

Heat Exchanger Design

ARTHUR P. FRAAS
Oak Ridge National Laboratory, USAEC
M. NECATI OZISIK
North Carolina State University, at Raleigh

JOHN WILEY & SONS, INC.,
NEW YORK — LONDON — SYDNEY

66
Ф82

А. ФРААС
М. ОЦИСИК

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Перевод с английского
Ю. А. ЗЕЙГАРНИКА,
О. Н. ПРЯДКИНОЙ,
В. Я. СИДОРОВА

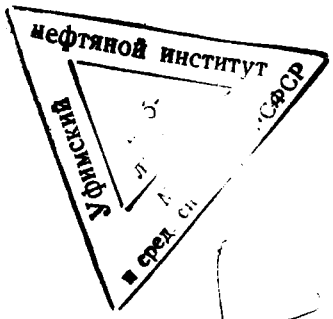
МОСКВА АТОМИЗДАТ 1971

УДК 66.045+621.039.534.25

А. Фраас, М. Оцисик **Расчет и конструирование теплообменников.** Перев. с англ. М., Атомиздат, 1971.

В книге изложены основы теории, аналитические методы, приведены обширные справочные данные, необходимые для практического расчета чрезвычайно широкого класса теплообменной аппаратуры, включая кожухотрубные теплообменники, теплообменники с оребренными трубами, компактные пластинчато-ребристые теплообменники, пластинчато-змеевиковые теплообменники, насадочные теплообменники и конденсаторы, градирни и космические излучатели.

Рисунков 297, таблиц 45, библиографии 317 названий.



342536

3—3—2
29—71

Глава 1

ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Множество типов теплообменников применяется в самых различных агрегатах, таких, как паросиловые установки, технологические аппараты химических производств, отопительные системы зданий, системы кондиционирования воздуха, холодильные установки, транспортные силовые установки автомобилей, судов и самолетов.

В этой главе рассматриваются основные типы оборудования, применяемого в перечисленных агрегатах, с целью иллюстрации задач, которым посвящена данная книга.

СХЕМА ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Большинство теплообменников можно классифицировать, объединяя их в группы в соответствии со схемой движения теплоносителей через теплообменник.

Четыре наиболее часто реализуемые схемы движения теплоносителей показаны на рис. 1.1. В установках с *прямоточным*, или *параллельным* (см. рис. 1.1, *а*), движением теплоносителей два потока теплоносителей входят с одной и той же стороны теплообменника, проходят через теплообменник в одном направлении и выходят вместе с другой стороны теплообменника; в установках же с *противоточ-*

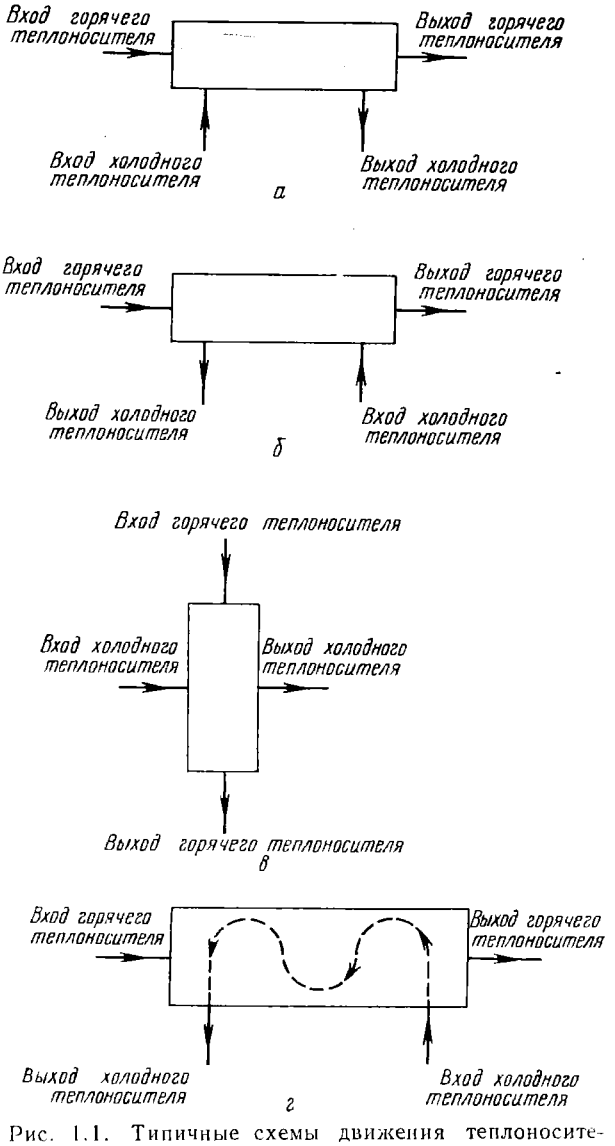


Рис. 1.1. Типичные схемы движения теплоносителей в теплообменниках.

ным, или *встречным* (см. рис. 1.1, *б*), движением теплоносителей два потока жидкости движутся в противоположных направлениях. В *одноходовых перекрестноточных* (см. рис. 1.1, *в*) теплообменниках один теплоноситель движется через матрицу теплообменной поверхности под прямым углом по отношению к направлению движения другого теплоносителя. В *многоходовых перекрестноточных* (см. рис. 1.1, *г*) теплообменниках поток одной жидкости многократно пересекает то в одном, то в противоположном направлении поток другой жидкости, обычно создавая перекрестное приближение к противотоку.

Наиболее существенной отличительной характеристикой каждой из четырех основных схем движения является относительная величина поверхности теплообмена, необходимая для обеспечения данного повышения температуры при данной разности температур двух потоков жидкости, входящих в теплообменник. На рис. 1.2 приведена зависимость относительной поверхности для каждой схемы движения от изменения температуры первичной жидкости для типичной совокупности условий. В области, в которой изменение температуры жидкости по всему теплообменнику составляет небольшой процент разности температур двух поступающих в теплообменник потоков теплоносителей, теплообменники всех типов требуют примерно одинаковой поверхности. Именно в этой области наиболее целесообразно применение прямоточного теплообменника. Теплообменники перекрестноточного типа имеют несколько более широкое применение; они особенно подходят для некоторых специальных целей и обладают рядом преимуществ. Теплообменник противоточного типа требует наименьшей поверхности теплообмена во всем возможном диапазоне изменения разности температур входящих в теплообменник жидкостей.

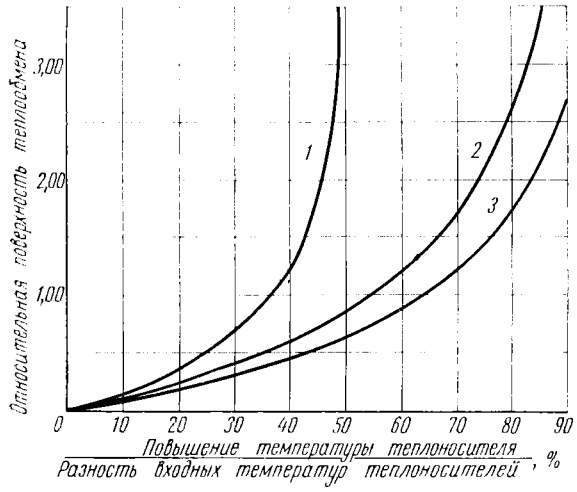


Рис. 1.2. Зависимость необходимой относительной поверхности теплообмена от отношения повышения (или падения) температуры в потоке теплоносителя, претерпевающего большее изменение температуры, к разности температур входящих в теплообменник теплоносителей:

1 — прямоточное движение; *2* — перекрестноточное движение; *3* — противоточное движение.

Кроме того, это единственный тип теплообменника, который может быть применим в области, в которой изменения температур в одном или обоих потоках теплоносителей приближаются к разности температур входящих в теплообменник потоков.

Интересно отметить, что природа дает нам замечательный пример одной из высокоэффективных противоточных систем в виде кровеносной системы ног болотных птиц, например цапли. Теплая кровь, движущаяся от сердца к ноге, проходит через системы тонких параллельных кровеносных сосудов, которые чередуются в шахматном порядке с подобными же сосудами, идущими от конечности, образуя один из эффективнейших теплообменников. Эффективность передачи тепла при таком расположении кровеносных сосудов настолько высока, что теплая кровь охлаждается почти до температуры окружающей среды, прежде чем достигнет участка, погруженного в холодную воду; благодаря этому птица теряет сравнительно мало тепла через кожу своей ноги. Конечности некоторых других теплокровных животных, например пингвинов и китов, устроены подобным же образом.

на современных электростанциях, где котлы объединены в одно целое с топкой, так что тепловые потери через стенки из топки минимальны. На стенках топки располагают ряды труб, которые окружают зону горения, и огромная площадь поверхности нагрева в виде больших пучков труб оказывается в зоне непосредственного воздействия горячих газов. На рис. 1.3 показан типичный котельный агрегат, который имеет высоту около 60 *м*, а стоит около 10 млн. долларов.

Термин *парогенератор* часто употребляют применительно к котлам, в которых источником тепла служат не горячие продукты сгорания, а поток другого теплоносителя. В качестве типичного примера можно привести парогенератор для ядерной энергетической установки с реактором, охлаждаемым водой под

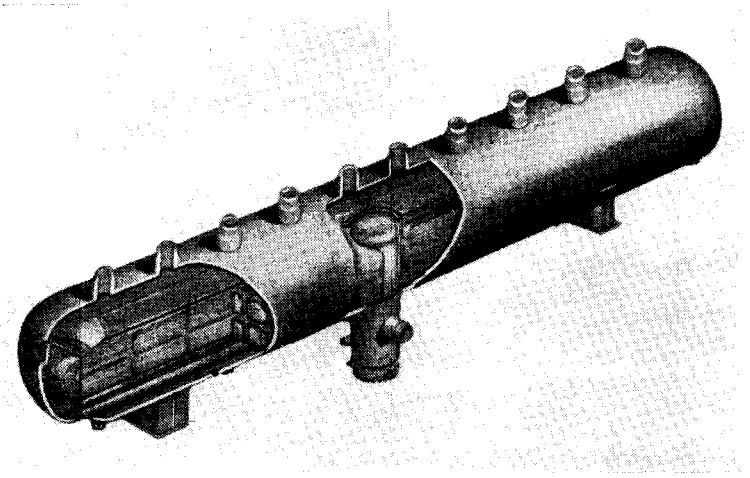


Рис. 1.4. Парогенератор диаметром 3 *м*, длиной 17 *м* для ядерной установки с реактором, охлаждаемым водой под давлением (частично показан в разрезе). Он имеет 1916 труб внешним диаметром 0,625 *дюйм* (16 *мм*), образующих поверхность нагрева 1500 $м^2$.

давлением, показанный на рис. 1.4. Вода, выходящая из реактора при высокой температуре и под большим давлением, циркулирует по U-образным трубам диаметром 12,7 *мм*, расположенным коаксиально по отношению к кожуху парогенератора. В межтрубном пространстве под действием естественной конвекции циркулирует снизу вверх кипящая вода, проходящая через матрицу труб, где образуется пар при температуре, несколько меньшей, и давлении, значительно меньшем, чем в циркуляционном контуре воды под высоким давлением в реакторе. Совершенно другой тип парогенераторной установки для большого реактора, охлаждаемого газом низкого давления, показан на рис. 1.5. Восемь подобных многоходовых противоточных установок работают с каждым из четырех реакторов на атомной станции в Хинкли-Пойнт, Англия. Следует отметить, что тепло отбирается от газа в семь ступеней. Такая необычная конструкция обусловливается ограничениями, накладываемыми на рабочую температуру реактора, вследствие чего оказалось целесообразным применить две системы генерации пара — одну при умеренно большом давлении, другую при более низком, для того чтобы отобрать как можно больше тепла от газа, циркулирующего через реактор [2].

Конденсаторы. В свое время Джемс Уатт более чем в три раза повысил термический к. п. д. паровых машин, применив конденсаторы для того, чтобы пар конденсировался не в цилиндрах машины, а вне их.

Конденсаторы пара для современных мощных турбин сконструированы в большинстве случаев почти аналогично конденсаторам Уатта, отличаясь от последних в основном гораздо большими размерами. На рис. 1.6 показан

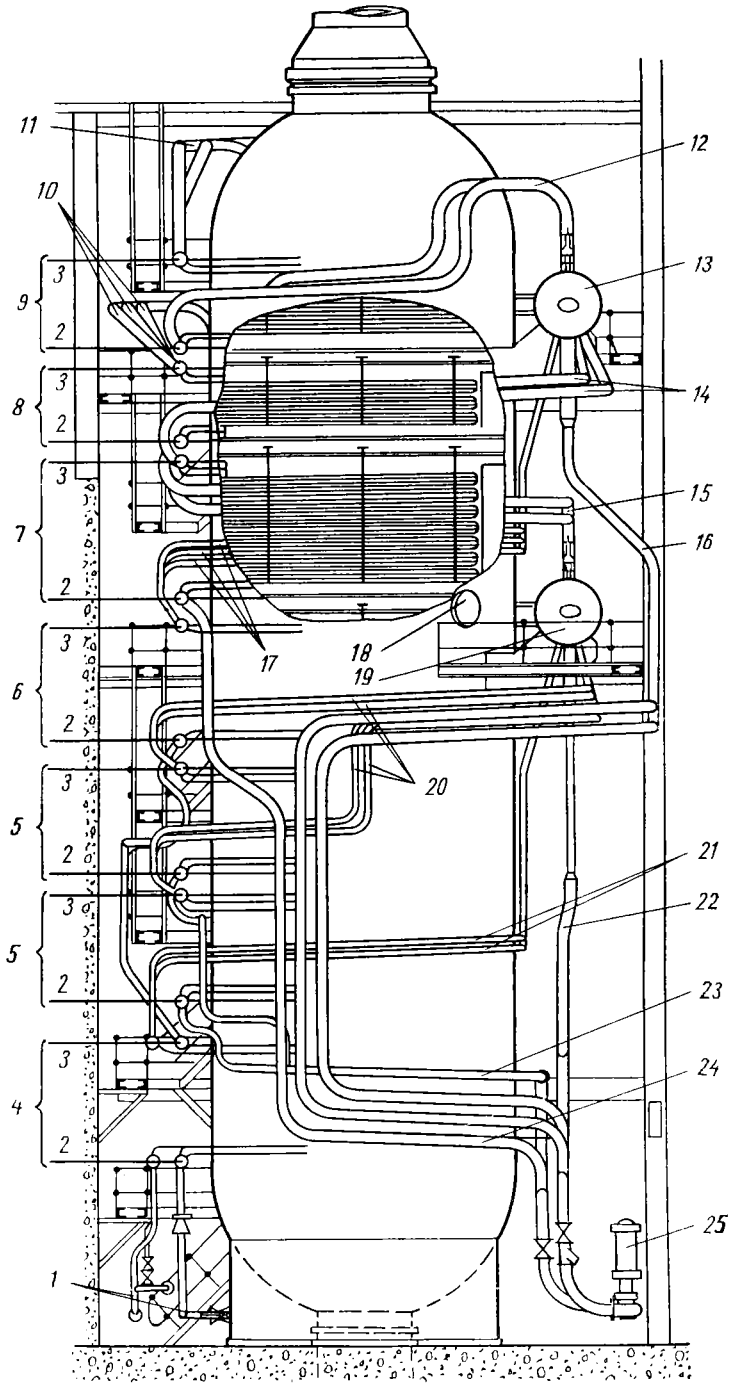


Рис. 1.5. Разрез парогенератора для атомной электростанции в Хинкли-Пойнт с реактором, охлаждаемым циркулирующим газом. Диаметр кожуха 6,5 *м*, высота 27 *м*. Газ CO_2 под давлением 12,6 *атм* проходит через межтрубное пространство с расходом 780 *кг/сек* при потере давления 0,11 *атм*, отбирая 164 *Мвт* тепла:

1 — подвод питательной воды; *2* — входной коллектор; *3* — выходной коллектор; *4* — экономайзер низкого и высокого давления; *5* — котел низкого давления; *6* — экономайзер высокого давления и высокой температуры; *7* — котел высокого давления; *8* — пароперегреватель низкого давления; *9* — пароперегреватель высокого давления; *10* — пар низкого давления; *11* — пар высокого давления; *12* — паропроводы насыщенного пара высокого давления; *13* — барабан высокого давления; *14* — соединение котла высокого давления с барабаном; *15* — паропроводы насыщенного пара низкого давления; *16* — соединение линии высокого давления с циркуляционными насосами; *17* — соединение экономайзера с барабаном котла; *18* — лаз; *19* — барабан низкого давления; *20* — соединение котла низкого давления с барабаном; *21* — соединение экономайзера низкого давления с барабаном; *22* — соединение линии низкого давления с циркуляционными насосами; *23* — соединение циркуляционного насоса с котлом низкого давления; *24* — соединение циркуляционного насоса с котлом высокого давления; *25* — циркуляционные насосы котла.

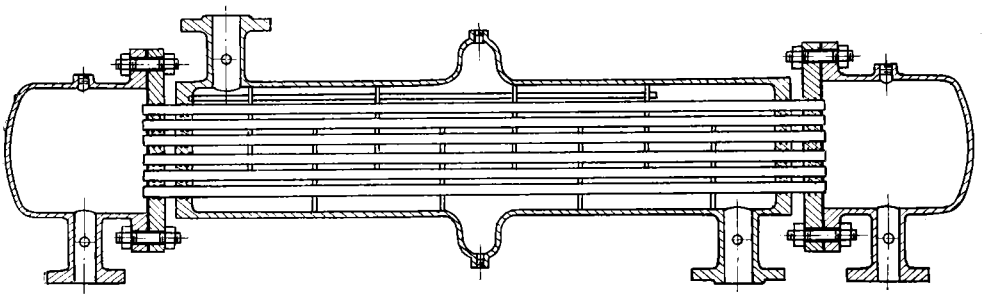


Рис. 1.7. Кожухотрубный теплообменник с одним ходом в трубках и одним ходом в снабженном перегородками кожухе. Конструкция теплообменника обеспечивает противоточную схему движения. Тороидальный расширительный шов в центре кожуха компенсирует разность тепловых расширений труб и кожуха, а двойные трубные доски коллектора исключают возможность утечек из одной циркуляционной линии в другую.

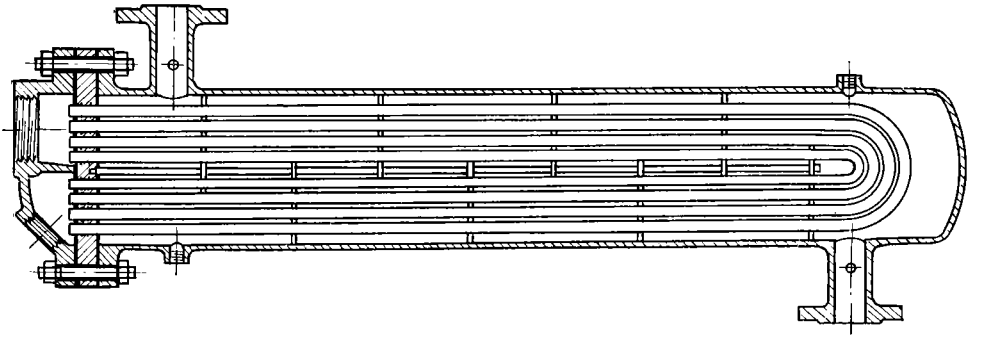


Рис. 1.8. Кожухотрубный теплообменник с U-образными трубками и снабженным перегородками однoходовым кожухом.

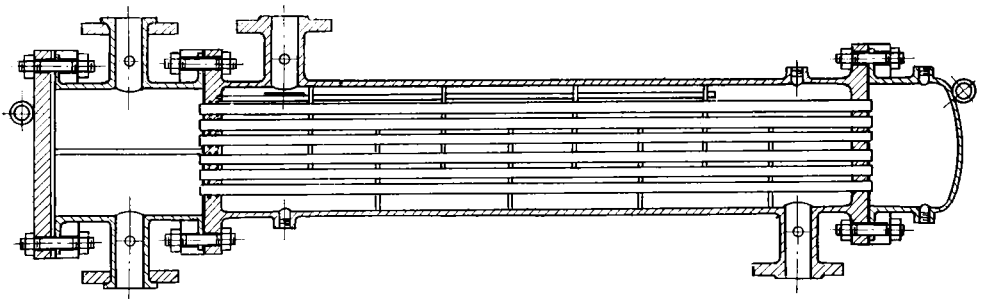


Рис. 1.9. Кожухотрубный теплообменник с двумя ходами в трубках и одним ходом в снабженном перегородками кожухе.

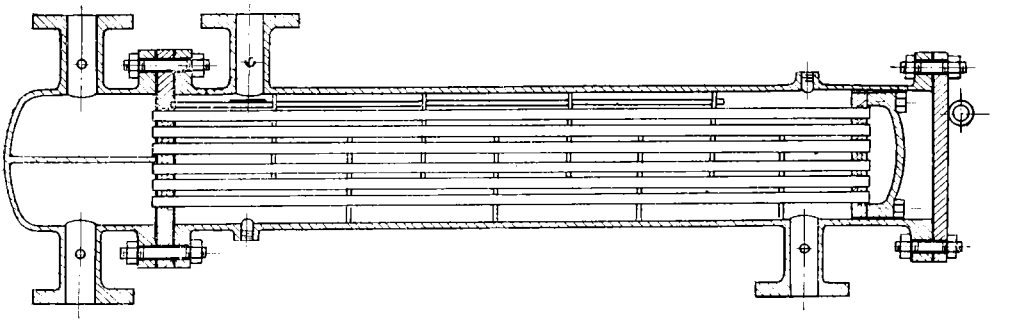


Рис. 1.10. Теплообменник, аналогичный изображенному на рис. 1.9, но с плавающим коллектором для компенсации разность тепловых расширений труб и кожуха.

в условиях различного теплового расширения кожуха и труб. Для работы в условиях больших разностей температур теплоносителей применяют аналогичный, но более сложный теплообменник, изображенный на рис. 1.10. Он почти так же хорошо приспособлен к восприятию больших разностей температур потоков теплоносителей, как и аппарат на рис. 1.8, в котором U-образный изгиб

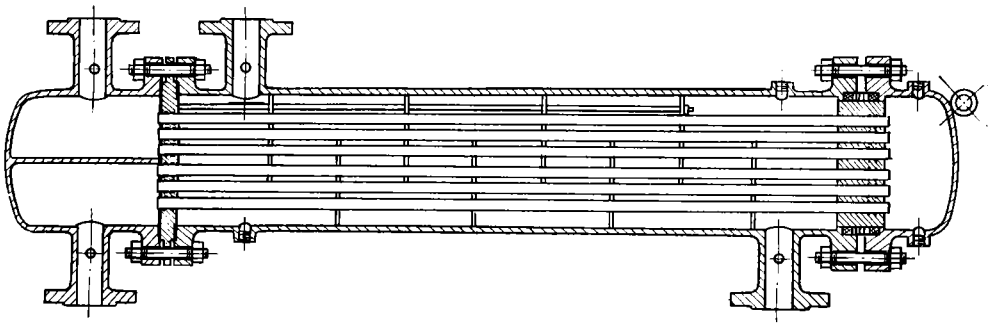


Рис. 1.11. Теплообменник, аналогичный изображенному на рис. 1.10, но с иной конструкцией плавающего коллектора.

компенсирует не только различное тепловое расширение труб и кожуха, но также и отдельных труб в том случае, если распределение температур в них неравномерно.

Часто возникают затруднения, связанные с внутренними утечками через уплотнения вокруг трубной доски плавающего коллектора с правого конца аппарата на рис. 1.10. Перетекание из одного потока в другой может быть устранено в конструкции, показанной на рис. 1.11. Утечку в любой жидкости через уплотнение плавающего коллектора можно непосредственно обнаружить, так

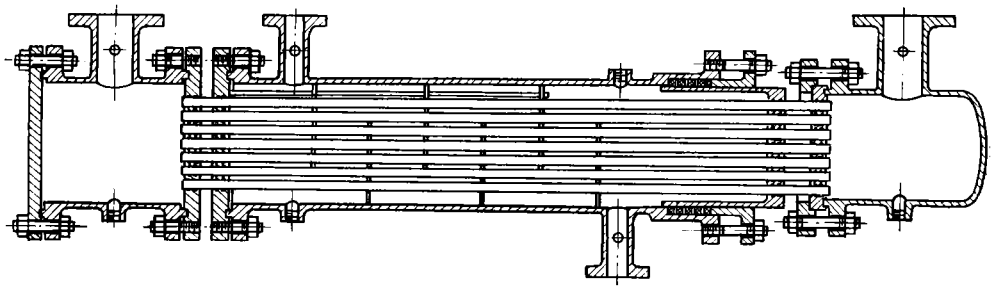


Рис. 1.12. Кожухотрубный теплообменник с одним ходом в трубах и в снабженном направляющими перегородками кожухе; плавающий коллектор с двумя трубными досками, имеющий сальниковое уплотнение, позволяет полностью исключить попадание теплоносителей из одного циркуляционного контура в другой.

как она попадает во внешнее по отношению к кожуху пространство, что позволяет избежать загрязнения потока другого теплоносителя. Дальнейшая модификация этого типа теплообменника показана на рис. 1.12. Она отличается от предыдущей только более удачной конструкцией сальникового уплотнения плавающего коллектора. В этой конструкции приняты меры для уменьшения утечки жидкости со стороны кожуха, а сальниковое уплотнение со стороны трубного хода заменено кольцевым уплотнением, утечка через которое гораздо меньше, так как ему не приходится участвовать в движении скольжения при расширении.

Теплообменники кожухотрубного типа можно легко приспособить для использования в специальных целях, когда аппарат должен быть изготовлен из стекла во избежание воздействия сильноагрессивных жидкостей и т. п. Теплообменник такой конструкции для процессов, в которых осуществляется

отверстие с правой стороны верхней части теплообменника, движется вертикально вниз по чисто противоточной схеме, выходит из теплообменника через второе круглое отверстие у основания и направляется в камеру сгорания.

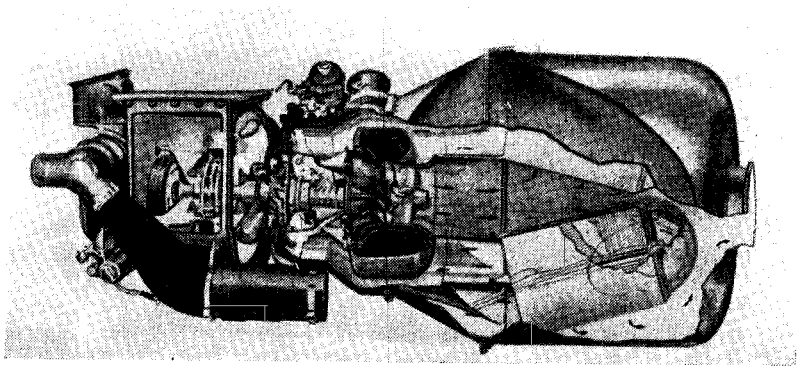


Рис. 1.20. Переносная газотурбинная силовая установка, снабженная рекуперативным теплообменником, обеспечивающим весьма экономичное использование топлива.

На рис. 1.23 показан такой теплообменник с частичным разрезом верхнего правого угла у входного отверстия для воздуха, чтобы можно было видеть внутреннее устройство. Каналы для горячих отработанных газов образованы гофрированными пластинами, заключенными между гладкими пластинами, которые простираются от нижнего основания теплообменника до верхнего. Подогреваемый воздух движется горизонтально от длинной камеры коллектора вблизи верхней части в пространстве между стенками каналов отработанных газов. Изогнутые направляющие поворачивают поток воздуха на 90°, а затем вниз между нагретыми стенками. Подобное же направляющее устройство имеется и у дна. Сечение каналов и площадь поверхности теплообмена для горячих отработанных газов примерно в три раза больше соответствующих величин для нагреваемого воздуха. Это связано с тем, что два потока теплоносителей разнятся по плотности примерно в четыре раза.

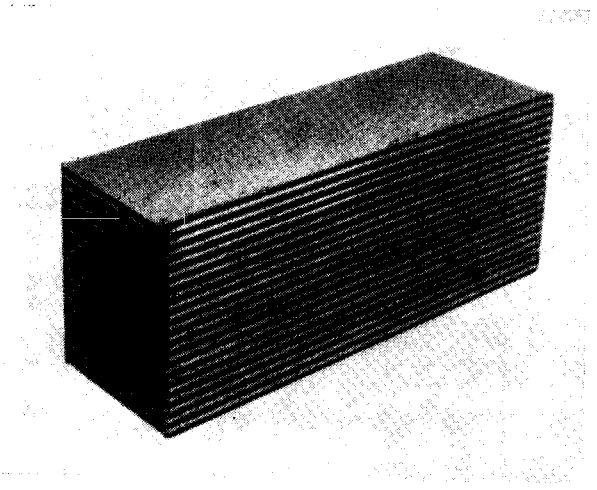


Рис. 1.21. Пластинчато-ребристая поверхность теплообменника (паянная твердым припоем) для газовой турбины, изображенной на рис. 1.20.

Воздухоподогреватели паротурбинных установок обычно сильно отличаются от только что описанных аппаратов для газовых турбин. Часто используются вращающиеся регенераторы, аналогичные показанному на рис. 1.24. Они состоят из цилиндрического барабана, в котором помещена теплообменная матрица, изготовленная из чередующихся гладких и гофрированных пластин. Барабан установлен так, что часть матрицы нагревается горячими газами, выходящими из топки. Остальная часть матрицы в это время отдает аккумулированное тепло свежему воздуху, который через нее подается в топку

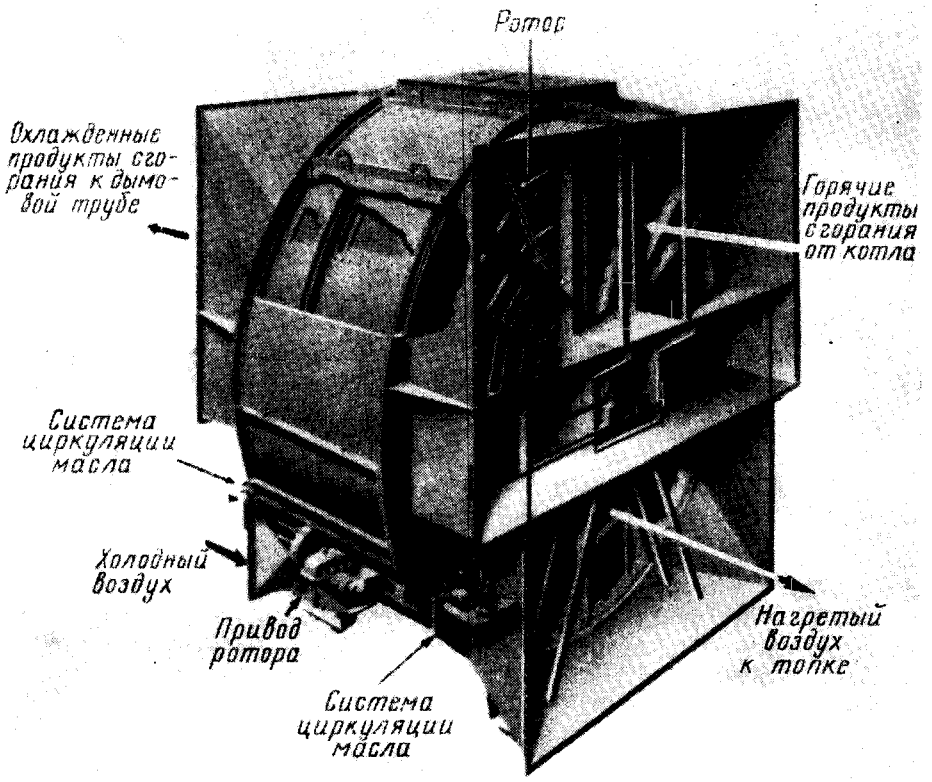


Рис 1.24. Вращающийся регенератор для подогрева воздуха в больших паросиловых установках с угольными топками.

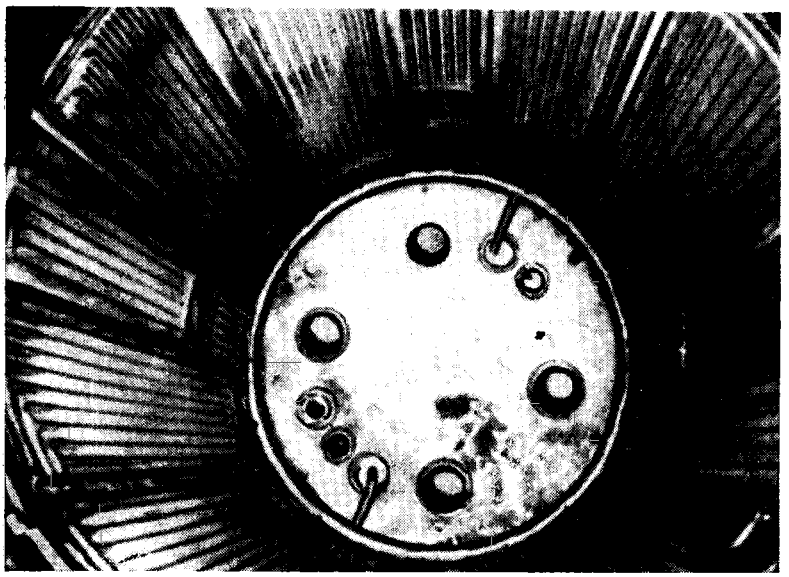


Рис. 1.25. Пластинчато-змеевиковый теплообменник, монтируемый на внутренней стенке большого резервуара.

с помощью воздуходувки. Каналы расположены таким образом, что два газовых потока движутся по противоточной схеме в процессе вращения барабана, так что температура любого данного элемента металлической матрицы колеблется сравнительно мало по мере того, как он перемещается из области горячего в область холодного потока.

Воздухонагреватели для паро- и газотурбинных силовых установок иногда подразделяют на два типа: воздухонагреватели с обычной матричной поверхностью теплообмена и непрерывным потоком по обеим сторонам неподвижной поверхности нагрева и воздухонагреватели, через которые теплоносители движутся периодически, когда горячий поток поочередно нагревает одну часть матрицы, в то время как холодный поток отбирает тепло от другой.

При такой классификации термин «регенератор» применяется к теплообменнику периодического действия (этот термин длительное время применялся к теплообменникам такого типа, использовавшимся для доменных и сталеплавильных печей), теплообменники же непрерывного действия называют рекуператорами.

Пластины и панели. Там, где необходимо встроить поверхности теплообмена в стены таких помещений, как холодильные камеры, паровые камеры или экспериментальные камеры для исследования влияния окружающей среды, самое простое и дешевое устройство получается с использованием панелей нагревателей, образованных путем сварки стальных штампованных листов, с общими каналами для движения теплоносителей. На рис. 1.25 показаны панели такого типа, помещаемые на внутренней поверхности цилиндрической камеры.

Нагреватели и охладители погружного типа. Нагреватели и охладители погружного типа очень удобны для регулирования температуры в ваннах и бассейнах. Теплообменные поверхности панельного типа часто используются в виде пакетов близко расположенных друг к другу параллельных панелей. Трубы с продольными ребрами, соединенные в пакеты, как показано на рис. 1.26, и устанавливаемые вертикально, представляют другой тип поверхности теплообмена, очень хорошо подходящей для этой цели. Благодаря возникающей естественной конвекции в ванне создается циркуляция, достаточная для поддержания в ней температуры в заданных пределах.

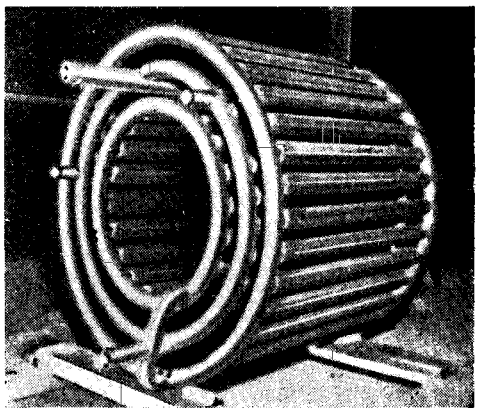


Рис. 1.26. Теплообменник погружного типа.

Теплообменники типа «труба в трубе». Две коаксиально расположенные трубы с двумя теплоносителями, один из которых течет по внутренней трубе, а второй по кольцевому каналу между трубами, образуют простую конструкцию теплообменника, очень удобную для многих применений. Такой теплообменник небольших размеров для лабораторных целей может быть изготовлен из двух отрезков медных трубок, вставляемых одна в другую; в качестве соединительных устройств на каждом конце используются стандартные медные детали. Подобная же конструкция часто применяется в аппаратах больших размеров. Если необходимо охладить с помощью воды теплоноситель, обладающий низким коэффициентом теплоотдачи, нефть или воздух, используют внутреннюю трубу с продольными ребрами, в результате чего получается конструкция, показанная на рис. 1.27.

Аппараты такого типа могут быть соединены как последовательно, так и параллельно, обеспечивая любую необходимую тепловую мощность и эффективность нагревания или охлаждения, так что могут быть удовлетворены

специальные требования путем соединения пакетов из выпускаемых промышленностью элементов. Конструкция такого типа особенно целесообразна

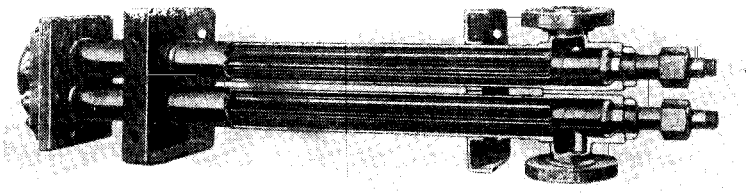


Рис. 1.27. Теплообменник типа «труба в трубе» с внутренней трубой, имеющей продольные ребра. Концевые соединительные устройства сконструированы так, что показанный основной аппарат может быть использован для последовательного или параллельного соединения с целью получения необходимой тепловой мощности.

в тех случаях, когда одна или обе жидкости находятся под высоким давлением, при котором необходима большая толщина стенки кожуха, и обычные кожухотрубные теплообменники в этом случае становятся дорогими.

ЛИТЕРАТУРА

1. Scholander P. F. Counter Current Exchange, a Principle of Biology. Woods Hole Oceanographic Institute Collected Reprints, Contribution, No. 983 (1958).
2. Webb T. B. Sizewell Nuclear Power Station: Gas Circuits and Boilers. Nuclear Power, September 1961, p. 72.
3. Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association. Tubular Exchanger Manufactures Association, New York, 1959.
4. Heat Exchangers. The Patterson-Kelley Co., East Stroudsburg, Pennsylvania, 1960

большой поперечной жесткости и невозможности механической очистки внутренних каналов. Ввиду изложенного трубчатые теплообменники находят значительно более широкое применение, чем пластинчатые.

Панели с внутренними каналами для теплоносителя

На рис. 2.1 показана простейшая конструкция теплообменника. Как видно из разреза детали панели, показанной в нижней части рис. 2.1, каналы для циркуляции теплоносителя создаются методом штамповки или выпрессовывания металлических листов с последующей их сваркой. Этот метод рекомендуется для изготовления змеевиков систем с общим коллектором (см. рис. 2.1 и 1.25). Из таких пластин могут быть созданы элементы самой разнообразной конфигурации: кольцевые, цилиндрические и т. п. в зависимости от формы резервуара или камеры. Конфигурация каналов может быть видоизменена в отдельных местах с целью подгонки к входному и выходному отверстиям, имеющимся выступам, опорам и т. п. По каналам панелей могут циркулировать пар, вода, растворы солей, фреон и другие теплоносители для нагрева или охлаждения замкнутого пространства.

СОЕДИНЕНИЕ ТРУБ С КОЛЛЕКТОРОМ

При проектировании теплообменников, состоящих из сотен или тысяч круглых, параллельно установленных труб, одной из важнейших задач является разработка коллектора. Обычно трубы вставляются в отверстия трубной решетки. Герметизация соединения труб с трубной решеткой осуществляется различными способами, описание которых приводится ниже [1—3].

Развальцовка

Еще сто лет тому назад паровые котлы обычно изготавливались с применением способа горячей штамповки концов труб, вставленных в отверстия трубных решеток. С середины прошлого столетия этот способ уступил место холодной развальцовке концов труб, получившей самое широкое распространение (рис. 2.2). Инструментом для развальцовки труб, показанным на рис. 2.3, служит «вальцовка». Она вставляется в открытый выступающий конец трубы и, приведенная во вращение, развальцовывает стенку трубы и расширяет при этом ее диаметр. Остаточное напряжение сжатия в стенке трубы обусловливает сцепление последней с трубной решеткой.

Вальцовка имеет несколько конусных роликов, расположенных вокруг центрального конусного шпинделя, конусность которого вдвое больше конусности роликов. Вальцовка, показанная на рис. 2.3, позволяет обеспечить равномерное расширение трубы по всей обрабатываемой длине. Шпиндель подается внутрь под действием осевого усилия и, распирая ролики, расширяет трубу. Иногда гнезда роликов в корпусе вальцовки располагаются под небольшим углом к оси шпинделя, вследствие чего при вращении вальцовки шпиндель втягивается внутрь трубы. Одно из достоинств этого процесса — реверсивность направления вращения, необходимая для снятия вальцовки с трубы. Корпус вальцовки может быть снабжен установочным кольцом на шарикоподшипнике для ограничения длины хода вальцовки в трубе. Вальцовки описанного типа изготавливаются промышленностью для труб с внутренним диаметром от 4 до 400 *мм*. Используя пневматическую вальцовку, один человек может развальцевать до 15 концов труб диаметром ~18 *мм* в 1 *мин*. В настоящее время имеются специальные автоматические устройства для развальцовки, производительность которых достигает 120 труб в 1 *ч*.

Обеспечение герметичности вальцовочных соединений достигается за счет оптимальной степени расширения концов труб. Перевальцовка утончает стенки трубы и снижает пластичность, что легко может привести к разрыву. Кроме того, развальцовывание вызывает некоторое увеличение длины труб, что

Герметичность и прочность сцепления при развальцовке в значительной степени зависят от чистоты поверхности труб и отверстий в трубной решетке. Хотя в основном гладкая поверхность кажется предпочтительней, трубы из вязкого материала также хорошо развальцовываются и в грубо обработанных отверстиях. Прочность соединения труб, находящихся под осевой нагрузкой, может быть увеличена нарезанием кольцевых канавок в отверстиях трубной решетки коллектора. Если трубы подвергаются растягивающим усилиям, прочность соединения может быть увеличена путем развальцовки труб дополнительным комплектом роликов, установленных под соответствующим углом. Достоинством развальцованных соединений является также снижение потерь от турбулентности на входе в трубу.

Посадка трубы в трубной решетке должна быть осуществлена с минимальным зазором в пределах допусков и одновременно обеспечивать легкость сборки всей трубной системы

Сварка

Вальцовочные соединения труб коллектора обеспечивают достаточно высокую степень герметичности в большинстве случаев работы при умеренных

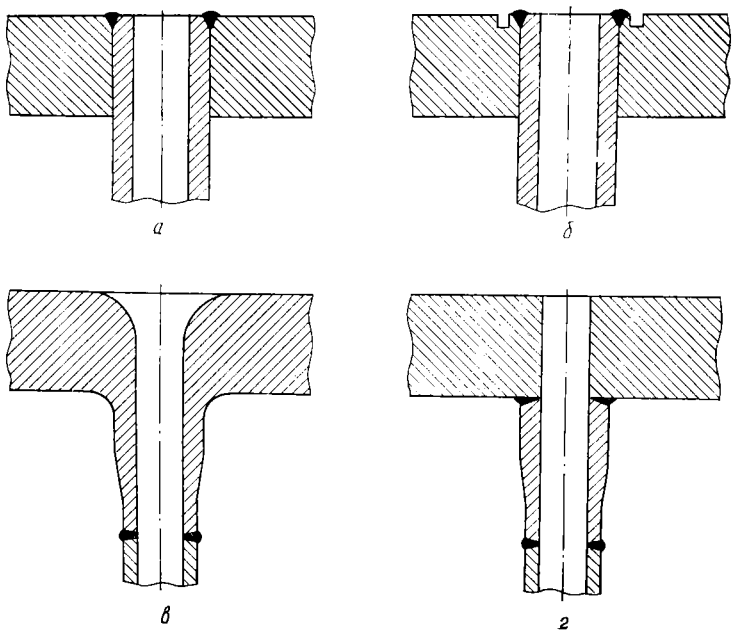


Рис. 2.4. Типы сварных соединений трубной решетки:
а — простой шов; *б* — простой шов с кольцевой канавкой; *в* — сварной шов на соединительном конаном патрубке; *г* — сварной шов на приваренном патрубке.

температурах. Однако при высоких температурах ползучесть металла понижает начальное напряжение, обусловленное развальцовкой, и приводит к релаксации стенок труб и нарушению их герметичности. Для таких областей применения, где требуется очень высокая степень герметичности, соединение и уплотнение соединений труб осуществляются сваркой [4]. Различные типы сварных соединений показаны на рис. 2.4. Недостатком первого, наиболее доступного метода является трудность сварки тонких стенок труб со сравнительно более толстыми трубными решетками вследствие различных скоростей нагрева и охлаждения этих элементов и из-за возникающих остаточных термических напряжений. Эти напряжения могут стать настолько значительными, что приведут к появлению трещин в шве. Эта проблема частично разрешается посредством прорезания кольцевых канавок, как это показано на рис. 2.4, *б*, что

типа. Достоинство этого типа сборки — возможность перемещения трубной решетки к матрице труб как целого при ремонте, замене или других работах. Уплотнение соединяемых элементов производится с помощью сальников или уплотнительных колец круглого сечения. В конструкциях другого типа коллектор выполняется как неотъемлемая часть корпуса теплообменника, что очень важно для работы при высоких давлениях и высоких температурах. Теплообменник такого типа показан на рис. 12.6.

ОРЕБРЕННЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

Оребренные трубы применяются для теплообменников в тех случаях, когда трудно выбрать оптимальный тип для заданных условий [5]. Различные виды оребренных труб представлены на рис. 2.7. Продольные ребра (рис. 2.7, *а*) можно запрессовывать или завальцовывать в канавки, полученные механической обработкой поверхности труб; U-образные ребра привариваются точечной сваркой внахлестку, как показано на рис. 2.7, *б* и *в*, или изготавливаются заодно с трубами методом экструзии. Трубы со спиральными ребрами, имеющими большой шаг, можно получать посредством закручивания труб с прямыми продольными ребрами. Спиральные ребра с маленьким шагом изготавливаются высадкой металла на трубообжимных станках (см. рис. 2.7, *г*), механической обработкой толстостенных труб или спиральной навивкой (с помощью специальной машины) узкой полосы вдоль трубы в положении «на ребро», как показано на рис. 2.7, *д*. При точечной сварке внахлестку для облегчения соединения ребра с трубой у основания ребер могут быть сделаны втулки (см. рис. 2.7, *е*).

Высота спирально навитых ребер ограничена пределом растяжения металла на вершине ребра в процессе его навивки. Этот предел может быть увеличен посредством шлицевания вершины винтовых ребер (см. рис. 2.1, *ж*) или с помощью складок у основания ребер (рис. 2.7, *з*). В зависимости от назначения навитая спиралью лента может быть припаяна мягким или твердым припоем или приварена роликовым швом к трубе, впрессована в прорезанную канавку или завальцована. Стенки канавки можно плотно осадить при завальцовке для жесткого сцепления с ребрами. Достоинство предлагаемых конструктивных исполнений с использованием механических, сварных или паяных соединений заключается в том, что ребра могут изготавливаться из материала, обладающего высокой теплопроводностью, например меди или алюминия, в то время как трубы — из более дешевых, прочных и коррозионностойких сплавов (углеродистых и нержавеющих сталей). На рис. 2.7, *з* представлены оребренные трубы с круглыми или квадратными выштампованными ребрами с дистанционирующими распорками у основания. Для создания механически прочного соединения эти ребра могут быть напрессованы на трубы или припаяны мягким или твердым припоем. Напрессовывание ребер на трубу является дешевой операцией, применяемой для теплообменников, работающих при низких температурах, когда коррозия невелика; пайка мягким или твердым припоем, будучи более дорогой операцией, рекомендуется в тех случаях, когда высокая температура или коррозия ослабляют прессовую посадку и термическую связь между трубами и ребрами [6]. Пальцевидные ребра, показанные на рис. 2.7, *и*, находят широкое применение в конструкциях многих типов котлов. Их преимуществом перед плоскими ребрами являются большая механическая прочность и устойчивость по отношению к коррозии и эрозии.

Трубчатые теплообменники с плоскими ребрами широко применяются на автомашинах и в самолетах. Они изготавливаются путем штамповки алюминиевых или медных ребер, укладки комплекта последних в сборочное приспособление, как показано на рис. 2.8, и последующей запрессовки труб. Трубы обычно предварительно сплющиваются для снижения сопротивления потоку газа и покрываются тонким слоем мягкого или твердого припоя, что делает возможным выполнение мягкой или твердой пайки всего элемента в целом в печи или соляной ванне. В автомобильных радиаторах верхняя коробка

изготавливается как неотъемлемая часть теплообменника (рис. 2.9 и 2.10), и весь узел паяется за одну операцию. Аналогичные конструкции, состоящие из пакета плоских или гофрированных пластин с поперечно запрессованными круглыми трубами, применяются в установках для кондиционирования воздуха и рефрижераторах (рис. 2.11).

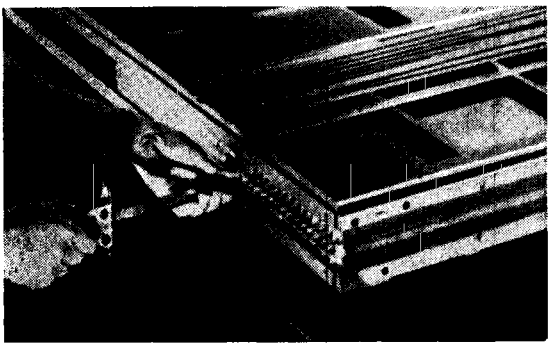


Рис. 2.8. Сборка радиатора для грузового автомобиля из сплющенных труб.

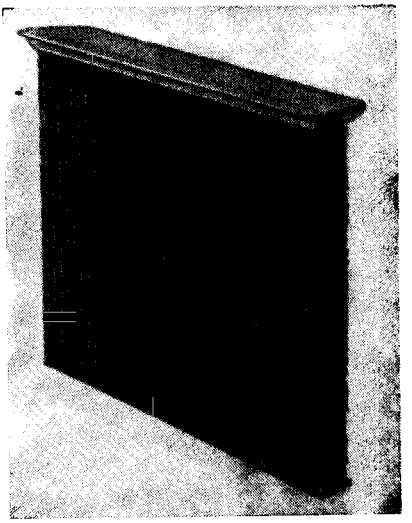


Рис. 2.9. Трубная система радиатора с коллекторными досками, сборка которого показана на рис. 2.8.

