2	1267	4,63	1090
32,5	59,0	2,20	16,6	1295	5,14	1114
37,8	60,5	2,24	19,1	1413	5,76	1198
35,0	48,6	3,91	13,6	1878	7,72	1645
33,1	54,9	2,16	26,7	1798	8,03	1540
35,1	54,4	2,17	31,1	1993	9,25	1700
23,9	45,0	3,87	19,2	2355	10,90	2070
16,1	39,1	7,38	9,8	2240	11,15	2010
27,4	46,1	4,03	22,9	2685	13,34	2335
30,3	47,5	3,99	26,4	2900	14,88	2500
24,1	41,9	7,87	13,4	3030	15,45	2670
16,8	35,1	7,44	15,7	3030	17,94	2730
23,5	39,4	7,88	16,3	3545	18,86	3125
21,3	37,1	11,60	11,4	3265	19,80	2900
20,8	35,8	7,55	20,0	3640	22,65	3230
28,9	42,3	7,97	22,5	4150	25,70	3600
30,0	41,1	7,70	26,0	4450	28,30	3840
21,6	33,8	11,70	16,8	4700	29,40	4180
20,3	34,5	17,40	11,8	4500	30,80	3990
40,8	48,6	7,95	30,2	5250	32,00	4400
23,6	34,7	11,80	20,0	5110	34,80	4470
29,0	38,8	11,94	24,6	5370	42,00	4670
37,0	44,4	12,20	27,7	6150	45,80	5210
24,5	34,3	17,60	17,9	6310	46,30	5540
29,1	37,9	17,80	21,0	6330	53,40	5490
35,9	42,2	18,00	24,2	7910	59,60	6750

Трубы $d \times t \times h_p = 23 \times 3 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$

67,5	33,6	1,03	9,8	825	1,16	642
66,9	33,0	1,03	11,9	913	1,42	713
67,9	34,1	1,03	13,2	947	1,56	738
67,2	35,6	1,03	15,5	1110	1,82	862
81,4	44,2	1,03	18,7	1230	2,07	925
78,2	43,9	1,03	20,8	1260	2,34	955
77,2	44,6	1,03	23,1	1365	2,59	1038

Продолжение табл. 12

t_{np} , °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{чпр}$
77,2	46,0	2,24	11,9	1542	2,92	1173
75,5	45,7	1,03	28,2	1541	3,22	1175
76,3	47,6	2,24	15,0	1770	3,69	1344
87,9	57,1	2,30	19,1	2090	4,56	1544
78,6	51,8	4,03	12,2	2150	5,37	1630
86,7	59,5	2,32	23,4	2465	5,67	1828
82,8	55,6	2,24	27,4	2400	6,53	1800
81,6	55,5	4,03	16,0	2580	6,95	1940
86,9	61,3	4,03	19,5	2850	8,40	2110
80,4	59,0	7,96	11,1	3085	9,50	2320
90,0	65,0	4,03	24,2	3050	9,85	2240
86,8	63,7	4,00	26,9	3290	11,40	2440
85,5	64,3	7,96	15,8	3550	13,20	2640
81,6	61,7	11,97	10,7	3500	13,80	2630
89,1	68,7	8,13	19,3	4110	16,15	3200
86,9	67,5	12,00	15,3	4300	19,25	3170
93,5	73,7	8,21	24,4	4750	19,80	3460
85,5	68,0	17,70	11,4	4770	21,20	3510
94,1	75,5	8,21	28,0	4900	22,50	3560
91,8	73,3	12,23	18,9	5040	23,50	3690
88,4	72,4	18,10	14,9	5710	28,00	4220
91,5	74,5	12,30	23,4	5620	29,30	4120
93,4	76,7	12,23	25,5	5900	31,40	4280
86,8	72,3	17,83	18,2	6270	34,00	4650
68,2	74,7	18,30	21,6	7050	41,00	5200
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 3 \times 15$; пучок $a \times b = 3,13 \times 1,8$						
34,6	66,0	1,10	10,2	1010	1,54	860
41,2	68,4	1,04	11,9	1088	1,65	915
35,2	64,2	1,10	13,2	1210	1,99	1028
37,4	64,4	1,04	15,2	1292	2,16	1097
33,1	60,5	1,07	16,1	1393	2,41	1192
35,3	61,6	1,04	16,9	1424	2,42	1212
31,1	60,0	1,06	17,2	1405	2,57	1212
34,0	58,5	1,04	19,7	1595	2,86	1364
29,5	67,4	1,06	20,7	1600	3,12	1383
31,1	56,0	1,05	22,5	1630	3,34	1404
29,4	56,0	1,06	23,3	1700	3,51	1472
28,0	55,4	2,11	11,8	1676	3,57	1456
25,5	52,2	2,11	13,9	1853	4,25	1620
29,6	54,5	2,07	28,9	1910	4,49	1650
24,4	49,6	2,11	16,3	2060	5,12	1810
23,9	47,4	2,11	20,2	2290	6,25	2010
25,7	47,3	4,13	10,6	2365	6,36	2065
24,4	46,5	2,13	23,3	2470	7,26	2170
26,2	46,6	2,17	27,1	2600	8,48	2265
23,0	42,5	4,13	14,6	2850	8,90	2515
29,6	48,0	2,19	30,5	2835	9,47	2450
22,3	40,4	4,13	17,9	3130	10,98	2760
23,7	39,9	4,15	21,2	3470	13,00	3055
13,8	33,2	7,87	11,0	3390	13,50	3070
26,6	41,5	4,20	23,9	3580	14,56	3130

Продолжение табл. 12

t_{np} , °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{чпр}$
30,2	42,7	4,23	27,5	4060	16,40	3500
14,7	30,9	7,90	13,9	4140	17,10	3730
21,5	34,5	11,70	11,1	4370	19,27	3870
16,8	31,1	7,95	17,2	4560	21,00	4100
20,0	32,4	8,02	20,7	5090	25,10	4520
20,4	32,1	11,70	15,7	5240	27,50	4640
26,8	36,6	8,20	25,3	5650	30,00	4910
31,6	39,3	12,20	27,0	7300	42,90	6270
38,7	45,1	12,35	27,5	6800	45,80	5730
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 2$; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
86,2	27,8	0,99	7,1	175	0,74	130
83,8	29,7	0,99	8,4	193	0,89	144
77,2	25,5	0,99	10,1	230	1,10	175
81,8	26,6	0,99	11,9	258	1,26	194
89,3	33,0	0,99	18,2	346	1,86	255
89,0	33,9	0,99	20,3	379	2,08	280
81,8	30,0	2,06	10,2	386	2,24	290
85,8	34,6	0,99	22,7	410	2,36	305
84,7	33,1	0,99	24,5	443	2,53	329
76,4	31,0	2,05	13,2	470	2,99	356
85,1	36,0	2,06	17,8	597	3,86	445
82,7	37,3	4,10	10,3	678	4,51	507
83,3	38,3	2,06	21,8	698	4,78	523
83,4	39,4	2,06	24,4	764	5,45	573
85,4	41,1	4,01	14,2	808	6,01	600
92,2	48,4	7,87	9,7	1048	7,51	767
83,5	44,1	4,01	17,7	966	7,57	721
85,0	46,9	4,10	22,1	1164	9,60	870
88,6	50,1	4,10	24,8	1258	10,48	930
91,6	53,2	8,02	13,7	1378	11,27	1008
90,0	54,2	12,12	10,8	1540	13,47	1133
87,7	54,5	7,96	17,5	1700	14,44	1257
89,2	57,2	12,28	13,2	1900	16,75	1404
86,1	57,0	17,40	9,3	1955	16,90	1447
90,0	57,6	8,03	21,6	1920	17,90	1410
90,0	59,7	12,36	16,2	2200	20,65	1620
85,0	59,8	17,85	12,7	2555	24,00	1980
88,7	62,2	12,36	19,6	2620	25,10	1933
82,2	60,8	17,66	15,2	3040	28,80	2275
94,6	69,8	12,27	23,7	3160	29,30	2295
90,6	68,5	17,75	19,9	3780	36,20	2780
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 5$; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
79,1	28,0	1,01	8,0	330	0,88	251
77,1	28,4	1,01	8,8	382	0,98	291
75,6	29,9	1,01	10,6	423	1,18	323
74,6	31,4	1,01	12,2	463	1,37	353
73,1	32,0	1,01	14,3	550	1,62	422
86,0	39,0	1,01	17,9	666	1,91	495
83,5	39,4	1,99	10,1	722	2,14	540

Продолжение табл. 12

$t_{пр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{упр}$
82,0	39,6	1,01	20,7	770	2,24	578
80,2	40,4	1,01	23,9	820	2,62	617
89,0	44,7	1,99	13,6	831	2,82	615
82,2	44,0	1,99	17,7	982	3,78	736
84,0	46,4	4,04	9,2	1092	3,90	817
89,3	50,0	1,99	22,5	1170	4,65	865
88,7	52,0	2,02	26,4	1340	5,50	992
90,5	53,8	3,96	13,5	1395	5,50	1026
87,3	53,1	7,87	8,5	1560	6,95	1154
89,3	56,8	4,09	16,8	1616	7,10	1192
92,3	60,5	4,06	21,2	1810	8,78	1324
89,7	60,7	8,04	12,5	2265	10,34	1670
88,7	59,5	4,24	24,5	2035	10,70	1500
84,4	58,2	11,98	9,4	2420	11,93	1805
86,4	62,3	8,04	16,6	2800	14,00	2090
84,4	61,9	11,92	12,9	3100	16,32	2310
88,9	66,8	8,04	20,5	3400	16,97	2505
84,4	63,8	17,9	9,2	3430	17,40	2550
89,5	68,7	12,03	16,6	3800	20,65	2810
83,4	65,7	17,80	11,2	4090	21,20	3070
85,7	66,3	8,20	24,7	3970	21,30	2950
82,9	67,0	17,82	13,9	4810	26,40	3600
89,8	71,1	12,03	21,2	4840	26,30	3570
95,0	77,4	12,12	24,7	5520	30,10	4010
83,5	68,6	17,92	16,8	5550	32,00	4150
92,1	77,1	17,85	20,6	6430	38,50	4780
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,2$						
75,0	30,9	1,00	8,7	592	0,96	452
75,2	29,7	1,00	9,7	583	1,08	444
74,0	32,3	1,00	11,3	683	1,26	525
73,1	32,2	1,00	12,6	697	1,40	535
73,2	34,4	1,00	14,1	790	1,57	605
73,4	36,1	1,00	15,8	847	1,76	650
79,4	38,5	2,06	9,0	885	2,00	667
73,1	38,4	1,00	18,3	890	2,04	683
72,6	35,4	1,00	20,6	940	2,30	723
72,6	38,1	1,00	23,3	1080	2,60	830
73,4	39,5	1,00	24,5	1116	2,79	858
83,8	47,8	2,06	17,2	1310	3,77	975
85,6	51,2	4,10	10,3	1525	4,45	1135
81,2	48,5	2,08	22,0	1500	4,93	1127
79,8	49,2	2,08	26,7	1660	6,00	1250
79,4	50,4	4,17	14,4	1850	6,47	1390
89,2	53,3	8,04	9,6	1970	7,10	1460
79,1	51,3	4,16	18,2	2000	8,23	1510
81,0	53,3	4,19	22,5	2180	10,10	1635
88,0	59,3	8,00	13,3	2460	11,10	1820
80,0	54,3	4,19	26,7	2390	12,00	1890
85,2	60,0	11,80	11,9	2850	13,96	2130
84,0	58,7	7,87	17,5	2810	14,50	2080
86,0	62,9	11,90	14,7	3320	18,45	2470