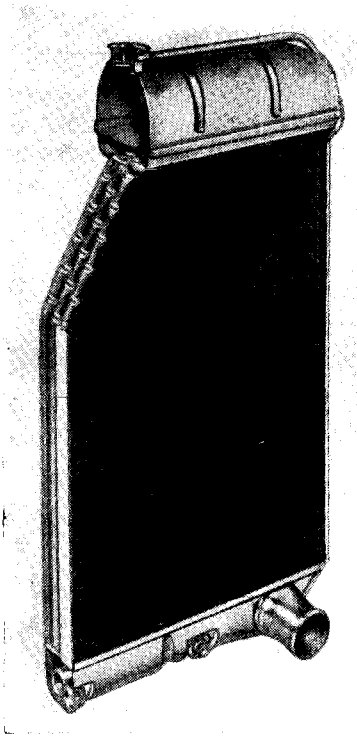


Рис. 2.10. Радиатор (см. рис. 2.8 и 2.9) с частичным разрезом.

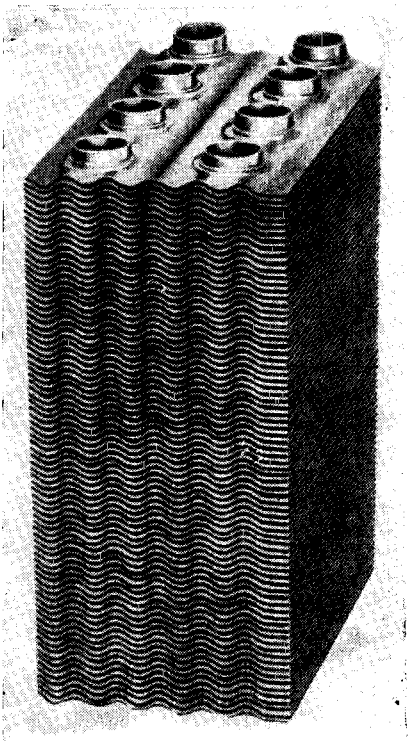


Рис. 2.11. Элемент алюминиевого фреонового испарителя трубчатого типа с гофрированными ребрами для системы кондиционирования воздуха.

Пластинчатые теплообменники бывают самых разнообразных конструкций. Наиболее проста конструкция, в которой плоские пластины чередуются с го-

фрированными, причем гофрировка осуществлена под прямым углом в смежных слоях, как показано на рис. 2.12. Таким образом, создается перекрестная

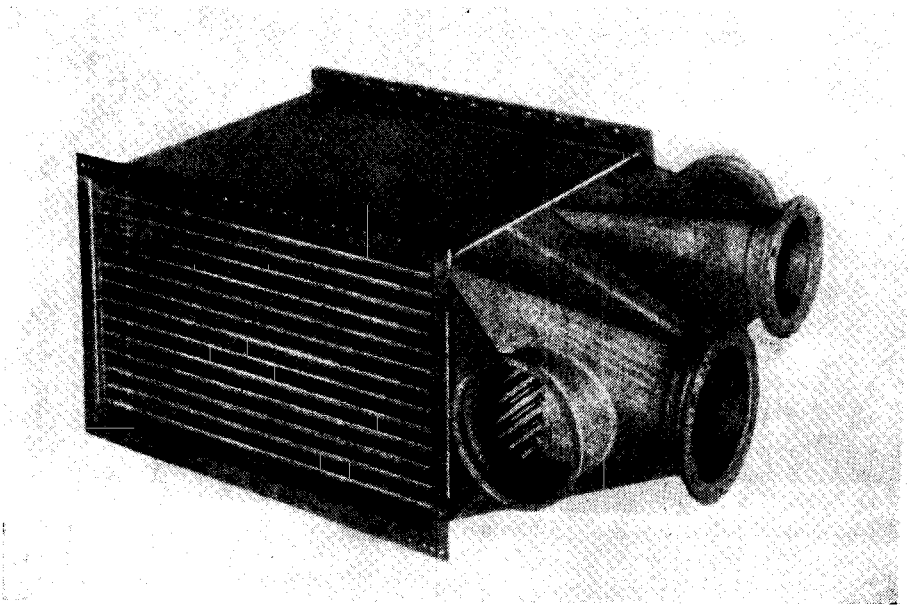


Рис. 2.12. Высокотемпературный теплообменник с припаянными твердым припоем гофрированными ребрами из нержавеющей стали.

система, при которой ряды каналов обоих потоков расположены перпендикулярно друг к другу. Ребрам, полученным гофрировкой, может быть придана

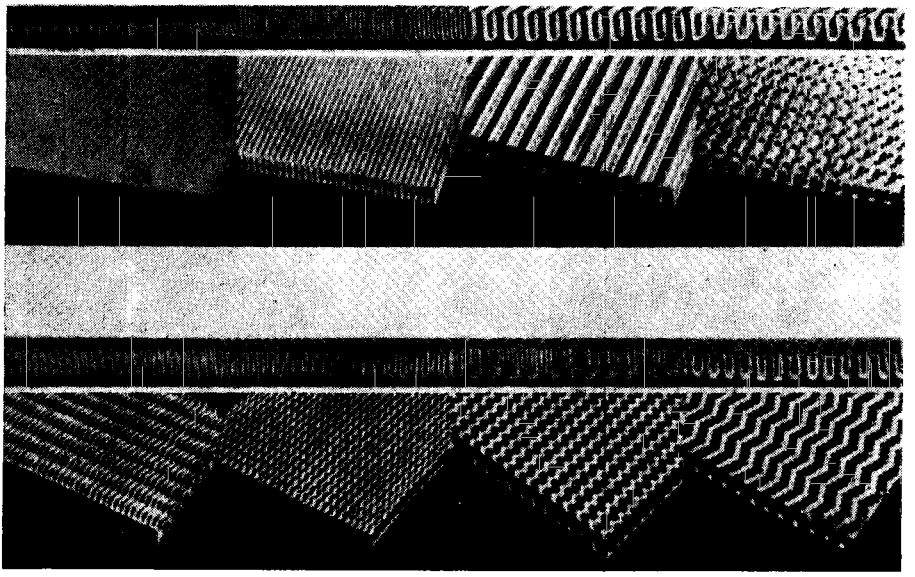


Рис. 2.13. Типы гофрированных листов для изготовления ребер, улучшающих коэффициент теплопередачи.

самая разнообразная форма, обусловливающая различную степень турбулентности потока, например щелевидная, волнообразная, коленчатая и ступенчатая (рис. 2.13). Аналогичный, но геометрически более сложный тип развитой

поверхности теплообмена, представленный на рис. 2.14, часто применяется в автомашинах. Медные листы подвергают штамповке, обеспечивающей образование каналов для протока воды. Между ними устанавливают гофрированные полосы, в результате чего создается развитая поверхность с воздушной стороны радиатора. Прочное и жесткое соединение элементов сборки обеспечивается мягкой пайкой. Другой модификацией аналогичной конструкции пластинчатого типа предусматривается установка пальцевидных ребер на поверхности плоских пластин с воздушной стороны. Ребра изготавливают из проволоки на специальной машине, с помощью которой им придается обтекаемая форма. Для увеличения поверхности соприкосновения с пластиной ребра у основания расплющены. Соединение их с пластиной осуществляется твердой пайкой.

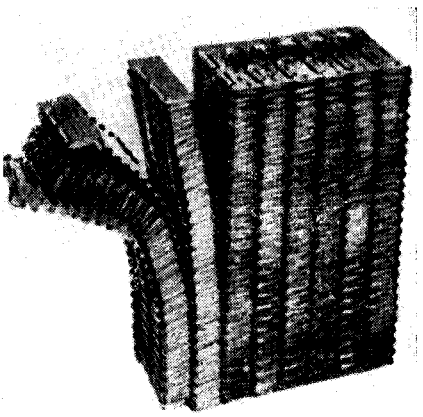


Рис. 2.14. Частично собранный элемент матрицы автомобильного радиатора. Изготовлен из штампованных металлических листов по типу радиатора со сплющенными трубами и гофрированными ребрами (см. рис. 2.10).

Для охлаждения масла в самолетах предложена оригинальная конструкция, в которой использованы изготовленные ударным прессованием медные или алюминиевые трубы с концами, развальцованными в виде шестигранника. Трубы жестко закрепляются в специальном приспособлении, которое погружается в ванну для пайки концов твердым или мягким припоем. Таким образом, создается компактный блок, у которого с воздушной стороны развита поверхность свободного течения.

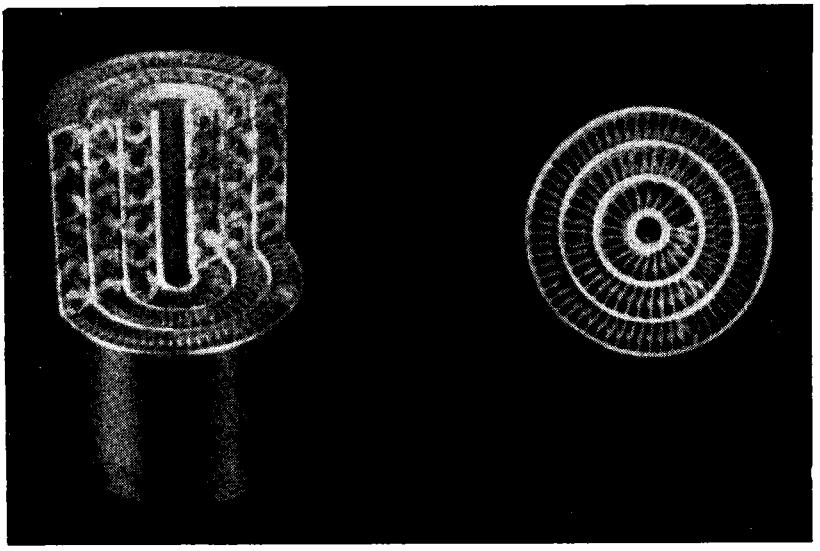


Рис. 2.15. Блок из ряда концентрических колец, полученных спиральной навивкой медной ленты, предназначаемый для рекуператоров небольших кислородных установок.

На рис. 2.15 изображен другой тип развитой поверхности рекуператора, используемого при производстве жидкого кислорода. В этом рекуператоре применен принцип противотока жидкостей: в то время как один поток проходит через промежуточные кольцевые каналы, другой — в противоположном направлении — через внутренние и наружные каналы.

На многих иллюстрациях, помещенных в гл. 1, в частности на рис. 1.3 и 1.5, представлены сложные конфигурации системы труб, часто применяемых в теплообменниках. Операция по гнутью труб определяет стоимость изготовления теплообменников. Гнутье труб обычно производится в холодном состоянии; при этом металл на внутренней стороне изгибаемого изделия испытывает напряжение сжатия, а снаружи он подвергается растягивающим усилиям. Если пластическая деформация металла не должна превышать 25%, минимально допустимый радиус изгиба должен быть равен двум диаметрам. Материал трубы, термическая и механическая обработка и отношение толщины стенки к диаметру в совокупности оказывают существенное влияние на величину минимального радиуса изгиба.

Пожалуй, самый распространенный способ гнутья труб — гнутье на роликовой трубогибочной машине, показанной на рис. 2.16. Ролики можно профилировать по окружности таким образом, чтобы при операции не возникало

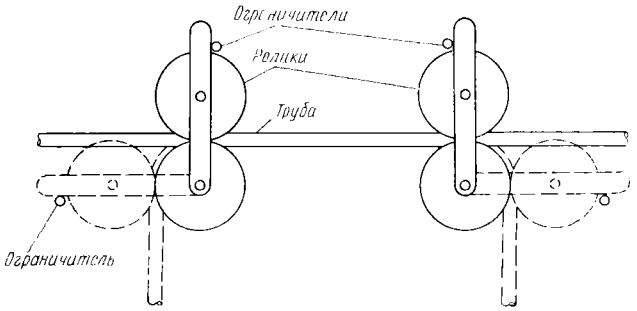


Рис. 2.16. Схема роликового приспособления для одновременного гнутья двух концов труб с малым радиусом изгиба. Сплошными и пунктирными линиями показаны положения труб и роликов до и после гнутья соответственно.

заметного сплющивания труб. Если отношение толщины стенки к ее диаметру сравнительно невелико, то неравномерное распределение напряжений может привести к образованию складок. Во избежание этого трубы заполняются песком, пластмассой или низкоплавким сплавом свинца, олова и висмута [7]. При больших радиусах изгиба гнутье толстостенных труб может производиться обычными роликами на трубогибочных станках без наполнителей, как это показано на рис. 2.17. Гнутье труб с большим радиусом изгиба и различной кривизной на обычных трубогибочных станках практически весьма затруднено, особенно если оно проводится в трех плоскостях (см., например, пучок труб на рис. 2.18) и если допуски на размеры ограничены узкими пределами [8]. Трубы такой конфигурации изготавливаются методом ротативной гибки, обеспечивающей известную стабильность полученных размеров; упругая деформация при ротативной гибке носит главным образом осевой характер, благодаря чему проявляется осевая усадка, а не изгибание. Ввиду незначительной разности в степени механического упрочнения наружных и внутренних слоев сгиба трубу можно подвергать электрическому нагреву в специальном приспособлении для растяжки и уменьшать таким образом остаточную деформацию.

Обычно поставляются трубы длиной от 6 до 12 *м*, но на заводах, имеющих специальное оборудование, выпускаются также и трубы длиной до 20 *м*. В некоторых случаях, например при изготовлении котлов, часто требуются трубы еще большей длины. Для удобства транспортировки обычно изготавливаются короткие трубы, которые затем свариваются. Некоторые виды соединений показаны на рис. 2.19. Основной проблемой при оценке качества соединений, показанных на рис. 2.19, *а* и *в*, является контроль полного провара сварного



избежать, применяя способ соединения, указанный на рис. 2.19, *в*. К сожалению, все приведенные типы сварных швов могут быть проверены только

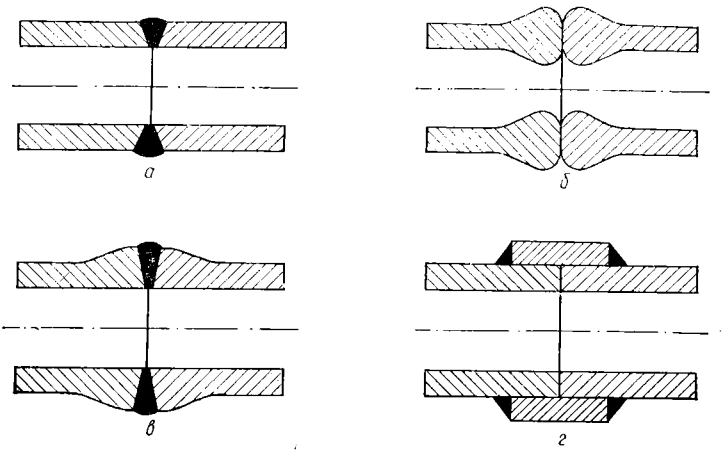


Рис. 2.19. Типы сварных соединений при стыковке труб:
а — нормальное соединение встык; *б* — соединение встык с оплавлением; *в* — сварное соединение встык с предварительной кузнечной осадкой концов труб; *г* — сварное соединение с накладкой.

рентгенодефектоскопическим методом, так как внутренняя поверхность соединения недоступна для обычных методов контроля. Показанный на рис. 2.19, *г* тип сварного соединения подвержен щелевой коррозии.

Дистанционирование труб

Дистанционирование длинных труб в больших теплообменниках представляет серьезную проблему. Для высокотемпературных установок следует избегать жесткого соединения между собой труб, не имеющих изгибов, учитывая их относительную тепловую деформацию. В результате приварки к трубе распорной лапы в зоне сварного шва образуется наряду с зоной концентрации напряжений также пояс, зернистая структура которого резко отличается от основной массы материала трубы, что может вызвать коррозию при любых условиях эксплуатации.

В трубчатых теплообменниках широко применяются перегородки, подобные тем, которые используются в кожухотрубных теплообменниках (см. рис. 2.2) [9]. Они имеют двоякое назначение: дистанционирование труб и регулирование направления потока. Подобные перегородки с успехом применяются для разделения труб в кожухотрубных теплообменниках с жидким теплоносителем. Вибрация труб в большинстве случаев не вызывает осложнений, поскольку относительно тяжелые и вязкие жидкости обеспечивают демпфирование колебаний. Однако в установках, где газы проходят в межтрубном пространстве по перекрестноточной схеме с большой скоростью, вибрация труб, аналогичная колебаниям проволоки на ветру, вызываемым вихрями Кармана, может привести к отрыву труб. Все это является причиной износа и повреждения поверхности труб на многих агрегатах, что может привести к образованию отверстий в стенках трубы. Указанная проблема подробнее разобрана в гл. 7.

ИЗГОТОВЛЕНИЕ КОРПУСОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Корпус большого теплообменника изготавливается на автоматических электросварочных станках методом электродуговой сварки. Так как максимальное количество металла сварного шва, наплавляемого обычно за один

проход, в среднем эквивалентно площади сечения прутка диаметром 9,6 *мм*, то для соединения толстых листов требуется большое количество проходов. Получение высококачественного сварного шва при минимальном количестве проходов достигается стыковым соединением с криволинейным скосом двух кромок, как это показано на рис. 2.20. Необходимо обеспечить полный провар шва у основания канавки за первый проход и после каждого прохода очищать и осматривать поверхность шва.

Корпус теплообменника может изготавливаться путем сварки в осевом направлении двух половин, закрепленных в специальном приспособлении с учетом усадки при сварке. Направляющие для возвратно-поступательного передвижения сварочной головки выравниваются по V-образной канавке, которая с каждым проходом постепенно заполняется металлом. Приспособление с установленным корпусом поворачивается вокруг оси, устанавливается второй канавкой вверх, и процесс сварки повторяется. Круговой шов производится путем установки свариваемых секций на роликовые опоры; сварка выполняется прихваточным швом при вращении всего блока относительно сварочной головки.

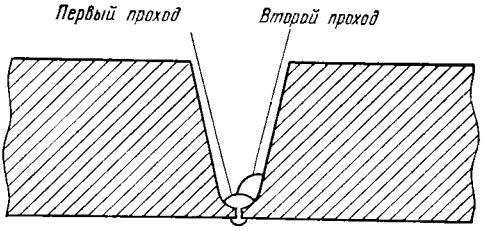


Рис. 2.20. Соединение толстых стальных плит со скосом для дуговой сварки.

Материал корпуса толщиной более 50 *мм* подвергается обычно предварительному нагреву газовым пламенем до температуры 150—200° С для снижения остаточного термического напряжения и предупреждения образования трещин в сварном шве. После каждого прохода швы подвергаются визуальному контролю, а окончательный шов проверяется методом рентгенодефектоскопии. При обнаружении каких-либо дефектов эти участки удаляются с помощью газовой ацетилено-кислородной резки; новый сварочный шов производится после удаления окалины, образовавшейся при газовой резке. Корпусы теплообменников с толщиной стенок более 25 *мм* обычно подвергаются термообработке при 650° С для снятия напряжений; затем они охлаждаются до комнатной температуры для снятия местных напряжений, вызванных усадкой и деформацией во время сварки.

КОНТРОЛЬ

Имеется много различных методов контроля труб, корпуса и сварных соединений. Наружная поверхность труб проверяется визуально: не должно быть забоин, трещин, закатов, царапин и других дефектов. Внутренняя поверхность труб диаметром более 10 *мм* и длиной до 3 *м* проверяется визуально с помощью приспособления типа «перископ». Более чувствительный метод контроля состоит в следующем. Трубы или другую часть теплообменника тщательно очищают и погружают в раствор красного проникающего красителя; затем поверхность промывают, просушивают и распыляют над ней порошок мела. При этом имеющиеся трещины становятся ясно различимыми благодаря красному цвету, проступающему на фоне белого покрытия. Внутренние трещины и другие дефекты металла труб выявляются с помощью особо чувствительных устройств, например ультразвуковых или основанных на применении вихревых токов, которые позволяют обнаружить скрытые дефекты, такие, как шлаковые включения или трещины размером менее 25 *мм*.

Соединения труб с коллектором обычно проверяются визуально и на герметичность независимо от технологии производства. Если отдельные узлы не слишком велики, испытание на герметичность может быть проведено путем погружения в воду и нагнетания в трубы сжатого воздуха. В случае больших размеров узлов их поверхность покрывается мыльным раствором или раствором краски. Промышленностью выпускается вся необходимая аппаратура,

специально разработанная для этой цели. Если соединения трубчатого коллектора выполнены сварными, его конструкцией должна быть предусмотрена возможность контроля соединений путем рентгенодефектоскопии. При визуальной проверке швов такой дефект, как «кратер», обычно обнаруживают в конце шва. Этого дефекта можно избежать при строгом соблюдении предъявляемых к сварке технологических требований и жестком контроле в процессе сварки (хотя след от «кратера» останется).

ЛИТЕРАТУРА

1. Fisher E. F., Brown G. J. Tube Expanding and Related Subjects. Trans. ASME, **76**, 563 (1954).
2. Dudley F. E. Electronic-Control Method for Precision Expanding of Tubes. Trans. ASME, **76**, 577 (1954).
3. Nadai A. Theory of the Expanding of Boiler and Condenser Tube Joints Through Rolling. Trans. ASME, **65**, 865 (1943).
4. Slaughter G. M. Welding and Brazing of Nuclear Reactor Components. AEC Monograph, Rowman and Littlefield, New York, 1964.
5. Anderson J. B. Fuel Elements for Nuclear Reactors. Trans. ASME, **79**, 29 (1957).
6. Gardner K. A., Carnavos T. G. Thermal Contact Resistance in Finned Tubing. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **82-2**, 279 (1960).
7. Beskin L. Bending of Curved Thin Tubes. Trans. ASME, **67**, A-1 (1945).
8. Gardiner F. J. The Spring Back of Metals. Trans. ASME, **79**, 1 (1957).
9. Gram A. J. Mechanical Desing of Heat Exchangers. Ind. Engng Chem., **52**, 474 (1960).
10. Tash J. A. Field Inspection of Boiler Tubes with Ultrasonic Reflectoscope. Trans. ASME, **74**, 201 (1952).
11. Martin D. C. et al. Evaluation of Weld-Joint Flaws as Reinitiating Points of Brittle Fracture. Weld. J., **36**, 217-S (1957).

Глава 3
ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ГИДРОДИНАМИКА

Разделы теплопередачи и гидродинамики настолько обширны и многообразны, что остается ограничиться лишь кратким их рассмотрением в данной главе. Предполагается, что читатель знаком с этими разделами и имеет под рукой основные книги по теплопередаче и гидродинамике [1, 2, 3]. Однако на основании собственного опыта авторам известно, что большинство молодых инженеров испытывают большие затруднения, пытаясь связать свои формальные знания в области теплопередачи и гидродинамики с практическими задачами проектирования теплообменников. Мы надеемся, что эта глава будет им полезна, поскольку в ней рассматриваются некоторые основные принципы проектирования теплообменников, которые увязываются с типичными проблемами проектирования. Глава написана также с целью отбора экспериментальных данных из множества опубликованных статей. Мы не стремились к изяществу и строгости изложения и старались, чтобы представленный материал как можно лучше соответствовал эффективному подходу к проблемам проектирования, которым посвящены следующие главы.

Мы пользовались обозначениями, обычно принятыми в теплопередаче. Так как некоторые авторы довольно часто отклоняются от принятых обозначений параметров, в Приложении указаны принятые нами обозначения и единицы измерения. В тексте обозначения расшифровываются лишь в тех случаях, когда это необходимо.

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Проблема передачи тепла от твердого тела к жидкости или наоборот — важнейшая проблема проектирования большинства теплообменников. Теплопроводность материалов является основной их характеристикой и в простейших случаях связана с тепловым потоком соотношением

$$Q = \frac{kA\Delta T}{L}, \tag{3.1}$$

где k — коэффициент теплопроводности; A — средняя площадь по нормали к направлению теплового потока; ΔT — перепад температуры на длине L.

Коэффициент теплопроводности. Некоторое представление об огромной разнице между коэффициентами теплопроводности материалов можно получить из рассмотрения рис. 3.1, откуда видно, что коэффициенты теплопроводности представляющих интерес материалов могут различаться в 100 000 раз. Наиболее теплопроводны металлы, затем следуют плотные керамические материалы [4], затем — твердые и жидкие органические соединения и, наконец, газы. Как и следовало ожидать, теплопроводность твердых пористых тел меньше теплопроводности плотных твердых тел и больше теплопроводности газов, заполняющих поры [5]. Интересно отметить, что значения коэффициентов теплопроводности в пределах каждой из указанной групп материалов (см. рис. 3.1) отличаются не более чем в три раза от среднего значения для каждой группы.

Коэффициент теплопроводности данного материала зависит от многих факторов. Небольшое количество примесей в чистом металле приводит к значительным потерям теплопроводности. Облучение быстрыми нейтронами может вдвое и даже больше уменьшить теплопроводность металлов или керамических материалов. Как видно из рис. 3.1, температура существенно влияет на коэффициент теплопроводности. Давление оказывает слабое влияние на теплопроводность газа, содержащегося в пористых материалах, до тех пор, пока межзеренные промежутки не станут меньше среднего пути свободного пробега молекул газа. Как показано на рис. 3.2, влияние давления становится существенным при давлениях ниже примерно 10 *мм рт. ст.* [6]. При низких температурах, когда тепловые потоки излучения малы, можно обеспечить надежную теплоизоляцию путем откачивания газа из пространства между двумя полированными поверхностями до давления 0,01 *мм рт. ст.* или менее. Еще лучшие термоизоляционные свойства можно получить, заполнив вакуумированный промежуток между поверхностями отражающим изоляционным материалом. Исключительно хорошими теплоизоляционными свойствами обладает многослойная теплоизоляция, применяемая для криогенного оборудования. Она состоит из нескольких тысяч перемежающихся слоев алюминиевой фольги и пластиковой пленки или стеклянной ткани толщиной в сотые доли миллиметра. Откачивая пространство между слоями, можно получить коэффициент теплопроводности при криогенных температурах до $1{,}73 \cdot 10^{-5}$ *вт/(м·град)*.

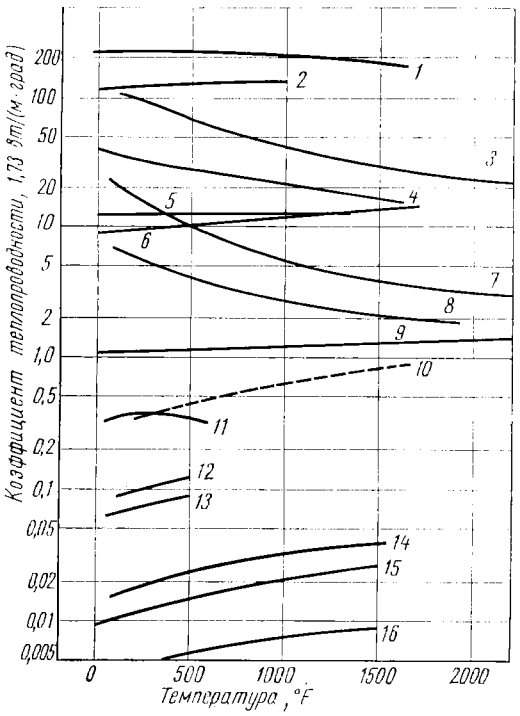


Рис. 3.1. Зависимость теплопроводности типичных материалов от температуры [4—6]:
1 — медь; *2* — алюминий 2S; *3* — графит; *4* — низкоуглеродистая сталь; *5* — нержавеющая сталь, тип 430; *6* — нержавеющая сталь 18-8; *7* — Al_2O_3 (плотный); *8* — UO_2 (плотный); *9* — ZrO_2 (плотный); *10* — асбестоизоляция; *11* — вода; *12* — гелий; *13* — даутерм; *14* — воздух; *15* — аргон; *16* — ксенон.

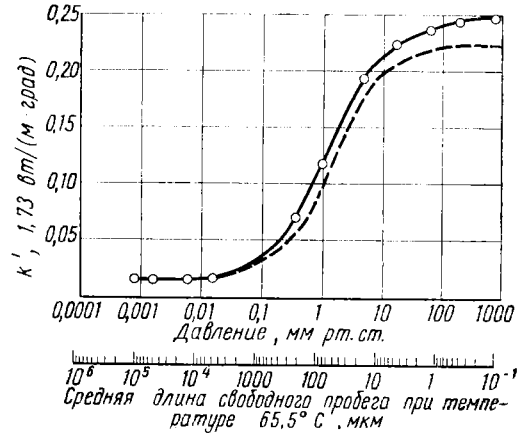


Рис. 3.2. Влияние давления воздуха на теплопроводность асбестоизоляции [6]:
—○— экспериментальные результаты; — — — — теоретические результаты.

Общий вид уравнения теплопередачи. В общем случае одномерное уравнение теплопередачи имеет вид

$$\frac{Q}{A} = -k\frac{dt}{dx}. \qquad (3.2)$$

Предполагая, что теплопроводность не зависит от температуры, это соотношение можно проинтегрировать и получить в результате соотношение (3.1).

Тепловое сопротивление. Соотношение (3.1) можно записать следующим образом:

$$Q = \frac{\Delta t}{R}, \tag{3.3}$$

где $R = L/kA$ — тепловое сопротивление.

Уравнение (3.3) аналогично по форме уравнению, описывающему прохождение электрического тока через проводник, на концах которого приложена разность потенциалов. Тепловой поток аналогичен электрическому току, разность температур — разности потенциалов и тепловое сопротивление — электрическому сопротивлению. По аналогии с электрической схемой многослойную пластину, которая состоит из нескольких слоев, перпендикулярных направлению теплового потока и имеющих разные коэффициенты теплопроводности, можно рассматривать как систему последовательно соединенных электрических сопротивлений. Тепловой поток через многослойную пластину с разностью температур Δt на ее поверхностях определяется соотношением

$$Q = \frac{\Delta t}{\Sigma R_i}, \tag{3.4}$$

где R_i — тепловое сопротивление i-го слоя.

Средняя площадь. Если площадь прохождения теплового потока меняется вдоль его направления, площадь A в уравнении (3.3) зависит от геометрии системы. Средняя площадь в случае радиально направленного теплового потока через стенку цилиндрической трубы равна среднему логарифмическому площадей внутренней и внешней поверхностей цилиндра, т. е.

$$A = \frac{A_0 - A_i}{\ln \frac{A_0}{A_i}}.$$

Радиальный тепловой поток через сферическую стенку является функцией среднего геометрического площадей внутренней и наружной поверхностей, т. е. $A = \sqrt{A_i A_0}$. Тепловой поток через плиту является функцией среднего арифметического площадей ее поверхностей, т. е. $A = (A_i + A_0)/2$.

Эффективность ребра. Важное применение соотношения теплопроводности связано с определением эффективности оребренных поверхностей. Падение температуры вдоль ребра между его основанием и вершиной снижает его эффективность, так как уменьшается средняя разность эффективных температур поверхностей теплообмена и теплоносителя. *Эффективность ребра* определяется как отношение разности средней по объему температуры потока теплоносителя и средней эффективной температуры поверхности к разности средней по объему температуры набегающего потока теплоносителя и температуры поверхности у основания ребра. Это отношение можно представить следующим образом:

$$\text{Эффективность ребра} = \frac{\text{Средняя по объему температура теплоносителя} - \text{Средняя эффективная температура поверхности}}{\text{Средняя по объему температура теплоносителя} - \text{Температура поверхности у основания ребра}}$$

Эффективность ребра зависит от распределения температуры по ребру и, следовательно, от теплопроводности и размеров ребра, а также от коэффициента теплоотдачи от поверхности ребра к окружающей среде.

Теоретически установлено, что эффективность ребра является функцией параметра $w\sqrt{h/kb}$, где w — высота ребра; h — коэффициент теплоотдачи; k — коэффициент теплопроводности материала ребра и b — толщина ребра [7]. Зависимости эффективности ребра от параметра $w\sqrt{h/kb}$ для плоских дискообразных и прямоугольных продольных ребер и графики для дискообразных ребер с трапециевидным поперечным сечением и пальцевидных ребер

можно найти в работе [7]. Хотя ребра с трапециевидным сечением более эффективны, чем ребра с прямоугольным сечением, они редко используются, за исключением тех случаев, когда их можно изготовить литыми.

Контактная теплопроводность. Поверхность раздела между двумя твердыми поверхностями, не изготовленными заодно, оказывает сопротивление тепловому потоку. Тепловой поток, деленный на разность температур между поверхностями раздела, называется *контактной теплопроводностью* соединения и обычно имеет величину в интервале 570—5700 *вт/(м²·град)*.

Поскольку твердые поверхности никогда не бывают абсолютно гладкими, они соприкасаются лишь на отдельных участках, а объем пустот обычно заполнен либо воздухом, либо теплоносителем. Теплопередача через поверхность раздела осуществляется главным образом путем теплопроводности через слой среды, заполняющей пустоты, и через выступающие элементы поверхности, находящиеся в непосредственном контакте между собой. Слой среды очень тонок, и поэтому конвективный теплообмен не имеет места, а теплоотдача излучением через зазор при нормальных температурах пренебрежимо мала. Контактная теплопроводность по существу определяется двумя сопротивлениями: сопротивлением слоя среды и сопротивлением участков, находящихся в непосредственном контакте между собой.

Чтобы решить поставленную задачу, необходимо сделать ряд предположений, в частности относительно шероховатости поверхности, которая зависит от процесса ее обработки [8, 9]. Введя ряд разумных предположений, авторы работы [8] получили безразмерное уравнение контактной теплопроводности. Результаты их расчетов очень хорошо согласуются с экспериментальными данными в интервале 3100—71000 *вт/(м²·град)* для стальных, латунных и алюминиевых поверхностей, обработанных по различным классам чистоты, в интервале давлений $1{,}31 \cdot 10^5$—$5{,}5 \cdot 10^6$ *н/м²* (1,33—56,2 *атм*) при заполнении пустот между поверхностями воздухом, веретенным маслом или гликолем.

Наиболее полные и наиболее полезные для конструктора теплообменника экспериментальные исследования были выполнены авторами работы [10]. Они исследовали контактную теплопроводность алюминиевых и стальных поверхностей разной чистоты при давлениях от $3{,}4 \cdot 10^4$ до $2{,}93 \cdot 10^6$ *н/м²* (0,35—29,9 *атм*) и средних температурах поверхности от 90 до 200° С. По рисункам, которые приведены в этой работе, можно оценить влияние давления, чистоты поверхности, средней температуры и присутствия слоистого материала, помещенного между поверхностями раздела, на контактную теплопроводность соединений алюминий — алюминий и сталь — нержавеющая сталь. Согласно приведенным результатам, контактная теплопроводность увеличивается с повышением давления и средней температуры между поверхностями раздела и уменьшается с ухудшением чистоты обработки поверхностей. Если между поверхностями раздела поместить тонкую фольгу, обладающую хорошей теплопроводностью, то контактная теплопроводность увеличивается в случае, когда фольга мягче соприкасающегося с ней материала, и уменьшается в противоположном случае. Слой окисла, естественно, ухудшает контактную теплопроводность

ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Можно привести немало примеров, когда тепловое излучение становится важнейшим механизмом теплопередачи: трубные связки для топок паровых котлов, печи для металлургических и керамических работ, высокотемпературные теплообменники для химических предприятий, излучатели космических аппаратов. Для космических аппаратов тепловое излучение играет особенно важную роль, так как оно является единственным способом диссипации тепловой энергии в космическом пространстве.

Закон Стефана — Больцмана, определяющий излучательную способность *абсолютно черного тела*, имеет следующий вид:

$$Q = \sigma A T^4, \qquad (3\ 5)$$

где A — площадь поверхности, $м^2$; T — абсолютная температура, °К; $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ $вт/(м^2 \cdot град^4)$ — постоянная Стефана — Больцмана.

Излучательная, поглощательная и отражательная способности. Тепловое излучение реального тела меньше теплового излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Для определения излучательной способности реального тела по закону Стефана — Больцмана вводится так называемый *коэффициент черноты* тела, или *степень черноты* ε. Он определяется как *отношение потока теплового излучения, испускаемого реальным телом, к потоку теплового излучения, испускаемого абсолютно черным телом при той же температуре*. Абсолютно черное тело поглощает всю падающую на него энергию излучения, в то время как реальное тело отражает часть этой энергии, так что можно ввести *коэффициент поглощения*, аналогичный коэффициенту черноты тела. Для теплового излучения при любой данной температуре коэффициенты черноты тела и поглощения одинаковы.

Под *отражательной способностью* понимают долю падающей энергии излучения, которая отражается телом. Если угол отражения луча равен углу падения луча, такое отражение называется зеркальным. Отражение называется диффузным, если падающий луч равномерно отражается по всем направлениям. Отражательная способность равна единице минус поглощательная (или излучательная) способность.

Излучательная способность большинства полированных поверхностей заключена в интервале 0,05—0,2, в то время как окрашенные, тусклые или почерневшие поверхности имеют излучательную способность от 0,3—до 0,9. Хотя абсолютно черным телом называется поверхность, имеющая излучательную способность, равную единице, поверхности, кажущиеся, на наш взгляд, черными, могут иметь излучательную способность не более 0,5. В табл. П2.3 приведены излучательные способности многих типичных поверхностей.

Излучательная способность поверхности в значительной степени зависит от свойств внешнего поверхностного слоя [11, 12]. Например, слегка окисленная медная поверхность имеет гораздо большую излучательную способность, чем полированная медная поверхность.

Форм-фактор. При выполнении расчетов теплообмена излучением между телами произвольной формы обычно удобно ввести величину, называемую *форм-фактором*. Форм-фактор F_{12} определяется как *доля суммарной энергии, излучаемой поверхностью 1 и падающей на поверхность 2* [13]. Форм-фактор зависит от геометрии и положения поверхностей. При выводе выражения для форм-фактора предполагается, что излучающая поверхность является диффузным излучателем, т. е. она излучает равномерно по всем направлениям.

Форм-фактор плоской пластины или выпуклой поверхности, излучающей в пространство, равен единице, так как «в поле зрения» любого участка поверхности не входит ни единого другого ее участка и, следовательно, никакая часть излучаемой данной поверхностью энергии не поглощается ею же. Форм-фактор железного уголка меньше единицы, так как внутренние поверхности его полок излучают навстречу друг другу. Эффективной площадью этих двух поверхностей является площадь плоскости, ограниченной концами двух полок. Если труба имеет близко расположенные друг к другу круглые плоские ребра, то для цилиндрической поверхности, огибающей вершины ребер, форм-фактор будет близок к единице. Форм-фактор для простых конфигураций можно определить непосредственно по графикам, приведенным в работах [1, 13].

Суммарный тепловой поток. Большинство инженерных проблем связано с определением суммарного теплообмена излучением между двумя поверхностями (т. е. источником и стоком). Суммарный тепловой поток между двумя поверхностями A_1 и A_2 состоит из двух слагаемых, одно из которых

$$Q = A_1 F_{12} \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \qquad (3.6)$$

определяется непосредственно излучением, а второе — многократным отражением и поглощением. Исследование многократного отражения и поглощения для сложной геометрии системы — довольно трудная задача. В работах

[1 и 3] приводится уравнение суммарного потока теплового излучения между двумя поверхностями (т. е. между источником и стоком) в присутствии отражающих поверхностей с учетом многократного отражения и поглощения:

$$Q_{12} = A_1 \mathcal{F}_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4), \tag{3.7}$$

где коэффициент $\mathcal{F}_{12}$ зависит от излучательной способности поверхностей и форм-фактора F_{12}. Коэффициент $\mathcal{F}_{12}$ нетрудно определить для трех простых геометрических форм поверхностей, обычно используемых в инженерной практике, форм-фактор которых F_{12} равен единице.

1. Если площадь поверхности 1 (A_1) мала по сравнению с площадью охватывающей ее поверхности 2 (A_2) и если излучение поверхности 1 не попадает на нее же (поверхность «не видит сама себя»), то $\mathcal{F}_{12} = \varepsilon_1$. Тогда

$$Q_{12} = 5{,}7 A_1 \varepsilon_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \tag{3.8}$$

где $[Q] = вт$, $[A_1] = м^2$, $[T_1]$ и $[T_2] = °\mathrm{K}$.

2. Для двух неограниченных параллельных плоскостей (т. е. если расстояние между плоскостями мало по сравнению с их размерами)

$$\mathcal{F}_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1};$$

$$Q_{12} = 5{,}7 \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \tag{3.9}$$

3. Для двух концентрических цилиндрических или сферических поверхностей (A_1 — площадь внутренней поверхности)

$$\mathcal{F}_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \tag{3.10}$$

Заметим, что соотношения (3.8) — (3.10) получены в предположении, что пространство между поверхностями вакуумировано или заполнено неноглощающей средой. При температурах выше 1360° К двуокись углерода, окись углерода, пары воды и углеводороды в заметных количествах поглощают и испускают тепло, если масса газа на пути излучения эквивалентна массе газа в слое толщиной 3 *м* и более при атмосферном давлении.

Величина $5{,}7 \cdot (T/100)^4$ может быть представлена графически в зависимости от температуры.

ГИДРОДИНАМИКА

Проблемы гидродинамики играют важную роль в конструкции теплообменника. Потери давления, распределение гидродинамических параметров и перемешивание часто являются определяющими факторами при выборе основных геометрических характеристик теплообменника. Основной помехой для осуществления теплообмена в большинстве теплообменных установок являются жидкие пленки на металлических поверхностях. Структура этих пленок зависит от режима течения жидкости и от его природы, особенно от протяженности и интенсивности турбулентности.

Ламинарное течение. Простейший тип течения жидкости наблюдается в случае преобладающего влияния сил вязкости. В этом случае траектории движения частиц жидкости в поле потока почти параллельны друг другу при отсутствии вращательного движения частиц. Такое течение называется ламинарным.

Распределение скорости при ламинарном режиме течения в круглой трубе можно без труда рассчитать по соотношению между силами вязкого трения, локальной скоростью и расстоянием от стенки [14]. Оно имеет вид

простого параболического распределения с нулевыми значениями скорости на стенке и максимальным в центре сечения канала, как показано на рис. 3.3. Средняя скорость V в трубе связана с перепадом давления, длиной трубы, коэффициентом вязкости и внутренним диаметром трубы следующим выражением:

$$\Delta P = \frac{\mu V P}{d^2}. \qquad (3.11)$$

[Единицы измерения всех величин, входящих в выражение (3.11), указаны в приложении 1]. Это уравнение, известное как уравнение Гагена — Пуазейля для ламинарного течения в трубе, можно преобразовать к виду, показывающему, что объемный расход потока пропорционален градиенту давления и четвертой степени внутреннего диаметра канала и обратно пропорционален коэффициенту вязкости.

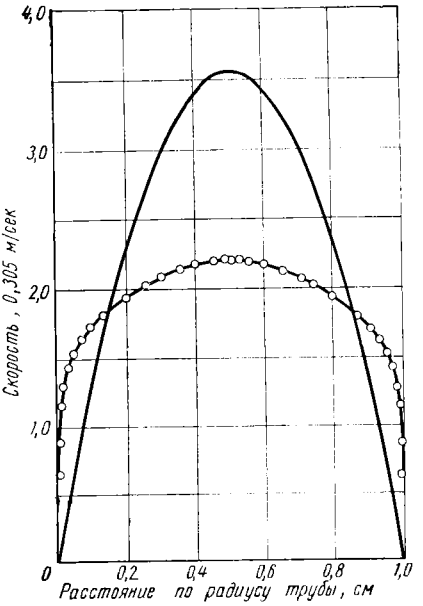


Рис. 3.3. Распределения скорости по сечению канала круглого сечения при ламинарном и турбулентном режимах течения и одинаковой средней скорости (Re = 4000) [2]:

——— — профиль скорости при ламинарном режиме течения; —— О —— — профиль скорости при турбулентном режиме течения (данные Никурадзе).

Потенциальное течение. Во многих практических случаях действие сил вязкости мало по сравнению с действием динамических сил. В этом случае течение жидкости достаточно точно описывается уравнением движения ее частиц, выраженным через давление и инерционные силы в предположении, что вязкость жидкости равна нулю. Теория, основанная на этих допущениях, известна как теория потенциального течения. С ее помощью успешно решены многие задачи гидродинамики [15], особенно в теории крыла самолета. Траектории отдельных частиц потенциального потока жидкости называются линиями тока. Во многих случаях их можно вычислить, если границы канала имеют плавные очертания без выступов. На рис. 3.4 показаны линии тока потенциального течения при обтекании круглого цилиндра.

Турбулентное течение. Чтобы обеспечить максимально возможную тепловую мощность данной установки и, следовательно, уменьшить затраты на единицу мощности, теплоноситель в большинстве случаев подают в теплообменник с довольно большими скоростями. При этом обычно возникает такой режим течения, при котором определяющую роль играют инерционные, а не вязкие силы. Роль вязких сил сводится к радиальному перемешиванию, или вихревому движению между соседними слоями. Это вихревое движение, или турбулентность, в значительной степени содействует улучшению теплообмена, что несомненно является преимуществом данного режима течения, но картина течения при этом гораздо сложнее, чем в случае ламинарного или потенциального течения, и ее не удается полностью описать математически даже при простой геометрии канала.

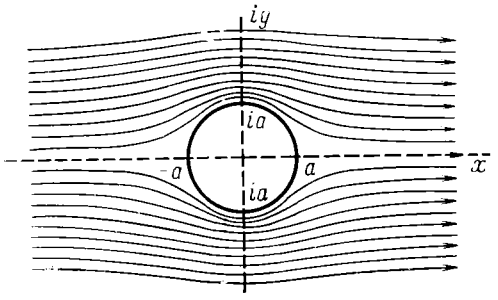


Рис. 3.4. Линии тока потенциального течения около цилиндра.

Особенно важный вид турбулентности можно наблюдать в области, непосредственно примыкающей к стенке длинной трубы. На рис. 3.5 показана

картина течения в этой области. Непосредственно к стенке примыкает тонкий ламинарный слой. Между этим слоем и невозмущенным потоком жидкости существует слой, состоящий из небольших вихрей. Заметим, что масштаб турбулентности (т. е. диаметр вихря) увеличивается с расстоянием от стенки по направлению к невозмущенному потоку. На рис. 3.3 показано распределение скорости по сечению канала при турбулентном режиме течения в нем. Если сравнить эту кривую с кривой распределения скорости при ламинарном режиме течения, то можно заметить, что в обоих случаях скорость равна нулю

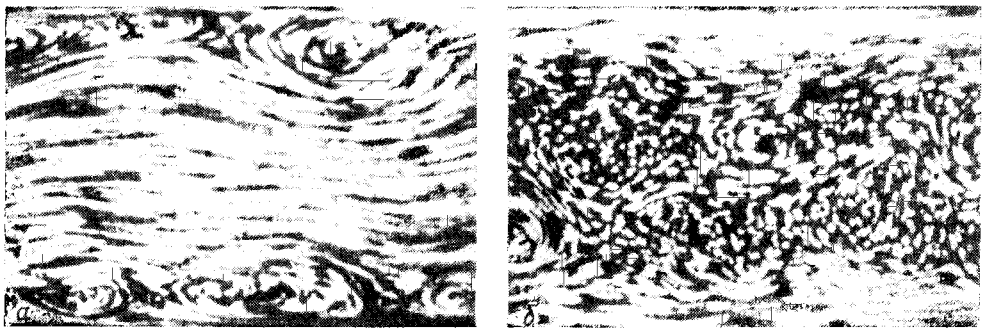


Рис. 3.5. Фотографии поля течения при турбулентном режиме течения в пограничном слое у стенок длинного прямого канала:
а — камера неподвижна относительно стенок канала; *б* — камера перемещается со скоростью основной массы жидкости [14].

у стенок и максимальна в центре, но при одинаковых значениях максимумов скорости площадь под кривой в случае турбулентного течения и градиент скорости у стенки будут больше.

Очень тонкий ламинарный слой, непосредственно примыкающий к стенке, обычно называют *ламинарным подслоем*, так как в этой области преобладают вязкие силы. К этому подслою примыкает область с сильно развитым турбулентным течением, называемая *переходным слоем*, в котором средняя скорость в осевом направлении быстро увеличивается с расстоянием от стенки. Третья область — *основной поток* — отличается от двух предыдущих тем, что в ней преобладают инерционные силы, а изменения скорости с расстоянием от стенки относительно малы. В переходном слое развивается интенсивная мелкомасштабная турбулентность, в то время как в основном потоке существует крупномасштабная турбулентность. На самом деле большинство вихрей образуется, конечно, на стенке и перемещается затем в основной поток, где они затухают. Они зарождаются в виде мелких вихрей, имеющих высокие скорости, и затухают в виде крупных вихрей, имеющих низкие скорости. Пограничный слой очень тонок на входе в канал или на передней кромке плоской пластины и утолщается с расстоянием вниз по потоку вдоль стенки, по мере того как силы сопротивления замедляют все большую массу жидкости. Эффект утолщения пограничного слоя показан на рис. 3.6 и 3.7 [16, 17].

Число Рейнольдса. Почти сто лет тому назад Рейнольдс [1] заметил, что структура потока в очень большой степени зависит от отношения инерционных сил к вязким. Он установил, что при сохранении неизменным отношения инерционных сил к вязким можно получить одинаковую структуру потока независимо от типа жидкости, скорости или масштаба исследуемой системы. Он представил это отношение просто в виде безразмерной величины, которая называется числом Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{DG}{\mu}.$$

В некотором смысле число Рейнольдса можно сравнить с соотношением между длиной стержня и его толщиной. Под действием динамических нагрузок длин-

ный и тонкий стержень становится неустойчивым и колеблется, в то время как короткий и жесткий стремится сохранить свою устойчивость и не колеблется. Аналогично при больших числах Рейнольдса инерционные силы велики по сравнению с вязкими силами, и возникают благоприятные условия для развития неустойчивости и турбулентности, в то время как при малых числах Рейнольдса динамические силы малы по сравнению с вязкими силами и, следовательно, нет условий для развития турбулентности.

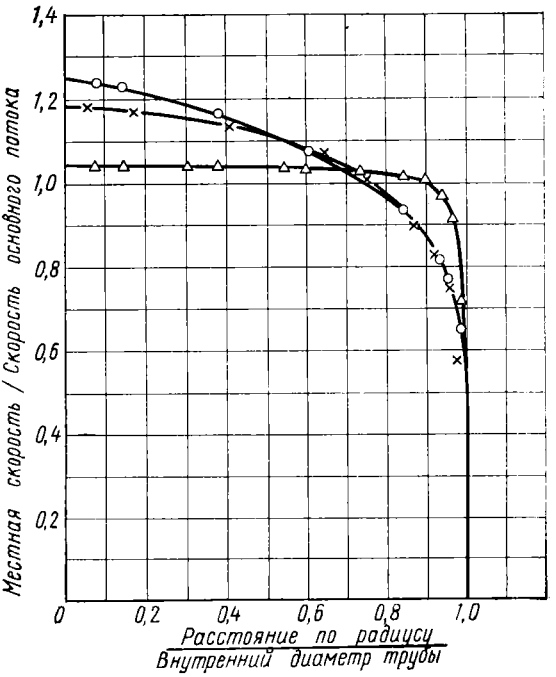


Рис. 3.6. Распределения скорости турбулентного течения по сечению круглого канала при различных расстояниях от входа с плавно скругленными кромками:
Δ — $x/d = 1{,}5$; × — $x/d = 46$; ○ — $x/d = 100$ (x/d — отношение расстояния от входа к диаметру).

Небольшие шероховатости поверхности даже номинально прямой стенки вызывают возмущения линий тока. Возникающие при этом динамические силы порождают вихри и турбулентное течение [18]. В случае очень гладких стенок прямых каналов, не имеющих никаких препятствий, течение иногда остается ламинарным вплоть до значения числа Рейнольдса 5000. Однако при числах Рейнольдса выше 2000 ламинарное течение становится неустойчивым и может внезапно перейти в турбулентное. Если переход к турбулентному режиму течения произошел при числе Рейнольдса, большем 2000, то даже в гладком длинном прямом канале этот режим будет сохраняться и его можно будет ликвидировать только путем уменьшения числа Рейнольдса до значения, меньшего 2000. Если канал имеет колено, шероховатые стенки

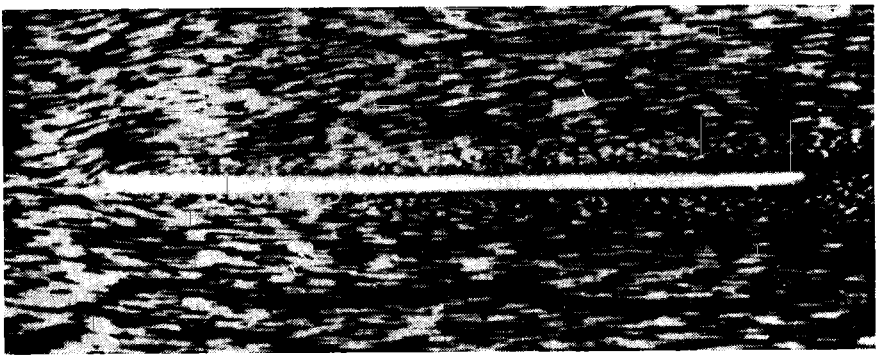


Рис. 3.7. Фотография поля течения, иллюстрирующая утолщение пограничного слоя в направлении одномерного потока (слева направо), омывающего плоскую пластину [16].

или какие-либо препятствия, динамические силы вызовут возмущения и переход к турбулентному режиму произойдет при числе Рейнольдса, меньшем 2000.

Влияние турбулентности на типичную картину течения можно проследить по пяти фотографиям, приведенным на рис. 3.8. Эти фотографии, иллюстри-

рующие обтекание цилиндра поперечным потоком, получены через некоторые интервалы времени, отсчитываемые от начального момента, когда скорость была равна нулю. Вначале структура потока по существу ничем не отличается от определенной по теории потенциального течения (см. рис. 3.4). Затем в следе за цилиндром начинает развиваться застойная зона, возникают и растут вихри,

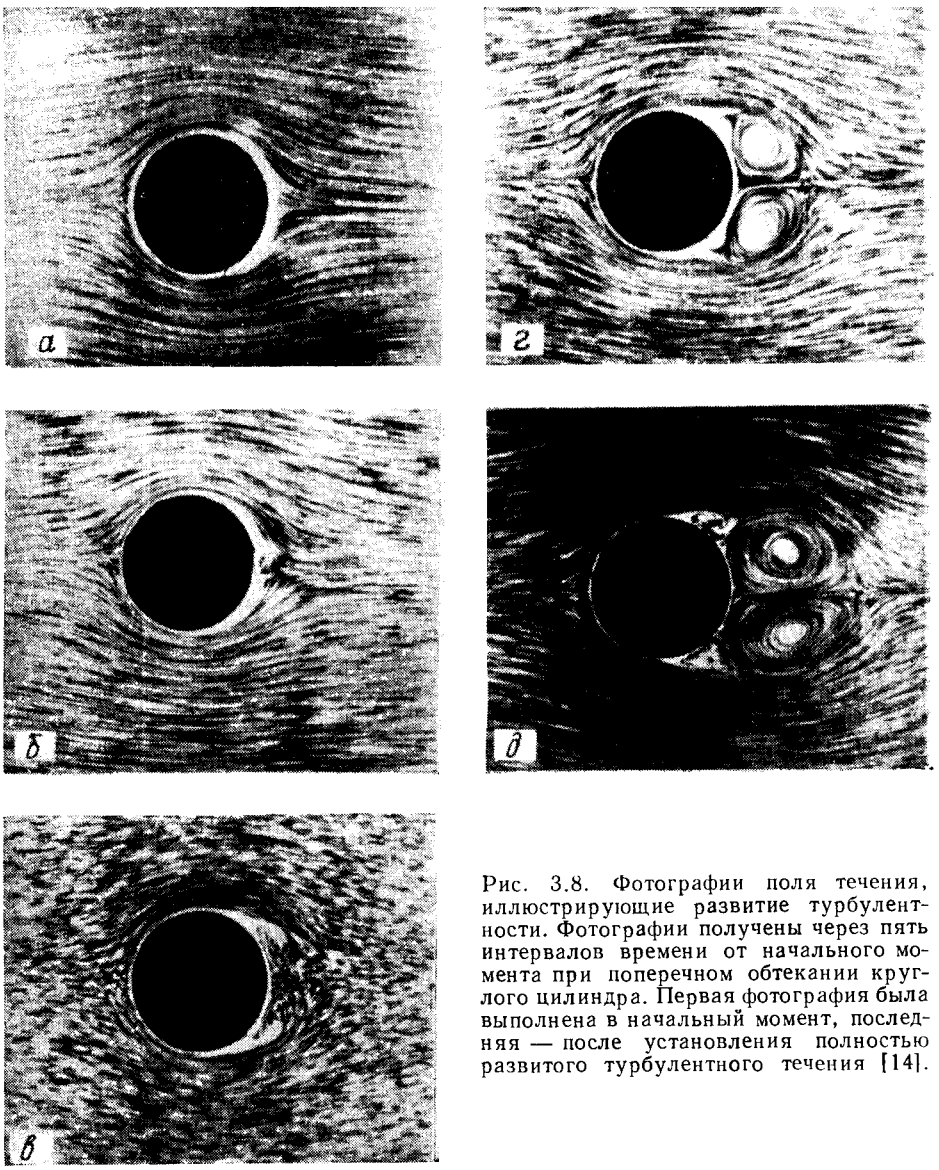


Рис. 3.8. Фотографии поля течения, иллюстрирующие развитие турбулентности. Фотографии получены через пять интервалов времени от начального момента при поперечном обтекании круглого цилиндра. Первая фотография была выполнена в начальный момент, последняя — после установления полностью развитого турбулентного течения [14].

возмущающие картину течения. Как можно видеть по фотографиям, приведенным на рис. 3.9, протяженность области возмущения потока зависит от числа Рейнольдса. Даже при числе Рейнольдса, равном 0,25, в следе за цилиндром существует заметная застойная зона. Эта зона увеличивается, и при числе Рейнольдса, меньшем 10, появляются явно выраженные вихри. С увеличением числа Рейнольдса эти вихри стремятся оторваться сначала с одной стороны, затем с другой. Вихревая дорожка, образующая след, напоминает зубчатую передачу, в которой чередующиеся вихри вращаются в противоположные стороны. Это явление можно также обнаружить при рассмотрении фотографий,

В области турбулентного течения коэффициент трения для трубопроводов с гладкими стенками плавно уменьшается с увеличением числа Рейнольдса, поскольку интенсивность турбулентности пропорциональна скорости в степени 0,8. Таким образом, приближенная формула для коэффициента трения в области турбулентного течения для гладкого трубопровода имеет следующий вид:

$$f_d = 0{,}2\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}. \tag{3.14}$$

Гидравлический радиус. До сих пор в основном рассматривалось течение через каналы круглого сечения, хотя не менее важны многие другие геометрические формы каналов, в том числе кольцевого, квадратного и треугольного сечений, а также каналы с проходным сечением сложной формы, образованным, например, промежутками между пучком параллельных труб [19]. Обнаружено, что при постоянном значении отношения площади проходного сечения канала к смоченному периметру интенсивности турбулентности и коэффициенты трения будут по существу одинаковыми. Это отношение называется *гидравлическим радиусом*. Для канала круглого сечения гидравлический радиус определяется по формуле

$$R_h = \frac{\frac{\pi}{4}D^2}{\pi D} = \frac{D}{4}.$$

Заметим, что при использовании гидравлического радиуса данные по потерям давления при ламинарном режиме течения недостаточно хорошо согласуются между собой.

По установившейся традиции в конструкторской работе часто удобнее использовать понятие *эквивалентного диаметра* вместо гидравлического радиуса. Под эквивалентным диаметром понимают диаметр канала круглого сечения, который имеет такой же гидравлический радиус, что и рассматриваемый канал с другой геометрической формой проходного сечения $D_e = 4R_h = 4$ (площадь проходного сечения канала/смоченный периметр).

Коэффициент трения f_d в том виде, как он используется в формулах (3.12) — (3.14), определен через эквивалентный диаметр канала. Некоторые предпочитают выражать коэффициент трения f_r с помощью гидравлического радиуса. Так как $f_r = \frac{1}{4}f_d$, то в формуле (3.12) либо следует заменить D_e (эквивалентный диаметр) на R_h (гидравлический радиус), либо ввести числовой коэффициент 4, т. е.

$$\Delta P = f_d\left(\frac{\rho V^2}{2g}\right)\left(\frac{L}{D_e}\right) = f_r\left(\frac{\rho V^2}{2g}\right)\left(\frac{L}{R_h}\right) = 4f_r\left(\frac{\rho V^2}{2g}\right)\left(\frac{L}{D_e}\right) = 2f_r\left(\frac{\rho V^2}{g}\right)\left(\frac{L}{D_e}\right).$$

Коэффициенты потерь давления. Потери давления в трубопроводах или каналах можно оценить, вычислив сначала потери давления в прямом трубопроводе или канале той же длины при соответствующем значении коэффициента трения и затем добавив потери, обусловленные изгибами, клапанами, тройниками, изменениями сечения и т. д. Эти потери можно определить, умножив скоростной напор на коэффициент потерь:

$$\Delta P = C\rho\frac{V^2}{2g}. \tag{3.15}$$

Коэффициенты потерь давления на преодоление типичных гидравлических сопротивлений в трубопроводах и каналах можно определить по рис. П3.6 в зависимости от эквивалентного диаметра.

Коэффициенты сопротивления. Коэффициенты сопротивления широко используются при расчетах силы сопротивления, действующей на тело, обтекаемое потоком жидкости. Коэффициент сопротивления определяется таким же образом, как и коэффициент трения, т. е.

$$\text{Сила сопротивления} = C_D A\rho\frac{V^2}{2g}. \tag{3.16}$$

Площадь A обычно определяется как максимальная площадь поперечного сечения тела в плоскости, перпендикулярной направлению потока.

Для плоских пластин, параллельных набегающему потоку, и тел обтекаемой формы часто используется *коэффициент поверхностного трения* или *коэффициент поверхностного сопротивления*, так как в случаях таких конфигураций потери на образование вихрей обусловлены только поверхностным трением. Этот коэффициент фигурирует аналогично коэффициенту сопротивления в формуле (3.16), но он относится к полной смоченной площади поверхности.

До сих пор были рассмотрены относительно простые геометрические формы, хотя несомненный интерес представляют и более сложные формы, например оребренные или шероховатые трубопроводы. Параметры потока в интервале чисел Рейнольдса от 1000 до 10 000 особенно чувствительны к степени шероховатости поверхности. Так, при одинаковых геометрических формах каналов, отличающихся лишь степенью шероховатости, можно получить совершенно различные значения коэффициентов трения и теплоотдачи. Однако при числах Рейнольдса больше 10 000 и особенно больше 50 000 влияние шероховатости поверхности на коэффициент трения обычно заметно ослабляется и лишь незначительно изменяется с изменением числа Рейнольдса. Влияние шероховатости будет рассмотрено подробнее в этой же главе, в разделе, посвященном коэффициентам теплоотдачи.

Моделирование. Наиболее важная роль числа Рейнольдса связана с применением к новым конструкциям экспериментальных данных, полученных на уже существующих конструкциях или моделях. В общем случае при одинаковых значениях чисел Рейнольдса и одинаковых конфигурациях можно с уверенностью предсказать характер течения и определить падение давления для, казалось бы, очень разных условий. Например, данными для таких теплоносителей, как воздух или вода, можно воспользоваться при расчете конструкций теплообменника с такими теплоносителями, как керосин или даже расплавленная соль. Влияние изменений, связанных с природой теплоносителя или скорости, имеет значение лишь постольку, поскольку оно отражается на величине числа Рейнольдса. Это в значительной степени облегчает проектирование и разработку конструкций, так как имеется возможность использовать результаты предварительных испытаний на небольших деревянных или пластиковых моделях с воздухом или водой в качестве теплоносителей. Этими результатами можно воспользоваться при разработке оборудования, в котором применяются жидкости, неудобные в обращении, например жидкий кислород, расплавленные металлы либо очень токсичные или коррозионные жидкости.

Влияние сжимаемости. При использовании результатов, полученных для жидкости, применительно к газу и наоборот необходимо учитывать одно важное обстоятельство. Если жидкости по существу несжимаемы, то плотность газа существенно изменяется с изменением давления. Этими изменениями плотности можно пренебречь и рассматривать газ как несжимаемый, если изменения давления, обусловленные движением газа, малы по сравнению с абсолютным давлением, т. е. если скорость газа не слишком велика.

Влияние сжимаемости газа, по-видимому, становится существенным при скоростях основного потока жидкости, составляющих от 20 до 50% скорости звука. В большинстве обычных конструкций при изменении направления потока в коленах или при обтекании препятствий, как правило, образуются небольшие области, в которых местные скорости в 2—5 раз превышают среднюю скорость и, следовательно, могут приблизиться или даже превысить скорость звука, если скорость основного потока составляет более 20% скорости звука. В таких случаях влияние сжимаемости в этих локальных областях может привести к большим изменениям режима течения и, следовательно, к большому увеличению потерь давления. Отношение скорости газа к скорости звука называется *числом Маха*. На рис. 3.12 показано влияние скорости воздуха на потери давления в двух лучших из нескольких вариантов колен для

воздухозаборной системы авиационного двигателя, спрофилированных по форме линии тока. Даже при условии удачного конструкторского и экспериментального выбора профиля проходного сечения невозможно избежать резкого возрастания потерь давления при приближении номинального числа Маха потока в канале $k \sim 0{,}35$. Отметим, что влияние сжимаемости в колене B проявляется при бо́льших числах Маха, чем в колене A, хотя потери давления в колене B при малых числах Маха больше. Итак, если не намечается тщательный анализ или специальный эксперимент, конструкция канала для потока газа должна быть такова, чтобы скорости основного потока газа не превышали 0,2 М.

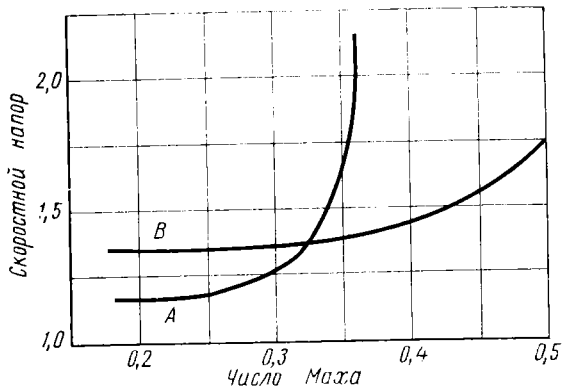


Рис. 3.12. Падение давления в двух типах колен (A и B), спрофилированных точно по линии тока, иллюстрирующие разницу в начальном влиянии сжимаемости.

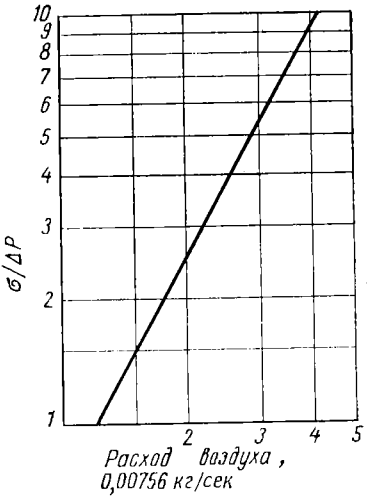


Рис. 3.13. Зависимость падения давления воздуха $\sigma/\Delta P$ от его расхода.

Влияние плотности на потери давления. Часто наблюдаются достаточно большие изменения плотности, которые могут оказать существенное влияние на потери давления. При изучении конструкций многих теплообменников удобно пользоваться соотношением, связывающим весовой расход W, потери давления ΔP и отношение плотности газа к плотности воздуха при стандартных условиях σ:

$$W \sim \sqrt{\sigma \Delta P}.$$

С помощью этого соотношения можно определить потери давления при любой плотности газа по графику рис. 3.13. Может оказаться целесообразным упростить расчеты в анализах некоторого типа, воспользовавшись графиками типа приведенных на рис. 11.10. Следует отметить также, что такой график подходит для любого газа, если ввести поправку, учитывающую влияние вязкости на число Рейнольдса.

ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ И ТВЕРДЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Коэффициент теплоотдачи. Теплообмен между твердой поверхностью и протекающим над ней теплоносителем можно описать соотношением

$$Q = hA\Delta T, \tag{3.17}$$

где ΔT — разность температур на участке между основным потоком теплоносителя и стенкой; A — площадь поверхности теплообмена; h — *коэффициент теплоотдачи*.

Соотношение (3.17) имеет простой вид. Основные затруднения связаны с определением коэффициента теплоотдачи h, который зависит от условий течения теплоносителя, его тепловых свойств и размеров канала.

Часто бывает удобно объединить коэффициенты теплоотдачи для горячего и холодного потоков и тепловые сопротивления стенок трубы в один параметр, так называемый *коэффициент теплопередачи* U, который можно определить следующим образом:

$$U = \frac{Q}{A\Delta T}. \tag{3.18}$$

При определении U для любого выбранного случая удобно в первую очередь обратиться к соотношениям (3.3) и (3.18), из которых следует, что

$$\frac{1}{U} = AR. \tag{3.19}$$

Из рассмотрения выражения (3.19) видно, что при данном значении R должна быть указана площадь A, по которой вычисляется коэффициент U. Если площади поверхностей, омываемых горячим и холодным теплоносителями, неодинаковы, то безразлично, к какой поверхности относится коэффициент U, поскольку выбор произволен. Например, формула для коэффициента теплопередачи, вычисленного по внутренней поверхности круглой трубы при радиальном направлении теплового потока в ней, имеет вид

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i B}{A_{mw} k_w} + \frac{A_i}{A_0 h_0}, \tag{3.20}$$

где A_{mw} — средняя площадь поверхности теплообмена, $м^2$; A_i, A_0 — площади внутренней и внешней поверхностей трубы, $м^2$; h_i, h_0 — коэффициенты теплоотдачи от внутренней и внешней поверхностей трубы, $вт/(м^2 \cdot град)$; k_w — коэффициент теплопроводности стенки трубы, $вт/(м \cdot град)$; B — толщина стенки трубы, $м$.

Числа Нуссельта и Прандтля. Коэффициент теплоотдачи связан с двумя важными безразмерными параметрами (критериями подобия)—числом Нуссельта и числом Прандтля. Числом Нуссельта Nu называется отношение hD/k. Этот параметр пропорционален отношению коэффициента теплоотдачи к коэффициенту теплопроводности. Интуитивно можно прийти к выводу, что отношение теплового потока к расходу теплоносителя, протекающего через канал, должно быть пропорционально коэффициенту теплопроводности, деленному на характерный размер в направлении теплового потока, например диаметр канала. Числом Прандтля называется отношение $c_p\mu/k$. Этот параметр представляет собой отношение молекулярного коэффициента переноса количества движения (характеризуется вязкостью) к молекулярному коэффициенту переноса тепла (характеризуется отношением коэффициента теплопроводности к удельной теплоемкости). Важность чисел Рейнольдса, Нуссельта и Прандтля как параметров теплообмена подтверждается огромным количеством экспериментальных и теоретических работ.

Теплоотдача к теплоносителю при ламинарном режиме течения. Теплоотдача от поверхности к теплоносителю при ламинарном режиме течения осуществляется обычной теплопроводностью. Следовательно, тепловой поток зависит от градиента температуры в радиальном направлении вблизи нагретой стенки. Этот температурный градиент зависит не только от распределения скорости и теплопроводности теплоносителя, но также и от степени его нагрева при прохождении через канал вплоть до рассматриваемой точки. Для таких основных конфигураций, как круглые и прямоугольные каналы, получены аналитические выражения, которые, однако, обычно нельзя решить в явном виде относительно коэффициента теплоотдачи. Их можно решить численно на вычислительных машинах. Полученные коэффициенты теплоотдачи зависят от принятого распределения температур стенки. Типичными являются случаи постоянной температуры стенки, постоянной разности температур между стенкой и основным потоком теплоносителя (равномерный тепловой поток) или линейного изменения температуры стенки в направлении потока.

Классическое решение задачи о ламинарном течении в круглых трубах получено Грацем в предположении полностью развитого параболического рас-

пределения скорости и постоянной температуры стенки. Решение Граца обобщено на случаи постоянного теплового потока и линейного изменения температуры стенки [20]. Для труб круглого сечения число Нуссельта зависит

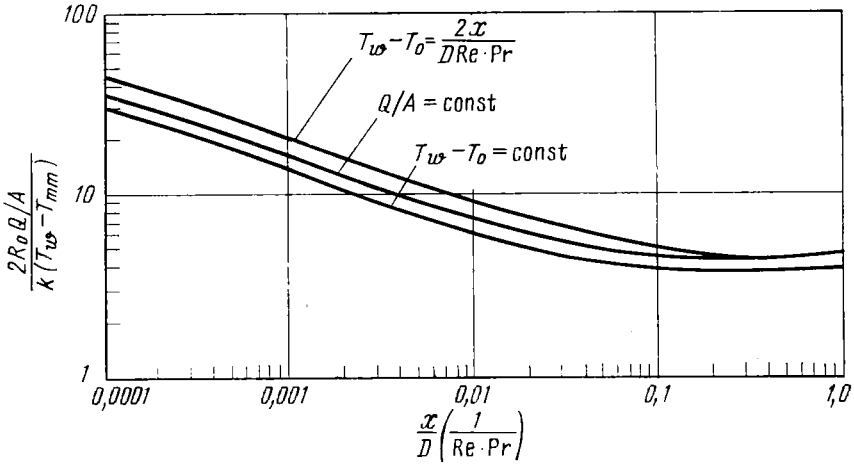


Рис. 3.14. Соотношения, характеризующие теплообмен при ламинарном режиме течения в трубе круглого сечения для трех граничных условий (T_m — средняя температура жидкости) [20].

от параметра $x/D(1/\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr})$. На рис. 3.14 приведено это соотношение для трех типов граничных условий. Заметим, что при $x/D\,(1/\mathrm{Re}\cdot\mathrm{Pr}) > 0{,}2$ число Нуссельта постоянно, так что начиная с этого значения коэффициент теплоотдачи зависит только от теплопроводности и диаметра проходного сечения. Предельные значения числа Нуссельта для разных форм каналов приведены в табл. П3.1 Эти кривые получены расчетным путем для теплоносителей, вязкость которых можно считать не зависящей от температуры.

Если вязкость теплоносителя существенно меняется с изменением температуры от значения на стенке до значения в центре потока, то распределение скорости меняется, как показано на рис. 3.15. На практике это может привести к увеличению коэффициента теплоотдачи на 40%, если горячая поверхность охлаждается жидкостью или если холодная поверхность обогревается газом. Аналогично коэффициент теплоотдачи может уменьшиться на 20—30%, если холодная поверхность обогревается жидкостью или горячая поверхность охлаждается газом. Объясняется это тем, что вязкость газа увеличивается с температурой, а вязкость жидкости уменьшается.

Анализ большинства экспериментальных данных показывает, что для получения взаимного соответствия экспериментальных данных число Нуссельта следует умножить на отношение коэффициентов вязкости у стенки и в основном

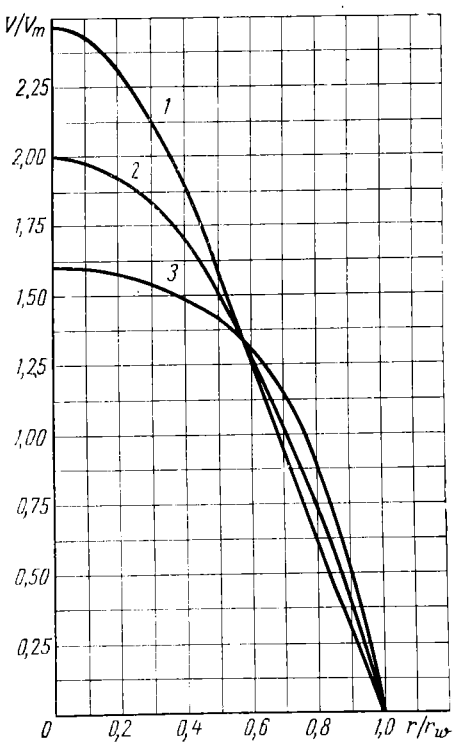


Рис. 3.15. Влияние нагревания и охлаждения на распределение скорости при ламинарном режиме течения [3]:

1 — вязкость велика около стенки; *2* — равномерно распределенная вязкость; *3* — вязкость мала около стенки.

потоке в степени 0,14 [21]. Таким образом, в области, где распределение температуры по сечению потока сохраняется неизменным независимо от положения этого сечения вдоль канала, число Нуссельта определяется по формуле

$$\mathrm{Nu} = (\mathrm{Nu})_{\text{ид}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14}. \qquad (3.21)$$

Заметим, что в табл. П3.1 приведены идеальные значения числа Нуссельта. Чтобы облегчить расчеты влияния изменения вязкости теплоносителя между стенкой и основным потоком, на рис. П3.1 приведен график зависимости коэффициента $(\mu_b/\mu_w)^{0,14}$ от отношения коэффициентов вязкости.

В коротких трубах или в области входа распределение скорости существенно отличается от параболического, вследствие чего местный коэффициент теплоотдачи может превышать расчетное значение (решение Граца) не менее чем на 50% при $L/D = 10$ [22].

Пример 3.1. Определить местный коэффициент теплоотдачи в условиях постоянного теплового потока на расстоянии 0,914 *м* от входа круглой трубы внутренним диаметром 12,7 *мм*, по которой течет вода со скоростью 0,0305 *м/сек* при температуре 310,7° К; местная температура стенки трубы равна 288,5° К.

Решение. Число Рейнольдса при температуре основного потока равно

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{983{,}5\,(0{,}0305 \cdot 3600)\,12{,}7 \cdot 10^{-3}}{2{,}47} = 555,$$

где $[\rho] = кг/м^3$; $[\mu] = кг/(м \cdot ч)$.

Поскольку течение ламинарное, для определения местного коэффициента теплоотдачи можно воспользоваться рис. П3.1. Вычислим значения параметров

$$\frac{x}{d} \cdot \frac{1}{G' c_p} = \frac{0{,}914}{12{,}7 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{983{,}5 \cdot 0{,}0305 \cdot 4186{,}8} = 0{,}574 \cdot 10^{-3}\ (м^2 \cdot град)/вт,$$

где $[x]$, $[d] = м$, $[G' = \rho V] = кг/м^2$; $[c_p] = дж/(кг \cdot град)$.

$$\frac{k}{d} = \frac{7{,}386}{12{,}7 \cdot 10^{-3}} = 586,$$

где $[k] = вт/(м \cdot град)$. Идеальный коэффициент теплоотдачи $h_{\text{ид}}$ при постоянной вязкости потока равен 238,6 $вт/(м^2 \cdot град)$. Коэффициент теплоотдачи с учетом изменения вязкости равен

$$h = h_{\text{ид}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14} = 238{,}6 \left(\frac{2{,}47}{4{,}03}\right)^{0,14} = 223\ вт/(м^2 \cdot град).$$

Заметим, что эти расчеты можно было бы упростить, воспользовавшись графиками, приведенными на рис. П3.1.

Теплоотдача к теплоносителю при турбулентном режиме течения. При турбулентном режиме течения основное количество тепла, передаваемого между центральной частью потока и стенкой, переносится вихрями, в которых средняя поперечная составляющая скорости существенно меньше, но приблизительно пропорциональна осевой скорости. Эффективность турбулентности при переносе тепла через пограничный слой зависит от физических свойств теплоносителя, включая теплопроводность, теплоемкость и вязкость. Теоретически и экспериментально показано, что при нагревании теплоносителя в условиях турбулентного течения в длинных прямых гладких каналах круглого сечения справедливо следующее соотношение между коэффициентом теплоотдачи, свойствами теплоносителя и параметрами потока:

$$\mathrm{Nu} = \frac{hD}{k} = 0{,}023 \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{0,4} \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0,8}, \qquad (3.22)$$

где свойства теплоносителя определены при температуре основного потока. Часто удобнее пользоваться явным выражением для коэффициента теплоотдачи.

Это выражение можно получить из уравнения (3.22)

$$h = 0{,}023 \left(\frac{c_p^{0,4} k^{0,6}}{\mu^{0,4}}\right) \left(\frac{G^{0,8}}{D^{0,2}}\right). \tag{3.23}$$

Заметим, что основные параметры уравнения (3.22) объединены в три безразмерные группы (число Нуссельта hD/k, число Прандтля $c_p\mu/k$ и число Рейнольдса DG/μ). Из уравнения (3.22) следует, что коэффициент теплоотдачи увеличивается с увеличением числа Рейнольдса несколько медленнее, чем по линейному закону (показатель степени меньше единицы). Это объясняется тем, что поперечные составляющие скорости смещения, обусловленные турбулентностью, увеличиваются с повышением осевой скорости не линейно, а более медленно. Поскольку обмен теплом через пограничный слой зависит от того же самого процесса турбулентного смешения, что и обмен количеством движения, определяющий коэффициент трения, и так как коэффициент трения обратно пропорционален числу Рейнольдса в степени 0,2, можно заключить, что коэффициент теплоотдачи должен увеличиваться пропорционально числу Рейнольдса в степени 0,8 [23].

Гораздо труднее оценить влияние числа Прандтля. Если удельная теплоемкость и теплопроводность теплоносителя обычно мало изменяются с изменением температуры, то вязкость, особенно жидкости, изменяется довольно заметно. С изменением вязкости по толщине пограничного слоя меняется и распределение скорости, как это показано на качественной картине распределения скорости, приведенной на рис. 3.15. Так как вязкость жидкости обычно уменьшается с температурой, то при нагревании жидкости пограничный слой утончается по сравнению со случаем изотермического течения, а коэффициент теплоотдачи увеличивается. При охлаждении жидкости справедливо обратное утверждение. Принимая во внимание эти эффекты, часто заменяют показатель степени при числе Прандтля в уравнении (3.22) (вместо 0,4 берут 0,3) для случая охлаждения жидкостей.

Вязкость газа обычно возрастает с температурой, так что изменения толщины пограничного слоя газа будут противоположны изменениям в случае жидкости. К счастью, число Прандтля для газов близко к единице и, как правило, влияние изменения температуры по толщине пограничного слоя невелико — порядка нескольких процентов. Когда же разность температур достигает 800° К или более (как в двигателях некоторых самолетов, ракет и ядерных реакторах), изменения физических свойств по толщине пограничного слоя могут привести к существенному отличию коэффициента теплоотдачи от расчетного значения, полученного из уравнения (3.22),— до 30% и более. Эксперименты с воздухом и гелием, выполненные в Льюисской лаборатории NASA, показали, что для обеспечения хорошего соответствия результатов достаточно знать физические свойства теплоносителя при среднеарифметическом значении температуры между стенкой и основным потоком [24, 25]. Это относится не только к коэффициентам теплопроводности и вязкости в выражении для числа Прандтля и коэффициенту теплопроводности в выражении для числа Нуссельта, но также к коэффициенту вязкости и плотности в выражении для числа Рейнольдса, так что уравнение (3.22) принимает следующий вид:

$$\frac{hD}{k_f} = 0{,}023 \left(\frac{c_{pf}\mu_f}{k_f}\right)^{0,4} \left(\frac{\rho_f V D}{\mu_f}\right)^{0,8}. \tag{3.24}$$

Индекс f означает, что свойства жидкости вычислены при среднем значении температур стенки и основного потока.

Модуль Колберна и число Стантона. Модуль Колберна широко используется при анализе теплообмена в интервале изменения числа Рейнольдса от 100 до 10 000, т. е. в условиях ламинарного, переходного и турбулентного режимов течения. Колберн [26] предложил соотношение, содержащее число Рейнольдса, в виде безразмерной группы

$$\left(\frac{h}{Gc_p}\right) \left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{2/3} = J, \tag{3.25}$$

называемой *модулем Колберна*. Безразмерное отношение h/Gc_p, входящее в модуль Колберна, называется *числом Стантона*. Оно также часто используется при анализе теплообмена.

Путем перестановки членов и замены показателя 0,4 при числе Прандтля в соотношении (3.22) для теплообмена при турбулентном режиме течения в каналах круглого сечения на 0,33 можно ввести в это соотношение модуль Колберна

$$J = 0{,}023 \left(\frac{DG}{\mu}\right)^{-0.2}. \qquad (3.26)$$

Модуль Колберна был применен для корреляции данных по теплоотдаче к маслам и от них в кожухотрубных теплообменниках при изменении вязкости между стенкой и основным потоком в пять раз. Получено хорошее соотношение данных в интервале чисел Рейнольдса от 100 до 10 000 при использовании

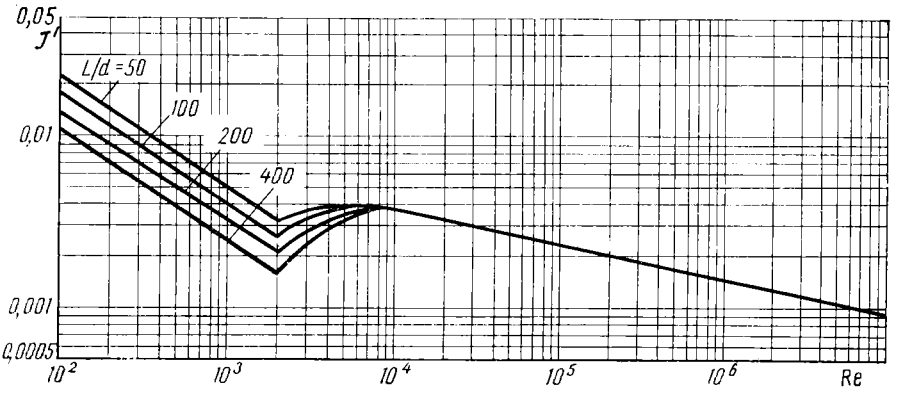


Рис. 3.16. Модифицированный модуль Колберна в зависимости от числа Рейнольдса при нескольких значениях отношения длины канала к его диаметру [2].

поправочного члена, учитывающего изменение вязкости [соотношение (3.21)], для ламинарного режима течения. В таких случаях часто используется модифицированный модуль Колберна

$$J' = \left(\frac{h}{Gc_p}\right)\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^{2/3}\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.14}. \qquad (3.27)$$

На рис. 3.16 приведены зависимости модифицированного модуля Колберна от числа Рейнольдса для теплоносителей, протекающих по трубам со значениями отношения L/d от 50 до 400 (L — длина канала, d — его диаметр).

Графики коэффициентов теплоотдачи. Для облегчения принятого порядка расчета коэффициентов теплоотдачи при турбулентном режиме течения на рис. П3.2 и П3.4 приведены графики для воды и воздуха при температуре 365° К, протекающих по длинным прямым каналам. Для определения коэффициентов теплоотдачи при других температурах и для других жидкостей и газов следует воспользоваться поправочными коэффициентами, определенными по рис. П3.3 и П3.5; по рис. П3.8 можно определить поправочный коэффициент, учитывающий влияние условий на входе.

Влияние формы канала. Соотношение (3.22)—(3.24) выведены для каналов круглого сечения. Эти соотношения также применимы для длинных прямых каналов прямоугольного, треугольного и других форм поперечного сечения при условии, что числа Рейнольдса и Прандтля вычисляются по эквивалентному диаметру канала [27—29]. Когда форма канала такова, что возможен отрыв потока, как, например, при поперечном обтекании пучка труб, ребер с разрывами или ребер с волнистой поверхностью, ее влияние нельзя учесть теоретически. В этих случаях следует использовать экспериментальные данные, полученные на моделях или полномасштабных установках.

Влияние условий на входе. При входе теплоносителя в длинную трубу или прохождении через препятствия наблюдается заметное влияние входного участка [30]. Благодаря тонкому пограничному слою в окрестности входного участка (см. рис. 3.7) можно ожидать, что коэффициент теплоотдачи на этом участке будет очень велик. С утолщением пограничного слоя по мере удаления от входного участка коэффициент теплоотдачи уменьшается. На рис. П3.8 показано влияние этого фактора на средний коэффициент теплоотдачи, представленный в виде зависимости от отношения длины к диаметру труб круглого сечения.

Влияние прерывистых поверхностей. Можно извлечь пользу из того факта, что коэффициент теплоотдачи велик на входном участке, если прервать поверхность на некотором участке в направлении потока. Как это видно из рис. П3.8, для существенного увеличения среднего коэффициента теплоотдачи следует предусматривать разрывы поверхности с интервалом в 5—30 диаметров канала. Влияние разрывов поверхности в направлении течения до некоторой степени зависит от расположения поверхностей (в коридорном или шахматном порядке). На рис. 3.17 приведены некоторые данные типичных испытаний. Следует отметить заметное увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению со случаем сплошных пластин. Эти данные указывают на преимущество секционированных ребер с разрывами (см. рис. 2.13).

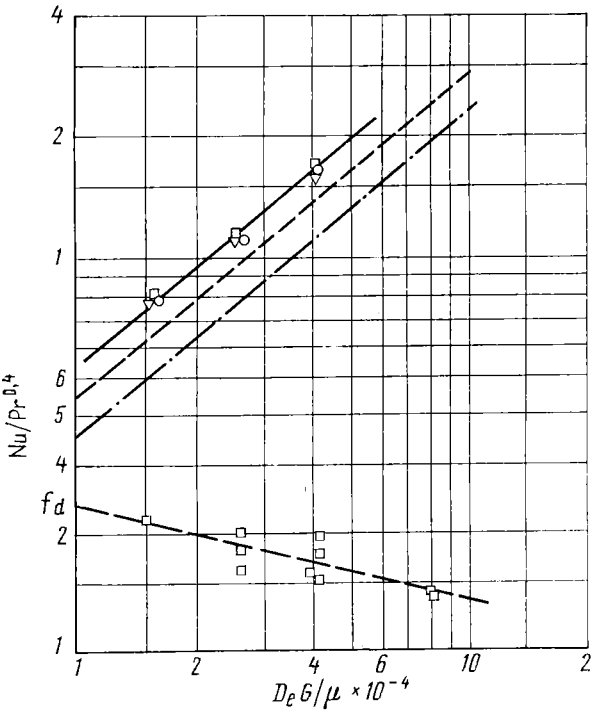
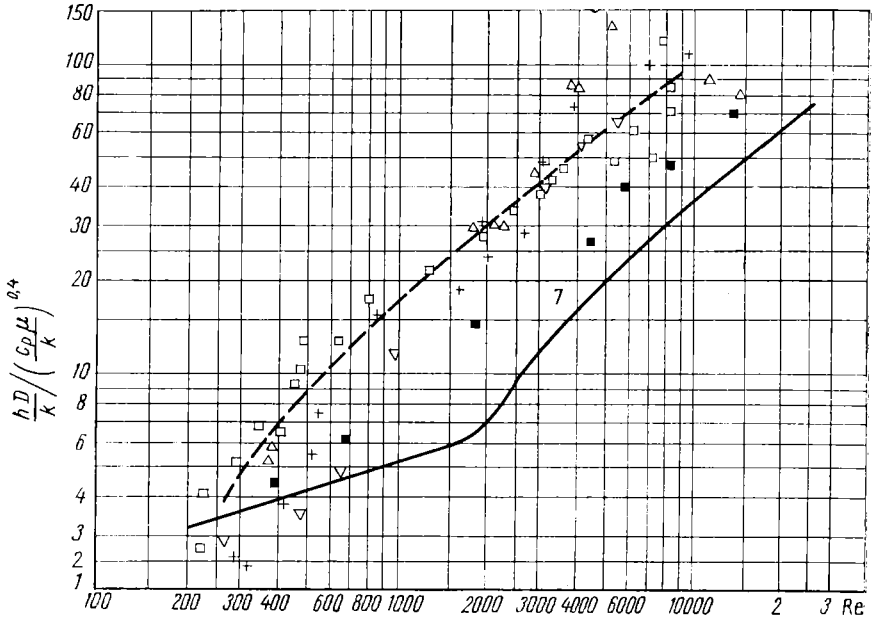


Рис. 3.17. Характеристики теплоотдачи пакетов пластин с одинаковыми зазорами между пластинами в каждом пакете и неодинаковыми зазорами между пакетами (заимствовано из работы [31]): ▽ — зазор между пакетами/зазор между пластинами = 1,0; ○ — зазор между пакетами/зазор между пластинами = 0,5; □ — зазор между пакетами/зазор между пластинами = 0,25; — — — — расчет по соотношению (3.22) с поправкой на L/D = 7,6; — · — · — расчет по соотношению (3.22).

Влияние шероховатости поверхности. Некоторое представление о влиянии шероховатости поверхности на коэффициент теплоотдачи дает рис. 3.18. Здесь приведены данные, полученные в ряде экспериментов с длинными прямыми трубами, в которые вкладывались проволочные спирали, плотно прилегающие к внутренним стенкам трубы. Эти спирали турбулизовали поток, и коэффициент теплоотдачи возрастал за счет увеличения потерь давления, вызванного турбулентностью, причем потери давления превышали прирост коэффициента теплоотдачи в процентном отношении. Если определяющим фактором при выборе конструкции теплообменника являются затраты энергии на прокачку теплоносителя, то, согласно экспериментальным данным, использование спиралей нежелательно. С другой стороны, если затраты энергии на прокачку теплоносителя составляют относительно малую долю общих затрат, то благодаря турбулизирующим вставкам, улучшающим коэффициент теплоотдачи, можно резко сократить требуемую площадь поверхностей нагрева и создать меньшие по размерам, более легкие и более дешевые установки.

Местные коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании одиночных цилиндров. Как можно видеть из рис. 3.19, местный коэффициент теплоотдачи

зависит от углового положения точки на окружности цилиндра, обтекаемого поперечным набегающим потоком. Уменьшение коэффициента теплоотдачи с изменением углового положения относительно передней точки торможения обусловлено утолщением пограничного слоя и увеличением его температуры.



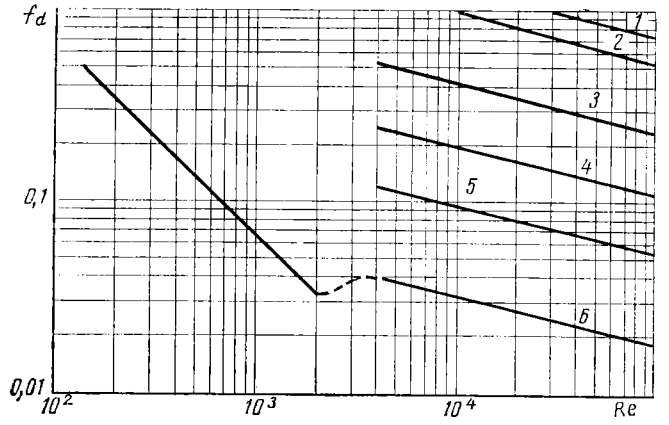


Рис. 3.18. Влияние проволочных спиральных турбулизаторов (вложенных в трубу) в зависимости от диаметра проволоки и шага витка:

□, *1* — $d = 2$ *мм*; $h = 9{,}52$ *мм*; △, *2* — $d = 2$ *мм*; $h = 19{,}05$ *мм*; +, *3* — $d = 2{,}03$ *мм*; $h = 4{,}75$ *мм*; ▽, *4* — $d = 0{,}8$ *мм*; $h = 19{,}05$ *мм*; ■, *5* — $d = 0{,}8$ *мм*; $h = 38{,}1$ *мм* (d — диаметр проволоки, h — шаг витка); *6*, *7* — кривые для труб без турбулизаторов.

За пределами точки, в которой происходит отрыв потока (см. рис. 3.9), наблюдается резкое возрастание коэффициента теплоотдачи благодаря хорошему перемешиванию потока, вызванному турбулентностью в зоне отрывного течения.

Поперечное обтекание трубных пучков. Чаще всего теплообменник состоит из трубных пучков, в которых один теплоноситель подается по трубам, а другой омывает их в поперечном направлении. Наиболее распространенные схемы трубных пучков можно классифицировать как *коридорную* и *шахматную* с различным шагом, как показано на рис. П3.9. При коридорной схеме расположения труб потери давления несколько меньше, а теплообмен несколько хуже, поскольку теплоноситель стремится пройти по центральной части между рядами труб, т. е. через области наибольших скоростей (см. рис. 11.2). С другой стороны, при обтекании поперечным потоком пучков труб, расположенных в шахматном порядке, происходит интенсивное перемешивание потока, но при этом увеличиваются потери давления.

Местные коэффициенты теплоотдачи в пучках труб. На рис. 3.20 показано, как влияет положение трубы в трубном пучке на величину местного коэффициента теплоотдачи [32]. Заметим, что турбулизация потока, вызванная первым пучком, приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи во втором и последующих пучках по сравнению с первым. Итак, благодаря потерям энергии жидкости на турбулизацию потока пучком труб улучшается теплообмен при обтекании последующих трубных пучков.

Коэффициент теплоотдачи и коэффициент трения зависят от расстояния между трубами. Существует так много вариантов расположения труб, как поперек, так и в направлении потока, что необходимо большое количество

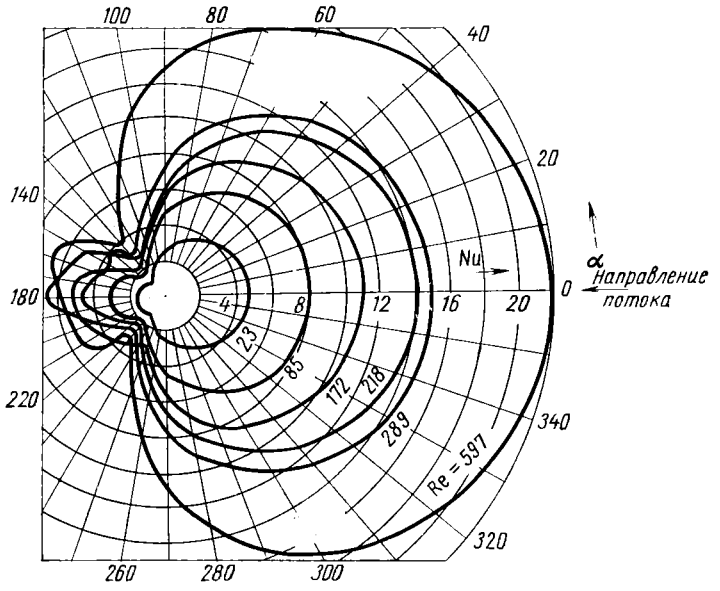


Рис. 3.19. Местный коэффициент теплоотдачи в зависимости от углового положения точки на поверхности цилиндра, расположенного перпендикулярно набегающему потоку [43].

расчетных кривых [33, 34]. Две группы таких кривых приведены на рис. П3.10 и П3.11. Коэффициент трения или коэффициент потерь давления определяется по этим кривым в виде доли потерь скоростного напора в трубном пучке, причем скоростной напор определяется по номинальной скорости потока теплоносителя через минимальное проходное сечение канала между трубами. Заметим, что если при поперечном обтекании труб расстояние между ними достаточно велико, а при продольном обтекании расстояние между ними мало, то коэффициент теплоотдачи и коэффициент трения приближаются к соответствующим значениям этих коэффициентов в гладких каналах. Если же при поперечном обтекании труб расстояние между ними мало (1/4 или 1/2 диаметра трубы), то коэффициент трения приближается к единице (т. е. потери давления на трубный пучок приближаются к потерям давления при истечении через сопло без диффузора, в котором обычно происходит восстановление скоростного напора). Вследствие турбулизации потока значительно увеличиваются коэффициент теплоотдачи и затраты энергии на прокачку жидкости.

Иногда коэффициент трения вычисляется либо по среднему гидравлическому радиусу, либо по эквивалентному диаметру. Гидравлический радиус определяется путем деления объема жидкости в пространстве между трубами на суммарную площадь поверхности, а при вычислении числа Рейнольдса и параметров теплоотдачи (чисел Нуссельта, Стантона или Колберна) используется эквивалентный диаметр, равный $4\,r_h$.

Характеристики оребренных поверхностей. Оребренные поверхности часто используются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи у одного тепло-

носителя во много раз больше, чем у другого, например в газо-жидкостных теплообменниках. Оребренные поверхности особенно эффективны в случае трубных пучков в поперечном потоке. Основные потери давления связаны с турбулизацией потока, обусловленной быстрыми изменениями площади проходного поперечного сечения в направлении течения. Дискообразные (или спиральные) ребра не оказывают большого влияния на структуру турбулентного потока и, следовательно, на потери давления, вычисленные по скоростному напору в минимальном проходном поперечном сечении между трубами.

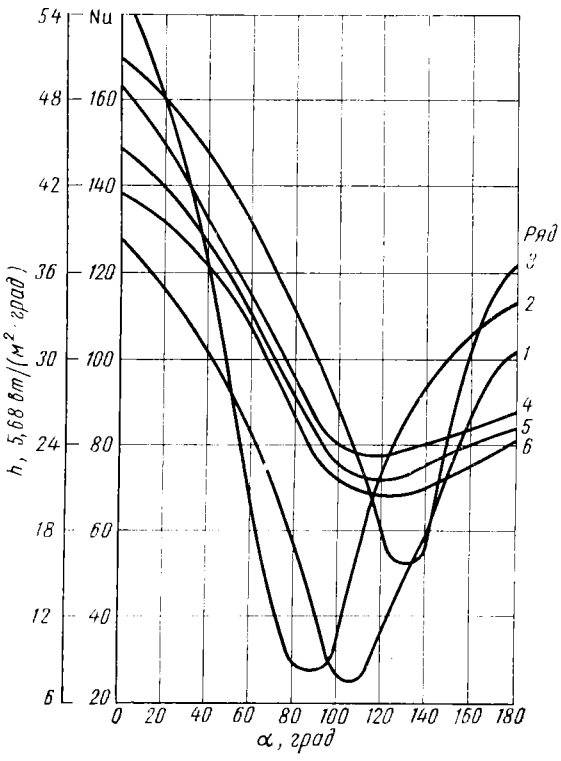


Рис. 3.20. Влияние положения трубы на местный коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании шахматных трубных пучков. Температура воздуха, омывающего трубы наружным диаметром 19 *мм*, равна 150° С; трубы расположены с шагом, равным 2 диаметрам; Re = 18 300 [32].

Благодаря ребрам смоченная площадь внешней поверхности труб может увеличиться в 5 или 10 раз. При этом потери давления увеличатся только в 2—3 раза, а средний коэффициент теплоотдачи уменьшится примерно вдвое. В работе [11] (гл. 10) даны зависимости коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов трения для нескольких типов оребренных трубных пучков.

Особые проблемы возникают при продольном обтекании труб, имеющих ребра, параллельные их оси. Если расстояние между вершинами ребер соседних труб больше расстояния между ребрами, то основная часть потока течет по каналам с большим гидравлическим радиусом за пределами огибающей ребер каждой трубы. Наблюдается относительно слабое перемешивание потоков теплоносителя в каналах с большим гидравлическим радиусом между оребренными трубами и в каналах с малым гидравлическим радиусом между ребрами. Это связано с ухудшением характеристик теплообмена ввиду того, что струйки между ребрами имеют температуру, значительно превышающую среднюю температуру потока. Следовательно, уменьшается эффективная разность температур между оребренной поверхностью и примыкающим к ней потоком. Если же расстояние между трубами мало, так что гидравлические радиусы всех каналов примерно одинаковы, то распределение скорости будет по существу равномерным. В этом случае потери давления и коэффициент теплоотдачи достаточно точно вычисляются по эквивалентному диаметру, определенному по смоченному периметру и площади проходного сечения.