Продолжение табл. 12

$t_{пр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	$Re \cdot 10^{-4}$	$N_{упр}$
88,1	64,6	8,12	22,1	3360	18,60	2460
88,2	65,0	17,80	11,1	3460	20,50	2550
91,2	67,0	8,20	26,0	3480	21,80	2550
88,8	68,8	12,00	18,8	3940	23,10	2880
91,9	70,0	17,75	14,8	3940	26,90	2880
93,2	71,8	12,00	22,9	4330	27,90	3170
89,5	70,5	11,85	26,1	4680	31,70	3440
94,1	74,7	17,65	19,1	4930	34,00	3580
83,4	67,4	17,90	22,0	5360	41,70	4030
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 15$; пучок $a \times b = 3,13 \times 1,8$						
74,9	34,0	1,01	7,7	610	0,87	465
73,2	35,0	1,01	8,9	675	1,00	517
68,4	33,7	1,01	10,3	759	1,19	588
66,4	33,4	1,01	11,1	760	1,30	592
64,1	33,7	1,01	11,9	806	1,40	633
63,1	33,4	1,01	13,5	882	1,62	694
77,9	41,7	1,01	16,6	948	1,83	718
75,9	42,0	1,01	19,4	1084	2,16	825
84,4	47,0	1,01	10,6	1074	2,28	802
75,5	43,3	1,01	21,4	1150	2,38	873
75,5	46,0	1,01	25,8	1310	2,89	993
77,8	45,7	1,99	14,3	1268	3,12	960
73,9	45,6	1,99	18,4	1532	4,07	1175
88,5	55,4	4,03	10,1	1555	4,22	1147
83,8	54,3	1,99	23,6	1645	4,97	1224
87,8	57,7	2,07	27,6	1842	5,92	1360
87,7	56,2	4,00	14,5	1796	6,05	1327
87,1	58,0	4,28	17,3	2080	7,72	1537
89,7	61,0	7,85	9,7	2210	7,82	1620
88,8	61,3	4,30	22,0	2340	9,80	1730
86,7	62,0	7,71	13,6	2640	11,10	1945
89,4	62,5	4,29	26,4	2390	11,76	1756
81,9	58,7	11,96	9,9	2630	13,15	1973
87,9	63,0	8,04	18,2	2800	15,20	2070
88,0	66,0	11,87	14,1	3220	17,40	2380
84,7	64,4	17,77	9,3	3290	17,50	2470
89,7	68,2	8,10	23,5	3500	19,60	2570
90,1	69,4	8,03	27,4	3820	22,60	2800
88,4	69,8	17,87	13,5	3930	25,00	3060
91,5	71,3	12,10	22,2	3970	27,80	2900
88,8	72,2	17,87	16,0	4670	29,70	3450
88,8	71,7	12,10	26,9	4690	33,60	3460
88,0	72,7	17,90	19,6	5260	36,30	3900
90,0	75,0	18,00	22,1	5930	40,80	4380
Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 5 \times 20$; $a \times b = 3,13 \times 2,35$						
68,1	32,1	1,02	7,8	782	0,91	608
67,1	35,3	1,02	11,5	984	1,35	766
66,3	36,2	1,02	14,0	1108	1,65	865
64,2	37,1	1,02	15,6	1215	1,96	953
65,1	37,7	1,02	17,9	1192	2,12	933

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	Re · 10 ⁻⁴	N _{упр}
78,4	46,2	1,02	22,3	1354	2,48	1024
79,0	47,3	2,09	11,4	1342	2,59	1013
78,0	46,5	1,02	23,6	1340	2,63	1022
76,5	46,5	1,02	25,4	1445	2,85	1100
78,2	48,2	1,02	27,3	1450	3,04	1100
85,3	53,0	2,07	16,0	1596	3,49	1185
81,1	52,5	2,05	20,3	1764	4,47	1327
76,8	50,8	4,09	11,5	1885	5,21	1425
78,2	52,3	2,05	25,0	1924	5,36	1460
77,6	54,1	2,07	29,3	2135	6,63	1613
78,9	55,2	4,09	15,6	2260	7,16	1710
85,5	60,2	7,97	10,3	2400	8,64	1780
82,5	58,1	4,15	19,4	2380	8,80	1790
83,5	61,2	4,16	24,0	2850	10,60	2130
84,5	61,3	4,15	27,4	2740	12,00	2040
83,2	59,8	7,88	14,6	2860	12,15	2140
86,4	63,7	12,00	10,6	3050	12,90	2250
85,1	63,5	8,10	18,8	3150	16,00	2350
85,1	65,1	8,10	23,2	3610	19,75	2680
82,3	64,5	17,70	10,5	3910	19,90	2830
83,1	65,8	11,90	18,4	4150	23,10	3110
87,0	68,8	8,10	28,4	4190	24,20	3100
85,6	69,3	18,60	14,8	4770	28,80	3540
85,9	69,9	12,20	23,2	5000	29,70	3710
90,9	75,0	12,20	27,8	5370	34,80	3930
86,3	71,7	18,60	18,5	5560	35,90	4120
89,6	75,5	18,50	22,9	6260	43,70	4620
74,4	24,3	0,99	7,1	382	0,78	291
75,2	25,5	0,99	8,3	407	0,91	311
74,4	26,6	0,99	10,0	460	1,10	350
72,7	28,0	0,99	12,0	542	1,34	416
85,7	33,9	0,99	15,1	619	1,58	460
81,7	33,9	0,99	16,5	638	1,75	478
78,4	33,8	0,99	18,4	659	1,99	498
76,1	34,4	0,99	21,4	727	2,34	553
88,9	39,4	2,12	10,9	752	2,39	555
87,5	41,1	0,99	25,7	815	2,66	602
78,0	37,6	2,08	14,7	890	3,25	675
82,2	41,2	2,14	17,7	985	4,03	739
84,0	43,0	4,06	10,3	1006	4,40	747
81,0	42,3	2,14	22,0	1072	5,04	806
88,1	48,7	4,10	14,3	1273	6,18	935
87,2	50,2	4,10	18,1	1390	7,45	1020
83,0	48,8	7,86	10,4	1464	8,77	1090
89,6	52,9	4,04	22,3	1550	9,36	1146
81,7	51,0	4,02	26,1	1674	10,80	1220
80,4	50,8	11,70	9,0	1726	11,33	1296
86,5	58,5	7,86	15,1	1860	12,95	1394
91,8	61,3	12,02	13,3	2325	16,70	1728
		17,80	9,4	2300	17,30	1675

Трубы $d \times r \times h_p = 23 \times 8 \times 10$; пучок $a \times b = 3,0 \times 1,2$

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	Re · 10 ⁻⁴	N _{упр}
89,3	60,8	8,02	22,9	2410	19,50	1760
89,8	63,4	11,92	17,0	2790	21,10	2040
92,7	67,1	12,08	2,05	3120	25,30	2270
93,2	68,9	12,10	24,6	3360	30,30	2450
87,5	65,2	18,06	17,0	3420	32,20	2520
89,0	67,8	17,70	20,0	3850	37,90	2820

Таблица 13. Шахматный пучок $a \times b = 2,91 \times 2$ из гладких труб $d \times r \times h_p = 60 \times 0 \times 0$, локальное тепловое моделирование

$t_{гр}$, °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\alpha_{к}$, Вт/(м ² ·К)	Re · 10 ⁻⁴	N _к
17,8	109,3	1,00	7,4	73	2,92	173
18,0	111,4	1,00	8,5	78	3,37	183
19,0	116,4	1,00	9,5	82	3,77	193
18,8	116,3	1,00	10,2	90	4,05	207
19,5	119,0	1,00	11,7	94	4,60	220
20,7	124,4	1,00	13,3	106	5,20	244
13,5	115,0	1,00	13,4	106	5,46	250
23,0	128,0	1,00	16,8	114	6,50	263
25,5	128,8	1,00	18,7	124	7,12	285
14,5	117,2	1,00	19,5	120	7,93	294
11,5	107,2	2,08	11,9	142	10,20	337
11,8	108,8	2,08	14,7	154	12,64	367
14,5	113,0	2,09	18,9	175	16,12	431
19,0	115,0	2,12	22,4	207	18,80	481
23,5	120,0	2,16	26,1	229	21,75	526
12,3	103,3	3,99	15,1	252	24,95	600
12,7	102,0	4,15	16,1	266	27,40	630
15,3	105,8	4,04	18,9	293	30,75	690
9,5	99,5	7,96	9,9	314	33,25	750
9,0	103,0	11,84	8,6	376	42,90	900
11,5	102,0	7,98	13,7	386	45,20	917
15,0	98,5	8,20	15,1	423	49,50	993
15,5	101,7	8,05	16,9	455	54,90	1070
19,0	102,2	8,20	18,1	485	58,70	1130
20,0	105,2	8,13	19,3	515	61,50	1196
13,0	101,6	11,96	13,9	556	68,10	1316
12,7	103,0	17,70	9,6	572	70,20	1360
17,0	101,6	12,20	15,4	610	75,00	1427
20,5	100,0	12,10	17,8	681	84,60	1580
24,5	103,3	12,20	19,6	740	91,30	1700
15,5	101,0	17,70	13,8	757	98,80	1783
21,0	100,4	17,70	16,5	867	114,00	2010

Таблица 14. Шахматные пучки $a \times b = 2,91 \times 2$, локальное тепловое моделирование

t_{np} , °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$Re \cdot 10^{-4}$	α_{np} , Вт/(м ² ·К)	$N_{упр}$	$\alpha_{к}$, Вт/(м ² ·К)	$N_{ук}$
Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 5$								
18,2	113,4	1,00	3,7	1,46	41	95	41	96
17,5	109,4	1,00	4,7	1,88	48	112	48	112
16,7	109,3	1,00	5,5	2,20	53	125	54	127
16,7	109,7	1,00	6,1	2,44	58	135	59	138
16,0	109,0	1,00	7,0	2,82	63	148	64	151
14,0	95,1	1,00	7,5	3,06	67	159	68	162
16,0	105,0	1,00	8,4	3,37	71	168	72	169
13,5	96,5	1,00	8,9	3,62	75	177	76	180
13,0	99,5	1,00	10,3	4,23	84	199	85	203
13,0	100,5	1,00	12,5	5,11	93	220	95	224
13,0	105,0	1,00	14,1	5,75	100	237	103	243
13,8	106,3	1,00	15,6	6,38	107	252	109	259
14,2	105,2	1,00	17,9	7,29	116	276	123	285
15,0	105,3	1,00	19,5	7,90	122	290	129	302
15,9	107,0	1,00	21,1	8,49	131	308	135	317
12,2	91,0	2,06	12,4	10,60	152	361	157	373
13,0	93,0	2,06	15,3	13,00	173	409	179	423
15,8	96,2	2,08	19,6	16,40	200	470	208	490
19,8	96,2	2,13	23,2	19,36	230	535	243	563
24,2	98,5	2,16	26,5	21,95	252	578	265	607
13,7	89,6	4,10	14,7	24,90	267	631	281	666
17,5	87,4	4,16	18,9	31,50	321	748	342	790
20,7	90,7	4,24	21,7	36,00	356	820	388	898
25,7	94,8	4,30	24,8	40,40	396	902	427	976
13,6	90,0	8,10	13,7	45,10	415	982	450	1064
11,5	81,0	11,75	10,0	49,00	450	1071	479	1138
17,6	93,2	8,18	16,6	54,10	479	1112	523	1216
12,5	80,3	12,05	12,4	62,00	540	1280	593	1400
23,2	94,5	8,27	20,1	63,80	546	1260	606	1400
17,0	78,0	12,25	16,2	79,60	663	1550	735	1716
21,5	80,0	12,35	18,3	88,00	720	1670	810	1880
25,5	80,5	12,55	20,4	97,80	796	1820	905	2070
Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 20$								
17,1	91,4	1,02	6,0	2,43	42	98	47	110
15,8	91,0	1,02	6,9	2,84	45	107	52	121
15,4	90,2	1,02	8,4	3,44	53	124	60	142
13,7	90,0	1,02	9,8	4,08	57	134	66	154
16,0	87,1	0,99	11,7	4,70	64	151	76	178
16,0	85,4	0,99	14,3	5,76	74	174	89	209
16,3	93,5	1,99	8,2	6,58	79	186	97	229
16,2	89,5	0,99	17,1	6,87	80	188	97,0	228
16,0	89,0	1,99	10,2	8,13	89	210	112	264
17,3	92,3	0,99	21,1	8,45	88	206	113	265
19,0	96,7	0,99	24,3	9,60	94	218	120	280
14,6	83,0	1,99	13,0	10,46	101	238	131	309
22,6	99,8	0,99	29,3	11,33	104	240	138	320
15,6	83,2	1,99	15,4	12,33	110	259	149	350
17,6	88,4	1,99	19,2	15,16	126	294	177	412
13,7	93,8	4,04	9,5	15,60	121	287	171	403

Продолжение табл. 14

t_{np} , °C	$t_{ст}$, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	w , м/с	$Re \cdot 10^{-4}$	α_{np} , Вт/(м ² ·К)	$N_{упр}$	$\alpha_{к}$, Вт/(м ² ·К)	$N_{ук}$
20,4	92,8	2,01	23,6	18,66	141	326	206	475
13,1	90,4	4,00	12,0	19,70	134	317	199	470
27,6	98,2	2,08	28,3	22,10	160	363	248	560
14,2	91,5	4,02	13,9	22,80	148	349	220	521
14,6	85,7	4,00	16,9	27,60	166	390	269	632
16,5	91,1	4,05	19,0	30,80	178	416	294	689
15,4	86,6	7,96	11,0	35,40	193	454	327	770
21,3	94,3	4,14	23,1	37,20	196	455	343	796
21,9	92,5	4,15	24,8	40,00	210	482	372	860
30,3	97,5	4,29	28,6	45,40	222	501	425	955
18,1	84,2	7,96	16,1	48,15	222	525	415	973
18,1	85,0	8,02	17,5	55,70	246	574	480	1120
12,5	85,5	12,05	12,5	62,10	249	590	499	1186
Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 40$								
20,3	81,0	1,01	5,9	2,34	28	64	39	91
19,7	81,5	1,01	7,0	2,77	31	71	45	105
18,7	75,5	1,01	7,7	3,09	31	72	46	107
19,0	87,1	1,01	9,1	3,65	33	77	52	120
17,6	86,7	1,01	10,5	4,21	36	84	57	134
17,0	88,0	1,01	12,5	5,07	38	90	64	151
16,7	88,0	1,01	15,3	6,22	41	97	73	170
16,2	87,0	0,99	18,1	7,22	45	105	83	196
16,7	85,5	1,01	19,5	7,93	46	109	87	205
17,1	87,2	0,99	22,4	8,90	48	113	95	223
17,6	84,0	1,01	24,6	9,93	51	120	102	240
18,5	88,2	0,99	26,7	10,50	53	123	110	256
20,7	92,0	0,99	30,9	12,00	56	129	121	281
14,3	85,2	2,14	15,0	13,00	57	124	124	293
23,7	96,0	0,99	35,2	13,40	60	138	137	316
14,7	86,6	2,14	18,9	16,38	63	149	145	343
13,0	79,4	4,05	10,9	18,27	66	157	157	384
17,2	88,7	2,14	24,0	20,50	70	164	173	413
13,0	77,0	4,05	15,9	26,65	78	186	214	505
13,4	91,0	4,00	17,3	28,30	78	185	215	508
14,2	77,6	4,09	20,0	33,60	88	208	262	616
16,3	94,0	4,10	22,2	36,70	88	207	269	628
11,7	78,6	8,00	12,4	41,20	95	225	294	700
21,2	98,8	4,17	27,2	44,20	98	227	330	764
30,5	107,8	4,32	33,3	53,10	107	242	402	906
14,7	80,3	8,03	19,8	64,70	119	278	439	1032
20,5	86,5	8,20	24,6	79,00	130	300	535	1237
24,2	91,3	8,27	26,6	84,20	132	303	560	1286
Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 12 \times 40$								
18,0	88,5	1,00	5,1	2,02	30	71	43	101
17,9	88,0	1,00	6,2	2,48	33	77	48	113
17,5	92,5	1,00	6,9	2,72	33	78	50	116
17,1	88,5	1,00	8,3	3,30	37	87	57	135
17,0	88,6	1,00	9,6	3,83	40	95	65	152
16,9	90,5	1,00	11,3	4,49	43	102	73	170

$t_{np}, ^\circ C$	$t_{cr}, ^\circ C$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$Re \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_{np}	$\alpha_k, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_k
16,9	92,0	1,00	12,5	5,00	45	105	77	179
15,3	88,5	1,00	13,5	5,46	47	110	81	192
15,4	91,0	1,00	15,0	6,10	49	116	87	207
16,0	93,8	1,00	17,1	6,90	52	122	96	226
16,4	96,5	1,00	19,7	7,94	55	129	107	252
17,5	98,7	1,00	23,0	9,17	60	140	120	279
19,8	99,5	1,00	24,7	9,67	61	143	123	287
20,7	100,4	1,00	28,1	11,10	64	149	137	319
24,4	101,3	1,00	31,7	12,16	69	157	150	343
16,7	95,7	1,98	16,4	13,04	70	163	152	356
15,5	97,2	2,06	18,1	15,03	72	170	175	412
17,9	97,7	2,00	20,2	16,02	75	174	171	399
14,5	93,7	3,94	10,5	16,90	76	179	178	420
21,1	98,8	2,02	24,9	19,74	83	192	200	463
14,1	90,3	3,94	14,3	23,30	86	204	222	526
17,4	92,6	4,01	15,6	25,00	91	214	240	559
15,8	89,6	3,94	18,7	29,75	99	232	276	648
18,5	92,3	4,04	20,1	32,00	101	236	286	662
15,8	85,1	7,86	11,4	36,00	105	246	320	750
24,5	92,2	4,10	25,4	39,90	116	267	365	836
27,6	90,8	4,10	30,6	47,10	128	291	436	990
15,1	79,8	11,85	11,3	54,10	134	315	470	1100
15,1	80,3	11,65	12,4	58,60	142	334	493	1160
20,0	80,5	7,90	21,4	66,40	152	353	575	1340
15,3	78,0	11,86	14,4	69,20	154	366	573	1350
24,2	82,5	7,96	23,9	72,80	164	377	646	1478
18,0	79,2	11,80	16,2	75,50	164	383	635	1480
19,4	77,2	12,05	19,3	91,70	184	431	790	1838
Трубы $d \times r \times h_p = 60 \times 20 \times 40$								
21,2	104,0	1,00	4,9	1,91	33	76	46	107
21,1	108,3	1,00	5,9	2,31	36	82	52	120
21,3	112,2	1,00	6,7	2,62	38	87	56	129
21,1	110,2	1,00	8,1	3,15	41	95	64	148
21,0	108,0	1,00	9,5	3,72	45	105	73	168
18,5	106,0	0,99	9,9	3,89	46	108	75	174
16,1	108,0	1,02	10,9	4,45	49	116	82	193
18,8	109,7	0,99	12,6	4,96	50	118	86	201
19,8	111,3	0,99	15,2	5,95	54	129	98	230
20,7	114,7	0,99	17,6	6,83	57	133	106	247
21,8	113,7	0,99	19,5	7,47	59	138	112	259
24,0	113,5	0,99	22,9	8,70	63	146	123	283
22,3	108,7	1,02	24,0	9,47	66	152	130	299
25,5	108,4	1,02	29,0	11,23	70	160	146	334
18,6	98,0	2,08	14,3	11,73	71	165	145	338
17,1	97,0	4,29	7,7	13,18	74	172	154	362
19,6	98,0	2,08	18,1	14,78	78	182	168	392
16,7	95,1	3,89	10,1	15,80	80	188	174	410
17,5	97,7	4,28	11,2	19,10	86	202	199	464
17,6	94,6	3,89	14,5	22,55	94	219	223	522
20,0	98,0	4,28	16,6	27,90	104	240	266	617
20,9	93,0	4,13	19,2	31,15	110	255	296	682