Круглые трубы с кольцевыми ребрами, расположенные параллельно потоку, обычно редко употребляются. Однако в особых условиях такая конфигурация может оказаться весьма эффективной. Например, она была выбрана для топливных элементов реакторов с газовым охлаждением в Колдер-Холле (Великобритания). Перед конструкторами реактора стояла задача — отвести как можно больше тепла от топливного стержня данного диаметра в канале длиной 6,1 *м*. При близком расположении продольных ребер, как уже отмечалось выше, наблюдается ухудшение характеристик теплообмена. Эту проблему удалось обойти, используя топливные стержни с кольцевыми ребрами, которые

турбулизуют поток, как показано на рис. 3.21. Достигаемая при этом высокая степень перемешивания обеспечивается за счет существенного увеличения затрат энергии на прокачку жидкости, но такие потери оправданы высокой экономичностью системы в целом. В сложных ситуациях, по-видимому, будут эффективнее спиральные ребра с большим углом наклона витка по сравнению с продольными ребрами или кольцевыми ребрами.

Теплоотдача к жидким металлам. Соотношения, описывающие теплоотдачу к жидким металлам, несколько отличаются от рассмотренных в предыдущем разделе соотношений для обычных теплоносителей. Это различие обусловлено тем, что теплопроводность жидких металлов примерно на два порядка больше теплопроводности воды или углеводородных

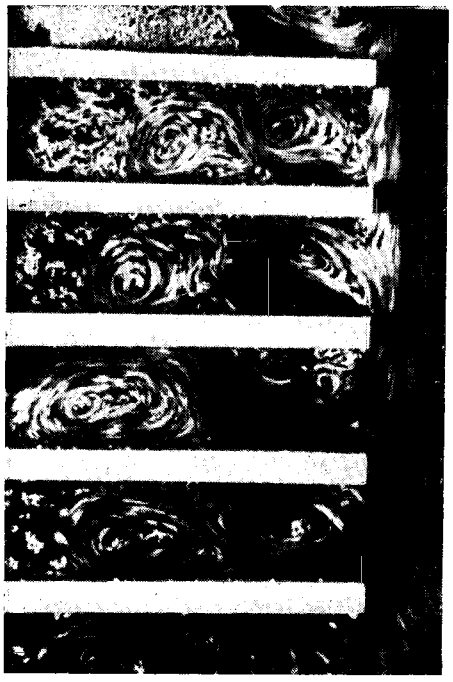


Рис. 3.21. Картина турбулентного течения при продольном обтекании трубы с круглыми плоскими ребрами [44].

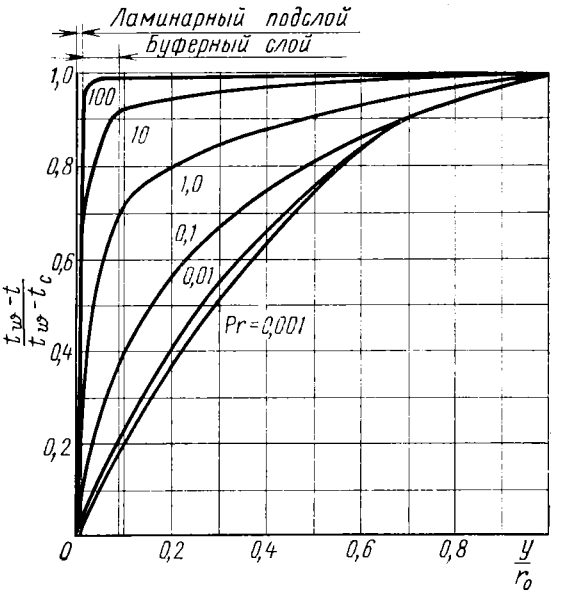


Рис. 3.22. Распределение температуры в круглой трубе при теплообмене в условиях полностью развитого турбулентного течения при числе Рейнольдса, равном 10 000, и нескольких значениях числа Прандтля (заимствовано из работы [35]).

жидкостей и примерно на три порядка больше теплопроводности газов. Механизм, определяющий скорость теплоотдачи от твердого тела к жидкому металлу в условиях турбулентного течения, в свою очередь, определяется не только возможностью переноса частиц жидкости в поперечном направлении за счет турбулентности потока, а главным образом обычной теплопроводностью. Относительная роль этих механизмов теплообмена характеризуется величиной числа Прандтля. На рис. 3.22 для иллюстрации приведены распределения температуры в потоке теплоносителя при турбулентном режиме течения для нескольких значений числа Прандтля [35]. Заметим, что число Прандтля для жидких металлов заключено в интервале от 0,01 до 0,05, для воды и большинства технических жидкостей — от 1 до 10 и для газов — от 0,5 до 1,0.

Коэффициент теплоотдачи к жидким металлам, протекающим по круглым трубам, связан с основными параметрами, влияющими на его величину, с помощью следующего соотношения:

$$h = \frac{k}{D}[7 + 0{,}025\,(\mathrm{Re\,Pr})^{0,8}] = \frac{k}{D}\left[7 + 0{,}030\left(\frac{W}{D}\right)^{0,8}\left(\frac{c_p}{k}\right)^{0,8}\right]. \qquad (3.28)$$

где W — расход жидкости, *кг/сек*. На основании результатов расчета и экспериментальных данных установлено, что это соотношение обеспечивает наиболее точные результаты при $RePr > 100$ и $L/D > 60$ [36]. Для удобства на рис. П3.13 зависимость (3.28) представлена графически.

Соотношение (3.28) справедливо только в том случае, если жидкий металл смачивает поверхность, так что не существует поверхностной пленки, действующей как тепловой барьер. С щелочными металлами обычно не возникает никаких затруднений, так как они очень хорошо смачивают поверхность конструкционных металлов и сплавов; но свинец, висмут и ртуть очень плохо смачивают поверхности низколегированных сплавов и нержавеющей стали. При плохой смачиваемости поверхности коэффициент теплоотдачи может уменьшиться в 10 раз. Чтобы устранить этот недостаток, в ртуть, например, добавляют небольшое количество магния. Добавление магния в слишком большом количестве может вызвать коррозию и ухудшить массообмен.

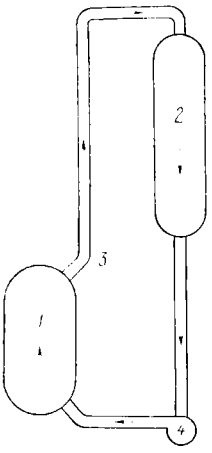


Рис. 3.23. Схема реактора с газовым охлаждением и системы парогенератора, обеспечивающая тепловую конвекцию для отвода тепла, выделяемого при распаде продуктов деления:
1 — реактор; *2* — парогенератор; *3* — трубопроводы для газа; *4* — газодувка.

Теплоотдача конвекцией. Тепловая конвекция — один из важных факторов, которые следует учитывать при проектировании некоторых типов теплообменников, например змеевиков испарителей в холодильниках и холодильных камерах, систем обогрева и кондиционирования воздуха и небольших паровых котлов. Ее следует принимать также во внимание при малых нагрузках в условиях выключения установок и как фактор, влияющий на тепловые потери в большинстве теплообменников при всех нагрузках.

Можно спроектировать систему, предусмотрев по возможности максимальную тепловую конвекцию, иначе непредусмотренные условия могут привести к нежелательным последствиям, вызванным тепловой конвекцией в одном или обоих теплоносителях. По существу идеальным примером такой системы может служить газовая система охлаждения реактора. На рис. 3.23 схематически показана система этого типа. Она спроектирована исходя из требования обеспечения по возможности максимальной скорости циркуляции за счет естественной конвекции, для чего источник тепла размещен у основания системы, а теплоприемник — в верхней ее части. Если для эффективной работы требуются газодувки, то в случае выхода их из строя расход газа за счет естественной конвекции будет достаточен для удаления тепла, выделяемого в реакторе в результате распада продуктов деления, и, следовательно, будет предотвращена опасность расплавления реактора.

Скорость циркуляции за счет естественной конвекции можно вычислить таким же способом, как и скорость циркуляции за счет принудительной конвекции. В схеме замкнутого типа движущая сила определяется разностью плотностей теплоносителя в восходящем и нисходящем участках; если же используется открытая система с вертикальной трубой, то движущая сила определяется разностью плотностей теплоносителя в выводной трубе и окружающей среды. Легко показать, что максимальная скорость циркуляции будет достигнута, если в основание «горячего» трубопровода поместить нагреватель, а в верхней части нисходящего «холодного» трубопровода — холодильник. Поскольку режим течения на отдельных участках может быть как ламинарным, так и турбулентным, для каждого элемента системы необходимо определить коэффициенты трения и теплоотдачи.

Во многих случаях поток теплоносителя вдоль нагретой или холодной поверхности не ограничен стенками, направляющими поток по заданному пути. В качестве примера можно привести теплообмен между двумя параллельными горизонтальными поверхностями, из которых нижняя нагрета.

Теплоноситель между этими пластинами стремится циркулировать, так как нагретый теплоноситель у поверхности нижней пластины поднимается вверх, охлаждается у поверхности верхней пластины и затем возвращается обратно к нижней пластине. Что касается структуры течения между пластинами, то она стремится принять вид гексагональных ячеек с восходящим течением в центре каждой ячейки и нисходящим течением на границах между ячейками.

Зигель и Норрис [37] исследовали теплообмен посредством естественной конвекции в частично замкнутых пространствах между вертикальными параллельными пластинами, а Глоб и Дропкин [38] — в жидкостях, заключенных между двумя горизонтальными пластинами, подогреваемых снизу. Обзор проблем, связанных с естественной конвекцией в горизонтальных слоях теплоносителя, подогреваемого снизу, приводится Острахом [39]. На основании этих и аналогичных теоретических и экспериментальных работ становится ясно, что число Грасгофа является важным параметром, связывающим тепловой поток с размерами системы и свойствами теплоносителя. Этот параметр определяется следующим образом:

$$\mathrm{Gr} = \frac{L^3\rho^2\Delta t\beta g}{\mu^2}, \tag{3.29}$$

где L — характерный размер системы, *м*; β — объемный коэффициент расширения теплоносителя, *1/град*.

Большинство экспериментальных данных по теплоотдаче тепловой конвекцией представляют в виде функции числа Нуссельта от произведения чисел Грасгофа и Прандтля, т. е. число Грасгофа играет почти ту же роль для тепловой конвекции, что число Рейнольдса для принудительной конвекции.

Для теплоносителей, имеющих число Прандтля, близкое к единице при конвективном теплообмене между вертикальными и горизонтальными поверхностями, справедливы соотношения

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Nu} &= c\,(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr})^n, \\ \frac{hL}{k} &= c\left[\frac{L^3\rho^2\beta\Delta tg}{\mu^2}\right]\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)^n. \end{aligned}\right\} \tag{3.30}$$

Заметим, что в выражении для числа Нуссельта вместо эквивалентного диаметра канала используется характерная длина L. Значения постоянной c и показателя степени n приведены в табл. П3.2 для различных геометрических форм поверхностей как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения. Показатель степени n равен 1/4 в случае ламинарного режима течения и 1/3 — в случае турбулентного. Следовательно, при турбулентном течении коэффициент теплоотдачи не зависит от характерного размера, т. е. $(1/L)(L^3)^{1/3} = 1$, в то время как при ламинарном течении он обратно пропорционален характерному размеру в степени 1/4. Для газов число Прандтля близко к единице, следовательно, число Нуссельта зависит только от числа Грасгофа.

В табл. П3.3 приведены упрощенные соотношения для коэффициента теплоотдачи в условиях тепловой конвекции в пространстве между вертикальными и горизонтальными поверхностями, заполненном воздухом. Заметим, что в случае вертикальных поверхностей в качестве характерного размера выбирается высота, а в случае горизонтальных плоских прямоугольных поверхностей — средняя величина длин сторон. Член Δt в табл. П3.3 равен разности температур между поверхностью и основной массой теплоносителя. Температуры теплоносителя определяются как среднее арифметическое температур поверхности и основной массы теплоносителя. При передаче тепла от одной поверхности к другой через слой воздуха величина Δt равна разности температур между этими двумя поверхностями. Коэффициент объемного расширения β газов принят равным $1/T_g$, где T_g — абсолютная температура газа в °К.

Данные по теплообмену в условиях естественной тепловой конвекции в жидких металлах (Na, NaK, Pb, Pb — Bi и Hg) при ламинарном режиме течения хорошо согласуются с соотношением

$$\mathrm{Nu} = 0{,}53\left(\frac{\mathrm{Pr}}{0{,}952+\mathrm{Pr}}\right)^{1/4}(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr})^{1/4}. \tag{3.31}$$

где физические характеристики вычислены при средней температуре между температурами стенки и основной массы теплоносителя [40].

Пример 3.2. Рассмотрим систему охлаждаемого гелием реактора и парогенератора, конструкция которой должна быть такова, что при выходе из строя газодувки, обеспечивающей принудительную циркуляцию гелия, тепло, выделяемое в результате распада продуктов деления, сможет отводиться от реактора за счет тепловой конвекции. В первом приближении рассмотрим систему, изображенную на рис. 3.23, с активной зоной реактора, эквивалентной матрице из вертикальных каналов с внутренним диаметром 0,0254 *м* и длиной 6,1 *м*. Гелий под давлением 21,09 *атм* движется вверх через активную зону реактора и далее по трубопроводу, откуда поступает в верхнюю часть парогенератора. Затем он движется вниз по трубному пучку с эквивалентным

Таблица 3.1

Оценка потерь давления в реакторе с газовым охлаждением и парогенераторе

Параметр	Активная зона реактора	Парогенератор
Скорость газа V, *м/сек*	1,22	0,183
Длина канала L, *м*	6,1	24,4
Средняя температура газа T, °K	755	755
Плотность газа ρ, *кг/м*^{3}	1,32	1,32
Коэффициент динамической вязкости μ, *кг/(м·сек)*	0,000385	0,000385
Эквивалентный диаметр канала, *м*	0,0254	0,0127
Число Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{\rho V D}{\mu}$	1060 (ламинарный режим)	78,5 (ламинарный режим)
Коэффициент трения $f_d = 64/\mathrm{Re}$	0,0603	0,815
Отношение длины канала к диаметру L/D	240	1920
Скоростной напор $\frac{\rho V^2}{2g}$, *кГ/м*^{2}	0,1	0,00224
Потери давления $\Delta P = f_d \left(\frac{\rho V^2}{2g}\right) \frac{L}{D}$, *кГ/м*^{2}	1,45	3,51

диаметром канала со стороны газа 0,0127 *м* и длиной 24,4 *м*, где отдает тепло, поглощенное в активной зоне реактора, и возвращается в реактор, куда поступает снизу. При работе на полной мощности скорость газа в активной зоне реактора равна 60,96 *м/сек*, в парогенераторе — 9,14 *м/сек*; температура газа на входе в активную зону реактора равна 588° K, а на выходе 922° K.

Определим разность высот центров реактора и парогенератора, при которой полностью отводится остаточное тепло (которое приблизительно составляет 2% полной выходной мощности реактора). Температура газа на входе и выходе из реактора должна сохраниться. Потерями в каналах, газодувках и коллекторах пренебрегаем.

Решение. Чтобы отвести тепло, составляющее примерно 2% полной мощности реактора, при сохранении тех же температур газа скорость газа должна уменьшиться до 2% и стать равной 1,22 *м/сек* в реакторе и 0,183 *м/сек* в парогенераторе. Потери давления в активной зоне реактора и парогенераторе можно оценить по средней температуре газа, как показано в табл. 3.1.

Средняя разность плотностей горячего газа в восходящем канале и охлажденного газа в нисходящем канале равна 1,698—1,083 = 0,615 *кг/м*^{3}.

Суммарные потери давления в активной зоне реактора и парогенераторе составляют 1,45 + 3,51 = 4,96 *кГ/м*^{2}. Эти потери должны быть равны произведению разности плотностей на разность высот центров реактора и парогенератора. Таким образом, необходимо, чтобы разность высот составляла

$$\frac{4,96}{0,615} = 8,05 \text{ м}.$$

Вследствие потерь в каналах эту величину, вероятно, потребуется увеличить примерно на 50%.

ТЕПЛООТДАЧА К КИПЯЩИМ ЖИДКОСТЯМ

Проблемы теплоотдачи к кипящим жидкостям очень специфичны. Например, вследствие образования паровых пузырей на поверхности нагрева поблизости от нее обычно возникает мелкомасштабная турбулентность, благодаря которой даже в неподвижном объеме жидкости коэффициент теплоотдачи, по-видимому, очень велик. Сопровождающие этот процесс явления и соотношения между основными параметрами настолько сложны, что им посвящена отдельная глава (см. гл. 5).

КОНДЕНСИРУЮЩИЕСЯ ПАРЫ

Конденсаторы относятся к важному и широко используемому типу теплообменников с уникальными характеристиками. Механизм теплоотдачи в конденсаторе можно пояснить на примере молекулы пара, ударяющейся о поверхность жидкости, температура которой несколько ниже температуры кипения. Такая молекула пара теряет бо́льшую часть своей энергии, передавая ее молекуле жидкости, с которой она сталкивается, и уже, вероятно, не может покинуть поверхность жидкости, так как не располагает достаточной энергией. Если благодаря перемешиванию температура поверхности жидкости будет некоторое время ниже температуры кипения, то можно получить чрезвычайно высокие тепловые потоки. Направляя струи пара в объем недогретой воды, можно получить плотность тепловых потоков, превышающую $3{,}154 \cdot 10^6$ *вт/м*^{2}.

Коэффициенты теплоотдачи. Основным препятствием теплообмену на входном участке конденсатора, заполненном паром, обычно является пленка жидкости, покрывающая поверхность охлаждения, так как температура пленки на поверхности раздела жидкость — пар практически равна температуре конденсации при существующем давлении. Основная проблема при проектировании конденсатора связана с обеспечением оттока жидкости от поверхности, чтобы толщина пленки и, следовательно, сопротивление тепловому потоку были минимальными. В любом выбранном случае толщина жидкой пленки зависит от геометрической формы поверхности, вязкости, плотности жидкости и массовой скорости оттока конденсата от поверхности охлаждения. Суммарный тепловой поток зависит от плотности теплового потока и скрытой теплоты конденсации пара. Исходя из основных соотношений теплообмена и гидродинамики, можно вывести выражение для среднего эффективного коэффициента теплоотдачи для вертикальных труб, с которых конденсат стекает в виде ламинарного потока жидкости. Это выражение при $4W/\pi D_0\mu < 2000$ имеет вид

$$h_m = 0{,}943 \left(\frac{k^3\rho^2 g \Delta H_p}{L\mu\Delta t}\right)^{1/4} = 1{,}47 \left(\frac{\pi D_0 k^3 \rho^2 g}{4W\mu}\right)^{1/3}, \qquad (3.32)$$

где константы для насыщенного пара определены теоретически. Соответствующее соотношение для случая конденсации пара на наружных поверхностях труб горизонтальных трубных пучков при $2W/L\mu < 2000$ записывается следующим образом:

$$h_m = 0{,}725 \left(\frac{k^3\rho^2 g \Delta H_p}{N D_0 \mu \Delta t}\right)^{1/4} = 0{,}95 \left(\frac{L k^3 \rho^2 g}{W\mu}\right)^{1/3}, \qquad (3.33)$$

где D_0 — наружный диаметр трубы, *м*; L — длина трубы, *м*; ΔH_p — скрытая теплота конденсации, *дж/кг*; N — количество рядов труб в вертикальной плоскости; Δt — разность температур стенки трубы и насыщенного пара, °К; W — массовый расход конденсата, стекающего по вертикальному пучку труб, в самой низшей точке, *кг/сек*.

Экспериментальные данные согласуются с результатами расчета по этим соотношениям. В случае длинных вертикальных труб коэффициенты следует увеличивать на 20% ввиду образования волн на свободной поверхности жидкости и уменьшения средней эффективной толщины жидкой пленки.

Капельная конденсация. Экспериментальным путем установлено, что при содержании в паре следов масла коэффициенты теплоотдачи для хорошо отно-

лированных поверхностей могут быть выше расчетных значений этих коэффициентов, определенных по указанным выше соотношениям. Увеличение плотности теплового потока обусловлено изменением характера процесса конденсации, поскольку вместо непрерывной жидкой пленки почти одинаковой толщины на поверхности теплообмена образуются отдельные капли жидкости, которые легко срываются с нее и перемешиваются между собой, тем самым уменьшая эффективную толщину пленки жидкости на поверхности. На рис. 3.24 приведен пример капельной конденсации пара на поверхности. Капли растут, сливаются и отрываются от поверхности, освобождая довольно большие участки, к которым поступают новые порции пара. Коэффициенты теплоотдачи в условиях капельной конденсации могут быть в 10—20 раз выше, чем в условиях идеальной пленочной конденсации.

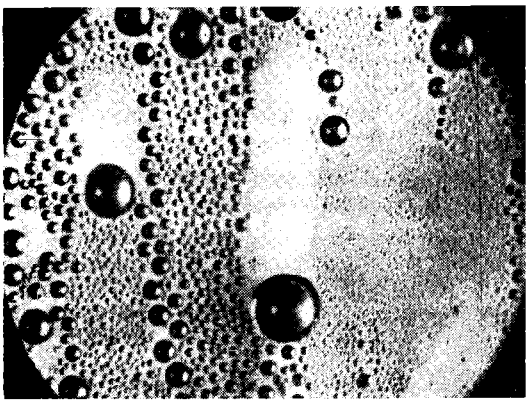


Рис. 3.24. Капельная конденсация пара в идеальных условиях [40].

Согласно данным Хэмпсона и Оцисика [40], при капельной конденсации чистого водяного пара на плоской пластине размерами 76 × 127 *мм* коэффициенты теплоотдачи составляли в среднем $1{,}36 \cdot 10^5$ *вт/(м²·град)* для вертикальной поверхности, $0{,}68 \times 10^5$ *вт/(м²·град)* для горизонтальной поверхности с обращенной вниз поверхностью охлаждения и $0{,}51 \cdot 10^5$ *вт/(м²·град)* для почти горизонтальной (угол наклона 3°) поверхности с обращенной вверх поверхностью охлаждения. На горизонтальной поверхности коэффициент теплоотдачи уменьшается, так как стекание капель с поверхности затруднено и площадь соприкосновения пара с поверхностью металла меньше, чем на вертикальных поверхностях. Аналогично на длинных вертикальных поверхностях большая часть площади охлаждающей поверхности покрыта каплями, что приводит к уменьшению среднего коэффициента теплоотдачи. Согласно данным Фицпатрика, Баума и Мак-Адамса [41], по капельной конденсации пара на вертикальных трубах испарителя длиною 3 и 1,8 *м* коэффициент теплоотдачи в среднем равен $0{,}68 \cdot 10^5$ *вт/(м²·град)*.

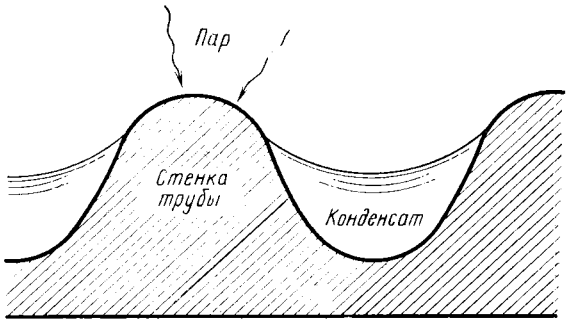


Рис. 3.25. Разрез вдоль вертикальной трубы с кольцевыми канавками на поверхности. Показано влияние поверхностного натяжения на форму пленки конденсата [42].

Для обеспечения условий развития капельной конденсации рекомендуется использовать любое из веществ, препятствующих смачиванию поверхностей конденсатора конденсатом. При добавлении в подходящий растворитель небольших количеств активаторов, как-то: олеиновой кислоты, бензилмеркаптана и стеариновой кислоты,— достигаются эффективные условия капельной конденсации пара. Осаждение монослоя материала на поверхности охлаждения достаточно для развития капельной конденсации; чрезвычайно толстый слой приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи. Условия существования непрерывной капельной конденсации обеспечиваются с трудом, так как пленка, которая препятствует смачиванию, непрерывно смывается.

По мере окисления или загрязнения поверхностей впрыск активаторов в пар становится неэффективным из-за ухудшения условий дробления пленки конденсата на капли [40]. Эти трудности делают непрактичным проектирование конденсаторов с капельной конденсацией, и по существу во всех конструкциях конденсаторов предусмотрена простая пленочная конденсация.

Влияние гребнистых поверхностей. Среднюю толщину жидкой пленки при пленочной конденсации можно значительно уменьшить путем изготовления вертикальных гребней на поверхностях или канавок по окружности. Под действием сил натяжения конденсат собирается в канавках. Участки поверхности между канавками покрыты тонкой пленкой жидкости [42], как это показано на рис. 3.25. Получаемый при этом выигрыш можно определить по рис. 3.26, где сравниваются коэффициенты теплоотдачи в условиях капельной конденсации на гладких поверхностях, пленочной конденсации на гладких и гребнистых поверхностях с идеальным коэффициентом теплоотдачи в условиях ламинарной пленочной конденсации на гладких поверхностях. Следует упомянуть, что в процессе проведения экспериментов, результаты которых представлены на рис. 3.26, была предпринята попытка получить еще более высокий коэффициент теплоотдачи для поверхностей с канавками путем нанесения на них покрытий, способствующих развитию капельной конденсации, что в действительности привело к заметному ухудшению суммарного коэффициента теплоотдачи. В процессе работы химическое вещество, образующее покрытие, смылось с поверхностей, и вновь были достигнуты высокие значения коэффициента теплоотдачи, указанные на рис. 3.26.

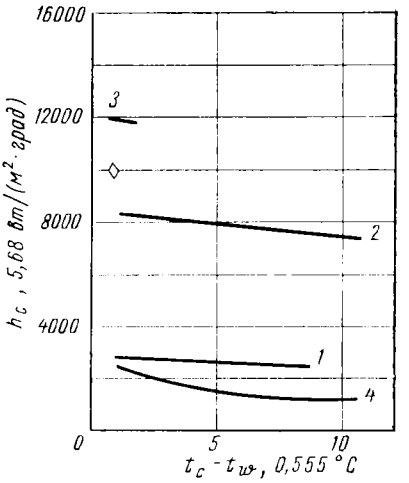


Рис. 3.26. Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара в зависимости от перепада температуры в пленке конденсата:

1 — пленочная конденсация на гладкой латунной поверхности; *2* — пленочная конденсация на гребнистой поверхности при температуре 100° С; *3* — пленочная конденсация на гребнистой поверхности при температуре 30° С; *4* — результаты расчета по теоретической формуле Нуссельта для ламинарного режима течения в пленке конденсата, выполненного с учетом условий, при которых были получены данные, представленные в виде кривых *3* и *4*; ◇ — пленочная конденсация на гребнистой поверхности испарителя при температуре 50° С (экспериментальные данные).

Влияние неконденсирующихся примесей. Если пар содержит неконденсирующийся газ, то эффективная температура пара будет равна температуре насыщения при парциальном давлении, а не при полном давлении в конденсаторе. Если коэффициент теплоотдачи вычисляется по температуре насыщения, соответствующей полному давлению пара при давлениях в окрестности 6895 *н/м²* (0,0703 *атм*), то эффективные потери коэффициента теплоотдачи обычно составляют ~25% при содержании в паре только 1% (по объему) неконденсирующегося газа.

Пример 3.3. Вертикальная труба конденсатора наружным диаметром 26,7 *мм* окружена чистым водяным паром при давлении 15300 *н/м²* (0,156 *атм*). Пар конденсируется с массовым расходом $W = 2{,}52 \cdot 10^{-3}$ *кг/сек*. Определить коэффициент теплоотдачи пленки и длину трубы, если температура по толщине пленки конденсата понижается на 4,4°.

Решение. Температура насыщения пара при давлении 15300 *н/м²* (0,156 *атм*) равна 54,4° С, а скрытая теплота испарения равна $2{,}37 \cdot 10^6$ *дж/кг*.

Физические свойства конденсата:

$\mu = 0{,}00053$ *кг/(м·сек)*; $k = 0{,}64$ *вт/(м·град)*; $\rho = 989$ *кг/м³*. Определим сначала число Рейнольдса:

$$\frac{4W}{\pi D_0 \mu} = \frac{4 \cdot 2{,}52 \cdot 10^{-3}}{26{,}7 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}00053} = 226.$$

Следовательно, надо пользоваться соотношением (3.32)

$$h_m = 1{,}47\left[\frac{\pi D_0 k^3 \rho^2 g}{4W\mu}\right]^{1/3} = 1{,}47\,\frac{0{,}643\cdot 989^2\cdot 9{,}81}{226\cdot 0{,}000532^2} = 1.47\,[3{,}96\cdot 10^{10}]^{1/3} =$$
$$= 5010 \ вт/(м^2\cdot град).$$

Поскольку коэффициенты теплоотдачи для вертикальных труб примерно на 20% больше теоретического значения, вычисленного по предыдущему соотношению,

$$h'_m = 1{,}2\cdot 5010 = 6012 \ вт/(м^2\cdot град).$$

Длину трубы можно определить, приравнивая поток тепла, выделяющегося при конденсации пара, тепловому потоку через пленку конденсата. Следовательно,

$$W\Delta H_v = \pi D_0 L h'_m \Delta t; \quad 2{,}52\cdot 10^{-3}\cdot 2{,}37\cdot 10^6 = 3{,}14\cdot 26{,}7\cdot 10^{-3}\cdot L\cdot 6012\cdot 4{,}4;$$

$$L = \frac{2{,}52\cdot 10^{-3}\cdot 2{,}37\cdot 10^6}{3{,}14\cdot 26{,}7\cdot 10^{-3}\cdot 6012\cdot 4{,}4} = 2{,}69 \ м.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. McAdams W. H. Heat Transmission 3 ed. McGraw-Hill Book Co., 1954.
2. Knudsen J. G., Katz D. L. Fluid Dynamics and Heat Transfer. McGraw-Hill Book Co., 1958.
3. Jakob M. Heat Transfer, 1,2. John Wiley and Sons, 1949, 1957.
4. Kingery W. D. et al. Development of Ceramic Insulating Materials for High Temperature Use. Trans. ASME, **80**, 705 (1958).
5. Deissler R. G., Eian C. S. Investigation of Effective Thermal Conductivities of Powders. NACA RM E52C05, June 24, 1952.
6. Versohoor J. D., Greebler P. Heat Transfer by Gas Conduction and Radiation in Fibrous Insulation. Trans. ASME, **74**, 961 (1952).
7. Gardner K. A. Efficiency of Extended Surfaces. Trans. ASME, **67**, 621 (1945).
8. Cetinkale T. N., Fishenden M. Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer. Institution of Mechanical Engineers, London, 1951, p. 271
9. Weills N. D., Ryder E. A. Thermal Resistance Measurement of Joints Formed between Stationary Metal Surfaces. Trans. ASME, **71**, 259 (1949).
10. Barzelay M. E., Tong K. N., Holloway G. F. Effects of Pressure on Thermal Conductance of Contact Joints. TN-3295, National Advisory Committee for Aeronautics Washington, D.C., 1955.
11. Snyder N. W. et al. Total Normal Emissivity Measurements on Aircraft Materials between 100 and 800° F. Trans. ASME, **77**, 1011 (1955).
12. Berans J. T., Cier J. T., Dunkle R. V. Comparison of Total Emittances with Values Computed from Spectral Measurements. Trans. ASME, **80**, 1405 (1958).
13. Mackey C. O. et al. Radiant Heating and Cooling. Part 1. Cornell University Engineering Experimental Station, Bulletin No. 32, 1943.
14. Prandtl L., Tietjens O. G. Applied Hydro- and Aeromechanics. McGraw-Hill Book Co., 1934.
15. Prandtl L., Tietjens O. G. Fundamentals of Aero- and Hydromechanics. McGraw-Hill Book Co., 1934.
16. Eck B. Technische Strömungslehre (5ed). Springer-Verlag. Berlin, 1957.
17. Schlichting H. Boundary Layer Theory. Pergamon Press, 1955.
18. Theodorsen T. Mechanism of Turbulence. Ohio State University Experimental Station, Bulletin No. 149, 1952, p. 1.
19. Le Tourneau B. W. et al. Pressure Drop for Parallel Flow through Rod Bundles. Trans. ASME, **79**, 1751 (1957).
20. Sellars J. R., Tribus M., Klein J. S. Heat Transfer to Laminar Flow in a Round Tube or Flat Conduit. Trans. ASME, **78**, 441 (1956).
21. Sieder E. N., Tate G. E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. Industr. and Engng Chem., **28**, 121, 166, 188, 193 (1936).
22. Kays W. M. Numerical Solutions for Laminar Flow Heat Transfer in Circular Tubes. Trans. ASME, **77**, 1265 (1955).
23. Von Karman T. The Analogy between Fluid Friction and Heat Transfer. Trans. ASME, **61**, 705 (1939).
24. Pinkel B. A Summary of NACA Research on Heat Transfer and Friction for Air Flowing through a Tube with a Large Temperature Difference. Trans. ASME, **76**, 305 (1954).
25. Deissler R. G. Variable Fluid Property Effects. Trans. ASME, **82**, 160 (1960).
26. Colburn A. P. A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction. Trans. AIChE, **29**, 174—209 (1933).

27. Kays W. M., London A. L. Convective Heat Transfer and Flow-Friction Behavior of Small Cylindrical Tubes — Circular and Rectangular Cross-Sections. Trans. ASME, **74**, 1179 (1952).
28. Miller P., Byrnes J. J., Benforado D. M. Heat Transfer to Water Flowing Parallel to a Rod Bundle. J. of AIChE, **2**, 226 (1956).
29. Miller P. Heat Transfer to Water in an Annulus. J. of AIChE, **1**, 501 (1955).
30. Deissler R. G. Turbulent Heat Transfer and Friction in Entrance Regions of Smooth Passages. Trans. ASME, **77**, 1221 (1955).
31. Sams E. W., Weiland W. F., Jr. Experimental Heat Transfer and Friction Coefficients for Air Flowing through Stacks of Parallel Flat Plates. NACA RM E54F11, 1954.
32. Thomson A. S. T. et al. Variation in Heat Transfer Rates around Tubes in Cross-Flow. Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer. Institute of Mechanical Engineers and ASME, 1951. Institute of Mechanical Engineers, London, p. 177.
33. Pierson O. L. Experimental Investigation of the Influence of Tube Arrangement on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross-Flow of Gases over Tube Banks. Trans. ASME, **59**, 563 (1937).
34. Jones C. E., Monroe E. S., Jr. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across In-Line Tube Banks. Trans. ASME, **80**, 18 (1958).
35. Martinelli R. C. Heat Transfer to Molten Metals. Trans. ASME, **69**, 947 (1947).
36. Lyon R. N. Liquid Metals Handbook. United States Government Printing Office, 1952.
37. Siegel R., Norris R. H. Tests of Free Convection in a Partially Enclosed Space between Two Heated Vertical Plates. Trans. ASME, **79**, 663 (1957).
38. Globe S., Dropkin D. Natural Convection Heat Transfer in Liquids Confined by Two Horizontal Plates and Heated from Below. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **81-2**, 24 (1959).
39. Ostrach S. Convection Phenomena in Fluids Heated from Below. Trans. ASME, **79**, 299 (1957).
40. Hampson H., Ozisik N. An Investigation into the Condensation of Steam. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, **1B**, p. 282, 1952.
41. Fitzpatrick J. P., Baum S., McAdams W. H. Dropwise Condensation of Steam on Vertical Tubes. Trans. AIChE, **35**, 97 (1939).
42. Lustenader E. L., Richter R., Neugebauer F. N. The Use of Thin Films for Increasing Evaporation and Condensation Rates in Process Equipment. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **81-2**, 297 (1959).
43. Eckert E. R., Soehngen E. Distribution of Heat Transfer Coefficients Around Circular Cylinders. Trans. ASME, **74**, 346 (1952).
44. Fortescue P., Hall W. B. Heat Transfer Experiments on Fuel Elements. J. Brit. Nucl. Energy Conference, **2**, 83 (1957).

Глава 4

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКА

Основная фаза проектирования теплообменника связана с оценкой его размеров и характеристик для новых условий работы. В этой главе описаны некоторые наиболее важные методы оценок таких характеристик.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ

Оценка характеристик теплообменника непосредственно по основному соотношению теплообмена $Q = UA\Delta t$ является трудной задачей. Если площадь поверхности является явной функцией выбранной основной геометрии и если осредненный местный коэффициент теплоотдачи можно определить указанным в гл. 3 способом, то вычисление эффективной разности температур между двумя потоками теплоносителя представляет собой ряд задач, поскольку в общем случае эта разность неодинакова повсюду в одном и том же теплообменнике. Так как характер распределения температуры существенно меняется при переходе от одного типа теплообменника к другому, средняя эффективная разность температур должна оцениваться особенно тщательно.

Типичные распределения температуры. Средняя эффективная разность температур двух потоков теплоносителя в теплообменнике зависит от его геометрии и конфигурации канала для теплоносителя. Основные соотношения можно получить с помощью кривых, приведенных на рис. 4.1 для нескольких идеализированных случаев, что позволяет до некоторой степени уяснить сущность основной проблемы. Заметим, что в каждом примере распределение температуры в теплообменнике представляется в виде функции расстояния от входа для холодного теплоносителя. Во всех случаях предполагается, что площадь поверхности теплообмена на единицу длины постоянна для всего теплообменника и что коэффициенты теплоотдачи не зависят от осевого положения, т. е. местной температуры теплоносителя.

Простейший вид распределения температуры изображен на рис. 4.1, *а*. Он реализуется в теплообменнике с идеальным противотоком теплоносителей, в котором прирост температуры холодного теплоносителя равен потерям температуры горячего; таким образом, разность температур двух теплоносителей постоянна по всей длине канала. В остальных примерах рассматриваются более сложные случаи, так как с изменением разности температур изменяется тепловой поток. Вследствие этого изменяется и наклон кривых температуры теплоносителей в зависимости от расстояния до входа. Этот эффект особенно заметно проявляется во втором идеализированном случае, когда температура поверхности теплообмена постоянна независимо от расстояния до входа теплоносителя, что обычно является типичным условием работы конденсаторов. Температура холодного теплоносителя сначала быстро растет вблизи входа, затем рост постепенно замедляется с уменьшением разности температур между теплоносителями, сопровождающимся уменьшением плотности теплового потока. Подобный эффект можно наблюдать в типичном случае распределения температур для котельной установки (см. рис. 4.1, *в*). В прямоточных и противоточных теплообменниках (см. рис. 4.1, *г* и *д*) меняется не только разность

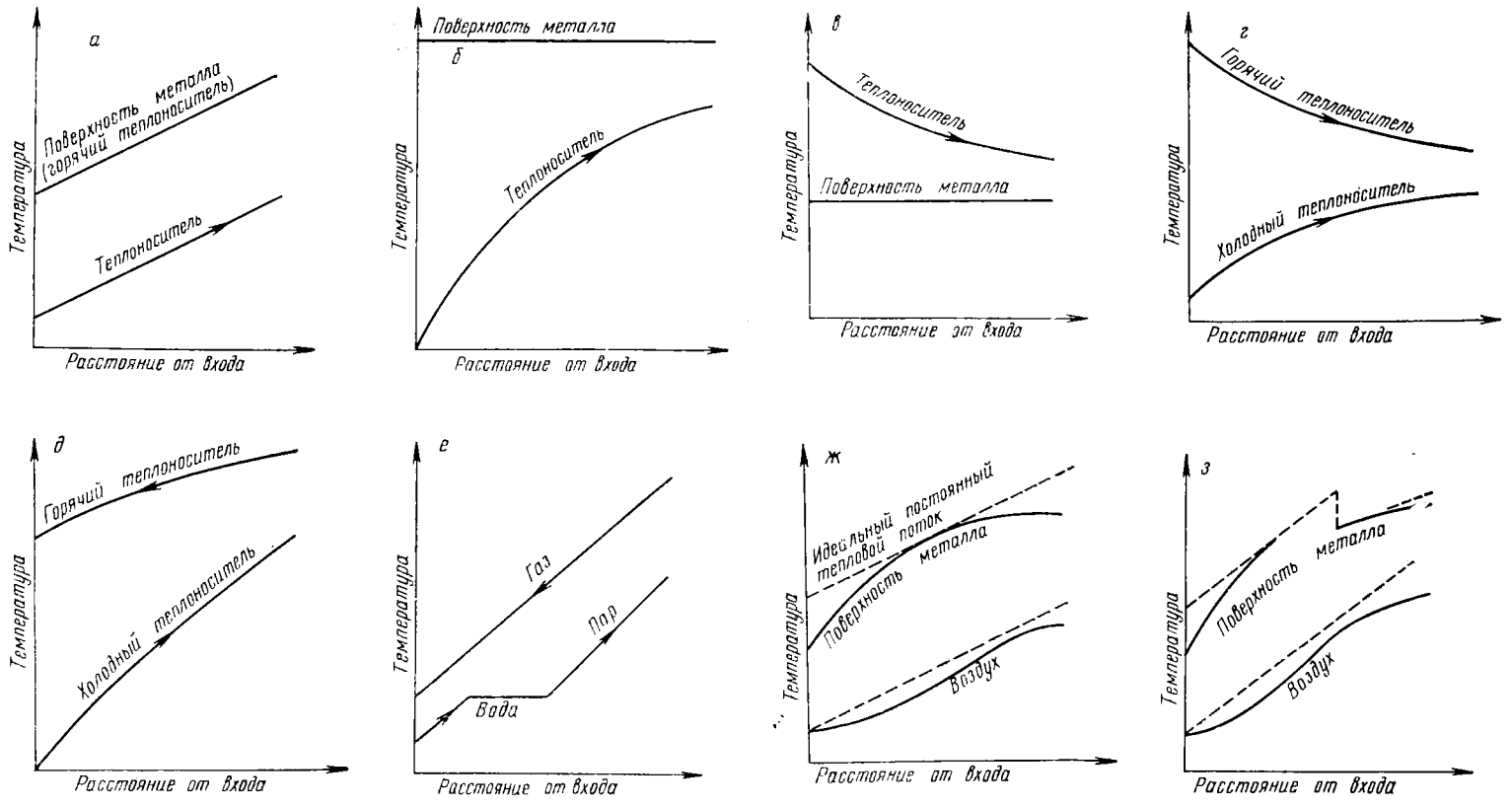


Рис. 4.1. Распределение температуры вдоль оси типичных поверхностей теплообмена:

а — одинаковая разность температур или одинаковый тепловой поток; *б* — постоянная температура поверхности теплообмена (как в случае конденсатора с воздушным охлаждением); *в* — постоянная температура поверхности теплообмена (как в случае испарителя с газовым обогревом); *г* — прямоточный теплообменник; *д* — противоточный теплообменник; *е* — прямоточный испаритель; *ж* — косинусоидальная форма распределения плотности теплового потока в осевом направлении при равномерной загрузке делящегося материала; *з* — косинусоидальная форма распределения плотности теплового потока в осевом направлении при двухступенчатой загрузке делящегося материала.

температур, но и также температуры обоих теплоносителей на пути от входа в теплообменник до выхода из него.

Еще более сложное распределение температур имеет место в одноходовой установке, в которой вода вначале нагревается до температуры кипения, кипит при постоянной температуре и затем перегревается. Такое распределение температур, типичное для парогенератора в реакторной установке с газовым охлаждением, показано на рис. 4.1, *е*.

В электрически обогреваемых энергетических системах и ядерных реакторах используются поверхности теплообмена специальной формы, обладающие любопытными свойствами. В простейшем случае плотность теплового потока на поверхности теплообмена постоянна повсюду от входа до выхода; следовательно, разность температур между обогреваемыми поверхностями и теплоносителем сохраняется приблизительно постоянной от входа до выхода, как на рис. 4.1, *а*. В большинстве ядерных реакторов наблюдается более сложное распределение температур, поскольку поток нейтронов обычно достигает максимального значения в центре реактора; следовательно, тепловой поток стремится достичь максимального значения в средней части и уменьшается к входному и выходному сечениям. При этом распределение температур аналогично показанному сплошными кривыми на рис. 4.1, *ж*. Если максимально возможная температура теплоносителя на выходе определяется по заданной максимально допустимой температуре топливного элемента и коэффициенту теплоотдачи, то температура поверхности топливного элемента должна быть постоянной по всей высоте реактора. В идеальном случае температура теплоносителя экспоненциально увеличивается в направлении от входа к выходу, в то время как мощность на единицу площади экспоненциально уменьшается, начиная от входа в реактор. При этом распределение температур аналогично показанному на рис. 4.1, *б*. На практике для разрешения проблемы изготовления топливных элементов и работы реактора приходится искать компромиссный вариант распределения температуры по поверхности металла. Для приближения к условиям работы при постоянной температуре используется двухступенчатое устройство, распределение температур в котором показано на рис. 4.1, *з*. В этом случае производится двухступенчатая загрузка топлива, так что на первых 60% высоты реактора наблюдаются более высокие тепловые потоки по сравнению с остальными 40%. В принципе можно осуществить конструкцию с любым количеством ступеней, но делать более двух или трех ступеней нецелесообразно.

Распределения температуры в противоточных теплообменниках. В общем случае распределения температуры в идеализированных прямоточных или противоточных теплообменниках соответствуют показанным на рис. 4.1, *г* и *д*, если ни в одном теплоносителе не происходит фазового превращения. Тепло, поглощаемое холодным теплоносителем, равно теплу, отдаваемому горячим теплоносителем:

$$W_1 c_1 \delta t_1 = W_2 c_2 \delta t_2. \qquad (4.1)$$

Если площадь проходного сечения и геометрия поверхности теплообмена не зависят от длины и если изменения физических свойств с температурой почти не сказываются на коэффициентах теплоотдачи двух потоков теплоносителей, то местные тепловые потоки в любой точке по длине теплообменника будут прямо пропорциональны местной разности температур Δt между двумя теплоносителями.

Местные температуры в любом сечении вдоль оси теплообменника можно вычислить по изменениям температуры теплоносителя, обусловленным теплообменом. Рассмотрим элемент длины dx на расстоянии x от входа холодного теплоносителя, как показано на рис. 4.2. Количество тепла, подводимого к холодному теплоносителю (выражается приростом температуры dt), можно приравнять количеству тепла, переданного через приращение площади поверхности на длине dx, а именно: $W_1 c_1 dt_1 = (UA/L)\,\Delta t dx$, следовательно, диффе-

ренциальное изменение температуры холодного теплоносителя равно

$$dt_1 = \frac{UA}{W_1 c_1 L} \Delta t \, dx. \tag{4.2}$$

Аналогичным образом определим дифференциальное изменение температуры горячего теплоносителя:

$$dt_2 = \frac{UA}{W_2 c_2 L} \Delta t \, dx. \tag{4.3}$$

Вычитая (4.2) из (4.3) и замечая, что $d(t_2 - t_1) = d(\Delta t)$, получаем

$$\frac{d\Delta t}{\Delta t} = \frac{UA}{L}\left(\frac{1}{W_2 c_2} - \frac{1}{W_1 c_1}\right) dx. \tag{4.4}$$

С учетом граничного условия $\Delta t = \Delta t_0$ при $x = 0$ в предположении, что U, c_1 и c_2 не зависят от x, можно проинтегрировать уравнение (4.4), в результате чего получим

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{ax}, \tag{4.5}$$

где

$$a = \frac{UA}{L}\left(\frac{1}{W_2 c_2} - \frac{1}{W_1 c_1}\right). \tag{4.6}$$

Параметр a можно представить в другом виде, если подставить (4.1) в соотношение (4.6), чтобы исключить $W_2 c_2$:

$$a = \frac{UA}{W_1 c_1 L}\left(\frac{\delta t_2}{\delta t_1} - 1\right). \tag{4.7}$$

В условиях прямоточного течения теплоносителей параметр a определяется по тем же формулам, за исключением того, что перед первым членом в скобках в соотношениях (4.6) и (4.7) появляется знак минус.

Отметим, что параметр a связан с «числом единиц переноса тепла» (NTU). Этот параметр был введен Кэйсом и Лондоном и часто применяется другими авторами [1]. По определению,

$$NTU_1 = UA/W_1 c_1 = NTU_2 (W_2 c_2 / W_1 c_1),$$

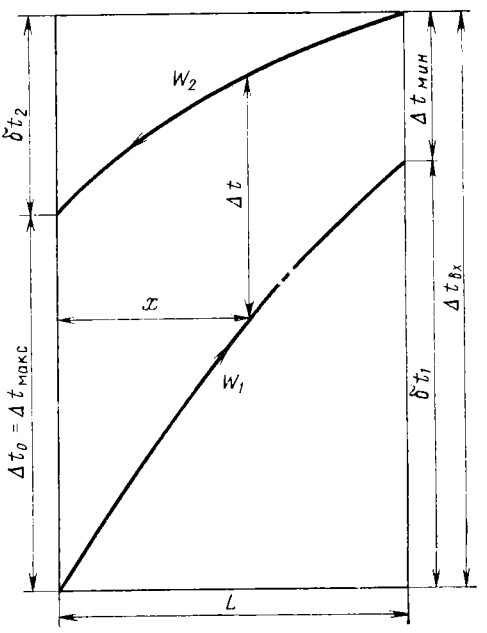


Рис. 4.2. К расчету распределения температуры вдоль оси простого противоточного теплообменника.

где W_c — произведение массового расхода и удельной теплоемкости теплоносителя, индексы 1 и 2 относятся к двум разным теплоносителям, а A — характерная площадь, используемая при вычислении U. Если один из теплоносителей имеет постоянную температуру, как, например, в испарителе или конденсаторе, то параметры NTU и a отличаются только множителем L : $NTU = \pm aL$, где a — положительная величина, если температура холодного теплоносителя существенно постоянна, и отрицательная, если температура горячего теплоносителя существенно постоянна.

Иногда желательно выразить местную величину Δt как функцию конечной разности температур. Подставляя в уравнение (4.5) равенство, выражающее условие на выходе $\Delta t = \Delta t_L$ ($x = L$), получаем

$$\Delta t_L = \Delta t_0 e^{aL}. \tag{4.8}$$

Теперь решим это уравнение относительно a:

$$a = \frac{1}{L} \ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}. \tag{4.9}$$

Подстановка (4.9) в уравнение (4.5) дает

$$\Delta t = \Delta t_0 \exp\left(\frac{x}{L} \ln \frac{\delta t_L}{\Delta t_0}\right). \tag{4.10}$$

Последнее уравнение приводится к виду

$$\Delta t = \Delta t_0 \left(\frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}\right)^{x/L}. \tag{4.11}$$

Последнее соотношение применимо к условиям как противотока, так и прямотока, так как оно не зависит от параметра a.

Среднелогарифмическая разность температур (СЛРТ). Детальные данные о распределении температуры в теплообменнике вызывают лишь академический интерес. Знать же среднюю эффективную разность температур между двумя потоками теплоносителей чрезвычайно полезно. Эта средняя эффективная разность температур включает логарифм отношения разностей температур на двух концах теплообменника, и, таким образом, ее стали называть *среднелогарифмической разностью температур* (СЛРТ). Эта величина определяется следующим образом:

$$\text{СЛРТ} = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta t \, dx. \tag{4.12}$$

Подставляя Δt из (4.11) в (4.12), получаем

$$\text{СЛРТ} = \frac{\Delta t_0}{L} \int_0^L \left(\frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}\right)^{x/L} dx = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_L}{\ln \dfrac{\Delta t_0}{\Delta t_L}}. \tag{4.13}$$

Для распределения температуры, приведенного на рис. 4.2, Δt_0 соответствует *максимальной разности температур* $\Delta t_{\text{макс}}$, а Δt_L — *минимальной разности температур* $\Delta t_{\text{мин}}$. На основе сказанного выше равенство (4.13) можно записать

$$\text{СЛРТ} = \frac{\Delta t_{\text{макс}} - \Delta t_{\text{мин}}}{\ln \dfrac{\Delta t_{\text{макс}}}{\Delta t_{\text{мин}}}}. \tag{4.14}$$

Это отношение применимо для обоих типов теплообменников (прямоточных и противоточных).

Иногда удобно записать соотношение (4.14) в другом виде. Используя принятые на рис. 4.2 обозначения, можно представить $\Delta t_{\text{макс}}$ и $\Delta t_{\text{мин}}$ как функцию разности температур двух потоков теплоносителей на входе в теплообменник $\Delta t_{\text{вх}}$:

$$\Delta t_{\text{макс}} = \Delta t_{\text{вх}} - \delta t_2;$$
$$\Delta t_{\text{мин}} = \Delta t_{\text{вх}} - \delta t_1.$$

Подставляя эти значения в формулу (4.14), получаем

$$\text{СЛРТ} = \frac{\delta t_1 - \delta t_2}{\ln \dfrac{1 - \delta t_2/\Delta t_{\text{вх}}}{1 - \delta t_1/\Delta t_{\text{вх}}}} \tag{4.15}$$

или

$$\frac{\text{СЛРТ}}{\Delta t_{\text{вх}}} = \frac{\delta t_1/\Delta t_{\text{вх}} - \delta t_2/\Delta t_{\text{вх}}}{\ln\left(\dfrac{1 - \delta t_2/\Delta t_{\text{вх}}}{1 - \delta t_1/\Delta t_{\text{вх}}}\right)}. \tag{4.16}$$

Зависимость теплового потока от среднелогарифмической разности температур. Зная среднелогарифмическую разность температур, можно определить тепловыделение для теплообменника в целом по следующей формуле: $Q = UA$ (СЛРТ). Вычисление выражения для среднелогарифмической разности температур зачастую является довольно утомительным занятием, так как оно включает малую по величине разность между большими числами,

деленную на логарифм числа, близкого к единице. Для получения трех значащих цифр могут потребоваться восьми- или десятизначные величины логарифмов, следовательно, подробные расчеты связаны с большими затратами времени.

В разных типах перекрестноточных теплообменников наблюдаются более сложные картины распределения температуры, чем представленные на рис. 4.1. Например, на рис. 4.3 показано двумерное распределение температур в одноходовых перекрестноточных теплообменниках. Существуют графики, по которым можно определить поправочный коэффициент для перехода от СЛРТ в условиях противотока к СЛРТ в типичных условиях перекрестного тока в двухходовых или многоходовых теплообменниках [2, 3, 4].

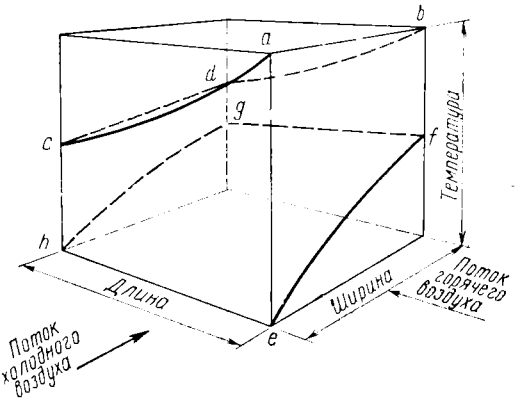


Рис. 4.3. Двумерное распределение температуры в типичном одноходовом перекрестноточном теплообменнике.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Метод вычисления характеристик теплообменника и оценки его размеров зависит от проектных параметров. Обычно задают температуры на входе и выходе и расходы двух потоков теплоносителей, по которым следует определить размеры теплообменника. Как правило, на потери давления обоих потоков теплоносителей накладываются ограничения. Поскольку потери давления зависят от скорости теплоносителя, эквивалентного диаметра проходного сечения и длины канала, конструктору приходится решать систему уравнений с шестью независимыми переменными. Любая комбинация этих переменных дает в результате конкретную систему значений, характеризующих количество переданного тепла и потерь давления двух теплоносителей. Часто только одна из множества возможных комбинаций удовлетворяет поставленным условиям.

Применение основных соотношений. Самым простым, обычно используемым способом, позволяющим разрешить эту сложную задачу, является метод последовательных приближений. Сначала задаются геометрия поверхности теплообмена (например, диаметр труб и расстояние между ними) и скорости обоих теплоносителей, а затем вычисляются требуемая площадь поверхности теплообмена и результирующие потери давления. Полученные результаты исследуются, и затем делается второе приближение с соответствующими изменениями геометрии поверхности теплообмена, благодаря которым конструкция в большей степени удовлетворяет поставленным требованиям, чем предыдущая. Процедура повторяется до получения подходящей конструкции.

Аналитическое решение. Метод последовательных приближений легко понять, но трудно применить в связи с громоздкими расчетами. Иногда можно воспользоваться более совершенным методом. Необходимо тщательно исследовать какую-либо известную конструкцию и на основе инженерного опыта выбрать параметры. Например, потери давления можно представить как функцию длины трубы и расходов теплоносителей. Расход одного теплоносителя обычно можно выразить в виде простой функции расхода другого, зная проектные значения температур теплоносителей на входе и выходе и приравнивая тепло, полученное одним теплоносителем, тепловым потерям другого. Затем можно вычислить среднелогарифмическую разность температур для поверхности теплообменника. Длину трубы можно выразить через количество тепла, которое должно быть передано, коэффициенты теплоотдачи и среднелогарифмическую разность температур. Коэффициенты теплоотдачи, в свою очередь, можно представить в виде функций расходов теплоносителей. Важно,

что накладываемые условия при записи этих соотношений должны быть необходимыми и достаточными для нахождения решения, но не лишними или несовместимыми. В общем, этот подход связан со значительными затратами времени на выводы различных соотношений и сведение их к системе двух уравнений, одно из которых получено на основе рассмотрения баланса тепла, а второе — потерь давления. При правильном подходе полученную систему уравнений можно решить аналитически, графически или на цифровой вычислительной машине. Аналитический подход настолько сложен и зависит от стольких частных условий, что подробное его рассмотрение приурочено к примерам в последующих главах (например, регенераторы рассмотрены в гл. 10 и парогенераторы с осевым потоком теплоносителя — в гл. 12).

Упрощенные методы оценки характеристик. При выборе теплообменника или оценке его характеристик часто задают температурные условия и основные геометрические характеристики поверхности теплообмена, для которой имеются экспериментальные данные. Это именно тот случай, когда проблему можно свести к выбору размера поверхности теплообмена для получения желаемых температур. Оказалось, что отношение изменения температур в одном теплоносителе к полной разности температур имеет важнейшее значение при разрешении таких проблем. Однако этот подход следует применять с известной осторожностью, так как хотя в общем подобие и наблюдается, но различные типы температурного распределения, указанные на рис. 4.1, оказывают определенное влияние на основные соотношения, которые используются в каждом частном случае.

Случаи постоянного теплового потока. Простейшая и легче всего решаемая задача возникает в тех случаях, когда разность температур, характеризующая весь процесс теплообмена, постоянна по длине теплообменника. Такие условия наблюдаются в противоточном теплообменнике, в котором прирост температуры одного теплоносителя равен падению температуры другого, а также в ядерных реакторах или в случае электрически обогреваемых поверхностей, если тепловой поток почти постоянен по всей длине канала с охладителем. В этих условиях количество тепла, поступающее через поверхность теплообмена, можно приравнять количеству тепла, соответствующего приросту температуры рассматриваемого теплоносителя, т. е.

$$UA\Delta t = Wc_p\delta t. \tag{4.17}$$

Далее,

$$U = K_1 W^{0,8} \tag{4.18}$$

и

$$A = K_2 L. \tag{4.19}$$

Подставляя (4.18) и (4.19) в (4.17), получаем

$$K_1 W^{0,8} K_2 L\Delta t = Wc_p\delta t$$

или

$$\frac{\delta t}{\Delta t} = \frac{K_1 K_2 L}{W^{0,2} c_p} = K_3 \frac{L}{W^{0,2}}, \tag{4.20}$$

где K_1, K_2, K_3 — постоянные, которые зависят от геометрии поверхности теплообмена и физических свойств теплоносителей. Таким образом, в данном случае отношение роста или падения температуры к разности температур прямо пропорционально длине канала и обратно пропорционально расходу в степени 0,2.

Это соотношение можно применить для быстрого получения простого и точного решения целого ряда задач для данной геометрии поверхности теплообмена, если имеются расчетные или экспериментальные данные хотя бы только для одной совокупности условий. Известную точку можно нанести на график в линейных координатах $\delta t/\Delta t - L$. Поскольку $\delta t/\Delta t$ изменяется пропорционально $W^{-0,2}$, вычисляют дополнительно точки для других расходов

теплоносителя при одном и том же значении L и наносят их на график. Затем через эти точки проводят прямые линии из начала координат, как это сделано на рис. 4.4, и получают график характеристик, охватывающий широкий интервал условий.

Если имеются экспериментальные данные для конкретной длины канала и некоторого интервала расходов теплоносителя [$кг/(м^2 \cdot сек)$], то их можно представить в логарифмических координатах $\delta t/\Delta t$ — W, как это сделано на рис. 4.5. Линия, проведенная через соответствующие точки, должна иметь наклон —0,2. С помощью такого графика можно получить целый набор точек для графика характеристик в координатах $\delta t/\Delta t$ — L вместо единственной точки. Это также облегчает построение графика в координатах $\delta t/\Delta t$ — L для ряда значений W, которые представляют интерес, так как можно непосредственно снимать точки с кривой зависимости $\delta t/\Delta t$ от W.

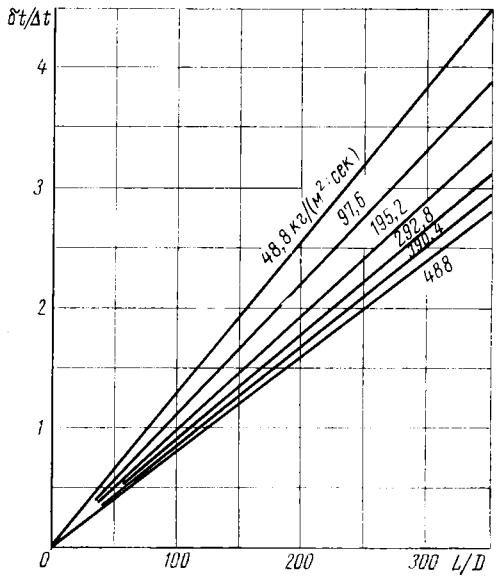


Рис. 4.4. Характеристики типичных противоточных теплообменников, в которых разность температур двух теплоносителей одинакова по всей длине, для различных расходов воздуха.

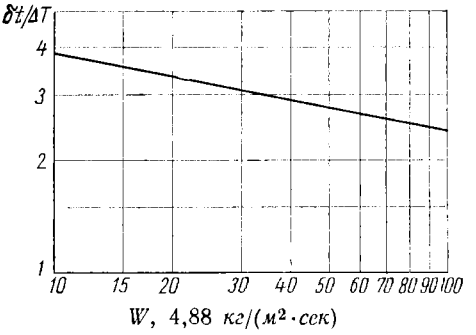


Рис. 4.5. Влияние удельного массового расхода теплоносителя на отношение прироста температуры к разности температур для противоточного теплообменника с постоянной разностью температур по длине и величиной отношения длины канала теплоносителя к диаметру, равной 250.

Случай постоянной температуры поверхности теплообмена. Гораздо чаще, чем случай постоянного теплового потока, рассмотренный в предыдущем разделе, реализуется случай существенно постоянной температуры поверхности теплообмена. Примерами такого распределения могут служить кривые на рис. 4.1, *б* и 4.1, *в*, характеризующие распределения температур в конденсаторах и испарителях. Поскольку коэффициент теплоотдачи при кипении или конденсации очень велик, температура стенки трубы существенно постоянна и почти равна температуре кипящей жидкости или конденсирующегося пара.

Эффективность. Самым важным параметром при проектировании теплообменника и расчете его характеристик является отношение прироста (или падения) температуры теплоносителя к полной разности температур (т. е. $\Delta t_{вх}$ на рис. 4.2). Это отношение называется *эффективностью нагревания (или охлаждения)* и является наиболее полезным параметром при оценке характеристик и анализе всех типов поверхностей теплообмена, включая активную зону реактора. С помощью этого параметра нетрудно построить диаграммы достижимых характеристик для широкого интервала условий.

Как используется эффективность нагревания, можно проследить на примере, представленном на рис. 4.1, *б*. Для любой заданной геометрии поверх-

ности теплообмена с постоянной температурой из уравнения (4.8) можно записать

$$\ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0} = aL. \tag{4.21}$$

Поскольку для случая, представленного на рис. 4.1, *б*, $\delta t_2 = 0$, то из (4.7) следует

$$a = -\frac{UA}{W_1 c_1 L}. \tag{4.22}$$

U изменяется пропорционально $W_1^{0,8}$ и площадь поверхности теплообмена при заданной ее геометрии прямо пропорциональна длине канала L; поэтому соотношение (4.22) можно представить в следующем виде:

$$a = -\frac{K_1}{W_1^{0,2}}, \tag{4.23}$$

где K_1 — константа. Подставляя (4.23) в (4.21), получаем

$$\ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0} = -K_1 \frac{L}{W_1^{0,2}}. \tag{4.24}$$

Отношение $\Delta t_L/\Delta t_0$ можно построить в зависимости от L в полулогарифмических координатах, чтобы получить прямую линию, как на рис. 4.6, *а*. Если известны данные только для одной длины канала, то для построения такой линии используют величину $\Delta t_L/\Delta t_0$ при нулевой длине канала.

Можно найти связь между отношением $\Delta t_L/\Delta t_0$ и эффективностью нагревания, так как в частном случае нулевой длины канала величина Δt_0 равна полной разности температур:

$$\eta = \text{Эффективность нагревания} = \frac{\text{Прирост температуры теплоносителя}}{\text{Полная разность температур}} =$$

$$= \frac{\text{Полная разность температур} - \text{Разность температур на выходе}}{\text{Полная разность температур}} =$$

$$= 1 - \frac{\text{Разность температур на выходе}}{\text{Полная разность температур}}.$$

Следовательно,

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t_L}{\Delta t_0}. \tag{4.25}$$

Таким образом, чтобы определить эффективность нагревания для теплообменной матрицы, можно воспользоваться графиком на рис. 4.6, *а*; следует только перевернуть ось координат и разметить ее в единицах эффективности, как это сделано на рис. 4.6, *б*.

Можно получить соотношение для эффективности нагревания в явном виде в функции длины поверхности теплообмена и расхода теплоносителя, если решить уравнения (4.25) и (4.24) относительно $(\Delta t_L/\Delta t_0)$ и результаты приравнять:

$$\ln(1-\eta) = -K_1 \frac{L}{W_1^{0,2}}. \tag{4.26}$$

Решая уравнение (4.26) относительно η, получаем

$$\eta = 1 - e^{-K_1 \frac{L}{W^{0,2}}}. \tag{4.27}$$

Отсюда следует, что для данного значения η длина канала пропорциональна $W^{0,2}$. Это соотношение можно использовать (рис. 4.7) для представления эффективности теплообмена в виде функции длины теплообменной матрицы и расхода теплоносителя. Таким образом, имея несколько надежных экспериментальных точек для данной теплообменной матрицы, можно построить

график эффективности теплообмена для данной геометрии теплообменной матрицы в широком диапазоне длин канала при нескольких значениях расхода теплоносителя.

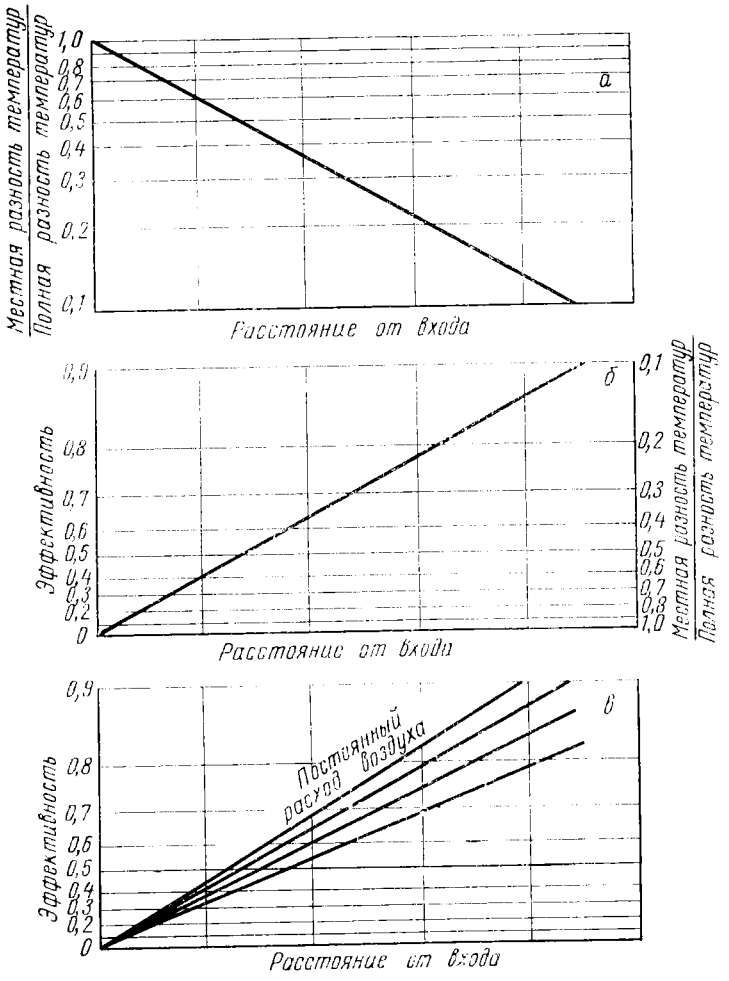


Рис. 4.6. **Последовательность** построения графика характеристик конденсаторов с воздушным охлаждением.

Пример 4.1. В холодильнике газовой турбины с замкнутым циклом по трубам течет холодная вода, а горячий газ из регенератора обтекает эти трубы в осевом направлении. Расход воды достаточно велик, чтобы можно было считать температуру стенок металлической трубы постоянной и равной температуре воды по всей длине трубы.

1. Какова эффективность охлаждения, если падение температуры горячего газа, протекающего по холодильнику, равно 50 °С, а разность температур газа на выходе из холодильника и стенки трубы равна 14,4° С?

2. Каким должен быть расход газа, чтобы эффективность возросла до 0,85?

Решение. Эффективность определяется по формуле

$$\eta = \frac{\text{Падение температуры жидкости}}{\text{Полная разность температур}} = \frac{\delta t}{\delta t + \delta t_L} = \frac{58}{58 + 14{,}5} = 0{,}80.$$

2. Из уравнения (4.26) получаем соотношение между расходом газа и эффективностью охлаждения в виде $\ln(1-\eta) = -(K_1 L/W^{0{,}2})$. Обозначим расход газа при эффективности охлаждения 85% через W'.

Тогда можно записать

$$\left(\frac{W'}{W}\right)^{0,2} = \frac{\ln(1-0,80)}{\ln(1-0,85)} = 0,849;$$

$$\frac{W'}{W} = (0,849)^5 = 0,44.$$

Таким образом, для увеличения эффективности от 0,80 до 0,85 необходимо уменьшить расход газа до 44 % его начального значения. [Заметим, что такой же результат можно получить с помощью рис. 4.7, определив сначала L/D для величины удельного массового расхода 488 *кг/(м²·сек)* и эффективности, равной 0,8, а затем по найденной величине L/D и эффективности 0,85 определить новый массовый расход.]

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С НЕРАВНОМЕРНЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Многие газо-жидкостные противоточные и перекрестноточные теплообменники характеризуются почти равномерным распределением температуры поверхности теплообмена, поскольку их проектируют, предусматривая небольшое изменение температуры жидкости по сравнению с приростом температуры газа и разностью температур на входе, а коэффициент теплоотдачи жидкости намного больше коэффициента теплоотдачи газа (например, в радиаторах автомобилей), так что условие постоянной температуры поверхности является хорошим приближением.

То же самое можно сказать относительно некоторых ядерных реакторов с газовым охлаждением (см., например, рис. 4.1, *з*), в которых изменение температуры поверхности вдоль последних критических двух третей обогреваемой длины достигает только примерно ±15 % средней разности температур. Такого рода приближения очень нужны, поскольку они существенно упрощают задачу оценки характеристик, делая возможным быстрое построение графиков достижимых характеристик данной теплообменной матрицы.

На рис. 4.8 показана степень соответствия условий неравномерного распределения температуры поверхности теплообмена группы противоточных теплообменников случаю равномерного распределения температуры для некоторого интервала значений отношения падения температуры горячего теплоносителя к разности температур двух теплоносителей на входе $\Delta t_{вх}$. Верхняя прямая линия соответствует нулевому падению температуры горячего теплоносителя, как это следует из предыдущего анализа. Остальные линии не прямолинейны. Для них построены прямые пунктирные линии, чтобы показать, что кривизна мала и что прямые линии могут служить хорошей аппроксимацией действительных кривых, особенно если падение температуры горячего теплоносителя мало по сравнению с разностью температур на входе.

Иногда падение температуры горячего теплоносителя можно выразить в виде некоторой доли прироста температуры холодного теплоносителя, как, например, в случае постоянного отношения массовых расходов двух теплоносителей. Согласно рис. 4.9, при таком условии кривизна линий, характеризующих эффективность, быстро увеличивается с повышением не только эффективности, но и отношения падения температуры горячего теплоносителя к приросту температуры холодного теплоносителя $\delta t_2/\delta t_1$. Поэтому использование диаграммы характеристик подобного типа ограничено интервалом значений $\delta t_2/\delta t_1$ от 0 до ~30 %, если для интерполяции или экстраполяции по нескольким экспериментальным точкам используется линейная аппроксимация.

Метод, иллюстрируемый на рис. 4.8, можно иногда использовать применительно к одноходовым перекрестноточным теплообменникам. Для исследования такой возможности построен график, представленный на рис. 4.10. Заметим, что и на этот раз прямые линии являются достаточно хорошей аппроксимацией кривых, представляющих действительные характеристики теплообменников, в интервале значений $\delta t_2/\delta t_1$ от 0 до 30 %.

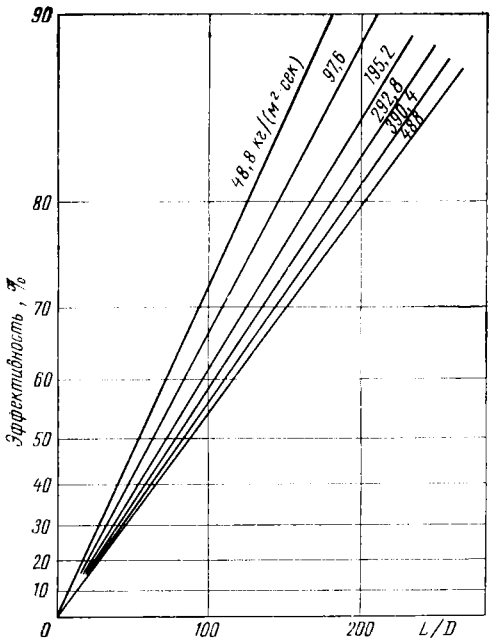


Рис. 4.7. Характеристики конденсаторов с воздушным охлаждением для различных расходов воздуха.

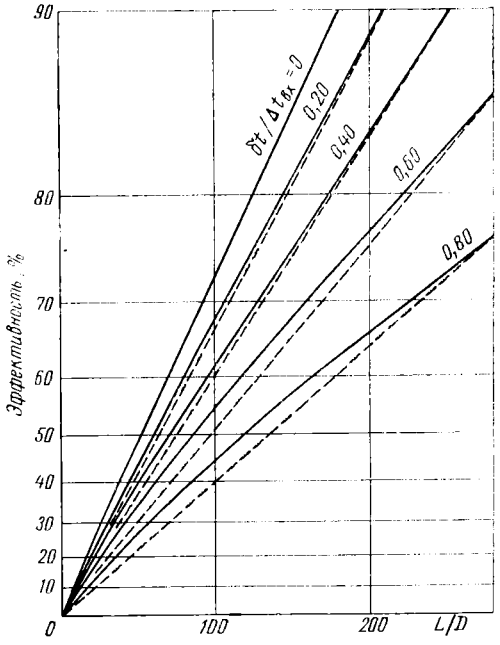


Рис. 4.8. Кривые эффективности противоточных теплообменников для разных отношений падения температуры горячего теплоносителя к разности температур на входе (прямые пунктирные линии построены для оценки кривизны кривых).

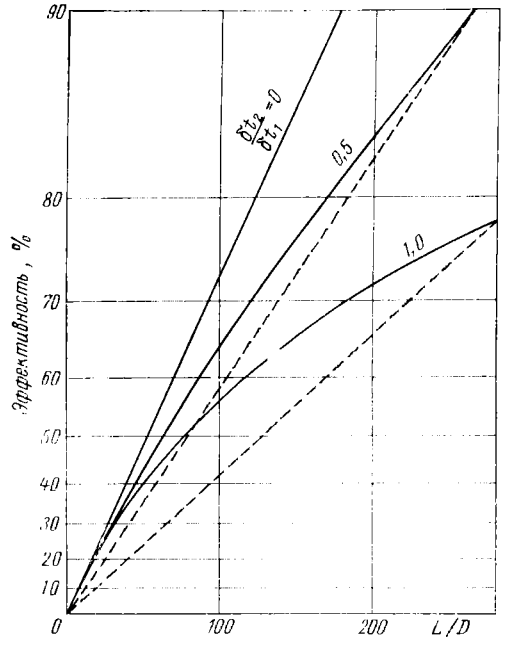


Рис. 4.9. Кривые эффективности противоточных теплообменников для разных отношений падения температуры горячего теплоносителя к приросту температуры холодного (прямые пунктирные линии построены для оценки кривизны кривых).

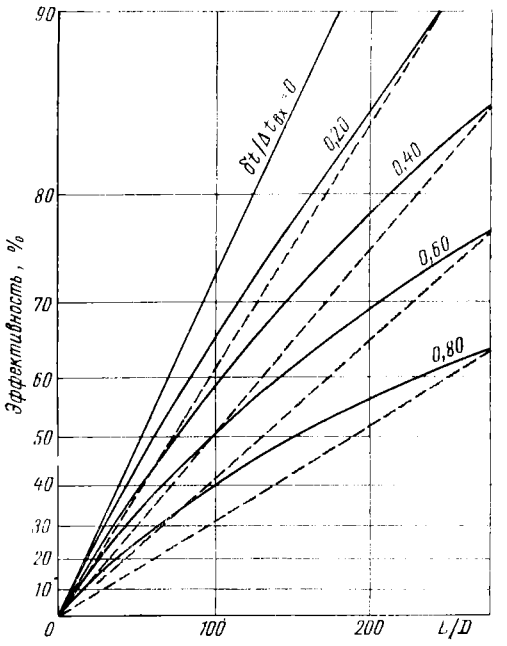


Рис. 4.10. Кривые эффективности одноходовых перекрестноточных теплообменников для разных отношений падения температуры горячего теплоносителя к разности температур на входе (пунктирные линии построены для оценки кривизны кривых).

Характеристики потерь давления могут быть представлены в виде отдельных графиков, как на рис. 3.13. Их можно также наложить на график, аналогичный приведенному на рис. 4.8, чтобы получить совмещенный график, подобный представленному на рис. 11.10. Эти графики помогают определить влияние основных параметров и оказываются чрезвычайно полезными при проектировании теплообменных матриц, предназначенных для работы в таких условиях, когда трудно найти компромиссные соотношения между потерями давления, эффективностью и размерами поверхности теплообмена.

Влияние больших скоростей газа. Эта проблема слишком специфична, чтобы ее подробно исследовать в настоящей книге. Упомянем только, что иногда (для передвижных энергетических установок) имеет смысл рассмотреть проектные условия, при которых скорости газа настолько велики, что влияние сжимаемости начинает играть важную роль. В подобных условиях анализ теплообмена усложняется в связи с уменьшением статической температуры газа в тех областях, где его скорости велики. В работе [5] предлагается удачный метод решения задач такого рода с помощью относительно простых графиков.

ЛИТЕРАТУРА

1. London A. L., Kays W. M. The Gas Turbine Regenerator the Use of Compact Heat Transfer Surfaces. Trans. ASME, **72**, 611 (1950).
2. Bowman R. A., Mueller A. C., Nagle W. M. Mean Temperature Difference in Design. Trans. ASME, **62**, 283 (1940).
3. Gardner K. A. Variable Heat Transfer Rate Correction in Multipass Exchangers, Shell-Side Film Controlling. Trans. ASME, **67**, 31 (1945).
4. Stevens R. A. et al. Mean Temperature Difference in One, Two and Three-Pass Crossflow Heat Exchangers, Trans. ASME, **79**, 287 (1957).
5. Thompson A. S. Flow of Heated Gases. Trans. ASME, **72**, 91 (1950).

Глава 5

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ И УСТОЙЧИВОСТЬ ТЕЧЕНИЯ

Кипение — весьма сложный процесс: он значительно сложнее, чем это обычно представляют. Действительно, явления, из которых состоит процесс кипения, настолько сложны, что многие их аспекты еще как следует не поняты. Несмотря на отсутствие необходимой информации, ввиду важности процесса кипения и связанных с ним задач в этой главе сделана попытка обобщить состояние этой проблемы и дать возможно более хорошую основу для инженерных расчетов и исследовательской работы.

КИПЕНИЕ В БОЛЬШОМ ОБЪЕМЕ

Простейшим видом кипения является такой, при котором поверхность нагрева погружена в открытый объем жидкости. При кипении пленка жидкости, непосредственно прилегающая к горячей поверхности, нагрета до температуры, слегка превышающей температуру ее кипения. Зародившийся пузырек быстро растет по мере выделения пара из перегретого слоя жидкости, окружающей пузырь. Когда пузырек достигает критического размера *, он отрывается от поверхности и движется через основную массу жидкости. При некоторых условиях температура основной массы жидкости может быть значительно ниже температуры поверхности нагрева, и тогда тепло, затраченное на испарение жидкости при образовании пузырька, поглощается и пузырек разрушается; но тем не менее при кипении коэффициент теплоотдачи очень высок.

ТЕПЛОВОЙ ПОТОК И ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ

Чем выше тепловой поток от поверхности нагрева к жидкости, чем больше температура поверхности нагрева превышает точку кипения жидкости, тем больше перегрев в пограничном слое и тем больше скорость роста пузырей. Выполнено множество измерений этой разности температур на многих типах поверхностей в различных жидкостях при различных условиях. Характерные результаты серии испытаний для кипения вблизи нагреваемой проволоки, помещенной в открытый объем жидкости, показаны на рис. 5.1 [1]. Тепловые потоки в пределах 300 000 БТЕ/(*фут*^{2}·*ч*) [813 000 *ккал*/(*м*^{2}·*ч*)] обычно достигались при небольших разностях температур при кипении воды в большом объеме. Часто, стремясь получить еще больший тепловой поток, поверхность нагревают до слишком высокой температуры. Тогда скорость образования пузырей становится настолько высокой, что возникает состояние, при котором над поверхностью образуется паровая пленка, отделяющая поверхность от жидкости. Теперь тепло передается либо путем теплопроводности и излучения через паровую пленку, либо в результате прерывистых контактов жидкости

* Обычно критическим размером пузыря называют такой радиус (диаметр) пузыря, при котором пузырь устойчив и удовлетворяет условиям термодинамического равновесия. Размер пузыря, при котором происходит отрыв, называется отрывным размером. — *Прим. перев.*

с поверхностью, так как неустойчивость движения жидкости вызывает волны на свободной поверхности, которые проникают через паровую пленку. В таких условиях местный коэффициент теплоотдачи меняется в широких пределах и на поверхности нагрева могут возникнуть большие температурные напряжения или вибрация.

Чтобы избежать подобной неустойчивости, при проектировании котельных установок стараются исключить возможность работы в этом режиме: другими словами, величины тепловых потоков выбираются в пределах, лежащих слева от максимума кривой на рис. 5.1.

Пузырчатое кипение, кипение в переходном режиме. Устойчивое кипение, при котором регулирующие действия пузырей способствуют быстрому увеличению тепловых потоков с повышением разностей температуры, называют

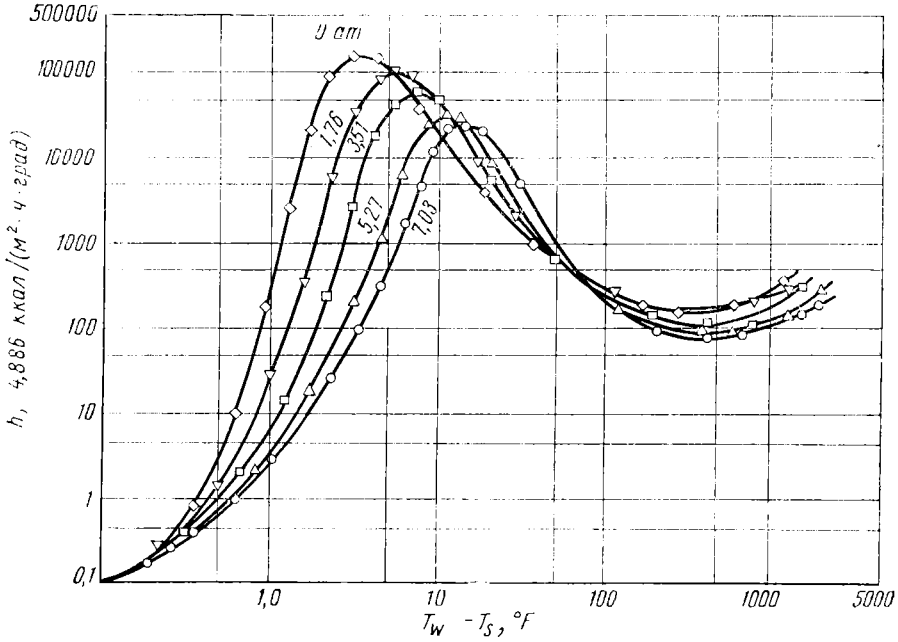


Рис. 5.1. Зависимость коэффициента теплоотдачи от перепада температуры в пленке для воды, кипящей у поверхности никелевой проволоки, при разных давлениях [1].

пузырчатым кипением. Если неустойчивая пленка пара частично покрывает поверхность и тепловой поток уменьшается с увеличением температуры поверхности, такой режим называется неустойчивым кипением или кипением в *переходном режиме*. Если паровая пленка изолирует поверхность нагрева от жидкости так, что тепловой поток низок, хотя температура поверхности намного выше точки кипения жидкости, соответствующий режим называют *пленочным* кипением.

Кризис теплоотдачи при кипении (пережог). При пленочном режиме кипения иногда температура поверхности нагрева может подняться до чрезмерно высокого значения. Если тепловой поток по существу не зависит от температуры (как это имеет место у поверхностей, которым тепло передается в результате теплового излучения в топке или в результате ядерного деления в топливных элементах ядерного реактора), температура поверхности при неблагоприятных условиях циркуляции жидкости может подняться выше точки плавления, когда тепловой поток слишком велик. Тепловой поток, характеризуемый максимумом на кривой рис. 5.1, называют критическим тепловым потоком.

Взаимосвязь между режимами кипения в большом объеме. Температурная зависимость коэффициента теплоотдачи при различных режимах кипения

показана на рис. 5.2. Этот график аналогичен графику на рис. 5.1. Правда, значения коэффициента теплоотдачи взяты для несколько других условий; при этом форма кривой видоизменяется таким образом, что правый ее конец понижается. На рисунке показан характер изменения механизма теплоотдачи с увеличением плотности теплового потока для типичной системы. При низких плотностях тепловых потоков в жидкости не содержится паровых пузырей; потоки, создаваемые тепловой конвекцией, обеспечивают достаточную циркуляцию для отвода тепла путем испарения со свободной поверхности. При несколько более высоких тепловых потоках пузыри хотя и начинают образовываться на нагретой металлической стенке, силы поверхностного натяжения сжимают и разрушают их, когда они движутся вверх через массу жидкости, имеющей меньший перегрев, чем жидкость, непосредственно прилегающая

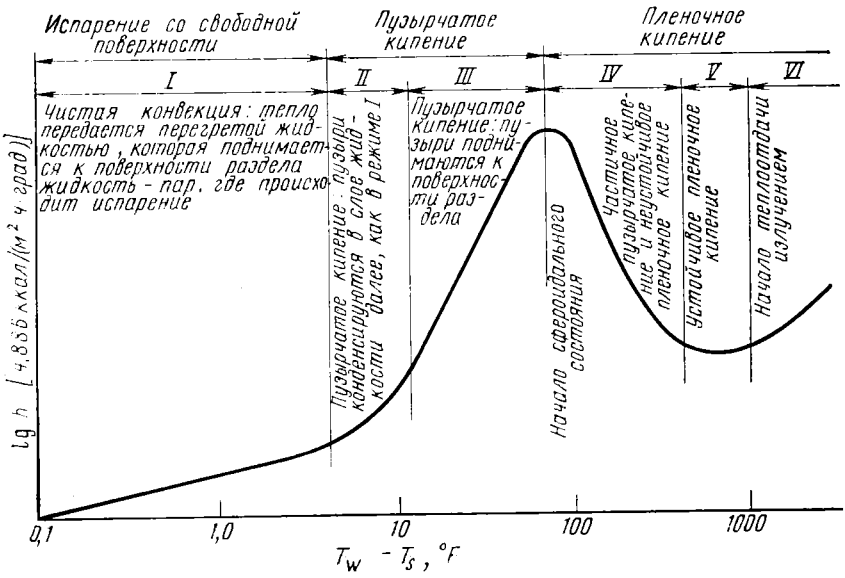


Рис. 5.2. Диаграмма, иллюстрирующая главные режимы кипения в большом объеме и их относительное расположение на кривой зависимости коэффициента теплоотдачи от перепада температуры в пленке.

к горячей поверхности нагрева. При еще больших плотностях теплового потока пузыри преодолевают весь путь до свободной поверхности, обеспечивая непрерывное кипение в большом объеме. Если происходит дальнейшее повышение температуры металлической поверхности нагрева, тепловой поток внезапно снижается, так как поверхность нагрева все больше отделяется от жидкости слоем пара и перестает смачиваться жидкостью. Это неустойчивое состояние характеризует область кипения в переходном режиме между пузырчатым и пленочным кипением. Тепловой поток снижается до минимума с дальнейшим увеличением температуры поверхности нагрева до тех пор, пока не исчезнет последний смачиваемый участок, а затем повышается вновь, так как в усилении процесса передачи тепла начинает играть существенную роль тепловое излучение через паровую пленку, покрывающую поверхность.

По мере возрастания тепловой нагрузки агрегата с рециркуляцией жидкости условия работы обычно меняются от режима I до режима II в процессе начального нагрева, а затем до режима III при дальнейшем увеличении подвода тепла. Рециркуляционные установки обычно проектируются таким образом, чтобы они никогда не работали при рабочих условиях правее режима III, но в прямоточных котлах могут иметь место условия, аналогичные режиму IV.

Поведение жидкости начинает отличаться от кипения в большом объеме по мере увеличения скорости ее движения и возрастания паросодержания по сравнению с низкими значениями, свойственными кипению в большом объеме. Один из лучших способов визуального наблюдения этих явлений — исследование характера течения в одиночной длинной трубе, в которой недогретая жидкость последовательно нагревается, кипит и перегревается по мере движения от одного конца трубы к другому. Ниже обсуждаются характеристики течения в каждом из этих режимов.

Кипение с недогревом. По мере движения жидкости по первой части обогреваемой трубы ее температура повышается; затем жидкость достигает участка, на котором температура стенки заметно превышает точку кипения, хотя сама жидкость еще не нагрета до точки кипения. В этой области на нагретой поверхности начинают появляться пузыри; они растут, смываются и затем, отдав свое тепло окружающей жидкости, сжимаются и исчезают. Если пограничный слой толст, пузыри после отделения от стенки растут, проходя через слой перегретой жидкости в пограничном слое, а затем, попадая в поток более холодной жидкости, сжимаются и исчезают. На рис. 5.3, *а* приведена фотография такого режима. Фотографии на рис. 5.3 представляют собой кадры киносъемки при скорости около 7000 кадров в секунду потока кипящего фреона в трубе из пирекса. Нагрев теплоносителя осуществлялся потоком нагретого до высокой температуры воздуха, продуваемого через кольцевой канал, образованный концентрически расположенной по отношению к трубе из пирекса кварцевой трубой. Изучение кадров высокоскоростной киносъемки такого рода позволяет установить, что обычно пузыри зарождаются, отрываются от поверхности, разрушаются и исчезают очень быстро — весь цикл длится всего около 0,001 *сек*.

Кипение при очень низких весовых паросодержаниях. Когда температура ядра потока достигает точки кипения, содержание пузырей в единице объема значительно увеличивается, так как пузыри больше не исчезают в результате рассеяния тепла в окружающую жидкость. Вместо этого происходит слияние расположенных поблизости пузырей в большие пузыри, которые заполняют почти всю трубу и движутся вдоль трубы через кольцевой канал жидкости между областями насыщенной пузырьками жидкости. На рис. 5.3, *б* и *в* показан такой режим течения. Следует обратить внимание на крупные пузыри на рис. 5.3, *в*, которые движутся вдоль трубы между языками жидкости. Интересен тот факт, что хотя объемное паросодержание паро-жидкостной смеси на рис. 5.3, *б* и *в* составляют около 15%, весовое паросодержание составляет только около 0,1%.

Кипение при средних весовых паросодержаниях. По мере повышения объемного паросодержания в потоке до 50—80% (в зависимости от рабочих условий) характер потока заметно меняется и — если жидкость смачивает стенку повсеместно — начинает преобладать кольцевой режим течения, при котором пар сплошным потоком движется вдоль оси трубы, в то время как жидкость в виде кольцевой пленки движется вдоль стенки. Такой режим показан на рис. 5.3, *г*. Поверхность раздела жидкость — пар расположена как раз посредине кадра. Видно, что пузыри в пленке жидкости в направлении нижнего края кадра придают жидкости ноздреватый вид и что относительно гладкая поверхность пленки жидкости в верхней части кадра содержит появившиеся два пузыря пара.

Пузырь возле центра кадра вызвал серию концентрических волн, распространяющихся до свободной поверхности. Справа можно видеть подобные же волны от пузыря, который сам находится за полем кадра.

Осевая скорость кольцевой пленки жидкости намного ниже осевой скорости пара; так, средняя скорость жидкости составляет 3—15% скорости пара. И скорость пара, и скорость жидкости возрастают по мере дальнейшего испарения жидкости при движении ее по трубе, а пленка жидкости, движущаяся

по стенке трубы, становится все тоньше. На рис. 5.3, *г* показано течение в области, где весовое паросодержание составляет около 5%. В этой области объемный расход пара в 5—10 раз больше объемного расхода жидкости. На рис. 5.3, *е* показана аналогичная картина для области, где весовое паросодержание доходит до 30% (при котором объемный расход пара превышает

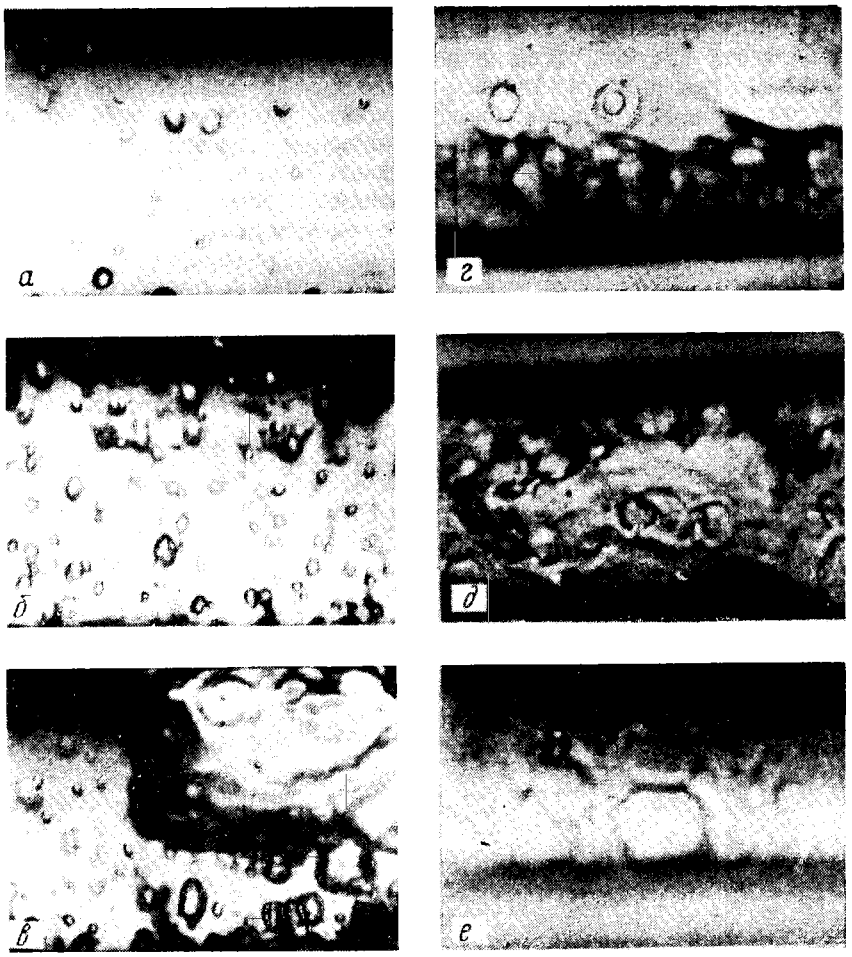


Рис. 5.3. Фотографии, на которых показаны различные режимы двухфазного течения в трубе прямоточного котла, работающего на фреоне [2]:

а — пузырьковое течение недогретой жидкости; *б* — пузырьковое течение насыщенной жидкости; *в* — толчкообразное течение при местном весовом паросодержании 0,1%; *г* — кольцевое течение при местном весовом паросодержании 1%; *д* — кольцевое течение при местном весовом паросодержании 5%; *е* — кольцевое течение при местном весовом паросодержании 30%.

объемный расход жидкости примерно в 50 раз). При некотором соотношении между величиной динамического напора, числом Рейнольдса потока пара, числом Рейнольдса и числом Фруда (или Вебера) жидкости на поверхности кольцевой пленки жидкости возникают волны, от их вершин отрываются капли и, попадая в поток пара, уносятся им [3]. Это явление становится все более заметным по мере роста скоростей пара и жидкости с увеличением весового паросодержания.

Кипение при высоких паросодержаниях. Пленка жидкости по мере движения потока по трубе до области с паросодержанием 50—90% становится все тоньше. Затем в зависимости от свойств поверхности, давления, расхода, поверхностного натяжения и смачиваемости поверхности режим течения резко

меняется; на поверхности трубы появляются сухие пятна. Количество этих пятен и их размеры увеличиваются до тех пор, пока ручейки между ними не высохнут (см. рис. 5.3, *е*) и вся оставшаяся жидкость фактически не окажется в виде мелких капель, взвешенных в паре. Такой режим течения обычно называют течением в виде тумана, хотя размеры капель достаточно велики и равны 0,25—2,5 *мм* *.

Вследствие турбулентного характера течения пара и волнового характера течения пленки жидкости этот переход от дисперсно-кольцевого режима к эмульсионному с сухой стенкой происходит неравномерно, с колебаниями в ту и другую сторону на некотором участке трубы.

Капельки тумана в потоке пара образуются частично в переходной области между снарядным и кольцевым режимами течения и частично из капель, срываемых с вершин волн в области кольцевого течения. На размеры и количество капель тумана существенное влияние оказывает поверхностное натяжение.

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ НА МЕХАНИЗМ ТЕПЛООТДАЧИ

Вероятно, наиболее важной стороной описанных изменений режимов течения является влияние, которое они оказывают на теплоотдачу. Там, где

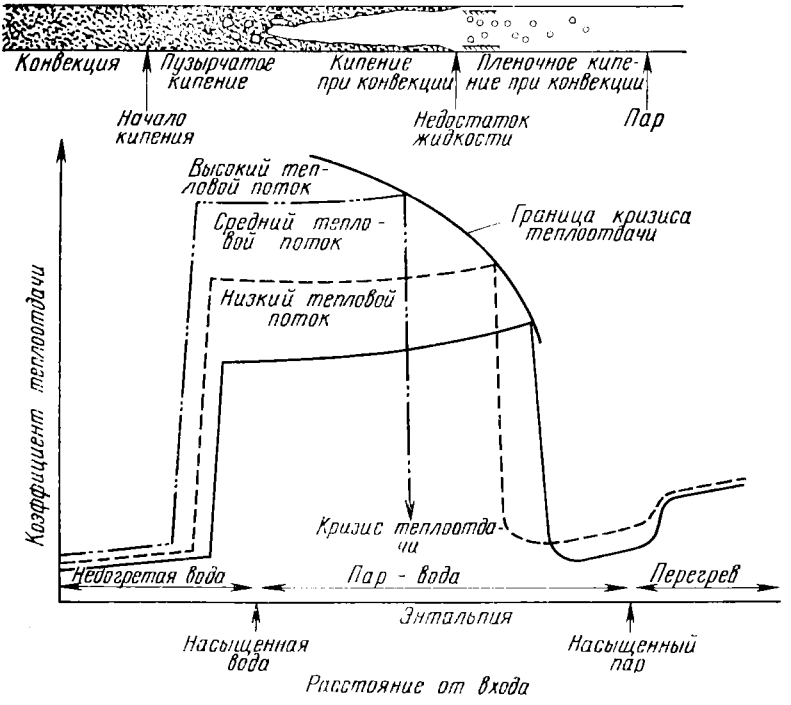


Рис. 5.4. Диаграмма, иллюстрирующая влияние теплового потока на коэффициент теплоотдачи в трубе прямоточного котла [4].

жидкость смачивает стенку, обычно имеет место пузырчатое кипение и температура стенки редко превышает температуру насыщенной жидкости больше, чем это установлено из экспериментов по исследованию теплоотдачи при кипении в большом объеме. В действительности при кольцевом режиме течения разность температур стенки и жидкости обычно меньше, чем при кипении в большом объеме, так как непосредственное испарение со свободной поверх-

* В английском оригинале приведены два эквивалентных названия этого режима: туман и морось, однако в нашей литературе принято называть оба эти режима одним термином *эмульсионный.— Прим. перев.*

ности жидкости способствует увеличению коэффициента теплоотдачи. Это влияние возрастает с увеличением паросодержания [4] по мере уменьшения толщины пленки (рис. 5.4). В любом случае, когда жидкость смачивает стенки канала, коэффициент теплоотдачи высок независимо от скорости жидкости и от того, какой режим течения (пузырьковый, снарядный, кольцевой) преобладает.