$t_{np}, ^\circ C$	$t_{cr}, ^\circ C$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$Re \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_{np}	$\alpha_k, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_k
22,9	99,5	4,30	19,7	32,90	113	261	305	702
24,6	95,5	4,15	22,8	36,30	121	278	344	788
18,1	102,8	11,60	8,3	38,20	126	292	353	823
28,1	99,0	4,37	24,6	40,40	130	296	382	865
31,2	99,3	4,23	27,5	42,90	132	297	396	892
19,8	93,8	7,72	15,1	45,80	137	318	414	963
18,5	98,0	11,60	10,8	50,00	145	338	446	1040
22,1	100,3	7,72	17,5	52,50	149	344	471	1090
29,2	102,7	7,88	19,6	58,10	159	363	520	1184
29,2	104,4	7,88	22,1	64,60	170	384	604	1363
26,4	100,0	11,87	18,2	81,80	197	444	694	1586

Таблица 15. Шахматный лучок $a \times b = 2,91 \times 2$ (материал труб и ребер нержавеющей стали 12Х18Н10Т), локальное тепловое моделирование

$t_{np}, ^\circ C$	$t_{cr}, ^\circ C$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$Re \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{np}, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_{np}	$\alpha_k, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	Nu_k
Трубы $d \times r \times h_p = 60 \times 8 \times 20$								
15,8	86,0	1,01	6,5	35	82	2,64	46	109
15,6	85,0	1,01	7,2	35	89	2,96	52	122
15,1	83,0	1,01	8,5	41	96	3,46	57	135
14,6	83,8	1,01	9,6	44	104	3,95	63	150
14,6	83,1	1,01	11,1	47	110	4,58	68	161
14,3	83,2	1,01	12,6	51	120	5,17	76	180
14,2	83,3	1,01	14,6	56	132	6,03	86	202
14,8	88,8	1,01	17,0	58	136	6,97	92	216
15,6	88,6	1,01	20,3	63	147	8,26	102	240
17,0	91,3	1,01	23,1	66	154	9,33	111	260
19,0	93,0	1,01	26,8	70	163	10,67	123	286
22,1	95,2	1,01	30,4	76	176	11,90	137	317
13,7	88,7	1,99	16,5	78	183	13,43	142	334
16,1	90,4	2,09	18,8	83	195	15,80	157	369
12,6	85,3	4,06	10,8	86	204	18,10	167	397
19,6	94,4	2,15	23,9	91	213	20,20	186	431
13,7	87,0	4,10	13,5	94	222	22,60	197	462
13,0	83,7	4,05	14,9	98	232	24,80	214	508
14,5	90,4	4,10	17,1	107	252	28,55	241	570
15,8	90,0	4,11	19,5	114	269	32,40	274	646
18,1	91,6	4,16	21,3	122	284	35,30	296	692
19,2	94,5	4,20	23,1	124	289	38,30	309	718
9,0	87,7	11,80	9,0	136	327	45,10	361	864
10,8	92,4	12,00	10,1	142	337	50,40	376	896
10,2	94,4	11,85	11,5	153	366	57,00	437	1040
12,2	95,3	12,00	12,9	159	378	63,00	565	1100
12,8	97,4	11,90	15,0	168	398	73,50	611	1208
12,0	92,0	17,80	11,4	184	435	84,00	696	1420
12,6	93,5	17,70	12,7	193	458	92,50	750	1510
13,4	96,5	17,65	13,8	201	475	99,70	810	1590

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{упр}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
16,0	93,0	17,70	15,3	210	494	109,20	745	1750
17,7	97,2	17,70	16,6	222	517	116,80	795	1856
21,4	98,0	17,90	18,2	234	540	127,00	860	1986
22,7	104,0	17,95	19,2	238	549	133,00	935	2155

Таблица 16. Шахматный пучок $a \times b = 2,91 \times 2$ (материал труб и ребер красная медь), локальное тепловое моделирование

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{упр}$	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
21,3	88,4	1,01	4,4	1,71	40	94	40	94
20,8	90,8	1,01	5,0	1,99	44	101	44	102
19,9	90,2	1,01	5,7	2,25	47	110	48	111
19,2	91,8	1,00	6,1	2,44	51	119	52	121
18,8	91,8	1,00	6,9	2,76	54	125	54	127
18,6	84,5	1,01	7,7	3,08	58	136	59	138
18,3	90,4	1,00	8,4	3,36	62	145	63	147
17,9	89,1	1,00	9,8	3,90	69	160	69	162
17,6	82,0	1,01	10,3	4,13	71	165	72	167
17,3	87,7	1,00	11,7	4,70	77	180	78	183
17,2	86,3	1,01	13,4	5,41	82	193	84	197
17,1	87,2	1,00	14,3	5,74	85	198	86	202
17,5	89,8	1,00	16,2	6,46	91	213	93	218
18,4	93,0	1,00	18,0	7,18	95	228	100	232
19,1	92,3	1,00	20,3	8,05	105	245	108	252
20,5	92,7	1,00	22,7	8,96	116	270	118	278
16,7	83,0	1,97	14,3	11,40	136	320	141	332
24,5	92,2	1,00	30,9	11,82	143	328	148	339
16,9	86,5	1,97	16,8	13,37	147	347	153	360
16,9	83,0	4,10	9,7	15,96	166	390	174	409
19,3	83,3	1,99	21,8	17,17	177	412	185	431
22,0	84,0	2,04	25,3	20,00	197	456	208	480
13,2	82,3	4,04	12,5	20,70	203	481	214	506
26,1	85,3	2,07	28,7	22,40	218	500	231	529
15,8	78,5	4,10	15,1	24,80	225	529	240	564
16,6	79,2	4,09	18,8	30,90	273	641	294	689
19,8	83,0	4,15	20,8	34,10	287	668	313	728
19,7	82,4	4,14	22,2	36,20	302	701	317	736
13,0	75,4	8,20	11,6	39,10	316	749	344	814
23,6	84,0	4,21	25,5	41,30	336	772	373	857
31,2	90,1	4,33	28,5	45,40	381	857	400	900
13,3	75,7	8,20	14,8	49,80	376	890	416	987
15,5	77,0	8,30	17,3	57,90	425	998	480	1130

Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 20$

Таблица 17. Коридорный пучок $a \times b = 2,91 \times 2,34$ в гладких трубах $d \times t \times h_p = 60 \times 0 \times 0$, локальное тепловое моделирование

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
16,0	119,7	1,01	4,0	1,64	115	49
16,1	118,7	1,01	5,5	2,23	136	58
16,2	124,7	1,01	6,2	2,51	153	65
16,4	128,3	1,01	7,0	2,85	166	71
16,3	128,3	1,01	7,9	3,21	174	74
16,7	129,3	1,01	9,7	3,94	202	86
17,0	123,0	1,01	10,4	4,20	206	84
17,2	129,3	1,01	11,7	4,71	220	94
17,7	128,3	1,01	13,4	5,38	238	102
18,4	126,3	1,01	15,6	6,27	257	110
19,5	128,0	1,01	17,8	7,10	279	120
20,7	128,0	1,01	20,2	8,00	299	129
24,4	127,0	1,01	22,7	8,80	325	143
27,0	130,4	1,01	25,7	9,78	341	150
20,6	117,0	2,02	14,4	11,37	376	163
20,9	114,0	2,04	16,6	13,26	406	177
22,6	117,7	2,02	18,6	14,54	431	187
23,0	114,8	2,06	19,8	15,70	466	202
25,8	117,0	2,07	23,0	18,10	501	220
30,9	122,0	2,07	26,5	20,25	531	236
20,3	110,7	4,09	16,1	25,70	634	273
19,6	119,7	7,88	8,7	26,90	660	284
25,4	112,0	4,13	20,5	32,10	715	313
20,6	117,2	4,20	23,9	36,80	807	359
18,7	114,0	12,6	8,9	44,60	917	394
27,3	109,7	7,93	15,5	47,30	1010	440
20,9	116,0	12,3	12,3	57,30	1130	499
19,6	113,0	17,50	10,0	61,50	1200	520
20,5	115,3	17,40	10,8	68,80	1296	559
26,5	116,0	12,70	16,1	73,20	1360	587
2,24	113,4	17,70	12,6	77,30	1435	630
23,4	116,6	17,35	13,4	85,80	1582	586
28,2	111,2	17,80	16,2	89,30	1600	697
				107,80	1980	875

Таблица 18. Коридорные пучки $a \times b = 2,91 \times 2,34$, локальное тепловое моделирование

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{упр}$	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
13,6	91,6	0,99	3,2	1,28	36	84	36	84
13,5	95,3	0,99	4,0	1,63	42	100	43	102
13,4	96,5	0,99	5,4	2,18	49	116	50	118
13,4	100,7	0,99	6,5	2,61	53	128	55	130
13,3	99,3	0,99	7,3	2,94	60	142	62	145
13,3	103,7	0,99	8,5	3,44	63	150	65	153