В области течения, где стенка канала сухая, механизм теплоотдачи резко меняется. Обычно коэффициент теплоотдачи от стенки к пару относительно низок, за исключением случаев при больших массовых скоростях теплоносителя, получаемых при высоких давлениях (например, пар при] 140 *атм*). При более низких давлениях количество передаваемого тепла связано с испарением капель жидкости, соударяющихся со стенкой. Таким образом, при низких давлениях главным фактором, от которого зависит коэффициент теплоотдачи, является не диффузия через пограничный слой, а скорость, с которой капли жидкости поступают из ядра потока к стенке. Работа с испарителями фреона показала, что витая резиновая вставка, например аналогичная показанной на рис. 5.5, или другие турбулизирующие устройства могут способствовать отбрасыванию капель к стенке и осушению тумана. Такой процесс, конечно, увеличивает коэффициент теплоотдачи, продлевая существование режима пузырчатого кипения до более высоких паросодержаний.

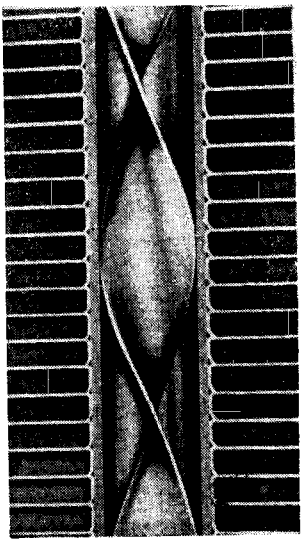


Рис. 5.5. Витая резиновая вставка, установленная в оребренной трубе фреонового испарителя системы кондиционирования воздуха.

ПЕРЕГРЕВ ЖИДКОСТИ И ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОВ ПАРООБРАЗОВАНИЯ

Представление о том, что точка кипения воды при нормальном атмосферном давлении есть фиксированная известная величина,— одна из незыблемых технических истин. Однако многие знают, что если очень чистая вода помещена в тщательно вымытый стеклянный сосуд, то ее можно довести до температуры, на 28° С превышающей нормальную точку кипения, и признаков кипения не появится. Такое состояние, однако, неустойчиво, и если кипение начнется, то оно протекает настолько бурно, что похоже на взрыв. Это явление перегрева жидкости выше точки кипения относили обычно к разряду лабораторных курьезов. Однако в последние годы было установлено, что «взрывное» кипение может происходить и в технологическом оборудовании, и в тех случаях, когда принимаются специальные меры для поддержания высокой чистоты жидкости и когда поверхности нагрева гладки. Поскольку эта проблема не получила еще достаточного освещения, а явление позволяет глубже понять механизм передачи тепла при кипении, то оно заслуживает более детального описания.

Образование пузырей. Наблюдения за процессом кипения при различных условиях показывают, что пузыри неизменно зарождаются в центрах парообразования, обычно в микроуглублениях поверхности нагрева [4]. Пузыри растут, отрываются, уносятся потоком, а другие пузыри зарождаются на тех же самых центрах парообразования. Цепочку пузырей, уносимых потоком вправо от такого центра парообразования, можно видеть в правом нижнем углу рис. 5.3, *а*. Остальные пузыри, видимые на этом кадре, образовались вверх по потоку, т. е. за левым обрезом кадра. В случае тщательно отполированных поверхностей, на которых отсутствуют центры парообразования, нет таких благоприятных условий для образования пузырей, и поэтому может произойти существенный перегрев жидкости, если она не содержит примесей

(т. е. если в ней отсутствуют центры парообразования в форме взвешенных частиц или пузырей газа). Изучение микроскопической картины показало, что центры парообразования обычно представляют собой царапины или микроуглубления такой формы, при которой отрыв пузыря не влечет за собой унос всего образовавшегося в центре парообразования пара, даже если поверхность очень хорошо смачивается пленкой жидкости. Скорее всего, геометрия центра парообразования такова, что надвигающаяся на пузырь пленка жидкости останавливается у острой кромки под воздействием сил поверхностного натяжения и на этом участке в углублении остается небольшое количество пара или

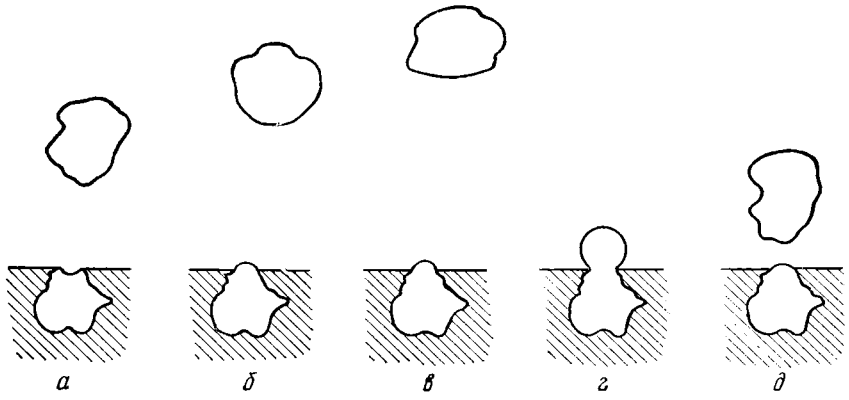


Рис. 5.6. Сечение через середину центра парообразования, показывающее основные фазы образования, роста и отрыва парового пузыря.

неконденсирующегося газа. Наиболее эффективно действующими центрами парообразования являются не полусферические или конические вмятины в поверхности, а углубления, имеющие диаметр отверстия, меньший диаметра полости, находящийся ниже поверхности [5]. В справедливости этого положения можно наглядно убедиться, изучая рис. 5.6, на котором последовательно показан цикл роста и отрыва пузыря.

Влияние физических свойств на размер пузыря. Самой критической стадией в росте пузыря является стадия, изображенная на рис. 5.6, *б*, когда радиус свободной поверхности наименьший, а давление внутри пузыря наибольшее. Математически это можно показать с помощью соотношения между поверхностным натяжением жидкости, радиусом пузыря и разностью давлений внутри пузыря и в окружающей жидкости. Принимая поверхность пузыря за сферическую оболочку, испытывающую действие растягивающих сил, можно записать

$$P_v - P_l = \frac{2\sigma}{R}, \qquad (5.1)$$

где P_v — давление пара внутри пузыря; P_l — давление окружающей жидкости; σ — поверхностное натяжение; R — радиус пузыря.

Таким образом, чем меньше радиус пузыря, тем выше должно быть давление внутри пузыря, чтобы стал возможен его дальнейший рост от минимального или критического радиуса (что соответствует условиям на рис. 5.6, *б*) и чтобы мог эффективно действовать центр парообразования. Аналогично этому на основании данных рис. 5.1 можно заключить, что чем выше тепловой поток (т. е. чем выше разность между температурой поверхности и точкой кипения жидкости и, следовательно, чем выше давление, которое может быть создано внутри пузыря), тем меньше может быть размер эффективно действующего центра. Было показано, что, отправляясь от уравнения (5.1), можно, пользуясь основными термодинамическими соотношениями, вывести соотношение между величиной перегрева жидкости у стенки, которая равна температуре стенки T_w минус температура насыщения (при данном давлении) T_s,

и основными параметрами [6]. Одним из видов такого соотношения, справедливым для всех типов жидкости, является

$$T_w - T_s = \frac{2\sigma T_s (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v \rho_l \Delta H_v R_i} \qquad (5.2)$$

где ρ_v — плотность пара; ρ_l — плотность жидкости; ΔH_v — теплота парообразования; R_i — минимальный или нормальный радиус пузыря; T_s — температура насыщения жидкости при давлении в жидкости, °R; T_w — температура стенки, °R (1° R = 0,555° K).

Из сказанного можно сделать вывод, что чем выше температура и ниже давление кипения жидкости, тем при большем перегреве можно ожидать начала отделения пузырей и, следовательно, тем выше температура, при которой перегрев жидкости и взрывное кипение могут вызвать осложнения. В табл. 5.1 приведены данные для различных жидкостей в целях количественной иллюстрации этого влияния. Следует заметить, что с возрастанием давления ожидаемая величина перегрева падает очень быстро; следовательно, проблема образования пузырей становится менее важной.

Таблица 5.1

Величина перегрева, необходимая для пузырчатого кипения при атмосферном давлении, вычисленная для некоторых теплоносителей в соответствии с соотношением (5.2)

[предполагается, что тепловой поток и центры парообразования порождают в каждом случае пузыри такого же начального диаметра, как и при кипении воды с перегревом 30° F (16,6° C)]

Жидкость	Нормальная точка кипения		Удельный объем пара, 0,062 *м³/кг*	Плотность жидкости, 16 *кг/м³*	Скрытая теплота парообразования, 0,556 *ккал/кг*	Теплопроводность, 1,488 *ккал/(м×ч·град)*	Поверхностное натяжение, 1,47 *кГ/м*	Перегрев, необходимый для характерного диаметра центра парообразования, 0,55° C
	°F	°C						
Вода	212	100	26,8	59,8	970	0,393	0,00403	30
Ртуть	675	357	4,0	795	126	7,1	0,027	360
Натрий	1618	881	60,6	46,4	1609	30,1	0,0077	260
Калий	1400	760	32,5	41,6	850	18,1	0,0043	125
Рубидий	1270	688	16,6	82,1	347	11,8	0,003	100
Цезий	1260	682	10,4	105	214	10,6	0,002	67
Фреон-11	112	44	1,45	89	75	0,052	0,0058	2,4
Бензол	176	80	5,6	54	169	0,08	0,0019	15
Этиловый спирт	173	78,5	9,7	49	367	0,096	0,0015	11

В табл. 5.1 приведены данные о физических свойствах для некоторых наиболее распространенных теплоносителей, в том числе и характерные для них величины перегрева. Из таблицы можно видеть, что особенно большой перегрев наблюдается при кипении щелочных металлов, главным образом на начальной стадии, когда давление очень низкое. Наибольшие трудности связаны с возникновением взрывного кипения при работе со щелочными металлами; во избежание коррозии их приходилось использовать в исключительно чистых системах и жидкости должны были иметь высокую степень чистоты. Величина перегрева щелочных металлов может превышать 278° C, и если это случается, возникает энергичное взрывное кипение.

Звук, сопровождающий кипение. Из опыта работы с водой в стеклянных системах известно, что перегрев жидкости достигает 16,6° C, а кипение имеет прерывистый характер в виде серии взрывов. Наблюдаются бурные колебания потока жидкости во всей системе, и начальное колебание сопровождается звуком, очень похожим на резкий удар молотка. Все это сопровождается серией «хлопков» меньшей амплитуды, подобных звуку, производимому при

падении одинаковых маленьких стальных шариков на стальную плиту. Амплитуда и частота свистящих звуков уменьшаются по мере того, как тепло перегрева жидкости расходуется на парообразование, и прекращаются на время «покоя», в течение которого жидкость перегревается для следующего «взрыва». Наблюдения показывают, что подобные хлопкам звуки связаны с разрушением паровых пузырей — явлением, представляющим разновидность взрыва. Первый громкий хлопок возникает, когда жидкость устремляется обратно в полость, оставшуюся пустой после прохождения первой волны, образовавшейся в результате бурного вскипания. Хлопающие звуки очень похожи по тону на звуки, сопровождающие кавитацию в насосах, и носят тот же самый характер. При нормальном, «гладком» кипении можно услышать такие же звуки, но их амплитуда невелика и хлопки следуют один за другим в быстрой последовательности.

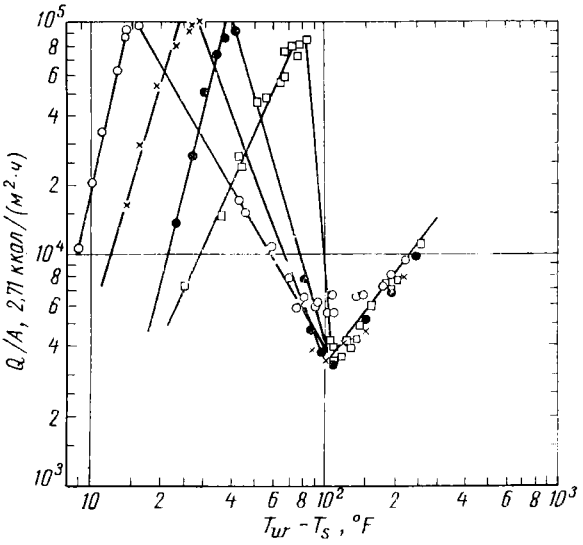


Рис. 5.7. Данные, иллюстрирующие влияние чистоты обработки поверхности на коэффициент теплоотдачи при кипении пентана на медной поверхности [7]:
● — наждак 320; × — наждак 60; ○ — притирка; □ — зеркальная полировка.

Поскольку выделение пузырей обычно имеет случайный характер, кипение, как правило, сопровождается шумом, не имеющим определенного тона. Однако в некоторых системах геометрия котла может быть такой, что возникают вынужденные колебания, и некоторые элементы котла, колеблясь в одной фазе с выделением пузырей, рождают звук определенного тона. Такой звук называется «песней» кипения.

Устройства, способствующие образованию пузырей. В тех случаях, когда взрывное кипение нежелательно, можно специально вводить в жидкость центры парообразования, чтобы облегчить зарождение пузырей. Если система должна поддерживаться в сверхчистом состоянии, взвешенные частицы в качестве центров парообразования применять нельзя. Идеальными центрами парообразования могут служить маленькие пузырьки неконденсирующегося газа, например воздуха, но и этот метод неприменим в тех случаях, когда могут возникать трудности, связанные с коррозией или поступлением неконденсирующегося газа в конденсатор. Иногда можно добавлять в основной поток жидкости незначительные количества компонента, имеющего более низкую точку кипения, чтобы ввести в него центры парообразования в виде маленьких пузырьков, которые могут затем расти за счет поступления пара основного компонента потока жидкости. Однако наиболее распространенный эффективно действующий прием заключается в использовании микровпадин и царапин на поверхности нагрева. Например, царапины вдоль кромок витых резиновых вставок в трубах могут служить отличными центрами парообразования.

Исследования показывают, что размер активных участков парообразования уменьшается с увеличением теплового потока [6], как это следует из уравнения (5.2). Поэтому следует обратить внимание на то, что обработка поверхности может иметь заметное влияние на характеристики теплообмена при кипении. На рис. 5.7 приведены серия кривых для некоторых характерных типов обработки поверхности и возможные количественные характеристики этого влияния [7]. Отметим, что максимальный, или критический, тепловой

поток не зависит от качества обработки поверхности. Как правило, центры парообразования должны иметь эффективный диаметр размерами от 0,002 до 0,02 *мм* и должны быть расположены в окрестности входа в область кипения, так чтобы пар мог выделяться со свободной поверхности, окружающей пузыри, по мере прохождения потоком мест расположения центров парообразования.

При дисперсно-кольцевом режиме течения кипение может осуществляться путем непосредственного испарения со свободной поверхности жидкости; при этом тепло будет передаваться теплопроводностью от твердой поверхности нагрева к жидкости и затем через пленку жидкости к свободной поверхности. Этот последний вид передачи тепла особенно эффективен в случае кипения металлов: теплопроводность металлов так высока, что падение температуры по сечению кольцевой пленки мало по сравнению с перегревом, необходимым для активации центров парообразования.

Из других методов, которые могут быть использованы для инициирования кипения, можно также отметить использование горячего участка, который специально перегрет до температуры, необходимой для начала образования пузырей. Однако такой метод имеет определенные недостатки, связанные с возникновением местной коррозии. Еще один метод состоит в применении дросселирующей диафрагмы вблизи входа в зону кипения. Жидкость может быть перегрета выше этой диафрагмы, так что в районе большого перепада давления при прохождении потоком острой кромки диафрагмы будет происходить быстрое выделение пузырей; таким образом, в насыщенной жидкости, поступающей в котел, уже будут содержаться пузыри. Трудности применения такого метода заключаются в том, что выделение паровых пузырей может начаться в перегретой жидкости на участке, расположенном выше диафрагмы по потоку, в результате чего могут возникнуть чрезвычайно сильные колебания потока в системе. Эти колебания являются результатом того, «что преждевременно» образовавшиеся паровые пузыри не могут непосредственно пройти через диафрагму, и, следовательно, большое увеличение объема жидкости, сопровождающее их образование, создает обратную волну жидкости в системе подачи жидкости. В результате этого возникают обычно более сильные колебания, чем были бы в отсутствие диафрагмы, и создаются условия, при которых может наступить кризис кипения.

Неустойчивость течения, связанная с перегревом жидкости и взрывным кипением, может быть периодической или очень неупорядоченной в зависимости от геометрических размеров системы и рабочих характеристик. Обычно бывает трудно установить характер неустойчивости, и исправить положение можно только путем применения специальных мер, обеспечивающих создание эффективных центров парообразования в системе.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛООТДАЧИ ДЛЯ ПУЗЫРЧАТОГО КИПЕНИЯ С ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

Поскольку коэффициент теплоотдачи зависит от множества факторов очень полезно для ориентировки знать его значения для некоторых типичных условий. В качестве отправной точки на рис. 5.8 показано влияние давления, теплового потока и скорости на входе на коэффициент теплоотдачи для течения воды в одноходовом пучке труб круглого сечения. Очевидно, что кривые на рис. 5.8 непосредственно неприменимы для других жидкостей или других условий. Важно найти соотношение данных, применимое для определения коэффициентов теплоотдачи в условиях пузырчатого кипения при вынужденной конвекции. Для получения исходных уравнений при выводе соотношения данных для различных жидкостей и различных рабочих условий было проведено аналитическое исследование факторов, оказывающих влияние на скорость, с которой паровые пузыри удаляются от поверхности нагрева в условиях пузырчатого кипения при вынужденной конвекции. Было получено несколько исходных уравнений. Из них авторы предпочитают уравнение Леви

[8], выведенное на основе уравнений скорости роста пузыря, разработанных Форстером и Зубером [6]. Это уравнение записывается следующим образом:

$$Q/A = \frac{K_1 C_1 \rho_l^2 (T_w - T_s)^3}{\sigma T_s (\rho_l - \rho_v) B_1}, \qquad (5.3)$$

где обозначения те же, что и в уравнении (5.2), за исключением постоянных K_1, C_1 и B_1. Постоянные K_1 и C_1 зависят от свойств жидкости и поверхности.

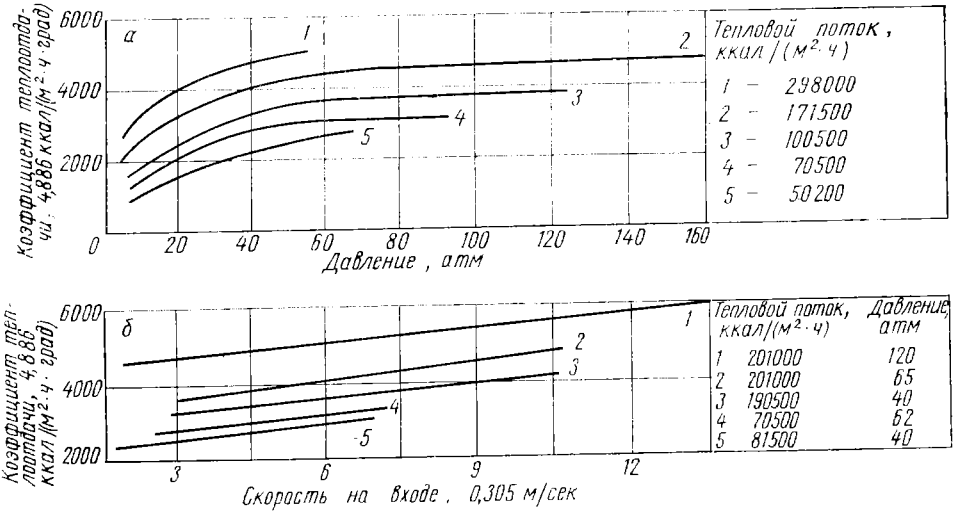


Рис. 5.8. Коэффициенты теплоотдачи при течении воды через трубы круглого сечения при низком весовом паросодержании в зависимости от давления (*а*) и скорости (*б*) на входе для серии тепловых потоков.

в то время как величина B_1 почти обратно пропорциональна $\rho_l \Delta H_v$. Поэтому уравнение (5.3) можно без ущерба для точности записать так

$$Q/A = \frac{K_1 C_1 \rho_l^3 \Delta H_v (T_w - T_s)^3}{\sigma T_s (\rho_l - \rho_v)}. \qquad (5.4)$$

Обращает на себя внимание подобие величин, входящих в уравнение (5.4) и (5.2).

Справедливость этого уравнения лучше всего проверяется результатами экспериментов. На рис. 5.9, *а* в виде графика приведена серия данных для группы жидкостей в обычных координатах Q/A и $(T_w - T_s)$ и те же данные, представленные в координатах, соответствующих уравнению (5.3). На рис. 5.9,*б* показана подобная серия кривых, полученных для кипения воды в широком диапазоне давлений. В обоих случаях интересно проследить, как уравнение (5.3) служит для обобщения данных с целью определения одной общей кривой. Таким образом, очевидно, что уравнение (5.3) или (5.4) может быть использовано для нахождения соотношения между тепловым потоком и величиной $T_w - T_s$ для чистых технических поверхностей, работающих в условиях хорошо развитого пузырчатого кипения, независимо от вида жидкости или рабочей температуры и давления.

КРИЗИС ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ

Коэффициент теплоотдачи при пузырчатом кипении очень высок и почти не зависит от массовой скорости и весового паросодержания. На практике трудности заключаются не столько в определении коэффициента теплоотдачи для пузырчатого кипения, сколько в нахождении ответа на вопрос, произойдет ли переход от пузырчатого кипения к пленочному при некоторых неблаго-

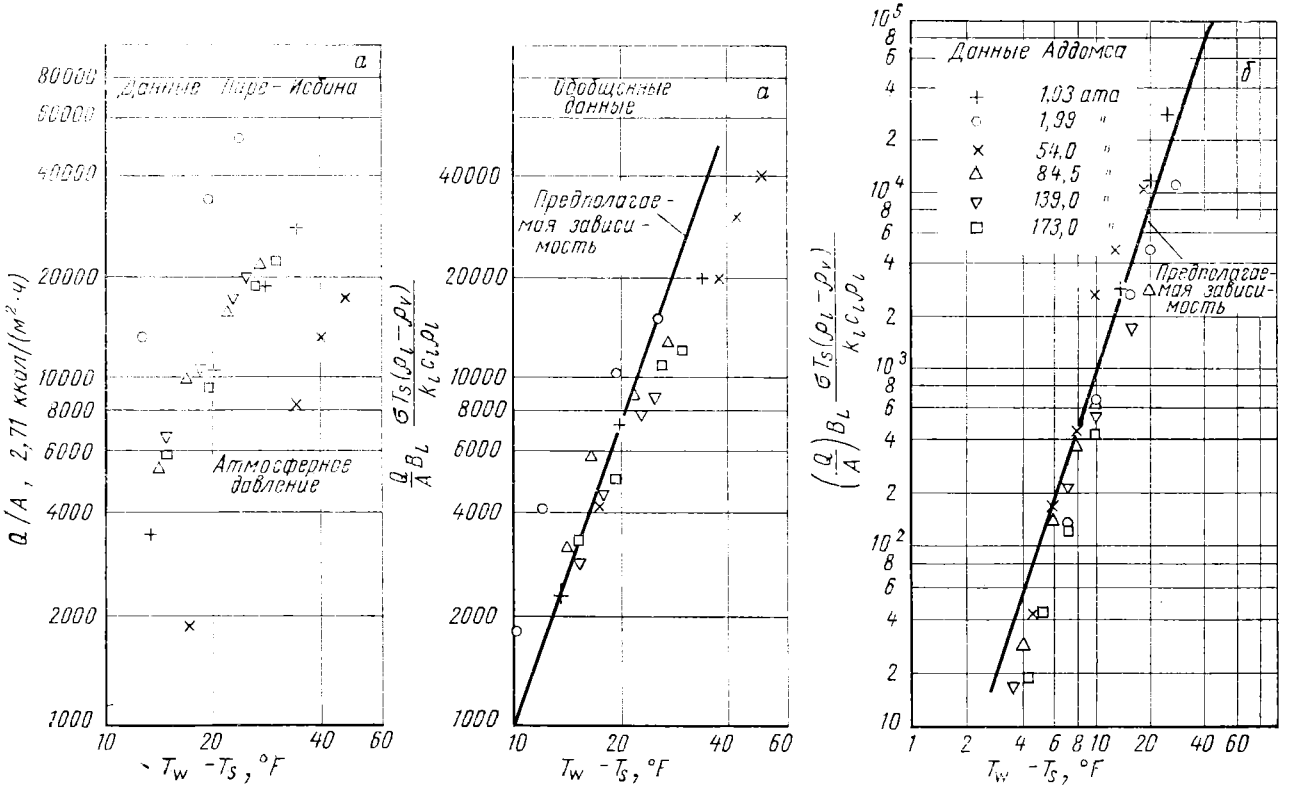


Рис. 5.9. Экспериментальные данные для кипения в большом объеме для различных видов жидкостей (*а*) и воды (*б*) в широком диапазоне давлений:

○ — вода; ▽ — *н*-бутил; × — четыреххлористый углерод; + — изопропиловый спирт; ▽ — 35% углекислого калия; □ — 50% углекислого калия.

приятных сочетаниях рабочих условий. Если такой переход произойдет, коэффициент теплоотдачи резко упадет, поскольку будет преобладать совершенно иной режим.

Переход от пузырчатого кипения к пленочному, по-видимому, в первую очередь зависит от теплового потока через поверхность нагрева и местного весового паросодержания; массовая скорость, давление и геометрия поверхности также имеют важное значение, но их влияние проявляется не так отчетливо. На рис. 5.10 приведены экспериментально полученные зависимости критического теплового потока от весового паросодержания, относящиеся к этому

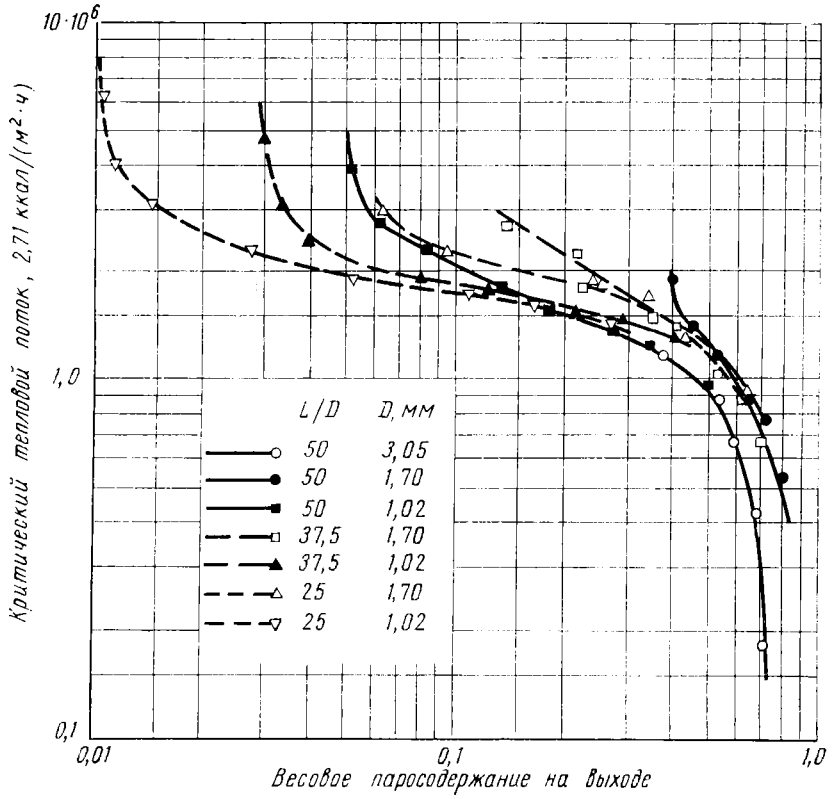


Рис. 5.10. Зависимость критического теплового потока от весового паросодержания на выходе для воды при давлении 1,02 *атм*, текущей по трубам круглого сечения, имеющим различные отношения длины к диаметру [9].

переходному режиму. Каждая кривая показывает зависимость для одной из серий отношений длины к диаметру при течении по обогреваемым электричеством трубам круглого сечения [9]. Подобные кривые показывают, что предельное критическое весовое паросодержание для высоких тепловых потоков падает с увеличением массовой скорости при постоянном давлении [10]. Несмотря на кажущуюся противоестественность этого явления, внимательное рассмотрение, позволяющее заметить, что трение жидкости, турбулентность и образование волн всемерно способствуют разрыву кольцевой пленки жидкости и образованию сухих пятен по мере увеличения массовой скорости, приводит к убеждению, что данные экспериментов согласуются с реальным поведением системы.

Влияние давления на предельное весовое паросодержание при некоторых характерных высоких тепловых потоках показано на рис. 5.11 для двух типичных геометрий: течение по трубам круглого сечения и течение вдоль оси пучка обогреваемых стержней [10]. При более сложной геометрии пучка стержней

происходит турбулизация парового потока, в результате чего наблюдается образование сухих пятен при значительно более низких паросодержаниях, чем при течении внутри простой трубы круглого сечения. В обоих случаях предельное критическое паросодержание увеличивается с давлением.

При сверхкритических давлениях плотность пара так велика, что коэффициент теплоотдачи к сухому пару очень высок особенно при температуре, близкой к критической. Экспериментальные данные, иллюстрирующие это явление, приведены на рис. 5.12.

Влияние смачиваемости поверхности. В случае плохой смачиваемости поверхности иногда возникают осложнения даже при кипении воды. В ртутных системах такая проблема существует постоянно. Влияние плохой смачиваемости обычно сказывается слабо при кипении в большом объеме или пузырьковом течении, но оно резко уменьшает критический тепловой поток в условиях кольцевого течения. Сухие пятна и пережог наблюдались на стенках пучка стержней при тепловых потоках, меньших 42 000 *ккал/(м²·ч)*, при течении воды при атмосферном давлении и весовом паросодержании около 5%. На рис. 5.13 показаны кадры высокоскоростной киносъемки, произведенной при существовании таких условий; на них видны сухие

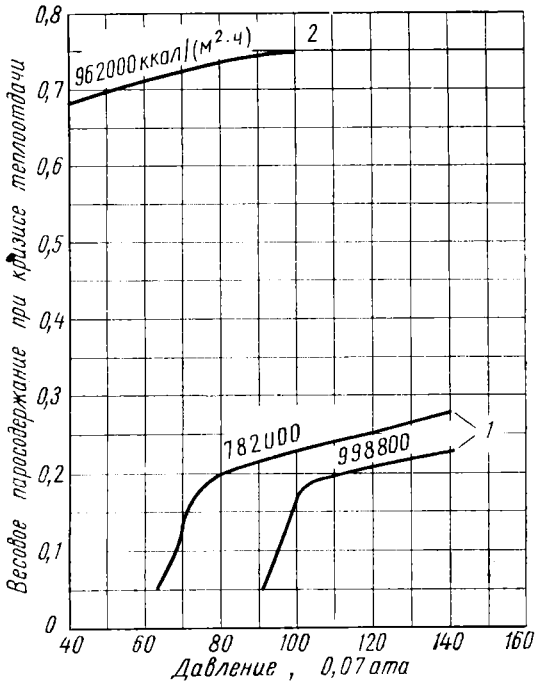


Рис. 5.11. Зависимость весового паросодержания при кризисе теплоотдачи от давления для течения воды в канале, образованном расположенными по углам равностороннего треугольника обогревательными трубами диаметром 12,7 *мм* при расстоянии между ними 20,3 *мм* [10] (*1*) и в канале круглого сечения диаметром 10,16 *мм* и длиной 965 *мм* (*2*).

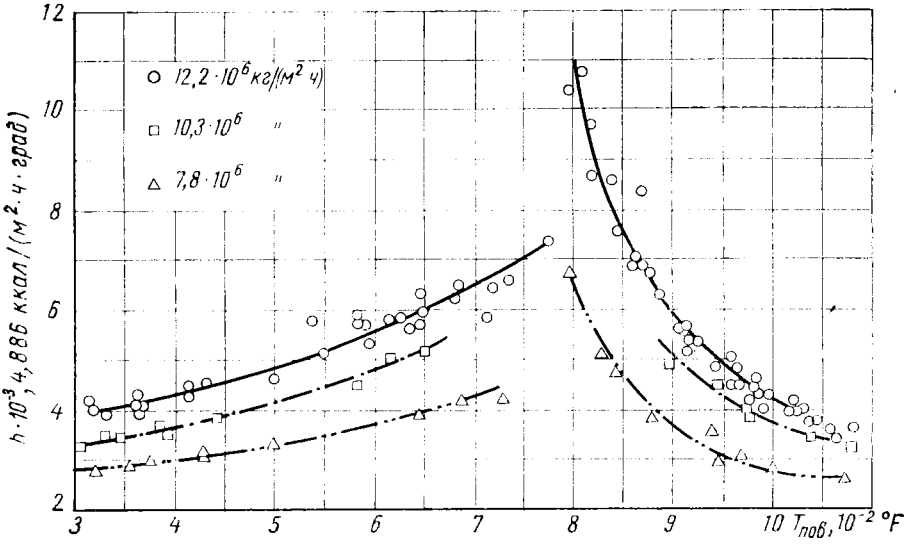


Рис. 5.12. Коэффициенты теплоотдачи для нескольких массовых расходов воды в равномерно обогреваемом одноходовом трубном пучке котла, работающем при давлении 306 *атм* [11].

Результаты такого изучения показывают, что потери давления обычно превышают в 2—3 раза потери давления при течении только одной жидкости; потери давления увеличиваются с увеличением объемного содержания газа в потоке [13, 14]. Положение осложняется тем, что потери давления зависят от режима течения, а он, в свою очередь, зависит от числа Рейнольдса обоих

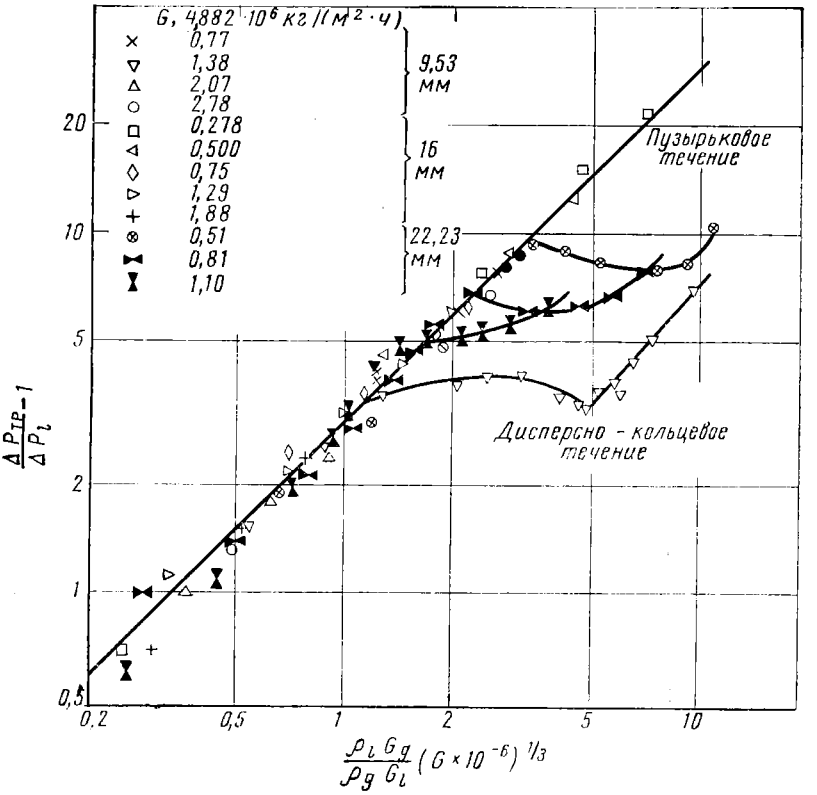


Рис. 5.14. Соотношение для падения давления при пузырьковом режиме течения. Данные были получены при изотермических условиях течения воздухо-водяной смеси в трубах внутренним диаметром от 9,53 до 22,23 *мм* [15].

потоков. Кроме того, относительная важность гравитационной силы изменяется с изменением ориентации канала и может иметь важные последствия; так, направленный вверх поток в вертикальном или наклонном канале может давать значения, существенно отличающиеся от значений, полученных для горизонтальных или направленных наклонно вниз течений [15].

Пузырьковое течение. При пузырьковом режиме течения экспериментальные данные [15] для потерь давления в двухфазном потоке хорошо описываются соотношением

$$\frac{\Delta P_{\text{д. ф}}}{\Delta P_l} = 1 + 3\left(\frac{\rho_l G_g}{\rho_g G_l}\right)(G \times 10^{-6})^{0,33}, \qquad (5.6)$$

где индексы l и g относятся соответственно к жидкой и газообразной фазам, а индекс д. ф— к двухфазному потоку. На рис. 5.14 показаны данные для труб с внутренним диаметром от 3/8 до 7/8 дюйма (9,53—22,23 *мм*). Данные изображены в координатах, определяемых уравнением (5.6). Наблюдения через прозрачные стенки труб в процессе испытаний показали, что там, где экспериментальные точки лежат правее прямой линии, характеризующей пузырьковое течение, режим течения меняется на кольцевой с жидкой пленкой на стенке.

Пленочно-кольцевой режим течения. При пленочно-кольцевом режиме течения жидкость движется вдоль стенок со скоростью, составляющей примерно 5% скорости газа, и скорость газа, естественно, является гораздо более важной в определении потерь давления. Одним из лучших путей обобщения экспериментальных данных является графическое представление кажущегося фактора трения в функции кажущегося числа Рейнольдса для течения газа, вычисленного в предположении, что жидкая фаза отсутствует. На рис. 5.15 показаны кривые такого рода для ряда чисел Рейнольдса, вычисленных в предположении, что по трубе течет только одна жидкость. Видно, что чем выше массовая скорость жидкости, тем больше кажущийся фактор трения. Этого и следовало ожидать, так как увеличение массовой скорости жидкости не только уменьшает площадь поперечного сечения, свободного для движения газовой фазы, но также и увеличивает высоту волны в пленке жидкости, а следовательно, и эффективную шероховатость поверхности.

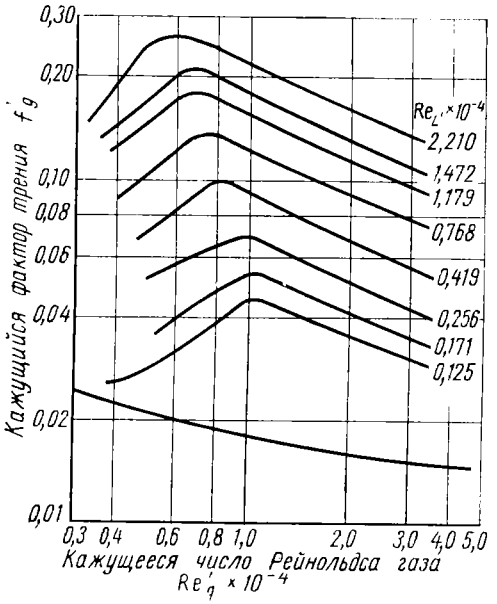


Рис. 5.15. Кажущийся коэффициент трения для кольцевого двухфазного течения, направленного вертикально вниз.

Было установлено, что резкое изменение наклона кривых на рис. 5.15 связано с присутствием или отсутствием водяной пыли в газовой фазе. По мере того, как происходило увеличение расхода газа от низких значений без какого-либо существенного содержания водяной пыли в газовом потоке, увеличивалась высота волн в пленке жидкости даже в том случае, когда расход жидкости оставался постоянным. Как можно видеть из рис. 5.16, такое увеличение высоты волны (и соответствующее увеличение фактора трения) продолжается до тех пор, пока от волн не начнут отрываться капли, после этого высота волн начинает понижаться по мере того, как возрастающие касательные силы вырывают больше и больше капель жидкости с гребней волн. Влияние кажущегося числа Рейнольдса жидкости на величину кажущегося числа Рейнольдса газа, при котором совершается такой переход, отображено на рис. 5.17 (условия такие же, как и использованные для построения рис. 5.15). Нанесенные точки включают результаты как визуальных наблюдений начала образования водяной пыли, так и наблюдений, отвечающих перемене режима течения, которую можно определить по пикам кривых на рис. 5.15.

Сравнение данных для газа и пара. Трудности проведения экспериментов, связанные с влиянием как ускорения, так и потерь тепла при опытах с парожидкостными смесями, привели многих экспериментаторов к мысли использовать воздухо-жидкостные смеси, а не пар той жидкости, которую они исследовали. Имеющиеся данные показывают, что это не вносит сколь-нибудь существенной ошибки [14.]

Полные потери давления. Большое увеличение скорости жидкости (и количества движения), связанное с течением кипящей жидкости по трубам, может привести к потере статического давления, равной потере напора на трение, о чем говорилось в предыдущем разделе. Гравитационные силы также играют важную роль, особенно в высоких установках. Влияние всех этих факторов должно быть включено в любое обобщающее уравнение для полного перепада давления. Ввиду больших изменений скорости течения по длине трубы уста-

новки лучше записать уравнение в дифференциальной форме:

$$-dP = f_{д.ф}\frac{vG^2}{2g}\frac{dl}{D_e} + \frac{G^2}{g}dv + \frac{\sin\varphi\, dl}{v}, \qquad (5.7)$$

где v — удельный объем смеси; $f_{д.ф}$ — коэффициент трения в двухфазной смеси; φ — угол наклона оси трубы к горизонтали.

Первый член в правой части уравнения (5.7) представляет компоненту трения, а второй и третий члены характеризуют количество движения и подъемную силу. Полный перепад давления можно получить путем интегрирования уравнения (5.7), но для выполнения этого интегрирования необходимо с хорошей точностью знать величину коэффициента трения двухфазного потока и изменение весового паросодержания (или удельного объема смеси) по длине канала. Величина коэффициента трения двухфазной смеси $f_{д.ф}$ может быть определена на основе имеющейся информации. Обычно пользуются средним значением, что упрощает интегрирование. При движении и испарении жидкости в обогреваемом канале происходит непрерывное изменение удельного объема смеси, так как пар непрерывно поступает в поток по мере движения вдоль обогреваемого канала, до тех пор пока не будет достигнуто 100%-ное паросодержание. Если потери давления вдоль канала настолько велики, что оказывают влияние на давление насыщения,

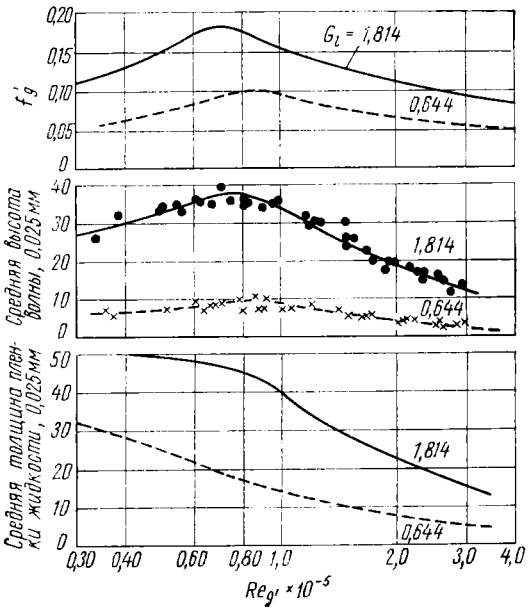


Рис. 5.16. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент поверхностного трения, среднюю высоту возмущенного слоя жидкости и среднюю толщину жидкой пленки при двухфазном кольцевом течении [3].

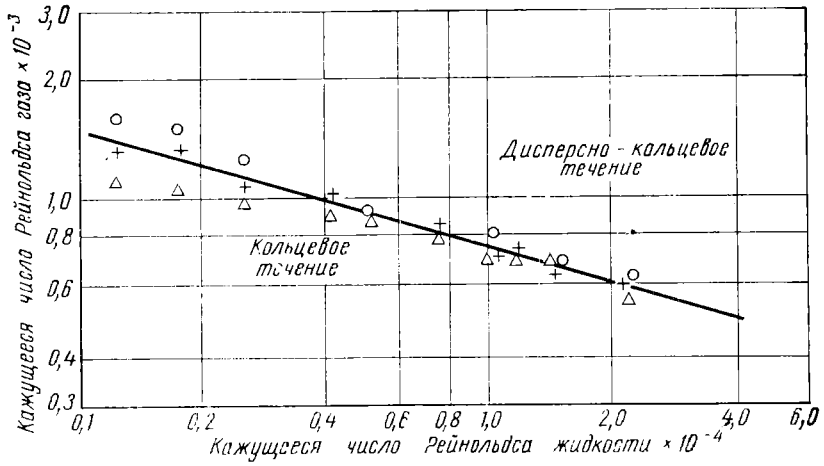


Рис. 5.17. Зависимость кажущегося числа Рейнольдса газа, при котором капли начинают отрываться от поверхности жидкости, характеризуя переход от кольцевого течения к дисперсно-кольцевому течению, от кажущегося числа Рейнольдса жидкости [3]:

○ — переходный режим течения, области VII — VIII; + — перемена градиента давления, области VI — VII; △ — перемена градиента давления, области VII — VIII.

удельный объем изменяется вдоль канала, так как он зависит от давления. Для случаев, при которых зависящие от давления свойства заметно изменяются по длине обогреваемого канала, общее выражение для вычисления потери напора двухфазного течения, получаемое интегрированием уравнения (5.7), имеет вид

$$\Delta P = \frac{\int_{L_1}^{L_2} \frac{fG^2v'}{2gD_e}\left[1+X\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\right]+\frac{G^2v'}{g}\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\frac{dx}{dL}+\frac{\sin\varphi}{v'\left[1+X\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\right]}}{1+X\frac{dv''}{dP}\frac{G^2}{g}}dL, \quad (5.8)$$

где f — коэффициент трения однофазной среды (жидкости); L — длина в направлении течения, *фут*; P — давление, *фунт/фут*^{2}; $\Delta P = P_2 - P_1$ — потеря давления, *фунт/фут*^{2}; G — массовая скорость, *фунт/(фут*$^2\cdot$*ч)*; v' — удельный объем жидкости, *фут*^{3}*/фунт*; v'' — удельный объем пара, *фут*^{3}*/фунт*; X — паросодержание в точке L, *фунт*(пар)*/фунт* (пар + жидкость).

Если зависящие от давления свойства заметно меняются по длине канала, необходимо по шагам интегрировать уравнение (5.8).

Для случая линейного изменения паросодержания и $X_2\,dv''/dP\cdot G^2/g < 0{,}01$ уравнение (5.8) приводится к виду

$$\Delta P = -\frac{dP}{dL}(L_2-L_1)\left[1+A\frac{X_1+X_2}{2}\right]+AC(X_2-X_1)+ \\ +\frac{L_2-L_1}{X_2-X_1}\frac{\sin\varphi}{Av'}\ln\left(\frac{1+AX_2}{1+AX_1}\right), \quad (5.9)$$

где

$$A=\left(\frac{v''}{v'}-1\right);\quad C=\frac{G^2}{g}v';\quad -\left(\frac{dP}{dL}\right)_{L_1}=\frac{fG^2v'}{2gD_e}. \quad (5.10)$$

Специальный случай уравнения (5.9) для $\varphi = 0$ (трубы горизонтальны) и $X_1 = 0$ (вся жидкость на входе в обогреваемый участок при температуре насыщения) дает

$$\Delta P=\frac{fG^2v'}{2gD_e}(L_2-L_1)\left[1+\frac{1}{2}X_2\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\right]+X_2\frac{G^2v'}{g}\left(\frac{v''}{v'}-1\right). \quad (5.11)$$

Для участков подогрева и перегрева характерно небольшое изменение удельного объема; следовательно, компонента изменения количества движения потери напора пренебрежимо мала. [В уравнении (5.11) первый член — составляющая трения, а второй член — составляющая количества движения.] Отношение потери давления в связи с изменением количества движения к потере давления на трение для участка кипения из уравнения (5.11) можно записать как

$$\frac{\Delta P\ (\text{на трение})}{\Delta P\ (\text{на изменение колич. движения})}=f\left(\frac{L_2-L_1}{2D_e}\right)\left[\frac{1}{X_2\left(\frac{v''}{v'}-1\right)}+\frac{1}{2}\right], \quad (5.12)$$

где $L_2 - L_1$ — длина участка кипения; X_2 — паросодержание на выходе с участка кипения.

Из уравнения (5.12) вытекает, что при данном паросодержании и давлении чем длиннее участок кипения (т. е. чем меньше тепловой поток), тем меньшую роль играет компонента потери давления, связанная с изменением количества движения. При данных длине трубы и паросодержании на выходе с участка кипения составляющая потери давления, обусловленная изменением количества движения, более существенна при низких давлениях (т. е. при высоких значениях v''/v'), чем при высоких давлениях.

УСТОЙЧИВОСТЬ ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ ПРИ КИПЕНИИ

В системах с кипящим теплоносителем обнаружено несколько типов неустойчивости течения. Один из них, связанный с перегревом жидкости при отсутствии центров парообразования, был описан в предыдущем разделе. Второй тип, называемый статической неустойчивостью, может быть проанализирован при рассмотрении сил, действующих на систему при установившихся условиях. В этом случае может быть непосредственно оценена эффективность различных корректирующих мер, так как задачи устранения неустойчивости являются вполне разрешимыми. Третий тип неустойчивости течения в системах с кипящим теплоносителем, называемый динамической неустойчивостью, развивается в результате динамических эффектов, которые не могут быть проанализированы без рассмотрения явлений ускорения жидкости и тепловой инерции. Задачи такого типа по своей природе так сложны, что пока для них не найдено непосредственного аналитического решения.

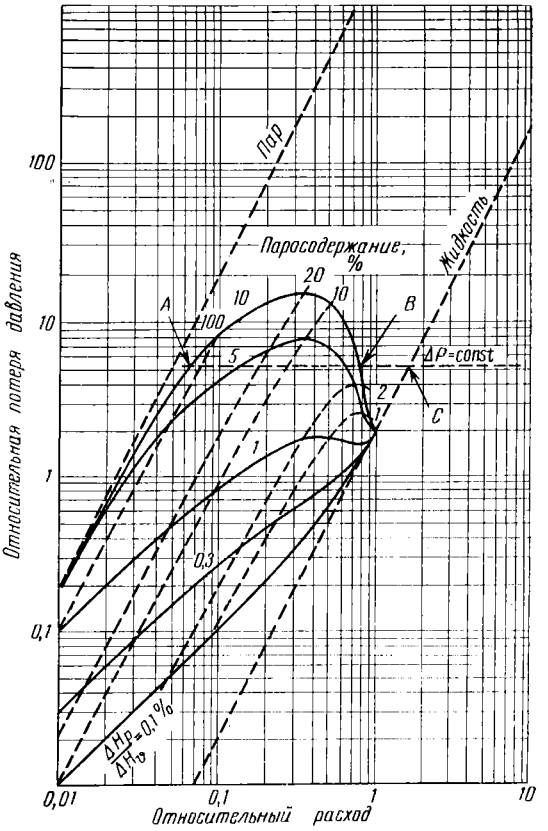


Рис. 5.18. Зависимость между вычисленной потерей давления и массовым расходом воды при давлении 1,68 *атм* в трубе прямоточного котла при постоянном подводе тепла, характеризующая природу статически определенной неустойчивости кипения. Сплошные линии даны для пяти различных величин предварительного подогрева, т. е. для пяти значений отношения тепла, требуемого для подогрева, к теплу испарения.