Трубы $d \times t \times h_p = 60 \times 8 \times 5$

Продолжение табл. 18

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{упр}$	$\alpha_{ст}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
Трубы $d \times r \times h_p = 60 \times 8 \times 5$								
13,4	103,0	0,99	10,1	4,06	74	177	77	181
13,6	103,7	0,99	11,2	4,51	80	190	81	194
13,8	105,0	0,99	12,9	5,20	88	210	91	214
15,0	107,0	0,99	14,0	5,62	94	222	98	230
15,2	107,7	0,99	15,4	6,16	99	234	101	238
16,1	105,7	0,99	17,7	7,07	108	254	110	260
17,7	104,0	0,99	20,9	8,22	124	290	127	296
13,8	97,5	1,97	11,9	9,57	133	317	137	326
14,5	93,0	1,98	14,5	11,70	157	368	162	381
14,9	90,7	1,97	15,7	12,58	163	384	170	400
18,1	93,3	1,99	20,2	16,00	195	453	204	475
18,6	91,0	2,03	21,5	17,34	207	484	218	509
13,8	86,5	3,95	11,8	19,00	220	519	230	545
22,0	92,0	2,03	24,9	19,60	228	526	238	550
26,4	93,5	2,05	28,2	21,85	253,0	575	266	607
15,1	81,8	4,04	15,2	24,80	265	624	282	665
17,4	85,5	4,05	17,0	27,50	290	676	319	690
19,0	81,0	4,06	19,3	30,90	319	740	341	792
22,3	83,7	4,11	22,1	35,10	346	798	372	857
15,6	84,0	7,90	11,7	37,20	364	855	391	918
27,6	84,2	4,15	25,7	40,10	390	883	422	958
30,2	87,8	4,19	27,4	42,40	416	938	448	1010
17,0	81,3	7,89	14,6	46,10	425	995	461	1080
14,9	91,3	11,9	9,9	47,70	422	993	466	1100
19,2	85,0	7,95	16,6	52,20	466,5	1080	509	1180
23,6	83,2	8,04	20,2	62,20	545	1250	603	1380
20,8	78,5	11,97	16,6	77,80	627	1450	707	1640
25,2	78,9	12,05	19,0	87,20	705	1610	800	1830
30,8	83,8	12,20	20,8	93,20	757	1710	870	1960
Трубы $d \times r \times h_p = 60 \times 8 \times 20$								
16,0	109,8	0,98	3,8	1,50	24	56	26	60
16,3	106,4	0,98	4,6	1,82	26	62,5	29	68
15,0	104,7	1,01	4,6	1,89	28	66	30	71
14,5	102,2	1,01	5,2	2,13	29	70	32	76
13,8	92,0	1,01	6,7	2,76	37	88	41	97
14,8	92,5	0,98	7,6	3,02	39	92	43	102
13,3	90,2	1,01	8,2	3,38	43	102	48	114
14,4	90,7	0,98	9,1	3,64	46	108	51	121
14,2	92,5	0,98	10,3	4,12	48	115	55	131
12,9	92,2	1,01	11,3	4,67	53	126	61	144
13,7	86,5	0,98	12,4	4,96	55	129	63	149
12,9	87,0	1,01	13,5	5,60	60	142	70	165
14,0	82,5	0,98	14,5	5,80	61	143	71	168
13,3	86,2	1,01	17,0	7,02	63	149	75	178
14,2	89,2	1,01	19,5	8,03	76	179	91	216
16,4	82,2	0,98	21,9	8,65	79	185	96	227
16,1	88,0	1,01	23,8	9,53	86	203	106	249
18,6	82,0	0,98	26,0	10,10	87	203	109	253
21,3	82,3	0,98	30,2	11,54	96	223	124	287
14,3	78,4	2,03	17,7	14,64	105	249	138	328
16,1	79,5	3,94	10,9	17,30	119	282	161	380

Продолжение табл. 18

$t_{гр}, ^\circ\text{C}$	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$\rho \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$w, \text{м/с}$	$\text{Re} \cdot 10^{-4}$	$\alpha_{гр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{упр}$	$\alpha_{ст}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$N_{ук}$
16,7	74,0	2,04	22,9	18,76	8,17	291	654	1260
20,5	73,7	2,06	27,8	22,40	8,17	291	654	1260
25,1	77,0	2,08	31,6	25,00	8,17	291	654	1260
18,0	67,5	4,02	21,4	34,10	8,17	291	654	1260
21,8	72,0	4,07	25,2	39,90	8,17	291	654	1260
26,4	70,9	4,15	28,6	44,70	8,17	291	654	1260
14,8	59,9	7,86	16,6	53,00	8,17	291	654	1260
17,6	63,1	7,90	19,0	59,80	8,17	291	654	1260
23,0	66,0	8,00	22,5	69,50	8,17	291	654	1260
31,0	67,3	8,17	27,2	81,60	8,17	291	654	1260
Трубы $d \times r \times h_p = 60 \times 8 \times 40$								
18,1	73,5	1,00	4,8	1,92	1,00	16	39	49
18,0	70,5	1,00	5,9	2,33	1,00	19	45	57
17,9	69,5	1,00	7,0	2,79	1,00	20	46	61
17,4	73,0	1,00	8,8	3,50	1,00	24	58	80
17,2	70,1	1,00	10,5	4,18	1,00	28	64	92
17,2	67,9	1,00	12,9	5,14	1,00	30	72	107
17,2	65,0	1,00	15,8	6,30	1,00	35	83	129
17,8	65,1	1,00	19,1	7,57	1,00	38	89	147
19,3	64,0	1,02	23,7	9,48	1,02	42	98	174
21,3	65,0	1,02	27,4	10,84	1,02	45	105	195
17,6	60,3	2,00	17,2	13,72	2,00	49	115	222
19,1	60,3	2,00	21,6	17,06	2,00	55	127	261
14,2	52,4	4,01	11,1	18,20	4,01	56	131	280
21,8	58,8	2,00	27,5	21,35	2,00	60	141	312
14,5	49,6	4,00	13,9	22,80	4,00	60	143	328
28,5	62,0	2,03	35,4	26,90	2,03	70	157	375
15,8	47,5	4,00	18,2	29,35	4,00	68	161	404
15,8	44,5	7,85	11,7	37,00	7,85	74	174	463
18,6	48,1	4,01	23,5	37,60	4,01	75	175	469
24,8	50,7	4,09	29,4	46,00	4,09	84	192	568
16,9	40,3	7,80	16,6	52,10	7,80	88	207	630
14,6	34,5	11,80	11,6	55,60	11,80	93	220	693
19,3	41,1	7,83	20,5	63,40	7,83	98	225	738
22,4	42,5	7,90	23,7	72,60	7,90	105	242	840
16,4	35,3	11,80	15,9	75,30	11,80	108	253	873
26,9	45,2	8,00	27,2	82,00	8,00	111	254	940
18,9	37,4	11,86	18,9	88,80	11,86	116	272	984
23,8	40,4	12,00	22,1	102,00	12,00	128	292	1174

3. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче пучков труб со спиральными ребрами при поперечном омывании различными газами
Таблица 19. Шахматные пучки (материал труб и ребер сталь 20) из труб $d \times t \times h = 23 \times 2,5 \times 10$; пучок $a \times b = 3 \times 1,6$

$t_{гр}$, °С	$t_{ст}$, °С	$\rho 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\frac{\sigma_{пр}}{Вт/(М^2 \cdot К)}$	$Re 10^{-4}$	$N_{пуч}$
19,5	32,4	11,70	14,9	4300	26,40	3830
18,2	33,1	17,80	11,2	4550	31,20	4080
23,0	33,7	11,80	18,7	5250	32,80	4630
20,5	32,3	18,00	14,9	5660	40,30	5020
23,7	34,9	18,15	17,0	5640	45,50	4970
28,7	38,4	18,30	19,5	5900	51,20	5120
35,0	42,6	18,70	21,3	6680	54,70	5700
Аргон						
30,7	65,6	1,31	10,3	837	2,15	1075
32,4	69,7	1,29	8,0	691	1,63	882
29,3	64,1	1,31	12,6	930	2,64	1197
30,7	63,1	2,07	8,1	915	2,65	1173
28,0	58,5	2,07	11,1	1195	3,70	1545
29,6	60,0	1,33	20,0	1260	4,26	1624
26,9	55,4	2,07	14,0	1370	4,72	1776
31,4	59,7	1,35	23,7	1370	5,06	1756
26,5	52,7	2,07	17,6	1575	5,92	2040
34,7	60,5	1,40	27,7	1455	6,03	1846
26,2	53,2	4,07	9,4	1560	6,25	2020
27,3	52,2	2,09	20,0	1660	6,77	2145
30,0	52,5	2,14	24,3	1850	8,23	2380
23,6	47,8	4,10	13,4	1910	9,10	2495
23,7	56,0	2,16	29,6	2010	9,80	2530
21,8	46,1	4,11	16,8	2110	11,44	2760
27,0	43,6	7,94	9,7	2280	12,87	2970
32,0	49,0	4,21	21,0	2420	14,24	3140
22,1	40,8	8,00	24,2	2630	16,00	3370
23,7	40,9	8,00	14,2	2820	18,90	3685
27,2	42,1	8,16	16,8	2940	22,30	3845
34,2	45,9	8,28	19,5	3250	25,80	4190
			22,4	3800	28,80	4830
Углекислый газ						
30,4	62,2	1,33	8,5	1108	3,01	1490
27,8	58,6	1,33	11,4	1288	4,10	1750
29,8	57,6	2,01	9,6	1400	5,15	1890
26,7	56,4	1,33	14,6	1450	5,26	1980
26,8	54,9	1,35	17,2	1565	6,30	2140
27,4	53,8	2,01	13,8	1640	7,45	2240
27,9	53,5	1,36	20,6	1785	7,57	2420
30,0	53,5	1,39	23,8	1940	8,81	2600
27,2	51,6	2,01	17,6	1950	9,57	2660
34,6	55,5	1,42	27,6	2010	10,10	2660
28,4	51,0	2,01	20,8	2100	11,20	2840
25,0	48,2	3,95	10,7	2220	11,60	3050
31,0	51,5	2,04	24,9	2250	13,40	3310
35,2	52,8	2,07	28,0	2520	14,86	3445
24,5	46,0	3,95	13,8	2490	14,90	3445
26,5	45,1	3,98	17,8	2910	19,20	3980
29,9	46,0	4,03	21,0	3250	22,60	4400
23,0	39,7	7,97	10,8	3160	23,70	4400
33,4	48,4	4,11	23,6	3300	25,30	4370