Природа статической неустойчивости. Задача, поясняющая природу статической неустойчивости в системах с кипящим теплоносителем, проиллюстрирована с помощью кривых на рис. 5.18, которые показывают относительную потерю напора по длине трубы в функции относительного расхода для некоторых характерных условий.

Две прямые пунктирные линии, которые образуют верхнюю и нижнюю огибающие, относятся к сухому пару и насыщенной жидкости соответственно, т. е. к случаям, когда кипения нет. Вследствие более высокой скорости потери давления для пара, конечно, значительно выше, чем для воды, при любом данном весовом расходе. Промежуточные кривые показывают потери давления в данной трубе при данном подводимом тепловом потоке. Хотя выходное давление и температура пара для всех кривых одинаковы, каждая из кривых дана для различной температуры питательной воды. По мере увеличения расхода при любой данной входной температуре питательной воды весовое паросодержание в выходном сечении трубы понижается, как показано с помощью наложенных пунктирных кривых для паросодержания в выходном сечении. Основная проблема может быть наглядно проиллюстрирована путем рассмотрения верхней кривой, относящейся к условиям, при которых величина предварительного нагрева составляет 10% количества тепла, необходимого для полного испарения. Интересно, что в типичном случае относительных потерь давления, показанных горизонтальной пунктирной линией, имеются

при различных возможных расхода. При наименьшем расходе в выходном сечении трубы будет перегретый пар (точка A), при более высоком расходе — поток с весовым паросодержанием 3% (точка B) и при самом высоком расходе — вода при температуре ниже точки кипения (точка C). Промежуточная точка, соответствующая насыщенной воде с небольшим паросодержанием, лежит в зоне неустойчивости, поскольку любое незначительное возмущение, ведущее к увеличению расхода, вызывает уменьшение потерь давления, а это обусловливает дальнейшее увеличение расхода. Влияние небольшого уменьшения расхода имеет также кумулятивный характер. Течения для остальных двух точек устойчивы для данной величины потерь давления, однако изменение потерь давления по длине трубы при неустановившихся условиях в начальный период или при изменении нагрузки могут вызвать внезапное изменение расхода от точки A до точки B или наоборот. Это может привести к возникновению толчков, гидравлических ударов или других бурных и неустойчивых форм течения.

Анализ рис. 5.18 приводит к такому заключению: чтобы получить устойчивое правильно предсказуемое течение в парогенераторе при хорошем распределении потока в пучке параллельных труб, кривые потерь давления в функции массового расхода должны иметь существенно положительный наклон во всем интервале рабочих условий, которые могут встретиться при эксплуатации.

Аналитические соотношения для анализа статической устойчивости. Очевидно, что задача очень сложна, так как при ее решении должны быть учтены влияния много различных параметров, таких, как удельные объемы пара и жидкости, давления и температуры в системе. В работе Лейба [17] дается прямой метод решения этой задачи. Он предлагает уравнения для потерь давления как для зоны с некипящим, так и для зоны с кипящим теплоносителем. Он предполагает, что интенсивность подвода тепла равномерна по длине трубы и что коэффициент трения не испытывает больших изменений с изменением массового расхода. Это последнее допущение подтверждается данными о двухфазном течении, представленными в предыдущем разделе.

Первый этап в установлении соотношения между потерей давления теплоносителя и массовым расходом — рассмотрение простейших случаев, в которых подвод тепла равномерен по всей длине обогреваемого канала и поток состоит либо из одной жидкости, либо из одного пара на всем протяжении. Для таких условий выражение для потери давления может быть модифицировано; в качестве аргумента берут удельный объем v, а для упрощения математических операций в уравнении (5.7) оставляют только первый член. Тогда

$$\Delta P = f\frac{\rho V^2 L}{2gD} = f\frac{\rho}{2g}(vG')^2\frac{L}{D} = f\frac{vG'^2L}{2gD}. \qquad (5.13)$$

Это уравнение показывает, что в первом приближении потери давления при данном весовом расходе прямо пропорциональны удельному объему.

Лейб распространил уравнение (5.13) на случай преобладания двухфазного течения. Он получил потери давления как функцию весового паросодержания для случаев, в которых теплоноситель течет по непрерывным каналам от входа в подогреватель до выхода из парогенератора. Так как в его выводе опущены многие этапы, а значения использованных символов отличаются от общепринятых, целесообразно представить здесь его вывод в модифицированном виде. Специально использованные переменные могут быть определены так:

ΔH_p — увеличение энтальпии в зоне подогрева, БТЕ/*фунт*; H_v — энтальпия испарения, БТЕ/*фунт* (пара); L' — длина трубы, в которой происходит подогрев, *фут*; L — расстояние от входа в трубу, *фут*; L_t — полная длина трубы; ΔP_p — потеря давления в той части трубы, в которой происходит подогрев, *фунт*/*фут*^{2}; ΔP_b — потеря давления в той части трубы, в которой происходит кипение, *фунт*/*фут*^{2}; ΔP_{p+b} — потеря давления в части трубы подогрева и кипения, *фунт*/*фут*^{2}; Q — тепло, подводимое к трубе общей длиной

L_t, БТЕ/*сек*; v' — удельный объем насыщенной жидкости, *фут*^{3}/*фунт*; v'' — удельный объем насыщенного пара, *фут*^{3}/*фунт*; W — массовой расход через трубу, *фунт*/*сек*; X — паросодержание в любой точке в трубе, *фунт* (пара)/*фунт* (теплоносителя) (пар, жидкость).

Очевидно, что потеря давления на длине зоны подогрева дается соотношением

$$\Delta P_p = \frac{fv'G'^2L'}{2gD}. \tag{5.14}$$

Потеря напора на длине зоны кипения

$$\Delta P_b = \int_{L'}^{L_t} \frac{fvG'^2}{2gD}\,dL = \frac{fG'^2}{2gD}\int_{L'}^{L_t} v\,dL, \tag{5.15}$$

где

$$v = Xv'' + (1-X)\,v' = X\,(v''-v') + v' = \frac{Q}{WH_v}\left(\frac{L-L'}{L_t}\right)(v''-v') + v', \tag{5.16}$$

так как

$$X = (Q/WH_v)\,(L-L')/L_t.$$

Подставляя (5.16) в (5.15), получаем

$$\Delta P_b = \frac{fG'^2}{2gG}\left[\frac{Q\,(v''-v')}{WH_vL_t}\int_{L'}^{L_t}(L-L')\,dL + v'\int_{L'}^{L_t} dL\right]. \tag{5.17}$$

Интегрирование дает

$$\int_{L'}^{L_t} dL = L_t - L';$$

$$\int_{L'}^{L_t} (L-L')\,dL = \left[\frac{L^2}{2} - LL'\right]_{L'}^{L_t} = \frac{1}{2}(L_t-L')^2.$$

Подстановка этих величин в (5.17) дает

$$\Delta P_b = \frac{fG'^2}{2gD}\left[\frac{Q\,(v''-v')}{WH_vL_t}\,\frac{1}{2}(L_t-L')^2 + v'\,(L_t-L')\right]. \tag{5.18}$$

Паросодержание X_0 в выходном сечении трубы равно

$$X_0 = \frac{Q\,(L_t-L')}{WH_vL_t}. \tag{5.19}$$

Подстановка (5.19) в (5.18) приводит к соотношению

$$\Delta P_b = \frac{fG'^2}{2gD}\left[\frac{1}{2}X_0\,(v''-v')\,(L_t-L') + v'\,(L_t-L')\right]. \tag{5.20}$$

Складывая почленно соотношения (5.14) и (5.20), получаем выражение для общей потери давления в зоне подогрева и кипения

$$\Delta P_{p+b} = \Delta P_b + \Delta P_p = \frac{fG'^2}{2gD}\left[\frac{1}{2}X_0\,(v''-v')\,(L_t-L') + \right.$$

$$\left. + v'\,(L_t-L') + v'\,L\right] = \frac{fG'^2v'L_t}{4gD}\left[X_0\left(\frac{v''}{v'}-1\right)\left(\frac{L_t-L'}{L_t}\right)+2\right]. \tag{5.21}$$

Анализируя соотношение (5.21) видим, что член перед квадратными скобками аналогичен выражению (5.14). В квадратных скобках первый член X_0 представляет собой паросодержание в выходном сечении трубы. Второй член $\left(\frac{v''}{v'}-1\right)$ — это отношение удельных объемов пара и жидкости без единицы, и последний член $(L_t-L')/L_t$ — отношение длины трубы, в которой происходит кипение, к полной длине обогреваемой трубы.

Иногда удобно выразить паросодержание в соотношении (5.21) через энтальпию и длину трубы:

$$X_0 = \frac{Q - W\Delta H_p}{WH_v} = \frac{Q\Delta H_p}{W\Delta H_p H_v} - \frac{\Delta H_p}{H_v} = \frac{\Delta H_p}{H_v}\left(\frac{L_t}{L'} - 1\right). \qquad (5.22)$$

Подставляя это выражение в соотношение (5.21), получаем

$$\Delta P_{p+b} = f\frac{G'^2 v' L_t}{4gD}\left[\frac{\Delta H_p}{H_v}\left(\frac{L_t}{L'} - 1\right)\left(\frac{v''}{v'} - 1\right)\left(1 - \frac{L'}{L_t}\right) + 2\right]. \qquad (5.23)$$

Процедура вычисления. Для иллюстрации использованного метода решения уравнения (5.23) все вычисления, связанные с определением потери давления на длине трубы, в которой происходит как подогрев, так и кипение, представлены в табл. 5.2. Хотя вычисления выполнены для воды, результаты

Таблица 5.2

Результаты вычисления относительных потерь давления при кипении с предварительным подогревом

[соотношение (5.23)]

Условия: $\frac{v''}{v'} = 1001$, $\frac{\Delta H_p}{H_v} = 0{,}002$

Относительный поток	Часть трубы, работающая как предварительный подогреватель, $\frac{W\Delta H_p}{Q} = \frac{L'}{L_t}$	Часть трубы, в которой происходит кипение, $1 - \frac{L'}{L_t}$	Паросодержание, $\frac{\Delta H_p}{H_p}\left(\frac{L_t}{L'} - 1\right) = \frac{c}{b}\frac{\Delta H_p}{\Delta H_v}$	$\left(\frac{v''}{v'} - 1\right)(c)(d)$	$(e + 2)$	Относительные потери давления $f \times (a)^2$
a	b	c	d	e	f	g
1,0	1,0	0	0	0	2,0	2,0
0,9	0,9	0,1	0,002	0,02	2,2	1,78
0,8	0,8	0,2	0,005	1,0	3,0	1,92
0,7	0,7	0,3	0,009	2,7	4,7	2,3
0,6	0,6	0,4	0,013	5,2	7,2	2,59
0,5	0,5	0,5	0,02	10	12	3,0
0,4	0,4	0,6	0,03	18	20	3,2
0,3	0,3	0,7	0,047	32,9	34,9	3,14
0,2	0,2	0,8	0,08	64	66	2,64
0,05	0,05	0,95	0,38	361	363	0,91
0,02	0,02	0,98	0,98	960	962	0,385

должны иметь общее применение. При таких вычислениях определяются только относительные потери давления и относительные расходы. Значение расхода нормализуется так, что при относительном расходе, равном единице, паросодержание паро-водяной смеси, покидающей трубу, равно нулю; это значит, что теплоноситель нагревается как раз до точки кипения. Серии вычислений, аналогичных приведенным в табл. 5.2, были осуществлены для широких диапазонов условий; результаты были представлены в графической форме, что позволило получить ряд графиков. Первый из них на рис. 5.19 получен на основе решения уравнения (5.13). На этом графике показана относительная потеря давления в функции относительного массового расхода для диапазона удельных объемов жидкости при условиях, когда нет подвода тепла к жидкости и жидкость не кипит.

Вторая серия кривых, представленная на рис. 5.20, получена в той же системе координат; на ней показаны потери давления в функции массового расхода для случаев, когда теплоноситель входит в трубу в виде жидкости, нагретой до точки кипения, так что никакого ее подогрева не происходит. Для этих вычислений было использовано соотношение (5.21), в котором

длина части трубы, где происходит подогрев, равна 0 ($L' = 0$). Величина расхода нормализована так, что при относительном расходе, равном 1, паросодержание в выходном сечении трубы равно 1, т. е. теплоноситель на 100% состоит из насыщенного пара. На рис. 5.20 по оси абсцисс в дополнение к шкале расхода дана вторая шкала, по которой можно определить паросодержание смеси, покидающей трубу. Интересно, что по мере уменьшения расхода паросодержание увеличивается до тех пор, пока не достигнет 100%. Дальнейшее

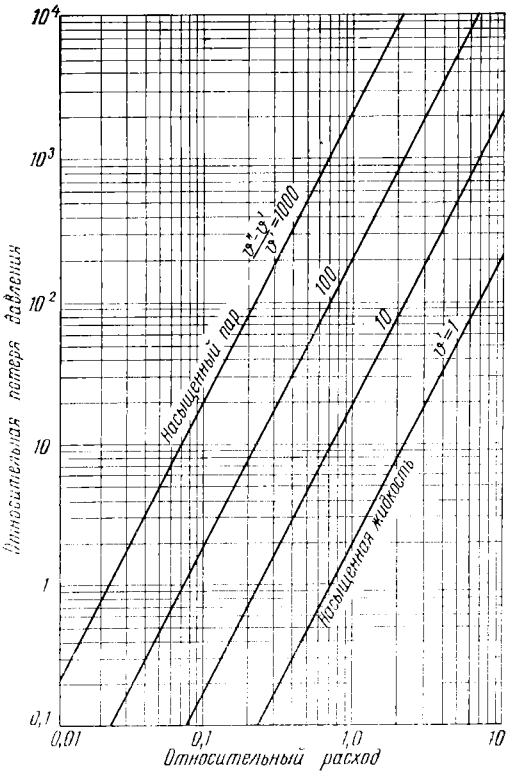


Рис. 5.19. Графики, характеризующие влияние плотности теплоносителя на соотношение между потерей давления и массовым расходом через трубу при постоянном удельном объеме.

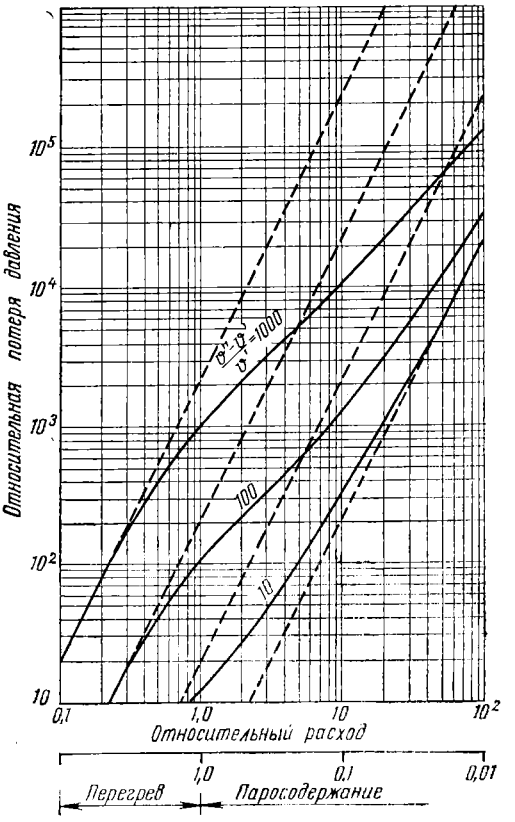


Рис. 5.20. Соотношение между потерей давления и массовой скоростью в трубе прямоточного котла с постоянным подводом тепла для нескольких удельных объемов пара на участках кипения и перегрева без предварительного подогрева. Относительный массовый расход равен 1 при 100%-ном паросодержании теплоносителя, покидающего нагреватель.

уменьшение расхода ведет к перегреву. При малых расходах эти кривые асимптотически приближаются к линии чистого пара, а при высоких расходах они асимптотически приближаются к линии чистой жидкости. Во всех случаях наклон кривых положителен, так что течение устойчиво. Однако наклон в некоторых областях вдвое меньше наклона для течения, при котором не происходит изменения фаз, т. е. статическая устойчивость уменьшается.

Была получена третья серия кривых, которая представлена на рис. 5.21, для условий с некоторым предварительным подогревом. На каждом графике повышение энтальпии в зоне предварительного подогрева взято равным 10% энтальпии испарения. И в этом случае кривые получены для серии отношений удельных объемов пара и жидкости. Для воды и водяного пара значения 1000, 400, 100, 40 и 10 для отношения $(v'' - v')/v'$ отвечают давлениям 24, 62, 247, 576 и 1630 *фунт/дюйм*^{2} (1,7; 4,35; 17,3; 40,5; 114 *кг/см*^{2}) соответственно. Роль относительного массового расхода, использованного при построении этих

графиков, будет понятна при рассмотрении характерного случая. Если в реакторе с водяным охлаждением величина расхода теплоносителя такова, что температура повышается как раз до точки кипения на выходе из реактора, относительный расход на рис. 5.21 будет равен единице. Форма кривых по мере уменьшения расхода (по сравнению с единицей) изменяется в зависимости от давления, т. е. от отношения удельных объемов пара и жидкости. В данном случае при принятой величине подогрева статическая неустойчивость не возникает, если давление в системе выше примерно 600 *фунт/дюйм*^{2} (42 *кГ/см*^{2}).

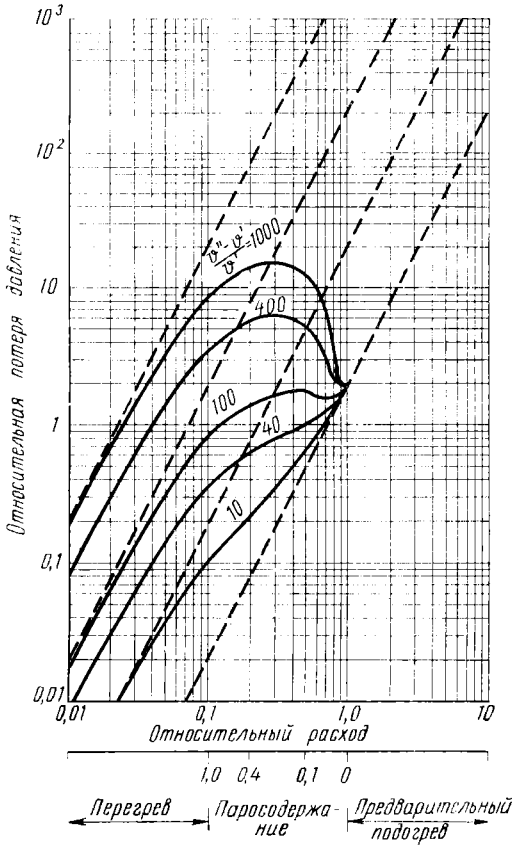


Рис. 5.21. Соотношение между потерей давления и массовой скоростью в трубе прямоточного котла с постоянным подводом тепла для нескольких удельных объемов пара на участках кипения при величине предварительного подогрева, составляющего 10% тепла испарения.

Соотношение (5.23) используется для проведения вычислений при массовых расходах вплоть до значения, при котором теплоноситель в выходном сечении представляет собой насыщенный пар.

Для более низких относительных расходов, при которых уже имеет место перегрев, вычисление потери давления производится шаг за шагом. По существу потери давления по длине трубы, в которой происходит подогрев, кипение и перегрев, представляют сумму потерь давления в указанных трех зонах. Они могут быть определены непосредственно по графикам на рис. 5.19 и 5.20 или 5.21. Если отношение длины участка трубы, в котором происходит перегрев, к длине в зонах кипения и подогрева обозначить z, а относительный расход, при котором в выходном сечении получается насыщенный пар, W_0 (см. рис. 5.21), то относительный расход W' при перегреве для такой же длины трубы и такой же интенсивности подвода тепла должен быть

$$W' = \frac{W_0}{1+z}. \tag{5.24}$$

Потери давления в зоне подогрева и кипения (ΔP_{p+b}) для потока с перегревом будут равны

$$\Delta P_{p+b} = (\Delta P_{p+b})_0 \left(\frac{W'}{W_0}\right)^2 \frac{1}{1+z} = \frac{(\Delta P_{p+b})_0}{(1+z)^3}, \tag{5.25}$$

где $(\Delta P_{p+b})_0$ — потеря напора при расходе, при котором теплоноситель в выходном сечении обращается в насыщенный пар (т. е. при W_0). Необходим еще дополнительный множитель $1 + z$ в знаменателе, так как длина трубы в зоне предварительного подогрева и кипения меньше полной длины, необходимой для получения насыщенного пара при расходе W_0 (полный подвод тепла Q к трубе и длина трубы сохраняются постоянными).

Аналогично потери напора на участке трубы, где происходит перегрев, определяются соотношением

$$\Delta P_{\text{пер}} = \Delta P_v \left(\frac{W'}{W_0}\right)^2 \frac{z}{1+z} = \Delta P_v \frac{z}{(1+z)^3}, \qquad (5.26)$$

где ΔP_v — потеря давления только для пара при расходе W_0.

Вычисления для относительных потерь давления при кипении с предварительным подогревом и перегревом, в которых используются данные рис. 5.19 и 5.21, представлены в табл. 5.3. При выборе W_0 следует помнить, что потеря

Таблица 5.3

Результаты вычисления потерь давления при кипении с предварительным подогревом и перегревом с использованием данных рис. 5.19 и 5.21

Условия: $\frac{v''-v'}{v'}=1001$, $\frac{\Delta H_p}{H_v}=0{,}10$; по рис. 5.21: $\Delta P_{(p+b)_0}=7{,}5$ и $W_0=0{,}091$ (паросодержание = 1); по рис. 5.19: $\Delta P_v=16$ для $W_0=0{,}091$

z	$1+z$	$(1+z)^3$	$\Delta P_p+b=\frac{(\Delta P_p+b)_0}{(1+z)^3}$	$\Delta P_{\text{пер}}=\Delta P_v\cdot\frac{z}{(1+z)^3}$	Полное ΔP
0	1,0	1,0	7,5	0	7,5
0,1	1,1	1,331	5,63	1,2	6,83
0,2	1,2	1,728	4,34	1,85	6,19
0,3	1,3	2,196	3,41	2,2	5,61
0,4	1,4	2,745	2,73	2,34	5,07
0,5	1,5	3,375	2,22	2,38	4,60
0,6	1,6	4,10	1,83	2,34	4,17
1,0	2,0	8,0	0,937	2,0	2,94
2,0	3,0	27	0,278	1,185	1,46
3,0	4,0	64	0,117	0,75	0,867
8,0	9,0	729	0,0103	0,176	0,186

давления на единицу длины трубы при любой данной величине относительного расхода на любом из графиков соответствует потере давления при том же относительном расходе на остальных графиках. Действительные потери давления могут быть получены в каждом случае путем умножения относительных потерь давления на соответствующее значение $fv'LG^2/4gD$ и деления на квадрат относительного расхода. Допущение о постоянном подводе тепла по длине трубы является хорошим приближением для участка кипения труб обычных парогенераторов и для топливных стержней реактора. Условия, при которых имеют место большие перегревы, обычно не представляют интереса при рассмотрении реакторов; в то же время в паровых котлах с угольными топками подвод тепла на единицу длины канала в зоне перегрева в реальных конструкциях сохраняется небольшим. Таким образом, для целей данного анализа вычисление потерь давления в зоне перегрева выполнено с использованием рис. 5.19 (который построен для насыщенного пара), поскольку коэффициент теплоотдачи в зоне перегрева достаточно низок и увеличение удельного объема в зоне перегрева не оказывает существенного влияния на форму кривых.

Серия кривых, представленных на рис. 5.18 (для $v''-v' / v' = 1000$), показывает влияние изменения величины перегрева в трубе, в которой происходит и предварительный подогрев, и кипение. Заметим, что паросодержание не прямо пропорционально расходу, как на рис. 5.20 и 5.21, поскольку длина участка трубы, функционирующего как подогреватель, меняется от одной кривой к другой. Анализ этих кривых с точки зрения условий устойчивости системы показывает, что если теплоноситель входит в систему обогреваемых каналов при температуре кипения, поток будет устойчивым, так как кривые на рис. 5.20 гладкие и непрерывные с существенно положительным наклоном. Однако наклон кривых меньше, чем только для жидкости или только для газа; следовательно, устойчивость уменьшается по сравнению с простейшими

случаями (см. рис. 5.19). Рис. 5.21 показывает, что сильная неустойчивость может возникнуть в реакторах с кипящим теплоносителем, если необходим заметный подогрев жидкости для повышения ее температуры до точки кипения и если отношение удельных объемов пара и жидкости больше примерно 50 (например, в реакторах типа MTR). Неустойчивость возникает при расходах, при которых в теплоносителе, покидающем реактор, содержатся небольшие количества пара. В этом интервале расходов слабые возмущения, вызывающие небольшое снижение расхода, приводят к увеличению потерь давления, что, в свою очередь, обусловливает дальнейшее уменьшение расхода. Очевидно, при больших отношениях удельных объемов пара и жидкости при некоторых потерях давления по длине поверхности теплообмена расход жидкости через один канал может быть велик, в то время как через другие расход жидкости и пара будет мал. При отношениях удельных объемов пара и жидкости в пределах примерно 100 существует широкий интервал, в котором расход через любой данный канал неопределен, и при данной потере напора относительный расход может принимать все значения от 20 до 100% расчетного расхода, если в среднем теплоноситель покидает каналы реактора при температуре кипения. Если тепло подогрева составляет только 1% тепла испарения теплоносителя для условий, при которых среднее паросодержание равно 0—4%, течение может быть неустойчивым, когда удельный объем пара примерно в 1000 раз превышает удельный объем жидкости (см. рис. 5.18).

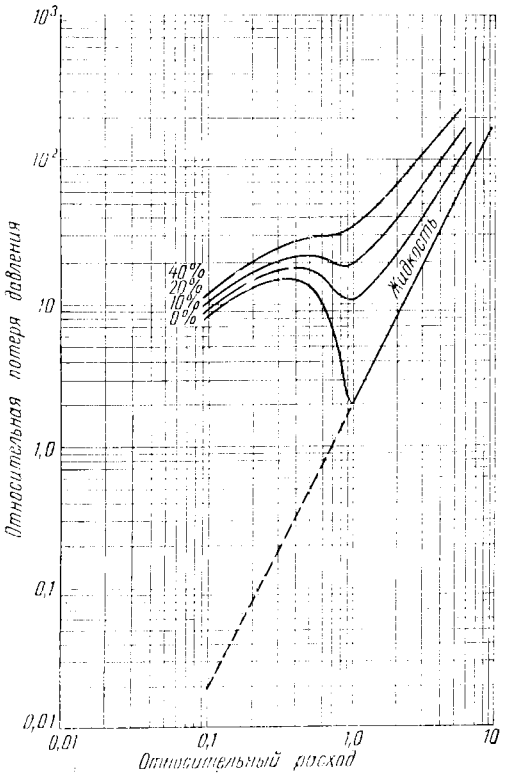


Рис. 5.22. Графики, характеризующие влияние статического напора на соотношение между потерей напора и расходом в трубе прямоточного котла с постоянным подводом тепла для величины подогрева, составляющего 10% тепла испарения. Удельный объем пара равен удельному объему насыщенного пара при 1,68 *атм*. Цифры около кривых указывают статический напор в % ΔP системы.

Из рис. 5.21 и 5.18 не следует, что течение не является неустойчивым, если имеет место местное кипение. Они указывают, что существует определенная возможность возникновения неустойчивости течения, если повышение температуры воды в наиболее горячей части поверхности теплообмена приближается к такому значению, которое необходимо для повышения температуры воды на выходе до точки кипения при давлении, преобладающем в выходном сечении.

Влияние статического напора. В теплообменных матрицах, каналы которых ориентированы вертикально и теплоноситель движется либо вверх, либо вниз, статический напор столба жидкости оказывает влияние на степень устойчивости течения. При полном испарении теплоносителя и постоянном подводе тепла на единицу длины канала высота столба теплоносителя с относительно высокой плотностью и обусловливаемый им статический напор, действующий на входное сечение, прямо пропорциональны массовому расходу. Влияние этого фактора графически показано на рис. 5.22 для типичного случая системы низкого давления, в которой поток в вертикальных каналах направлен вверх.

Нижняя кривая идентична верхней кривой на рис. 5.18; она характеризует зависимость относительной потери давления от относительного расхода предварительного подогрева, составляющего 10% тепла испарения, и не учитывает влияния статического напора. Влияние статического напора было учтено методом возмущений для точки со 100%-ным паросодержанием на основной кривой. Было рассмотрено три дополнительных условия: статические напоры при 100%-ном паросодержании, равные 10, 20 и 40% относительной потери давления системы для основной кривой. Была вычислена относительная потеря

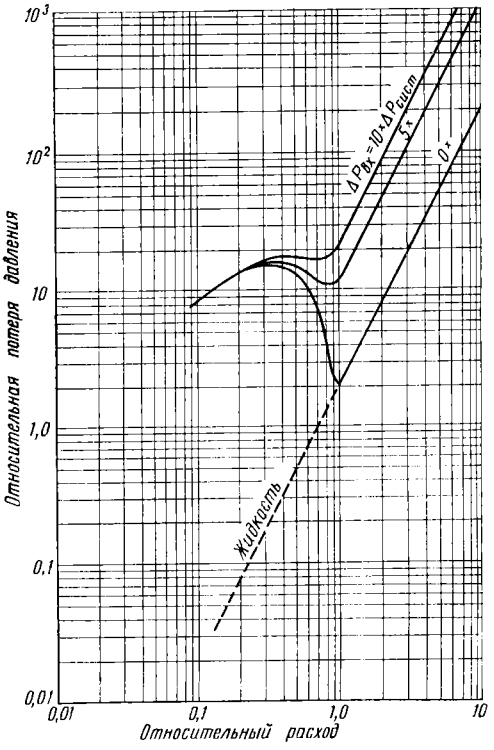


Рис. 5.23. Графики, характеризующие влияние диафрагмы на входе в трубу прямоточного котла на соотношение между потерей напора и расходом при постоянном подводе тепла и величине подогрева, составляющей 10% тепла испарения. Удельный объем пара соответствует 1,68 *атм*

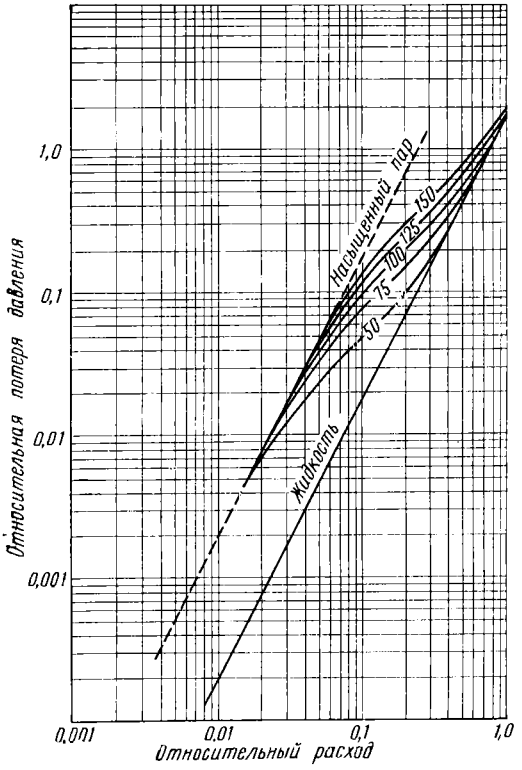


Рис. 5.24. Графики, характеризующие влияние подвода тепла на зависимость потери давления от расхода для труб прямоточного котла при подогреве, составляющем 10% тепла испарения, и удельном объеме пара, в 11 раз превышающем удельный объем воды (например, пар при 112 *атм*). Цифры на графике указывают величину подвода тепла в % от среднего.

давления при каждом из нескольких значений относительных расходов, для чего к величинам относительных потерь давления на основной кривой прибавляли статический напор, который был принят прямо пропорциональным относительному расходу. Из рис. 5.22 видно, что статический напор может быть важным фактором в стабилизации направленного вертикально вверх потока. По той же причине, если поток направлен вниз, статический напор оказывает дестабилизирующее действие.

Влияние дросселирования на входе. Почти такое же влияние оказывает дросселирование на входе в экономайзер; оно может быть рассчитано методом, аналогичным описанию влияния статического напора. На рис. 5.23 показаны результаты серии преобразований относительно той же исходной кривой, которая была использована на рис. 5.22. В этом примере было принято, что размеры диафрагм на входе в экономайзер таковы, что потеря давления в них

была в 5 и 10 раз больше потерь давления в системе, когда через нее течет одна только жидкость. Кривые строились следующим образом: относительные потери давления, определяемые кривой для 100%-ного содержания жидкости при данном относительном расходе, умножали на 5 или 10 соответственно, потерю давления ΔP в диафрагме считали пропорциональной квадрату относительного расхода; полученные величины прибавляли к относительной потере давления при соответствующем расходе для основной кривой. Как и при построении кривых на рис. 5.22, вычисления настолько просты, что не требуется составления таблиц; результаты можно наносить на график непосредственно по мере их получения.

Из рис. 5.23 видно, что дросселирование оказывает сильное стабилизирующее влияние и что влияние возрастает с увеличением отношения потери давления в диафрагме к потере давления в остальной части канала при отсутствии кипения жидкости.

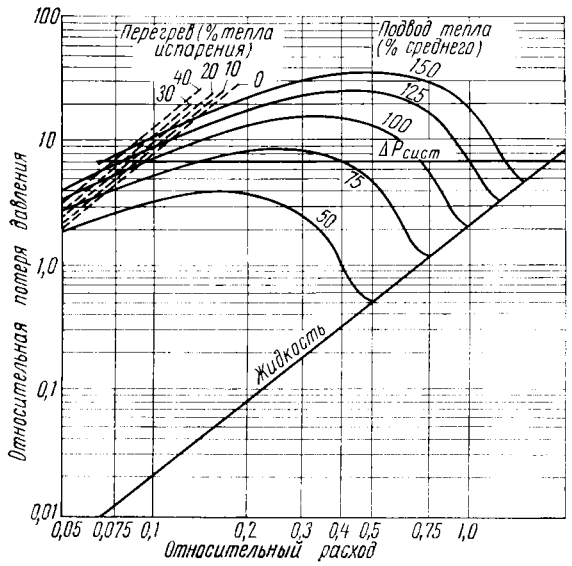


Рис. 5.25. Графики, характеризующие влияние подвода тепла на зависимость потери давления от расхода для таких же условий, как на рис. 5.24, за исключением того, что удельный объем пара в 1001 раз больше удельного объема жидкости (например, пар при 1,68 *атм*).

Неравномерность подвода тепла к параллельным каналам. Предшествующее обсуждение касалось преимущественно течений в одиночных каналах. В случае применения этих соотношений к теплообменной матрице с множеством параллельных каналов необходимо учитывать возможную разницу в подводе тепла между параллельными каналами, соединенными общими коллекторами. О влиянии такой неравномерности подвода тепла можно составить ясное представление, анализируя график на рис. 5.24, который иллюстрирует существующие условия в современном прямоточном парогенераторе, рассчитанном на давление 112 *атм*. Использована исходная кривая для отношения удельных объемов, равного 11, т. е. для $(v'' - v')\,v' = 10$ (см. рис. 5.21), когда подогрев эквивалентен 10% тепла испарения. График построен таким образом: на исходной кривой с рис. 5.21 взяли точку с относительным расходом 1,0 и начали скользить вдоль кривой для 100%-ного содержания жидкости; при этом на каждом расстоянии расход изменялся в число раз, равное изменению интенсивности подвода тепла относительно исходной кривой. Анализируя эти кривые, можно прийти к заключению, что при наличии неравномерности подвода тепла к каналам, работающим параллельно с одинаковыми потерями давления, статическая неустойчивость течения не должна возникать. Но некоторые каналы будут давать избыточное количество перегретого пара, в то время как другие будут подавать смесь пара и воды. Несмотря на то, что течение будет устойчивым, будет происходить перегрев стенок некоторых каналов частично ввиду повышенной температуры пара и частично ввиду более низкого местного коэффициента теплоотдачи. Поскольку избыточно перегретый пар генерируется в каналах с большим тепловым потоком, разность температур стенки канала и пара будет более высокой в горячих каналах. Два этих эффекта в совокупности могут привести к перегреву отдельных каналов до 100—150° С.

Главное допущение, сделанное при построении графика на рис. 5.24, состоит в том, что распределения подвода тепла по длине канала подобны для всех случаев и что общие количества подводимого тепла к каждому каналу различаются в указанное число раз.

Существует несколько возможностей для возникновения неустойчивости течения в параллельных каналах, если отдельные каналы работают в области, в которой существует опасность возникновения неустойчивости. Это влияние отображено на рис. 5.25. Он построен аналогично рис. 5.24, за исключением того, что исходная кривая на нем взята для значительно более низкого давления (это та же самая исходная кривая, которая использована для рис. 5.22 и 5.23). Неустойчивые колебания течения могут возникать не только в отдельных каналах; могут развиться и коррелированные колебания в параллельных каналах, когда расход становится сначала большим в одном канале и затем в другом. Очень сложные колебания могут развиваться в теплообменных матрицах, которые состоят из большого числа каналов, соединенных общими коллекторами, так как они имеют большое число степеней свободы.

ДИНАМИЧЕСКАЯ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ С КИПЯЩИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Периодические колебания потока, которые возникают при определенных условиях в системах с кипящим теплоносителем, очень трудно предопределить и сложно устранить, если они возникли. Такие колебания могут привести к большим местным перегревам и повреждениям. Периодические колебания при течении кипящих жидкостей исследовались экспериментально и аналитически [18, 19, 20].

Для полного аналитического описания этого явления необходимо включить в рассмотрение уравнения сохранения энергии и количества движения системы в переходном режиме. В результате получают систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, прямое решение которых невозможно, за исключением тривиальных случаев.

Для определенных упрощенных моделей эти уравнения линеаризуют, используя метод малых возмущений для получения рабочих соотношений. Для критерия устойчивости находится линейная зависимость с помощью методов, используемых в сервомеханизмах. Результаты этих исследований показывают, что устойчивость течения в системах с кипящим теплоносителем является сложной функцией геометрии системы, величины недогрева, теплового потока, давления и условий течения. Нельзя предложить никаких общих правил для получения количественных критериев устойчивости течения, зависящих от разнообразных обратных связей. Однако качественно можно сказать, что в контуре с естественной циркуляцией кипящего теплоносителя амплитуда колебаний потока обычно увеличивается с увеличением либо недогрева, либо трения в зоне подогрева, и амплитуда этих колебаний уменьшается при возрастании потерь на трение в обратной (холодной) ветви контура.

При анализе устойчивости течения кипящего теплоносителя в большинстве сложных систем единственным средством решения получаемой системы уравнений (конечно, лишь для частного идеализированного случая) является быстродействующая цифровая или аналоговая вычислительная машина.

ЛИТЕРАТУРА

1. Farber E. A., Scorah R. L. Heat Transfer to Water Boiling Under Pressure. Trans. ASME, **70**, 369 (1948).
2. Berenson P. J., Stome R. A. A Photographic Study of the Mechanism of Forced Convection Vaporization, presented at October 1963 meeting of the AIChE, San Juan, Puerto Rico.
3. Chien Eze-Foo, Ibele W. Pressure Drop and Liquid Film Thickness of Two-Phase Annular and Annular Mist-Flows. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **86**-2, 89 (1964).

4. Polomik E. E., Levy S., Sawochka S. G. Heat Transfer Coefficients with Annular Flow During 'Once-Through' Boiling of Water to 100% Quality at 800, 1100 and 1400 psi. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **86-2**, 81 (1964).
5. Griffith P., Wallis J. D. The Role of Surface Conditions on Nucleate Boiling, Chemical Engineering Progress Symposium Series, v. 56, AIChE, 1960.
6. Forster H. K., Zuber N. Growth of a Vapor Bubble in a Superheated Liquid. J. Appl. Phys., **25**, 474 (1945).
7. Berenson P. J. Experiments on Pool-Boiling Heat Transfer, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 5. Pergamon Press, 1962, p. 985.
8. Levy S. Generalized Correlation of Boiling Heat Transfer. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **81-2**, 37 (1959).
9. Lowdermilk W. H., Weiland W. F. Some Measurements of Boiling Burnout. NACA RM-E-54-K10, 1955.
10. Becker K. M. Burn-out Conditions for Flow Boiling Water in Vertical Rod Clusters. AIChE J., 1963, p. 216.
11. Dickinson N. L., Welch C. P. Heat Transfer to Supercritical Water. Trans. ASME, **80**, 746 (1958).
12. Young R. K., Hummel R. L. Improved Nucleate Boiling Heat Transfer. Chem. Engng Progr., **60**, 53 (1964).
13. Lockhart R. W., Martinelli R. C. Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes. Chem. Engng Progr., **45**, 39 (1949).
14. Gouse S. W., Jr. An Index to the Two-Phase Gas-Liquid Flow Literature, Part 1. MIT Engineering Projects Laboratory report, DSR-8734-1, 1963.
15. Wallis G. B. Some Hydrodynamic Aspects of Two-Phase Flow and Boiling. International Developments in Heat Transfer, ASME, 1962, p. 319.
16. Owens W. L., Jr. Two-Phase Pressure Gradient. International Developments in Heat Transfer, ASME, 1962, p. 363.
17. Leib E. F. Discussion of Van Brunt's «Circulation in High-Pressure Boilers and Water-Cooled Furnaces». Trans. ASME, **63**, 344 (1941).
18. Wallis G. B., Heasley J. H. Oscillations in Two-Phase Flow Systems. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **83-2**, 363 (1961).
19. Wissler E. H., Isbin H. S., Amundson N. R. Oscillatory Behaviour of a Two-Phase Natural-Circulation Loop. J., of AIChE, **2**, 157 (1956).
20. Lowdermilk W. H., Lanzo C. D., Siegel B. L. Investigation of Boiling Burnout and Flow Stability for Water Flowing in Tubes. NACA-TN-4382, 1958.

Глава 6
ПРОБЛЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕЧЕНИЯ

В трех предыдущих главах рассматриваются проблемы гидродинамики и теплообмена при условии идеального распределения скорости в потоке, приближающемся к поверхности теплообмена. На практике значительные отклонения от идеального равномерного распределения скорости являются скорее правилом, чем исключением. Эти отклонения могут быть вызваны ограничениями, обусловленными изготовлением, стоимостью, недостатком места для размещения установки или ее неудачной конструкцией. Наиболее убедительными примерами серьезных последствий нарушения идеального распределения скорости и температуры в теплообменной матрице являются трудности, связанные с появлением участков местного перегрева в ядерных реакторах, а также в угольных, нефтяных и газовых котельных установках.

В этой главе описываются характеристики течения для некоторых геометрически простых участков канала, обычно рассматриваемых в задачах о распределении скорости, а затем приводятся некоторые типичные случаи, вызывающие основные трудности.

ТИПИЧНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ И КАРТИНЫ ТЕЧЕНИЯ

Неудовлетворительное распределение скорости по сечению канала теплообменной матрицы часто связано с плохими условиями на входе, которые вызывают отрыв потока. Накопленный опыт позволяет рекомендовать в качестве самого эффективного способа разрешения проблем, связанных с отрывом потока, использование экспериментальных установок, позволяющих непосредственно наблюдать картину течения [1—3]. Желательно также исследовать фотографии типичных картин течения, полученные в процессе эксперимента.

Отверстие с острыми кромками. На рис. 6.1 показана типичная картина течения через отверстие с острыми кромками. Отметим плавный характер течения перед отверстием, сужение потока при прохождении через отверстие в преграде и образование вихрей с каждой стороны струи после прохождения отверстия. Ясно, что средняя скорость струи существенно выше номинальной скорости, полученной путем деления полного объемного расхода на площадь всего отверстия. По этой причине коэффициент расхода через отверстие с острыми кромками принимается равным $\sim 0{,}6$, если диаметр канала значительно больше диаметра отверстия.

Прямоугольное отверстие с заплечиком. Картина течения, показанная на рис. 6.2, совершенно аналогична показанной на рис. 6.1, за исключением того, что вихри по периферии струи ограничены меньшим размером поперечного сечения канала. Вихри такого типа не только вызывают потери давления, но в некоторых случаях могут вызвать эрозию, если в жидкости содержатся абразивные частицы, например песок. Эрозия внутренней поверхности труб конденсатора непосредственно за входным отверстием часто бывает вызвана частицами песка в охлаждающей воде.

Сопло. Из рассмотрения рис. 6.3 видно, что плавно скругленный вход в сопло позволяет избежать сужения потока, вызываемого прямоугольным отверстием с заплечиком, и получить скорость струи, по существу равную

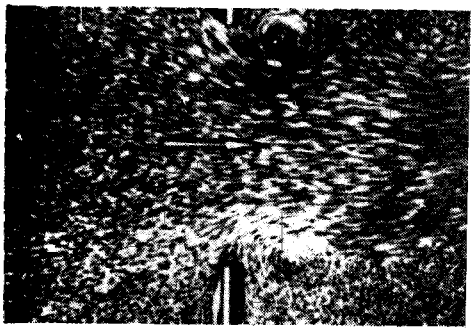


Рис. 6.1. Картина течения через отверстие с острыми кромками [1].

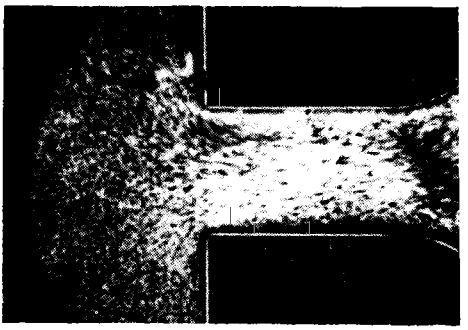


Рис. 6.2. Картина течения через квадратное отверстие с заплечиком; отрыв потока происходит непосредственно за входом [1].

средней скорости, определяемой по объемному расходу и размеру отверстия. По этой причине коэффициент расхода сопла очень близок к единице. Если бы выходной участок сопла плавно переходил в канал с прямыми стенками, то можно было бы избежать образования вихрей, как в окрестности входа в канал, изображенного на рис. 6.2.

Диффузоры. Влияние сужения и расширения канала отражено на рис. 6.4. Заметим, что во всех случаях линии тока на входе имеют плавную форму, но что в любом данном сечении вниз по потоку от входа толщина пограничного слоя увеличивается по мере расширения сопла. В случае, показанном на рис. 6.4, *а*, благодаря постепенному сужению канала поток ускоряется до такой степени, что толщина пограничного слоя перестает расти уже на расстоянии примерно одного диаметра от входа. На рис. 6.4, *б* постепенное расширение канала приводит к заметному утолщению пограничного слоя и образованию небольших вихрей, однако отрыва потока не наблюдается. На рис. 6.4, *в* показан канал с большой степенью расширения, в котором происходит отрыв потока с образованием большого вихря около одной стенки. Заметим, что толщина пограничного слоя вдоль другой стенки примерно та же, что и на рис. 6.4, *б*. Высокоскоростная струя в диффузоре, аналогичном показанному на рис. 6.4, *в*, произвольно перемещается от одной его стенки к другой под влиянием небольших возмущений потока на входе.

Колена. На рис. 6.5 показано течение через два колена, расположенных последовательно одно за другим. В каждом колене происходит отрыв потока с образованием вихрей и обратного течения непосредственно за изгибом меньшего радиуса. Особенно это наглядно видно для первого колена, картина течения в котором полностью попадает в поле зрения. Рассмотрение основных действующих сил позволяет сделать вывод, что отрыв потока должен произойти именно в этой области, поскольку центробежная сила вызывает существенный градиент статического давления в радиальном направлении в плоскости изгиба, причем область самого низкого статического давления находится на внутреннем изгибе канала. В условиях потенциального течения статическое давление становится равномерно распределенным по сечению канала после поворота потока в колене, следовательно, оно увеличивается вдоль стенки в направлении потока. В реальных жидкостях наблюдается то же самое распределение давления, но при этом происходит отрыв потока, приводящий к диссипации энергии в вихрях.

около стенок возникает обратное течение из области высокого давления в область низкого давления (см. рис. 3.9 и 6.4, *в*). Это приводит к образованию

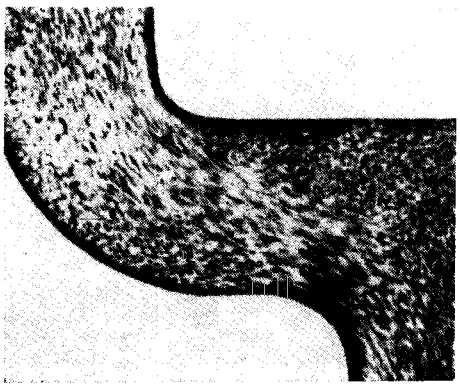


Рис. 6.5. Картина течения в колене с отрывом потока [1].



Рис. 6.6. Картина течения в небольшом коллекторе с осевым входом и центральной перегородкой, действующим как радиальный диффузор с плоской пластиной [1].

вихрей и крупномасштабной турбулентности, при которых кинетическая энергия рассеивается, переходя в тепловую, а не восстанавливается, преобразуясь в статическое давление.

ВЛИЯНИЕ РАСШИРЕНИЯ КАНАЛА

Свободные струи. Истечение струй жидкости в резервуары практически бесконечного объема соответствует предельному случаю расширения канала. Установлено, что распределение скорости в типичной струе соответствует показанному на рис. 6.7 для струи, истекающей из сопла [4]. Практически плоский профиль скорости в плоскости среза сопла изменяется затем вследствие непрерывно возрастающего перемешивания между периферийным участком струи и окружающей средой. Скорость в центре струи сначала не меняется; влияние перемешивания сказывается в уменьшении ширины области постоянной скорости в центральной части струи. Ширина струи растет с расстоянием от среза сопла по линейному закону, как это можно видеть на рис. 6.7. На расстоянии, равном примерно восьми диаметрам струи от среза сопла, профиль скорости уже не имеет плоского участка в центре, и начиная с этого сечения скорость на центральной линии струи падает по мере дальнейшего распространения струи.

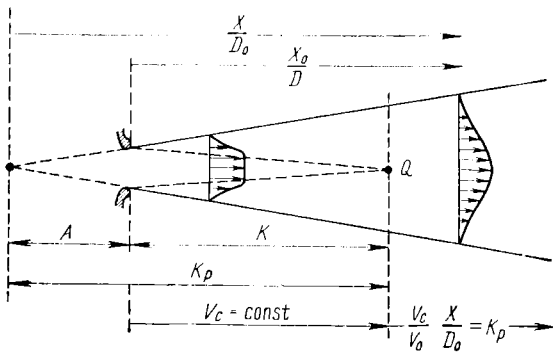


Рис. 6.7. Схематическое изображение границ ядра свободной струи, в котором скорость постоянна, и внешних ее границ. В двух типичных сечениях построены профили скорости [4].