$t_{гр}$, °С	$t_{ст}$, °С	$\rho 10^{-5}$, Па	w , м/с	$\frac{\sigma_{пр}}{Вт/(М^2 \cdot К)}$	$Re 10^{-4}$	$N_{пуч}$
32,4	61,3	1,33	15,6	1220	0,38	181
30,6	57,1	1,33	19,7	1415	0,48	210
28,8	54,3	1,33	23,1	1660	0,56	248
27,1	51,8	2,15	15,1	1775	0,60	266
27,0	50,0	1,33	28,2	1990	0,69	298
24,6	48,4	2,15	18,6	1980	0,76	298
25,8	48,5	1,33	34,1	2130	0,85	320
22,8	45,6	2,15	21,5	2269	0,88	342
19,9	44,5	3,94	12,6	2330	0,95	355
21,8	43,4	2,15	26,1	2430	1,07	370
18,0	39,9	3,94	17,4	2740	1,32	420
20,6	41,2	2,15	33,5	2630	1,37	402
14,6	31,8	7,85	10,2	3130	1,59	484
17,4	37,0	3,94	20,8	3300	1,60	507
17,1	35,4	3,90	24,4	3410	1,88	527
17,2	34,1	3,94	28,3	3720	2,17	573
14,4	29,7	7,85	15,3	3970	2,38	614
17,2	33,2	3,94	32,1	3880	2,46	597
13,8	27,5	7,85	18,7	4400	2,91	681
14,3	27,8	7,85	21,5	4530	3,36	700
14,3	27,2	7,85	24,3	4650	3,80	720
16,0	27,0	7,85	31,0	5400	4,67	833
Воздух						
32,3	64,8	1,00	10,9	956	1,52	817
30,4	62,1	1,00	14,3	1100	2,01	948
29,0	59,4	1,00	17,1	1250	2,42	1078
29,1	57,4	1,02	21,1	1465	3,08	1270
29,1	54,9	1,02	25,6	1575	3,66	1365
25,1	51,7	2,00	13,4	1635	3,94	1430
30,6	55,1	1,04	28,4	1650	4,18	1425
23,3	47,7	2,00	16,6	1770	5,09	1560
22,3	45,8	3,81	11,0	2010	6,26	1775
23,8	46,8	2,02	22,0	1995	6,53	1750
26,2	45,3	2,04	25,6	2490	7,62	2180
28,5	47,9	2,06	28,6	2340	8,43	2030
20,7	41,4	3,81	14,9	2440	8,53	2165
20,8	39,9	3,84	17,8	2650	10,28	2350
22,0	40,0	3,85	20,1	2820	11,53	2485
15,2	36,4	7,60	10,6	2980	12,55	2685
24,9	41,4	3,90	24,2	3010	13,80	2635
15,8	34,5	7,60	13,4	3380	15,73	3040
30,6	44,6	4,00	28,7	3180	16,30	2750
19,4	34,7	11,60	11,2	3430	19,60	3050
17,6	33,5	7,70	17,4	3820	20,40	3420
21,2	35,0	7,77	20,5	4280	23,90	3760
26,3	38,3	7,87	22,6	4520	25,90	3940

23. **Вампола И.** Обобщение зависимостей, относящихся к теплоотдаче и к потере давления при поперечном обтекании газом пучка ребристых труб. — В кн.: Тепло- и массообмен. 1965, т. 1, с. 260—269.

24. **Варгафтик Н. Б.** Теплофизические свойства веществ. Справочник. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1956. 367 с.

25. **Вулис Л. А., Исатаев С. И.** Турбулентное движение несжимаемой жидкости в следе за плохо обтекаемым телом. — В кн.: Исследование физических основ рабочего процесса топков и печей. 1957, с. 112—124.

26. **Гуревич М. И.** Теория струй идеальной жидкости. М.: Физматгиз, 1961. 496 с.

27. **Гухман А. А.** Введение в теорию подобия. М.: Высшая школа, 1963. 295 с.

28. **Гухман А. А.** Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей. — Теплоэнергетика, 1977, № 4, с. 5—8.

29. **Гухман А. А.** Роль температуры в уравнениях теории подобия. Алма-Ата: Ученые записки Казахского Государственного Университета, ФМН, 1941, т. 6, с. 90—117.

30. **Гухман А. А., Ермаков Е. А.** О сущности теории подобия. МИХМ, 1959. 36 с.

31. **Дубровин И. В.** Влияние температурного фактора на теплоотдачу. — Теплоэнергетика, 1960, № 11, с. 69—74.

32. **Жидкометаллические теплоносители/С. С. Кутателадзе, В. М. Борисянский и И. И. Новиков, О. С. Федынский. М.: Госатомиздат, 1967. 444 с.**

33. **Жолудов Я. С., Приходько П. М.** Испытание перегреваемого пакета из труб с поперечным оребрением. — Теплоэнергетика, 1973, № 1, с. 13—17.

34. **Жукаускас А., Макарявичюс В., Шлячюкас А.** Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Минтис, 1968. 189 с.

35. **Зозуля Н. В., Хавин А. А.** Исследование теплоотдачи плоских труб с петельно-проволочным оребрением. — В кн.: Конвективный теплообмен. Киев: Наукова думка, 1965, с. 87—93.

36. **Зозуля Н. В., Хавин А. А.** Теплотехнические характеристики труб с поперечным приварным оребрением. — В кн.: Конвективный теплообмен. Киев: Наукова думка, 1968, с. 124—132.

37. **Зозуля Н. В., Хавин А. А., Калинин Б. Л.** Влияние перфорации поперечного пластинчатого оребрения овальных труб на интенсивность теплоотдачи. — В кн.: Теплофизика и теплотехника. Киев: Наукова думка, 1969, вып. 15, с. 70—72.

38. **Зозуля Н. В., Хавин А. А., Калинин Б. Л.** Влияние компоновки пучка из спиральных оребренных труб на его теплоотдачу. — Теплоэнергетика, 1970, № 6, с. 31—32.

39. **Зозуля Н. В., Хавин А. А., Калинин Б. Л.** Теплоотдача и гидравлическое сопротивление пучка труб со спирально-навивным оребрением. — Тр. Института теплоэнергетики АН УССР, 1961, вып. 22, с. 11—20.

40. **Зыкина-Молюжен Л. М.** Приближенный метод расчета теплового пограничного слоя. — ЖТФ, 1959, т. XXIX, вып. 5, с. 632—639.

41. **Ивашенко Н. И.** Влияние температурного фактора на теплоотдачу при турбулентном течении газа в трубах. — Теплоэнергетика, 1958, № 2, с. 72—75.

42. **Ивашенко Н. И.** Обзор работ по влиянию температурного фактора на теплоотдачу при турбулентном течении в трубах. — В кн.: Вопросы теплопередачи и аэродинамики. М.—Л.: Машиз, 1958, с. 3—19.

43. **Ильин Л. Н.** Влияние температурных условий на теплоотдачу и сопротивление при течении воздуха в трубе. — Советское котлоуростроение, 1951, № 1, с. 3—7.

44. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. М.: Энергия, 1969. 439 с.

45. **Испытания экономайзера из труб с приварным ленточным оребрением на котле, сжигающем экибастуский уголь/В. А. Локшин, Н. В. Зозуля, В. Н. Фомина и др. — Теплоэнергетика, 1979, № 3, с. 10—13.**

46. **Карасина Э. С.** Теплообмен в пучках труб с поперечными ребрами. — Изв. ВТИ, 1952, № 12, с. 12—16.

47. **Карасина Э. С.** Теплоотдача в пучках труб с поперечными ребрами. Рациональная конструкция чугунного ребристого экономайзера. — Дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. — М.: ВТИ, 1951. 150 с.

48. **Кейс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 221 с.

49. **Кирпичев М. В.** О наиболее годичной форме поверхности нагревателя. — Изв. Энергетического института им. Кржижановского АН СССР, 1944, т. 12, с. 5—9.

50. **Кирпичев М. В.** Теория подобия. М.: АН СССР, 1953. 95 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз, 1960. 715 с.

2. **Абрамович Г. Н., Макаров Н. Р., Худенко Б. Г.** Турбулентный след за плохо обтекаемым телом в ограниченном потоке. — Изв. вузов. Сер. Авиационная техника, 1961, № 1, с. 61—73.

3. **Амброк Г. С.** Приближенное решение уравнений теплового пограничного слоя различной структуры. — ЖТФ, 1957, т. XXVII, вып. 9, с. 2134—2142.

4. **Антуфьев В. М.** Аэродинамическое сопротивление шероховатых труб в поперечном потоке. — Теплоэнергетика, 1962, № 4, с. 28—31.

5. **Антуфьев В. М.** Влияние температурных условий потока и стенки на теплообмен при поперечном омывании пучков труб капельной жидкостью. — ИФЖ, 1961, т. IV, № 7, с. 25—29.

6. **Антуфьев В. М.** Исследование эффективности различных форм оребренных поверхностей в поперечном потоке. — Теплоэнергетика, 1965, № 1, с. 81—86.

7. **Антуфьев В. М.** Сравнительные исследования конвективных поверхностей на основе энергетических характеристик. — Энергомашиностроение, 1964, № 5, с. 9—13.

8. **Антуфьев В. М.** Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивлений ребристых поверхностей. — Энергомашиностроение, 1961, № 2, с. 12—16.

9. **Антуфьев В. М.** Экспериментальное исследование влияния температурного фактора на теплообмен при поперечном обтекании пучков труб. — Изв. вузов. Машиностроение, 1962, № 10, с. 117—127.

10. **Антуфьев В. М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.—Л.: Энергия, 1966. 184 с.

11. **Антуфьев В. М., Белецкий Г. С.** Влияние температурного фактора на теплоотдачу трубчатых поверхностей нагрева в поперечном потоке. — Советское котлоуростроение, 1948, № 4, с. 1—4.

12. **Антуфьев В. М., Белецкий Г. С.** Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. — М.—Л.: Машиз, 1948. 119 с.

13. **Антуфьев В. М., Гусев Е. К.** Интенсификация теплообмена оребренных поверхностей при поперечном обтекании. — Теплоэнергетика, 1968, № 7, с. 31—34.

14. **Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод)/Под ред. С. И. Мочана. М.—Л.: Энергия, 1964. 143 с.**

15. **Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод)/Под ред. С. И. Мочана. Л.: Энергия, 1977. 255 с.**

16. **Бакластов А. М.** Исследование работы бесспиральных воздухоохладителей электрических генераторов: Дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1949. 150 с.

17. **Барбарич М. В., Кирпичников Ф. П.** Новые методы поперечной и поперечно-вставной прокатки металлов. М.: ВИНТИ АН СССР, 1957. 90 с.

18. **Берман Я. А.** Исследование и сравнение оребренных трубчатых поверхностей теплообмена в широком диапазоне значений критерия Рейнольдса. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1965, № 10, с. 21—26.

19. **Бернштейн Р. С., Померанцев В. В., Шагалова С. Л.** К вопросу о механизме сопротивления и теплоотдачи в трубных пучках. — В кн.: Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах. М.: Госэнергоиздат, 1958, с. 251—266.

20. **Боринианский В. М., Микевич А. И.** О критерияльной обработке сложных случаев конвективного теплообмена. — Энергомашиностроение, 1962, № 8, с. 18—20.

21. **Бузник В. М.** Интенсификация теплообмена в судовых установках. Л.: Судостроение, 1969. 364 с.

22. **Быстров П. Г., Серов А. Ф.** Исследование теплообмена в экономайзере из стальных оребренных труб. — Тр. ЦКТИ, 1975, вып. 134, с. 37—40.

51. Киричев М. В., Конаков П. К. Математические основы теории подобия. М.: АН СССР, 1949, 100 с.
52. Клайн С. Д. Подобие и приближенные методы. М.: Мир, 1968, 302 с.
53. Конаков П. К. Теория подобия и ее применение в теплотехнике. М.: Госэнергоиздат, 1959, 208 с.
54. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании чистых гладкотрубных пучков/С. И. Мочан, О. Г. Ревзина, В. А. Локшин, А. Я. Антонов.—Л.: Тр. ЦКТИ, 1968, № 82, с. 68—95.
55. Кузнецов Е. Ф. Теплоотдача и сопротивление конвективных поверхностей теплообменников ГТУ и компрессорных машин. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Л., ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1969, 16 с.
56. Кузнецов Е. Ф. Теплоотдача и сопротивление поверхности теплообмена воздуха и газохладителей компрессорных машин.—В кн.: Турбо- и компрессоростроение. Л.: Машиностроение, 1970, с. 78—100.
57. Кузнецов Н. В. Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. М., Госэнергоиздат, 1958, 172 с.
58. Кузнецов Н. В., Пшенисов И. Ф. Влияние неравномерности теплоотдачи по поверхности непрерывного спирального и проволочного оребрения на его эффективность.—Теплоэнергетика, 1974, № 6, с. 30—33.
59. Кузнецов Н. В., Пшенисов И. Ф. О влиянии неравномерности теплоотдачи по поверхности круглого ребра на его эффективность.—Теплоэнергетика, 1974, № 8, с. 42—45.
60. Кузнецов Н. В., Турлини С. И. Влияние температурных условий на теплоотдачу и сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке.—Изв. ВТИ, 1952, № 11, с. 23—27.
61. Кунтыш В. Б. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления пучков труб с гладкими и разрезными ребрами. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Л., ЛКИ, 1969, 21 с.
62. Кунтыш В. Б., Иохвелов Ф. М. Влияние относительной глубины межреберной полости на тепловую эффективность, конвективный теплообмен пучков ребристых труб и интенсификация теплоотдачи в них. М., Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1970, № 4, с. 127—135.
63. Кунтыш В. Б., Иохвелов Ф. М. Интенсификация теплообмена шахматных пучков труб с поперечными ребрами путем применения разрезки ребер.—Тр. ЛТИЦБП, 1968, вып. 21, с. 392—401.
64. Кунтыш В. Б., Иохвелов Ф. М. Исследование обтекания шахматных пучков из шероховатых и гладких труб в поперечном потоке.—Тр. ЛТИЦБП, 1964, вып. 14, с. 151—157.
65. Кунтыш В. Б., Иохвелов Ф. М. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков труб с поперечными разрезными ребрами.—Холодильная техника, 1968, № 6, с. 14—18.
66. Кутягалдзе С. С. Основы теории теплообмена. Новосибирск: Наука, 1970, 659 с.
67. Лойкинский Л. Г. Ламинарный пограничный слой. М.: Физматгиз, 1962, 479 с.
68. Локшин В. А., Фомина В. Н. Обобщение материалов по экспериментальному исследованию сопротивлений ребристых пучков труб.—Теплоэнергетика, 1978, № 6, с. 36—39.
69. Ляпин М. Ф. Теплоотдача и сопротивление гладкотрубных пучков при больших числах Re газового потока.—Теплоэнергетика, 1956, № 9, с. 49—52.
70. Мак-Адамс В. Х. Теплопередача. М.: Металлургия, 1961, 686 с.
71. Марр Ю. Н. Исследование аэродинамического сопротивления шахматных пучков ребристых труб и создание обобщенного метода расчета. Автореф. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1969, 16 с.
72. Марр Ю. Н., Берман Я. А., Никитина К. Т. Придавление модели отрывного течения к обобщению данных по сопротивлению пучков ребристых труб.—В кн.: Холодильная техника и технология. Киев: Техника, 1969, с. 96—101.
73. Мигай В. К. Влияние неравномерности теплообмена по высоте ребра на его эффективность.—ИФЖ, 1963, № 3, с. 51—57.
74. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1956, 392 с.
75. Мишкевич А. И. Метод оценки эффективности конвективной теплоотдачи.—Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1967, № 78, с. 3—25.
76. Мишкевич А. И. Новые аспекты оценки эффективности конвективной теплоотдачи.—Энергомашиностроение, 1969, № 10, с. 41—42.
77. Мишкевич А. И. Эффективность конвективной теплоотдачи.—Энергомашиностроение, 1971, № 10, с. 14—17.
78. Мишкевич А. И. Эффективность теплоотдающих поверхностей.—Тепло- и массоперенос. Минск: Наука и техника, 1965, т. 1, с. 270—276.
79. Мочан С. И., Ревзина О. Г. Аэродинамическое сопротивление поперечно омываемых трубных пучков.—В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. М.—Л.: Энергия, 1964, с. 384—413.
80. Мочан С. И., Ревзина О. Г. Расчет аэродинамического сопротивления элементов поверхности нагрева.—Теплоэнергетика, 1960, № 2, с. 34—41.
81. Невзлядов В. Г. О турбулентных потоках в шероховатых трубах.—ДАН СССР, 1945, т. 50, с. 95—98.
82. Новиков И. И. Прикладная магнитная гидродинамика. М.: Госатомиздат, 1969, 360 с.
83. Обобщение опытных данных о конвективном теплообмене при поперечном омывании пучков труб с поперечными ленточным и шайбовым оребрением/В. Ф. Юдин, Л. С. Тохтарова, В. А. Локшин, С. Н. Тулин.—Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1968, № 82, с. 108—134.
84. Петровский Ю. В., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1962, 250 с.
85. Петухов Б. С. Опытное изучение процессов теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1952, 343 с.
86. Петухов Б. С., Краснощекоев Е. А. Теплоотдача при вязком течении жидкости в трубах в условиях существенного изменения вязкости.—В кн.: Теплопередача и тепловое моделирование. М.: АН СССР, 1959, с. 165—186.
87. Приходько П. М. Радиочастотная приварка спиральных ребер к трубам теплообменников.—Киев: Автоматическая сварка, 1963, № 9, с. 80—81.
88. Пучков П. И. Влияние шероховатости на теплоотдачу пучков труб в поперечном потоке.—Советское котлобуростроение, 1949, № 4, с. 5—6.
89. Пшенисов И. Ф., Луэнов М. И. Исследование влияния неравномерности теплоотдачи по поверхности круглого ребра на его эффективность.—Теплоэнергетика, 1970, № 9, с. 83—85.
90. Руководящий технический материал. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС. М.: РТМ 24.031.05—72. Министерство ТЭ и ТМ, 1972, 125 с.
91. Руководящий технический материал. Тепловой и гидравлический расчет промежуточных сепараторов-пароперегревателей турбин насыщенного пара АЭС. РТМ 108.020.107—76, 131 с.
92. Сасни В. И. Новые работы по теплообмену в ребристых воздухоохладителях.—Холодильная техника, 1966, № 12, с. 48—50.
93. Сасни В. И. Эффективность ребристой поверхности пластинчатых воздухоохладителей.—Холодильная техника, 1965, № 3, с. 18—23.
94. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Технико-теоретическая литература, 1957, 375 с.
95. Скрипника А. Ю., Жукаускас А. А., Стасюлявичюс Ю. К. Экспериментальное исследование локальных коэффициентов теплоотдачи спирально оребренных труб. Вильнюс: Тр. АН Литовской ССР. Сер. Б, 1964, 4(39), с. 213—218.
96. Скрипника А. Ю., Стасюлявичюс Ю. К. Экспериментальное исследование влияния неравномерности коэффициента теплоотдачи на эффективность ребристых труб. Вильнюс: Тр. АН Литовской ССР. Сер. Б, 1965, 1(40), с. 123—128.
97. Современное состояние гидродинамики вязкой жидкости/Под ред. С. Гольдштейна. М.: ИЛ, 1948, т. II, 407 с.
98. Стасюлявичюс Ю. К., Самошка П. С. Теплообмен и аэродинамика шахматных пучков труб в поперечном потоке воздуха в области числа $Re > 10^5$.—ИФЖ, 1964, т. VII, № 11, с. 10—15.
99. Стасюлявичюс Ю. К., Скрипника А. Ю. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб. Вильнюс: Минтис, 1974, 243 с.
100. Сташевич И. В. Влияние изменения локальных коэффициентов теплоотдачи на характеристику ребра.—Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. С. Теплопередача, 1969, № 1, с. 7—13.
101. Таранян И. Г. Интенсификация конвективного теплообмена в пучках труб с поперечными ребрами. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. М., МЭИ, 1970, 21 с.

102. **Таранин И. Г.** Интенсификация конвективного теплообмена оребренных поверхностей из труб с продольно-разрезными ребрами в поперечном потоке воздуха. — Тр. 2-ой научно-технической конференции Всесоюзного научно-исследовательского проектно-конструкторского института комплексного электрооборудования (ВНИИЭС) 1969, с. 89—104.
103. **Таранин И. Г.** Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поперечно-обтекаемого круглого разрезного ребра. — Изв. АН Арм. ССР. Сер. Технические науки, 1964, т. XVII, № 6, с. 33—40.
104. **Таранин И. Г.** Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления поперечно-обтекаемого круглого цельнокатанного разрезного ребра. — Тр. 1-й научно-технической конференции АОВНИИЭМ, 1965, с. 70—81.
105. **Таранин И. Г., Кунгыш В. Б., Иохвелов Ф. М.** Теплообмен труб в потоке воздуха. — Ереван: Промышленность Армении, 1969, № 8, с. 76—78.
106. **Теверовский Б. М.** О влиянии шероховатости поверхности на гидравлическое сопротивление и конвективный теплообмен. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1956, 16 с.
107. **Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод)** / Под ред. А. М. Гурвича, Н. В. Кузнецова. М.: Госэнергоиздат, 1957, 232 с.
108. **Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод)** / Под ред. В. В. Минторя, И. Е. Дубовского, Н. В. Кузнецова, Э. С. Карасиной. Л., ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1973, 357 с.
109. Теплоотдача и сопротивление поперечно-обтекаемых пучков оребренных труб / Ю. К. Стасюлявичюс, А. Ю. Скринска, В. Ю. Сурвилга, П. С. Самошка. — Тр. АН Лит. ССР, Сер. Б, 1971, т. 4(67), с. 135—150.
110. **Тимофеев В. М., Карасина Э. С.** Теплообмен в пучках оребренных труб круглого ребристого экономайзера. — Изв. ВТИ, 1952, № 5, с. 20—23.
111. **Фастовский В. Г., Петровский Ю. В.** Теплоотдача и сопротивление шахматных пучков из трубок с непрерывным спиральным оребрением. — Теплоэнергетика, 1960, № 6, с. 69—72.
112. **Федяевский К. К., Фомина Н. Н.** Исследование влияния шероховатости на сопротивление. — М.: Тр. ЦАГИ, 1940, вып. 441, с. 1—60.
113. **Фогель В. О.** Рациональная компоновка хвостовых поверхностей. — Электрические станции, 1946, № 1, с. 18—21.
114. **Фортескью Р. и Холл В.** Исследование теплоотдачи от тепловыделяющих элементов. — Вопросы ядерной энергетики, 1957, № 6, с. 21—33.
115. **Фраас А., Ошчик М.** Расчет и конструирование теплообменников. М.: Госатомиздат, 1971, 358 с.
116. **Цоллер Р. Е.** Ребристые поверхности теплообмена для экономайзеров судовых котлов и парогенераторов атомных энергетических установок. — В кн. Рефераты по иностранному судостроению. Л.: Судпромгиз, 1958, № 51, с. 42—56.
117. **Цель И. Н.** Вибрации и шум в трубчатых теплообменниках, вызываемые доружками Кармана в потоке газа. — Тр. американского общества инженеров-механиков. Сер. В, 1968, № 1, с. 137—149.
118. **Чуханов З. Ф.** Высокоростной метод интенсификации конвективного переноса тепла и вещества. — Изв. АН СССР, ОТН, 1947, № 10, с. 1341—1355.
119. **Чуханов З. Ф.** Интенсификация конвективного теплообмена искусственной турбулентной пограничного слоя. — ДАН СССР, 1947, т. 57, № 1, с. 35—38.
120. **Чуханов З. Ф.** Общий принцип интенсификации конвективного подвода тепла и вещества. — ДАН СССР, 1947, т. 56, вып. 3, с. 261—264.
121. **Чуханов З. Ф.** Сравнение эффективности работы теплообменников типа «канал» и «пучок». — Изв. АН СССР, ОТН, 1948, № 1, с. 29—42.
122. **Чуханов З. Ф.** Эффективность конвективного теплообмена при различных гидродинамических режимах. М.: ДАН СССР, 1946, т. 53, № 9, с. 805—808.
123. **Энгенсон Л. С.** Моделирование. М.: Советская наука, 1952, 372 с.
124. **Экерт Э. Р. и Дрейк Р. М.** Теория тепло- и массообмена. М.: Госэнергоиздат, 1961, 680 с.
125. **Экономайзеры** ZnO из труб с поперечным оребрением / А. У. Липец, И. А. Сотников, А. Я. Андреева и др. — Энергомашиностроение, 1978, № 10, с. 7—10.
126. **Юдин В. Ф.** Методика сравнительной оценки конвективных поверхностей нагрева. — Энергомашиностроение, 1969, № 5, с. 31—34.
127. **Юдин В. Ф., Готовский М. А.** Приближенный метод расчета конвективной теплоотдачи пучков ребристых труб при поперечном обтекании газовым потоком. — Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1975, вып. 131, с. 58—72.
128. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Аэродинамические сопротивления пучков ребристых труб в поперечном потоке газа. — Энергомашиностроение, 1972, № 9, с. 44—45.
129. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Влияние теплопроводности ребер и теплоносителя на теплоотдачу ребристых пучков при поперечном омывании. — Теплоэнергетика, 1971, № 9, с. 66—68.
130. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Влияние числа поперечных рядов ребристых труб шахматных и коридорных пучков на теплоотдачу и сопротивление. — Энергомашиностроение, 1971, № 4, с. 41—42.
131. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Исследование поправочного коэффициента ψ_k к теоретическому значению эффективности круглого ребра. — Теплоэнергетика, 1973, № 3, с. 48—50.
132. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Исследование теплоотдачи и сопротивления ребристых шахматных пучков с различной формой ребер. — Тепло- и массоперенос. Минск: Наука и техника, 1965, т. I, с. 249—259.
133. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Исследование теплоотдачи и сопротивления ребристых шахматных пучков с различной формой ребер. — Энергомашиностроение, 1964, № 12, с. 20—23.
134. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб. — Энергомашиностроение, 1974, № 1, с. 19—21.
135. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Обобщенные уравнения подобия конвективной теплоотдачи пучков оребренных труб при поперечном омывании. — Л.: Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1975, вып. 131, с. 73—100.
136. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Поправочный коэффициент к теоретическому значению эффективности круглого ребра. — Тепло- и массоперенос. Минск: Наука и техника, 1974, т. II, с. 160—165.
137. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Сопротивление пучков ребристых труб при поперечном омывании потоком. — Энергомашиностроение, 1974, № 6, с. 30—32.
138. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Сравнение методов полного и локального теплового моделирования. — Энергомашиностроение, 1970, № 12, с. 26—28.
139. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Теплоотдача и сопротивление пучков оребренных труб с различными высотами и шагами ребер при больших числах Re. — Энергомашиностроение, 1972, № 12, с. 21—23.
140. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Теплоотдача и сопротивление шахматных и коридорных ребристых пучков. — Энергомашиностроение, 1964, № 1, с. 11—13.
141. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С.** Теплоотдача и сопротивление шахматных пучков с поперечными ребрами при поперечном омывании потоком. — Теплоэнергетика, 1973, № 2, с. 49—52.
142. **Юдин В. Ф., Тохтарова Л. С., Андреев П. А.** Теплоотдача и сопротивление шахматных пучков с различными высотами и шагами ребер. — Тр. ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1966, № 73, с. 98—106.
143. **Avrami M. and Little I. V.** Diffusion of heat through a rectangular bar and the cooling and insulating effect of fins. «The Steady State». Journal of Applied Physics, 1942, vol. 13, p. 255—264.
144. **Brauer H.** Wärme- und Strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohnbündeln. Chemie- Ingenieur- Technik, 1961, 33, H. 5, S. 327—335; 431—438.
145. **Chia-Jung Hsu.** Analytical study of heat transfer to liquid metals in cross-flow through rod bundles. Int. J. Heat Mass Transfer, 1964, vol. 7, p. 431—446.
146. **Gardner K. A.** Efficiency of extended surface. Trans. of the ASME, 1945, vol. 67, N. 8, p. 621—631.
147. **Harris M., Wilson I. T.** Heat transfer and fluid flow investigations on large-scale transverse fins. Proceedings of the Symposium on the use of secondary surfaces for heat transfer with clean gases, Institution of Mechanical Engineers, London, October, 1961, vol. 7, p. 330—336.
148. **Harrison E.** Heat convection from finned tubes. Mechanical World, January, 1948, pp. 33—39; 62—66.
149. **Jamson S. L.** Tube spacing in finned-tube banks. Trans. of the ASME, November, 1945, vol. 67, N. 8, p. 633—641.

150. Murray W. M. Heat dissipation through an annular disk of fin of uniform thickness. Journal of Applied Mechanics, Trans. of the ASME, 1938, vol. 60, p. A-78.

151. S. B. H. C. Neal, T. A. Hitchcock. A study of the heat transfer processes in banks of finned tubes in crossflow, using a large scale model technique. Proc. 3 Internat. Heat Transfer Conf., Chicago, III, 1966, p. 290-298.

152. Nunner W. Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Röhren. VDJ-Forschungshft. 1956, Nr. 455. Ausgabe Band 22, 144 S.

153. Pinkel B. A. summary of NACA research on heat transfer and friction for air flowing through tube with large temperature difference. Trans. of the ASME, 1954, vol. 76, N 2, p. 305-317.

154. Schmidt E. Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel - Wärmeaustauschern. Kältetechnik, 15 Jahrgang, 1963, Heft 4, S. 98-102.

155. Stynes S. K., Myeres I. E. Transport from extended surfaces. - American Institute of Chemical Engineers Journal, July, 1964, vol. 10, N 4, 437 p.

156. Zoller R. E. Extended heat exchange surface for marine and nuclear boilers. North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders, Transactions, 1958, vol. 74, Part. 4, p. 205-218.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Условные обозначения	4
Введение	5
Глава 1. Методики исследования и сопоставления эффективности пучков	8
1.1. Установка с аэродинамической трубой разомкнутого типа	11
1.2. Газодинамическая установка с замкнутым контуром	14
1.3. Сравнение методов полного и локального теплового моделирования	18
1.4. Методика сравнительной оценки конвективных поверхностей нагрева	28
Глава 2. Теплоотдача и сопротивление пучков оребренных труб с различной формой ребер	31
2.1. Применение оребренных труб и особенности обтекания их поперечным потоком	31
2.2. Экспериментальные результаты	46
Глава 3. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков труб с поперечными винтовыми однозакходными ребрами	52
3.1. Пучки с различными шагами расположения труб	69
3.2. Пучки с различными геометрическими параметрами оребрения	74
3.3. Пучки с различным числом поперечных рядов	79
3.4. Пучки с различными коэффициентами теплопроводности ребер и теплоносителя	83
Глава 4. Экспериментальное исследование приведенных и конвективных коэффициентов теплоотдачи	85
4.1. Коэффициент эффективности ребер	98
4.2. Методики исследования и обработки опытных данных	99
4.3. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление	109
4.4. Поправочный коэффициент на теоретическую эффективность ребер	117
Глава 5. Обобщение опытных данных по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению пучков труб с поперечными винтовыми и шайбовыми ребрами	120
5.1. Теплоотдача	133
5.2. Аэродинамическое сопротивление	142
5.3. Теплоотдача и сопротивление на запыленных потоках	180
Глава 6. Полуэмпирический приближенный метод расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи	182
Приложение	182
1. Экспериментальные данные по аэродинамическому сопротивлению пучков труб со спиральными ребрами при поперечном обтекании потоком воздуха	182
2. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче пучков труб со спиральными ребрами при поперечном обтекании потоком воздуха	182
3. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче пучков труб со спиральными ребрами при поперечном омывании различными газами	182
Список литературы	182