Этот эффект показан на рис. 6.8, где V_c — скорость на центральной линии струи; V_0 — начальная скорость струи, D_0 — диаметр сопла, а X_0 — расстояние от плоскости среза сопла [4, 5].

Если температура струи отличается от температуры окружающей среды, то интересно проанализировать распределение температуры струи в результате процесса смешения. На рис. 6.8 приведена зависимость отношения Δt_c (разность температуры в центральной части струи и температуры окружающей среды) к Δt_a (начальная разность температур на срезе сопла) от расстояния до среза сопла. Турбулентность, характеризующая процесс смешения, наиболее интенсивна на внешней границе ядра струи, причем размер вихрей увеличивается с расстоянием от среза сопла [6].

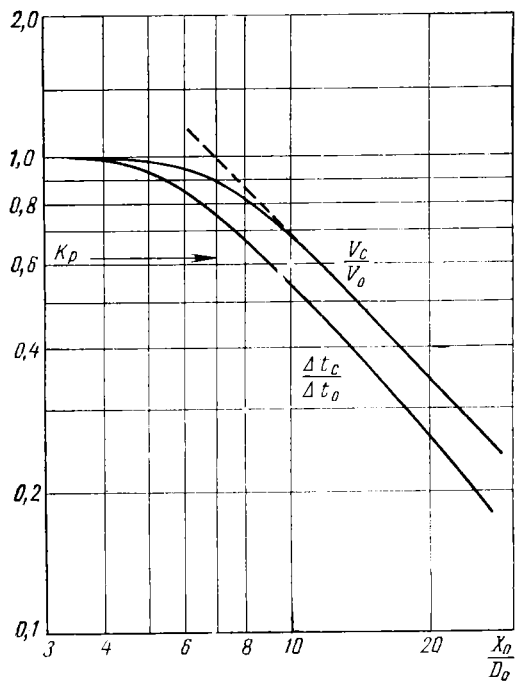


Рис. 6.8. Распределение скорости и температуры вдоль центральной линии струи, температура которой выше температуры окружающей среды [4].

Резкое увеличение площади поперечного сечения канала. Одним из самых распространенных типов расширения канала является внезапное изменение его поперечного

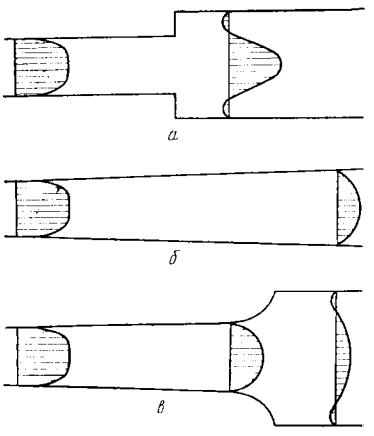


Рис. 6.9. Профили скорости в диффузорах с внезапным расширением (*а*), в длинном коническом диффузоре с углом 7° (*б*) и коническом диффузоре с раструбом (*в*).

сечения (рис. 6.9, *а*). Отметим изменения в распределении скорости с расстоянием от сечения, в котором происходит внезапное увеличение размера канала, и тенденцию к обратному течению вдоль стенок, проявляющуюся на некотором расстоянии вниз по потоку от этого сечения.

При оценке прироста статического давления, связанного с увеличением площади поперечного сечения канала, следует помнить, что в идеальном случае прирост статического давления должен быть равен потерям скоростного напора, т. е.

$$\Delta P_{\text{ид}} = \frac{\rho}{2g}(V_1^2 - V_2^2). \qquad (6.1)$$

При резком увеличении размера канала (см. рис. 6.6) действительный прирост давления намного меньше идеального вследствие потерь на вихреобразование. Исходя из теоретического требования сохранения количества движения [7], приходим к выводу, что прирост статического давления должен по крайней мере соответствовать изменению количества движения:

$$\Delta P_a = \frac{\rho}{g} V_2 (V_1 - V_2). \qquad (6.2)$$

Согласно экспериментальным данным, действительный прирост давления по существу равен вычисленному по (6.2). Разность $\Delta P_{\text{ид}} - \Delta P_a$ характеризует в основном потери энергии на вихреобразование.

Эффективность этой геометрии канала с точки зрения восстановления кинетической энергии жидкости или газа характеризует коэффициент полезного действия диффузора, который определяется следующим образом:

$$\text{К. п. д. (диффузора)} = \frac{\text{Прирост статического давления в действительных условиях}}{\text{Прирост статического давления в идеальных условиях.}}$$

Из соотношений (6.1) и (6.2) следует, что при внезапном увеличении размера канала

$$\text{К. п. д. (диффузора)} = \frac{2V_2}{V_1 + V_2} = \frac{2A_1}{A_1 + A_2}. \qquad (6.3)$$

Анализ выражения (6.3) показывает, что при малом изменении площади поперечного сечения к. п. д. диффузора довольно высок, например 80%, при отношении площадей 1,5 (это соответствует отношению диаметров 1,2). Если же отношение двух диаметров равно примерно 5, к. п. д. диффузора чрезвычайно низок (около 8%).

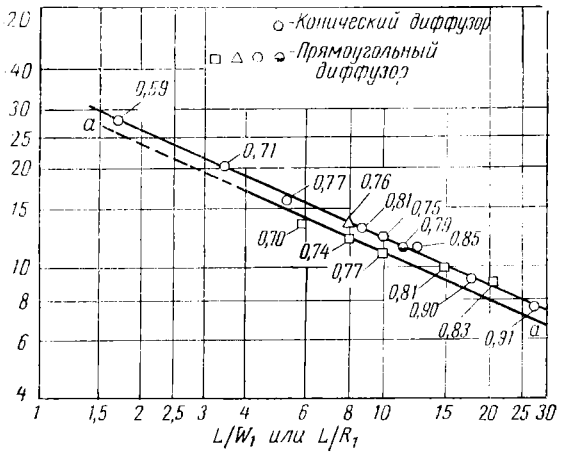


Рис. 6.10. Данные, характеризующие влияние отношения длины диффузора к ширине его горла для прямоугольных диффузоров и к радиусу для конических диффузоров на величину угла раскрытия при достижении максимального к. п. д. Около каждой экспериментальной точки указана доля скоростного напора на входе, преобразованная в статическое давление [2]:

а — а — кривая Мура и Клайна (высокий уровень турбулентности на входе).

Диффузоры с прямыми стенками. Гораздо эффективнее диффузоры с постепенно расходящимися стенками, как показано на рис. 6.9, *б* [2]. Чтобы размеры такого диффузора и потери на трение в нем были по возможности минимальными, желательно угол раствора сделать максимальным, но таким, при котором еще не происходит отрыва потока и потерь на вихреобразование. Угол диффузора с максимальным к. п. д. зависит от отношения его длины к характерному размеру горла как для прямоугольного диффузора, так и для конического диффузора (рис. 6.10). Кривые на рис. 6.10 построены для трех разных отношений длины диффузора к размеру для каждой конфигурации. Поскольку стенки прямоугольного диффузора расширяются только в одной плоскости, берут отношение длины диффузора к ширине его горла, в то время как в случае конического диффузора, расширяющегося в двух измерениях, используют отношение длины к радиусу горла. Благодаря этому идеальный градиент статического давления вдоль стенок канала по существу одинаков в обоих случаях. Как и следовало ожидать, при любой заданной длине диффузора его к. п. д. сначала возрастает с увеличением угла, достигает максимума, а затем уменьшается, как только начинается отрыв потока, вызывающий потери на вихреобразование. Заметим, что чем больше отношение длины диффузора к характерному размеру его горла, тем меньше угол, при котором достигается максимальный к. п. д. Конические диффузоры имеют некоторые преимущества по сравнению с прямоугольными, хотя разница между ними невелика. При одинаковых значениях отношений площадей выходного и входного сечений и длины канала к диаметру кольцевые диффузоры, образованные двумя концентрическими конусами, имеют аналогичные характеристики [2].

Для достижения максимального к. п. д. диффузора рекомендуется делать его как можно длиннее, выбирая угол раствора, обеспечивающий максимальный к. п.д. (см. рис. 6.10) с последующим внезапным расширением, обеспечиваемым

раструбом на выходе (см. рис. 6.9, *в*). Поскольку в идеальном случае доля восстановленной кинетической энергии меняется пропорционально разности между единицей и отношением площадей входного и выходного сечений в квадрате, при помощи диффузора с отношением площадей, равным двум, удается восстановить 75% кинетической энергии, достигаемой в идеальном случае на входе в конус. Увеличение вдвое длины такого диффузора позволяет восстановить 70% потерь энергии и повысить идеальный коэффициент восстановления кинетической энергии примерно до 90% полной кинетической энергии на входе в диффузор. На рис. 6.11 показано влияние отношения диаметров сечений на выходе и входе на отношение площадей и идеальный коэффициент восстановления кинетической энергии для конического диффузора с углом 7° и для случая внезапного изменения площади поперечного сечения канала. Следует отметить нецелесообразность увеличения отношения длины диффузора к его диаметру более 30, так как потери на трение сводят на нет небольшой достигаемый прирост давления.

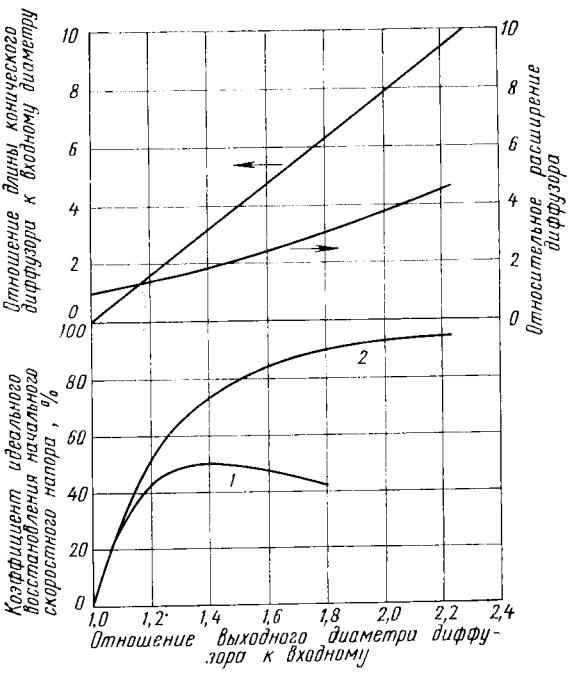


Рис. 6.11. Кривые, характеризующие влияние отношения диаметров диффузора (на выходе и входе) на относительное расширение и идеальный коэффициент восстановления давления при внезапном расширении сечения канала (*1*) и в коническом диффузоре с углом раскрытия 7° (*2*).

Можно избежать отрыва потока в диффузорах с большим углом и его неблагоприятного влияния на распределение скорости, размещая вдоль расширяющегося диффузора экраны на некотором расстоянии друг от друга [8]. Эти экраны вызывают потери давления по сравнению с длинным диффузором без экранов, но в диффузорах с большим углом они обеспечивают лучшее восстановление давления, чем без них, и делают возможным достижение удовлетворительного распределения скорости даже при углах диффузора 90°. Применение экранов в диффузорах с прямыми стенками будет рассмотрено ниже.

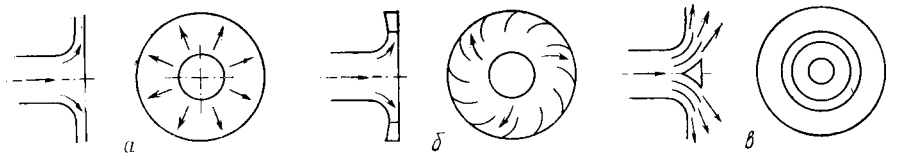


Рис. 6.12. Три типичных радиальных диффузора:
а — плоский диффузор; *б* — диффузор с изогнутыми по спирали лопатками; *в* — диффузор с концентрическими кольцевыми лопатками.

Радиальные диффузоры. Если необходимо сэкономить на длине диффузора, иногда удобно использовать плоский диффузор, схематически изображенный на рис. 6.12, *а*. Диффузоры такого типа обычно имеют вид поверхностей вращения. К. п. д. надлежащим образом рассчитанного диффузора довольно высок. Благодаря такой геометрической форме эффективный диаметр канала достаточно мал и, следовательно, невелика длина, требуемая для обеспече-

ния торможения потока до заданной скорости. На участке между параллельными стенками диффузора (см. рис. 6.12, *а*) площадь канала такова, что она увеличивается с увеличением радиуса по существу с той же скоростью, что и в коническом диффузоре с углом 7° (см. рис. 6.9, *б*). У диффузора, изображенного на рис. 6.12, *а*, радиус расширяющегося участка на входе равен радиусу канала на входе, а расстояние между параллельными пластинами на участке радиального течения составляет 31 % радиуса канала на входе.

На рис. 6.13 приведены значения относительного расширения и коэффициента восстановления начального скоростного напора для диффузора этого типа. Плоский диффузор может иметь такое же выходное сечение, как и конический диффузор, изображенный на рис. 6.9, *в*, причем радиус криволинейного участка выбирается на основе компромисса между ограничениями на длину и величиной коэффициента восстановления давления.

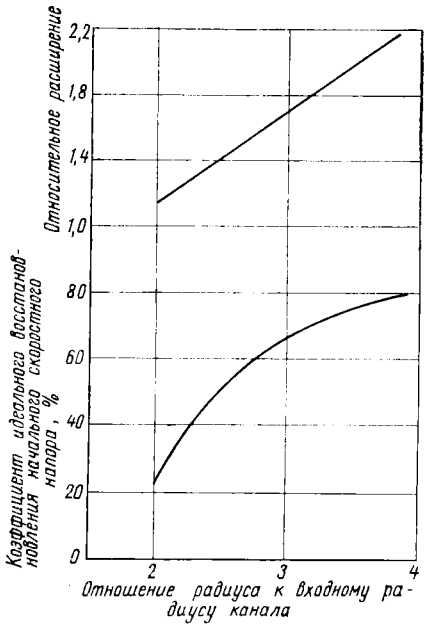


Рис. 6.13. Относительное расширение и идеальный коэффициент восстановления начального скоростного напора для канала типичного радиального диффузора без направляющих лопаток.

С помощью изогнутых по спирали лопаток (см. рис. 6.12, *б*) можно уменьшить диаметр радиального диффузора, требуемый для обеспечения торможения потока до заданной скорости, по сравнению с диаметром диффузора, изображенного на рис. 6.12, *а*, увеличив длину криволинейного участка канала. Лопатки предотвращают образование больших вихрей в окрестности внешнего периметра, возникающих в результате неравномерности распределения окружной скорости. Эти вихри закручиваются вокруг осей, параллельных оси входного канала. В любом случае во избежание отрыва потока скорость изменения площади проходного сечения канала вдоль линии тока должна быть такой же, как у конического диффузора с углом раскрытия 7°. Если накладываются ограничения на радиальный размер диффузора, можно использовать конусообразные лопатки, с помощью которых достигается примерно такой же эффект, что и в конфигурации, изображенной на рис. 6.9, *в*.

По существу аналогичный диффузор обычно используется в потолочных вентиляционных системах. Он имеет концентрические кольцевые лопатки. Диффузор такого типа изображен на рис. 6.12, *в*. Его длина укорочена благодаря использованию лопаток, позволяющих уменьшить эквивалентный диаметр канала.

Промышленные образцы диффузоров этого типа обычно имеют слишком малые величины отношения длины к диаметру для обеспечения удовлетворительного восстановления давления. Но они достаточно эффективны, так как распыляют большую одиночную струю и перераспределяют воздух в помещении.

Колена. Непосредственно после поворота потока в колене распределение скорости в канале оставляет желать лучшего. Как показано на рис. 6.14, на внутренней стенке колена происходит отрыв потока, вдоль стенок наблюдается обратное течение, а на наружной стенке колена на некотором расстоянии вниз по потоку сохраняется область высокоскоростного течения [9]. Этот эффект становится еще более заметным по мере уменьшения отношения меньшего радиуса колена к ширине канала в радиальном направлении. При малой величине радиуса колена (рис. 6.15, *а*) все нежелательные эффекты можно рез-

ко ослабить, разместив в нем лопатки (см. рис. 6.15, *б*). Для прямоугольных каналов рекомендуется увеличить площадь канала путем выбора одинаковых радиусов для внутреннего и наружного изгибов (см. рис. 6.15, *в*), особенно при использовании поворотных лопаток. Конфигурация колена считается

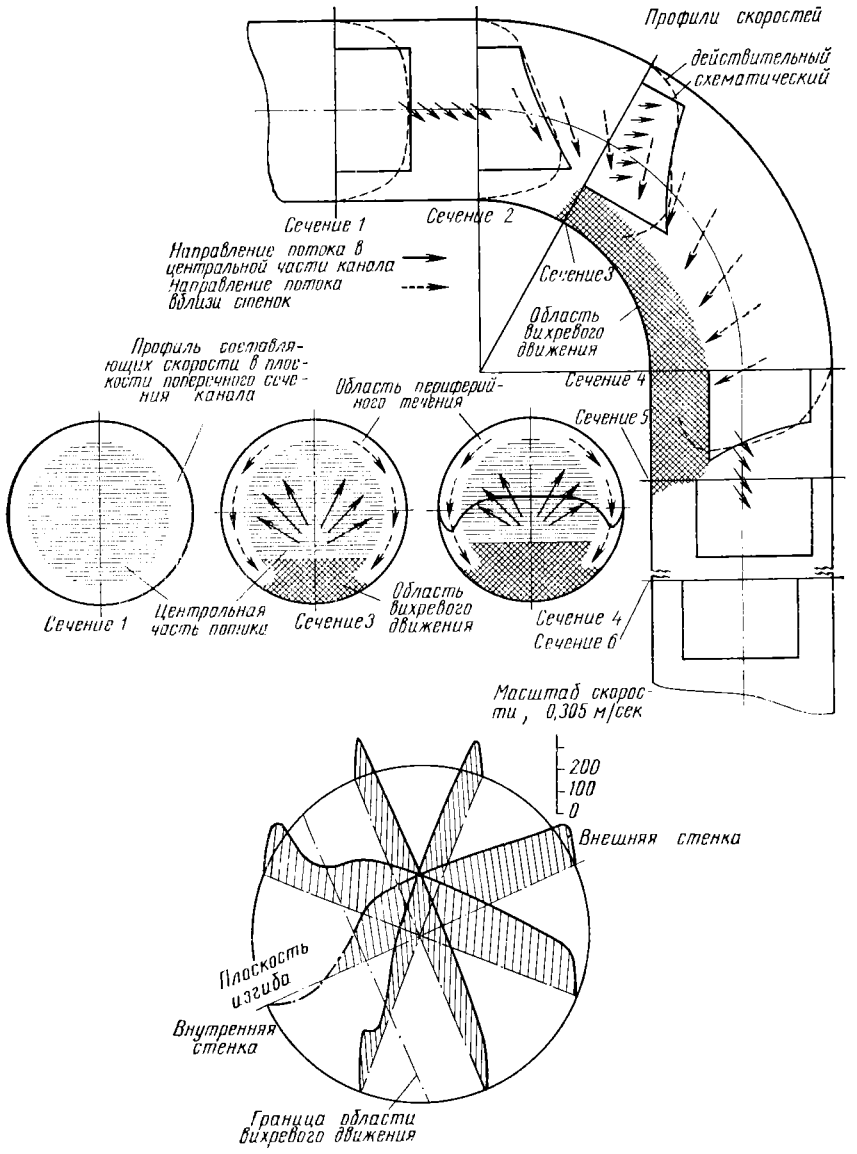


Рис. 6.14. Распределение скорости и иллюстрация вторичных эффектов течения в 90-градусном колене с внутренним диаметром канала 152,4 *мм* (Re = 500 000) [9].

идеальной, если стенки канала совпадают с линиями тока (см. рис. 6.15, *г*), соответствующими идеальному потенциальному течению [10]. Колена такого типа изображены на рис. 6.15, *д* и *е*.

На рис. 6.16 показаны распределения скорости в коленах типичной формы. Заметим, что в обычном колене поворотные лопатки не только значительно улучшают распределение скорости, но, как видно из рис. 6.16, снижают также потери давления. В некоторых установках эффективны лопатки с профилем крыла, в большинстве случаев образованном элементами дуг окружностей.

Сравнение рис. 6.16, *в* и *г* показывает, что колено, спрофилированное по линиям тока потенциального течения, имеет хорошие характеристики лишь тогда, когда меньший его радиус достаточно велик, и поэтому заметного отрыва потока нет.

Если площадь канала на выходе из колена значительно больше, чем на входе, колено с направляющими лопатками, аналогичное изображенному на рис. 6.15, *б*, будет работать как диффузор. Лопатки простой формы в виде дуг окружностей, установленные с интервалами, примерно равными ширине лопатки, обеспечивают к. п. д. диффузора ~70%. Тщательно спроектированные решетки профилей позволяют увеличить к. п. д. диффузора до 90% при относительном расширении 2,7 [11]. Таким образом, благодаря применению систем профилирующих лопаток диффузоры многих типов становятся не только максимально короткими, но и наиболее эффективными. Однако решетка профилей повышает к. п. д. диффузора лишь при равномерном распределении скорости во входном канале или, по крайней мере, при удачной конструкции решетки. Обычно трудно обеспечить приемлемые условия на входе.

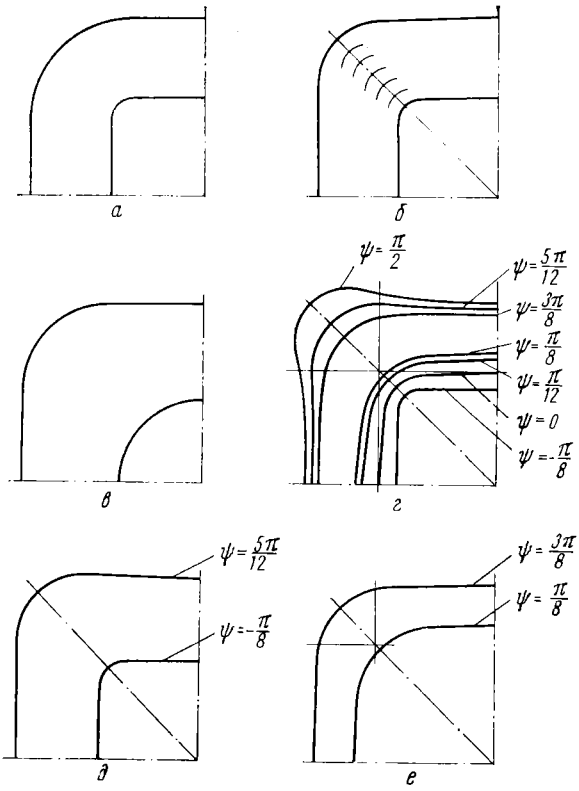


Рис. 6.15. Типичные колена прямоугольных каналов:

а — обычное колено; *б* — обычное колено с поворотными лопатками; *в* — колено с одинаковыми радиусами внутреннего и наружного изгибов, равными радиальной ширине канала; *г* — линии тока потенциального течения; *д* — колено, спрофилированное по гиперболическим линиям тока идеального течения $5\pi/12$ и $-\pi/8$; *е* — колено, спрофилированное по гиперболическим линиям тока идеального течения $3\pi/8$ и $\pi/8$.

Использование экранов. Чтобы исправить неравномерное распределение скорости, имеющее место непосредственно после внезапного расширения канала или после поворота потока в колене, необходим достаточно длинный участок канала с прямыми стенками. Для достижения желаемого эффекта требуется канал длиной по меньшей мере в 10 диаметров, что не всегда приемлемо по соображениям экономии места. Гораздо более компактным устройством для выравнивания профиля скорости является набор экранов в виде плетеных проволочных сеток, решеток из стержней или перфорированных пластин.

Эффективность экранов как устройств для выравнивания профилей скорости зависит от многих факторов, таких, как геометрия канала в окрестности экрана, распределение невозмущенной скорости в канале и характеристики сопротивления экрана набегающему потоку [12, 13]. Поскольку не удается получить точного аналитического решения задачи, Прандтль [7] предложил следующее соотношение, связывающее максимальную скорость V_3 струи за экраном с максимальной скоростью V_1 струи перед экраном и среднюю скорость в канале V_0:

$$\frac{V_3-V_0}{V_0}=\left(\frac{1}{C_d+1}\right)\left(\frac{V_1-V_0}{V_0}\right). \qquad (6.4)$$

Коэффициент сопротивления экрана C_d определяется как отношение потерь давления при прохождении экрана к скоростному напору, вычисленному по средней скорости в канале.

Из соотношения (6.4) следует, что для уменьшения вдвое разности между максимальной скоростью струи V_1 и средней скоростью V_0 необходимо, чтобы экран оказывал значительное сопротивление, при котором потери давления при прохождении через экран равны скоростному напору в центре струи перед

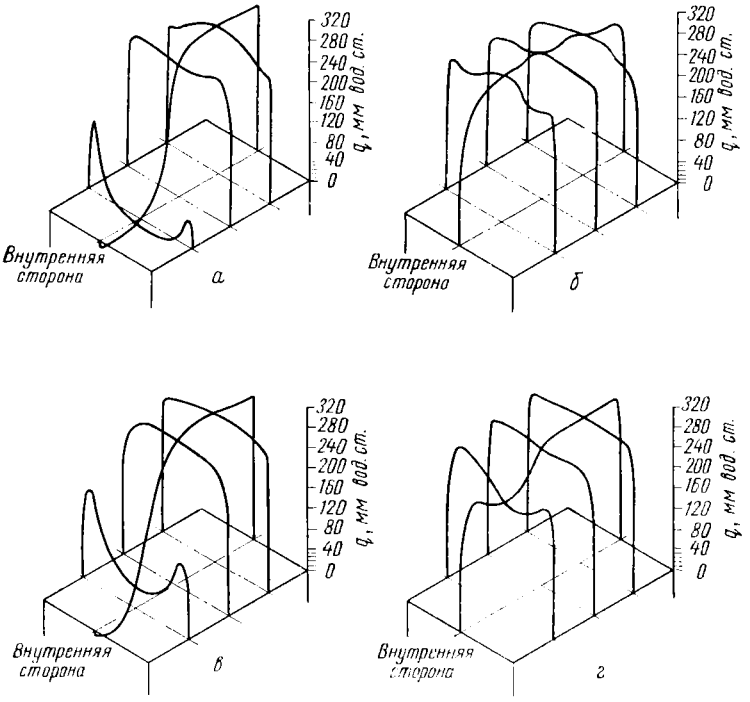


Рис. 6.16. Распределение скорости после поворота потока в четырех коленах [10].

а — обычное колено без поворотных лопаток (потери скоростного напора составляют $0{,}44q$); *б* — обычное колено с пятью поворотными лопатками (потери скоростного напора составляют $0{,}15q$); *в* — колено, спрофилированное по гиперболическим линиям тока $5\pi/12$ и $-\pi/8$ (потери скоростного напора составляют $0{,}32q$); *г* — колено, спрофилированное по гиперболическим линиям тока $3\pi/8$ и $\pi/8$ (потери скоростного напора составляют $0{,}15q$).

экраном. На рис. 6.17 приведены результаты экспериментов с экранами, имеющими разные отношения площади перекрытой части канала к полной площади экрана на входе. Наряду с экспериментальными профилями скорости на входе и выходе приведены результаты расчета распределения скорости на выходе, выполненного с использованием соотношения (6.4). Отметим постепенное улучшение профиля скорости с увеличением сплошности экрана и сравнительно хорошее соответствие между экспериментальными данными и результатами оценки по соотношению (6.4).

Обычно не рекомендуется использовать одиночные экраны с коэффициентом загромождения более $\sim 0{,}5$: отношение скорости течения через отверстие к номинальной средней скорости становится слишком большим; кроме того, любые дефекты изготовления экрана могут отрицательно повлиять на распределение скорости. Та же самая проблема возникает и при использовании решеток из стержней. Неточное дистанционирование отверстий в перфорированных пластинах также может вызвать некоторые трудности. Таким образом, если экран должен обеспечить большое сопротивление, лучше всего использовать

несколько последовательно расположенных экранов с интервалами в 20 или более диаметров отверстия, необходимыми для распыления струи.

Коллекторы. Распределение скорости по теплообменной матрице может зависеть от способа подачи теплоносителя в подводящий коллектор. Если теплоноситель поступает с большой скоростью вдоль оси коллектора на рис. 6.18, *а* слева, то струя будет бить через всю камеру, проходя через центральную часть теплообменной матрицы, причем скорость в центре матрицы

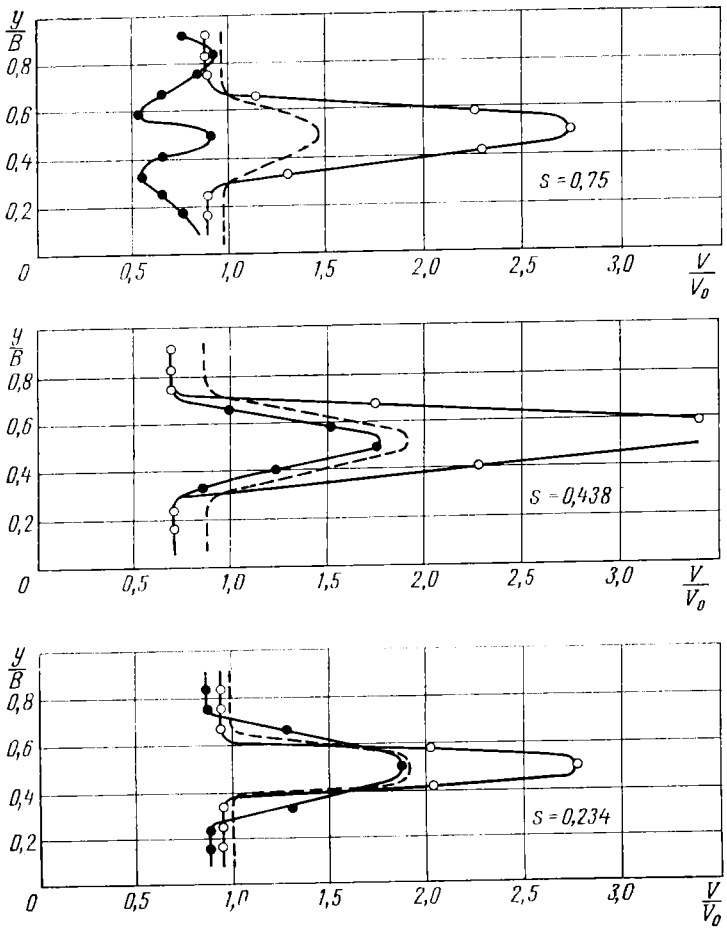


Рис. 6.17. Эффективности экранов с тремя разными коэффициентами загромождения при выравнивании профиля скорости потока, содержащего осесимметричную струю (B — диаметр канала; s — коэффициент загромождения) [12]:

○ — данные эксперимента в восходящем потоке; ● — данные эксперимента в нисходящем потоке; — — — — результаты расчета по соотношению (6.4) для нисходящего потока.

будет больше, чем в периферийной кольцевой зоне. Если теплоноситель поступает в коллектор сбоку (на рис. 6.18, *а* справа), то характер распределения потока резко меняется. Поток на входе образует струю, распространяющуюся с большой скоростью, которая вызывает появление области низкого давления в центральной части матрицы. В месте столкновения струи со стенкой напротив входного канала образуется зона высокого статического давления, в связи с чем скорость потока через теплообменную матрицу на этом участке достигает максимального значения.

В каждом из двух случаев, показанных на рис. 6.18, *а*, распределение скорости по теплообменнику зависит от отношения скоростного напора на входе

к потерям давления в теплообменной матрице. В общем случае скоростной напор на входе должен быть меньше половины потерь падения давления в теплообменной матрице, что достигается путем увеличения размера канала, использования диффузора или экранов и перегородок в коллекторе.

Разработано несколько конструкций коллекторов, в которых обеспечиваются равномерные распределения скорости. В коллекторе, изображенном на рис. 6.18, *б*, теплоноситель, поступающий в теплообменник из тора, имеет радиальное направление. В конструкции, показанной на рис. 6.18, *в*, используется плоский диффузор, что позволяет снизить скоростной напор потока перед его поступлением в коллектор. Наблюдаемая при этом картина течения подобна показанной на рис. 6.6.

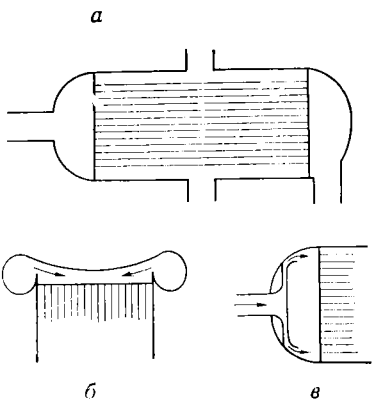


Рис. 6.18. Типичные конфигурации входных каналов и коллекторов для теплообменных матриц.

Вероятное изменение распределения скорости относительно среднего значения можно оценить по величине скоростного напора на входе и потерям давления в теплообменной матрице таким же образом, как это было сделано для экранов. В установке с подводом теплоносителя по оси коллектора (см. рис. 6.18, *а*) потери давления при прокачке теплоносителя по центральным участкам приблизительно равны средним потерям давления в теплообменной матрице плюс скоростной напор на входе; следовательно, отношение скорости потока через центральный участок к средней скорости можно записать в следующем виде:

$$\frac{\text{Максимальная местная скорость в трубе}}{\text{Средняя скорость через матрицу}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{ср}} + (\rho V^2/2g)_{\text{вх}}}{\Delta P_{\text{ср}}}} = \sqrt{1 + \frac{(\rho V^2/2g)_{\text{вх}}}{\Delta P_{\text{ср}}}}. \qquad (6.5)$$

Степень ухудшения характеристик теплообменника вследствие неравномерного распределения потока можно проследить на примере подвода теплоносителя через боковую стенку корпуса теплообменника, изображенного на рис. 6.18, *а*. Совершенно очевидно, что при отсутствии экранов вся подводимая масса теплоносителя будет распространяться в вертикальном направлении по среднему участку трубного пучка, не попадая в концевые участки. В результате эти концевые участки не будут участвовать в теплообмене, так что длину трубного пучка можно сократить до 20% его начальной длины. Менее очевидно, что установка экрана перед входом в трубный пучок не обязательно приведет к равномерному распределению потока по трубам. Обычно требуется множество экспериментов на моделях или прототипах, чтобы обеспечить приемлемое распределение потока в конфигурациях подобного типа.

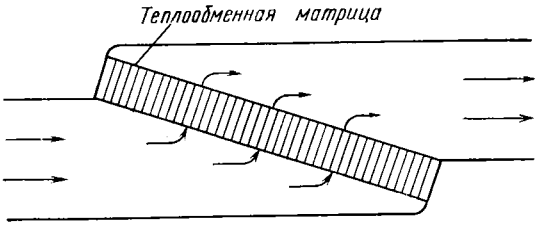


Рис. 6.19. Наклонное расположение теплообменника в канале с целью увеличения площади проходного сечения теплообменной матрицы.

Влияние наклона теплообменной матрицы в канале. Чтобы сократить потери на прокачку теплоносителя, теплообменную матрицу можно расположить под некоторым углом в канале (рис. 6.19), в результате чего площадь ее входного сечения становится значительно больше площади сечения входного

канала. Даже при равномерном распределении скорости во входном канале основная часть потока стремится обойти расположенный вверху по потоку участок теплообменной матрицы. Это объясняется тем, что на входе в теплообменную матрицу в конце, расположенном вверху по потоку, скорость велика, а статическое давление мало; по мере приближения к концу, расположенному внизу по потоку, скорость падает, а статическое давление растет. Обратная картина наблюдается на выходе из теплообменной матрицы. Следовательно, разность статических давлений больше внизу по потоку. Эти эффекты (рис. 6.20) особенно ощутимы в тонкой теплообменной матрице (фильтре) с небольшим сопротивлением, расположенной под некоторым углом в канале для уменьшения потерь давления путем увеличения площади поперечного сечения канала. Для получения равномерного распределения скорости по теплообменной матрице подобной геометрии ее следует установить таким образом, чтобы потери давления в матрице были равны или превышали удвоенный скоростной напор на входе в канал. Следует подчеркнуть, что основным фактором является скоростной напор во входном канале, а не номинальный скоростной напор в каналах теплообменной матрицы.

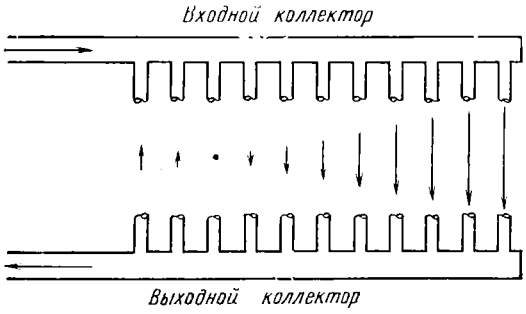


Рис. 6.20. Распределение скорости в пучке труб с отношением длины к диаметру, равным 50, при одинаковых проходных сечениях трубы и коллектора.

При неравномерном распределении потока во входном канале установка теплообменника в наклонном положении, по-видимому, не дает никаких преимуществ, так как из-за наклона потери давления станут даже меньше скоростного напора в высокоскоростном участке потока на входе. Потери давления на экранах или других устройствах, которые могут быть использованы для выравнивания профиля скорости, относятся к паразитическим и, по всей вероятности, превышают любую экономию, достигаемую путем уменьшения скорости теплоносителя в теплообменной матрице.

Коллекторы трубных пучков. При проектировании коллекторов для трубных пучков возникает ряд новых проблем [14]. Если отношение длины трубопровода к его диаметру достаточно велико, так что в основном потери давления происходят в трубе, это не вызывает особых проблем, в отличие от тех случаев, когда отношение длины к диаметру меньше 100 и потери давления в трубах составляют два скоростных напора или менее, а в коллекторах — от двух до шести скоростных напоров в зависимости от положения трубы.

Потери давления между коллектором и трубопроводом зависят от геометрии соединения и от отношения скорости в трубопроводе к скорости в коллекторе [15]. В обычных конструкциях отношение скорости в коллекторе к скорости в трубопроводах заключено между 0,5 и 1,0. Согласно экспериментальным данным, скругление углов на входе в трубопровод почти столь же эффективно уменьшает потери давления, как и использование заборника или почти тангенциального соединения.

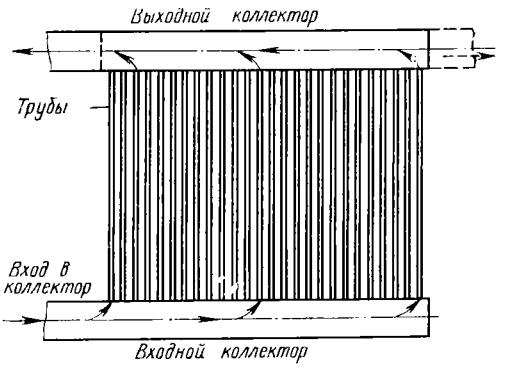
Потери давления в выходном коллекторе вследствие турбулентности, вызванной подводимой сбоку струей, могут быть существенными, особенно если трубный пучок состоит из ряда длинных труб и скорость поперечного потока составляет значительную долю скорости в коллекторе.

В коллекторе потери на трение снижают давление торможения в направлении потока. Кроме того, если входной коллектор имеет постоянную площадь поперечного сечения, уменьшение скорости в направлении течения сопровождается преобразованием скоростного напора в статическое давление и, следовательно, происходит увеличение статического давления. Обратная картина наблюдается в выходном коллекторе. На рис. 6.21 для типичного случая

показано влияние отдельных факторов на изменение давления в входном и выходном коллекторах и суммарное изменение статического давления между ними [14]. В этом примере результирующее асимметричное распределение давления приводит к увеличению расхода относительно среднего значения в трубопроводах, расположенных со стороны входа во входной коллектор. Если поменять роли коллекторов, т. е. входной коллектор сделать выходным и наоборот (см. рис. 6.20), то максимальный расход будет получен в трубопроводах у глухого конца входного коллектора. На самом деле, распределение потока может стать настолько неравномерным, что в некоторых трубопроводах он может даже изменить свое направление на обратное, как в случае, изображенном на рис. 6.20.

Расчеты, позволяющие оценить распределение потока, слишком трудоемки. В качестве первого приближения можно выбрать размеры коллектора, исходя из предположения, что скорость на входе равна средней скорости в трубопроводах. Если в результате получено неприемлемое распределение скорости в трубном пучке, размер коллектора можно увеличить. В некоторых установках имеет смысл применить суживающиеся коллекторы, в которых благодаря изменению скорости вдоль коллектора компенсируются потери давления на трение [14]. В каждом частном случае возникают свои проблемы распределения потока, которые очень разнообразны. Нельзя рекомендовать никаких общих правил; каждый частный случай требует внимательного исследования, благодаря чему удается отыскать лучший способ разрешения поставленной задачи. В этом разделе довольно подробно описаны некоторые типичные случаи, позволяющие оценить важность проблемы, и некоторые возможные способы ее разрешения.

Влияние распределения потока по теплообменной матрице на эффективность холодильника авиационного двигателя. Двига-



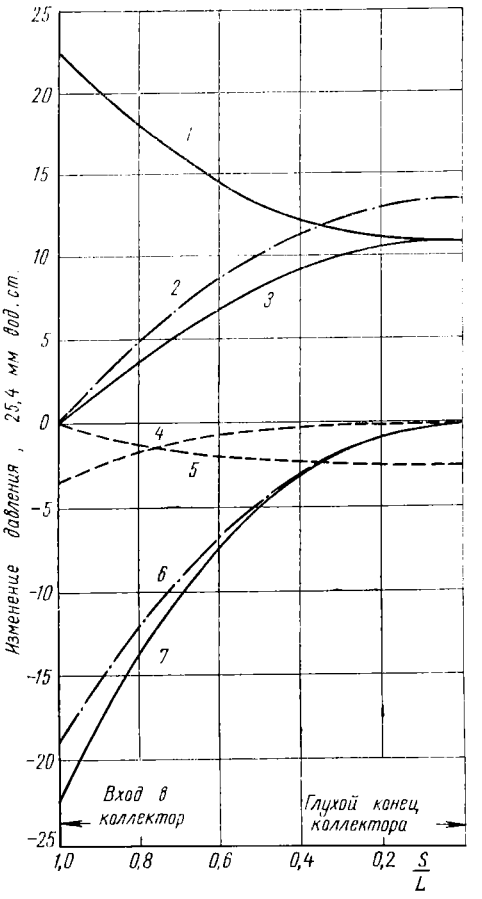


Рис. 6.21. Величины отдельных составляющих, влияющих на изменение давления в подводящем и отводящем коллекторах типичного трубного пучка с постоянными площадями поперечного сечения [14]:

1 — суммарное изменение давления между коллекторами; *2* — влияние замедления во входном коллекторе; *3* — суммарное изменение давления во входном коллекторе; *4* — потери на трение в выходном коллекторе; *5* — потери на трение во входном коллекторе; *6* — влияние ускорения в выходном коллекторе; *7* — суммарное изменение давления в выходном коллекторе.

тель «Роллс-Ройс Мерлин», используемый на многих английских и американских истребителях во время второй мировой войны, оборудован небольшим

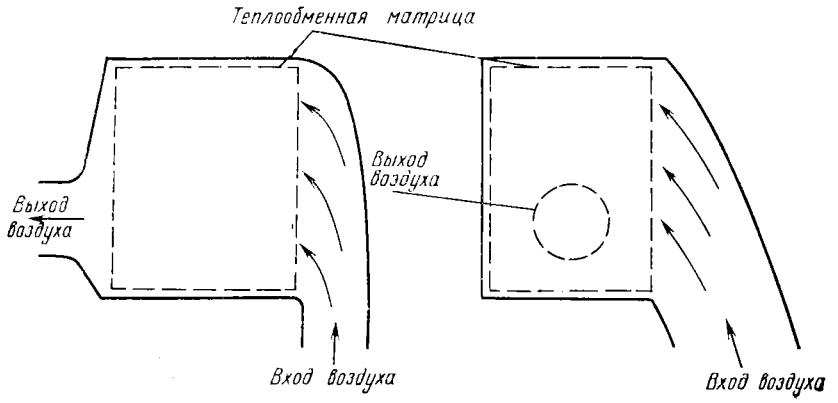


Рис. 6.22. Схематическое изображение холодильника авиационного двигателя «Роллс-Ройс Мерлин».

эффективным теплообменником, предназначенным для охлаждения поступающей из нагнетателя смеси горючего с воздухом, благодаря чему увеличиваются мощность и предел детонации. Этот теплообменник, называемый *холодильником*, схематически изображен на рис. 6.22. Хотя такая конфигурация компактна и хорошо вписывается в конструкцию двигателя, что несомненно относится к ее достоинствам, она далека от совершенства с точки зрения распределения потока по теплообменной матрице. Во-первых, площадь канала увеличивается примерно в 6 раз на коротком участке между выходом из улитки нагнетателя и входом в теплообменную матрицу; во-вторых, поток должен повернуть на угол 90°. Хотя предполагалось, что падение давления в теплообменной матрице вызовет расширение потока и обеспечит равномерное распределение воздуха, в действительных условиях этого не происходило.

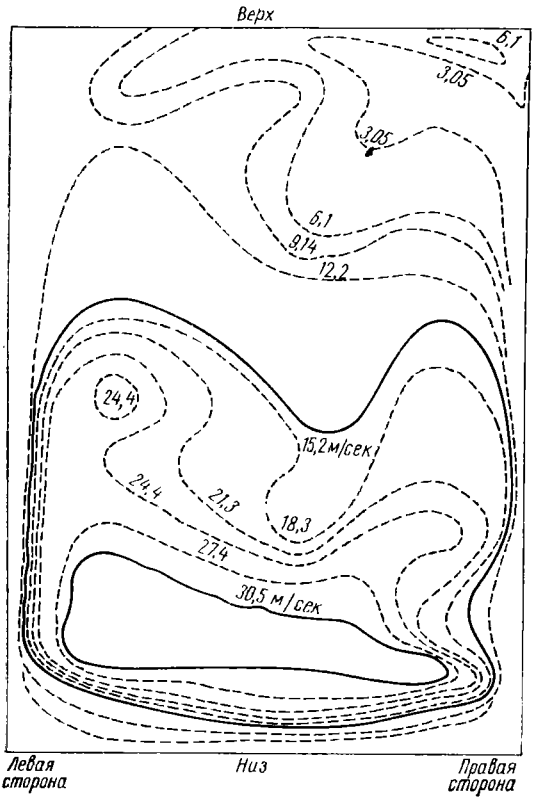


Рис. 6.23. Распределение скорости воздуха в выходном сечении теплообменной матрицы, схематически изображенной на рис. 6.22.

Результаты измерения распределения скорости представлены на рис. 6.23. Анализ этой диаграммы показывает, что 60% весового расхода потока проходит только через 20% площади входного сечения холодильника. Следует отметить, что средний скоростной напор на выходе из нагнетателя был равен 406 *мм вод. ст.*, в то время как падение давления в теплообменной матрице при равномерном распределении воздуха должно составлять 132 *мм вод. ст.* (Теплообменная

матрица имела вид оребренной сплющенной трубы, как на рис. 11.1. Входное сечение матрицы имеет размеры 229×305 *мм*, а ее размер в направлении потока воздуха равен 254 *мм*.)

На рис. 6.24 показано влияние неравномерного распределения скорости на эффективность теплообменника. Верхняя кривая характеризует эффективность теплообменника, которая была бы достигнута при равномерном распределении воздуха по входному сечению теплообменной матрицы; нижняя кривая получена в действительных условиях работы двигателя. Расчет верхней кривой по экспериментальным данным, полученным для теплообменной матрицы с размерами $76 \times 76 \times 254$ *мм* в почти идеальных условиях, осуществлялся по методу, описанному в гл. 4. Те же самые данные были использованы для оценки эффективности теплообменника в двигателе с профилями скорости на входе в теплообменную матрицу, представленными на рис. 6.23; полученные результаты хорошо согласуются с нижней кривой на рис. 6.24.

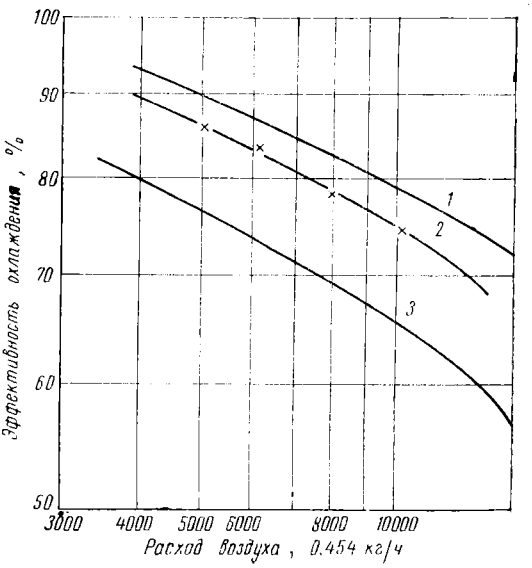


Рис. 6.24. Сравнение характеристик теплообменной матрицы, схематически изображенной на рис. 6.22, для трех условий притока воздуха:

1 — расчетная кривая эффективности, полученная с использованием результатов испытаний теплообменной матрицы в прямом канале; *2* — кривая эффективности теплообменной матрицы в натуральную величину, установленной в корпусе, аналогичном схематически изображенному на рис. 6.22, с нагнетателем и каналом, обеспечивающими равномерное распределение скорости на входе в матрицу; *3* — эффективность холодильника по результатам испытаний двигателя.

Чтобы получить более равномерное распределение скорости по теплообменной матрице холодильника, во входном коллекторе разместили экспериментально подобранное распределительное устройство. Эта система обеспечила очень эффективное распределение струи с малыми потерями давления и такое заметное улучшение характеристик теплообмена, а следовательно, и увеличение мощности двигателя на больших высотах, что соответствующий вариант этого устройства был поставлен на натурное изделие. Однако при проведении испытаний выяснилось, что оно не обеспечивает никакого улучшения характеристик в отличие от первоначального варианта. Тщательное исследование поля течения с помощью насадки Пито позволило обнаружить мощный вихрь, влияющий на распределение скорости на выходе из нагнетателя, которое не одинаково не только для экспериментального и натурного двигателей, но меняется также от двигателя к двигателю, и даже в одном двигателе время от времени наблюдается случайное перераспределение скорости. Так как эффективность распределителя зависит от его положения относительно падающей струи, из-за неопределенности положения последней любое устройство в виде перегородок или экранов большую часть времени работает неэффективно. В результате приходим к заключению, что при неравномерном распределении скорости единственным способом устранения этого недостатка является основательная переделка диффузора нагнетателя и отводящей улитки, что нежелательно.

Местный перегрев в котельных топках. Местный перегрев стенок труб в топках паровых котлов может привести к их пережогу. Проектирование таких установок требует большого опыта; особого внимания заслуживают проблема равномерного распределения воздушного потока и загрузки топлива. Эта проблема обычно усложняется тем, что проектируемая топка долж-

на, как правило, работать на двух или трех разных топливах. Таким образом, конструкция топки должна обеспечивать нормальные условия горения угля, нефти или газа, и кроме того, распределения потока и температуры в ней должны соответствовать нормальным условиям теплообмена. Во всех случаях следует избегать охватывания пламенем труб и стенок топки, а также высоких местных скоростей в трубах пароперегревателя.

На рис. 6.25 показан один из способов размещения трубных пучков пароперегревателя, при котором возникает интересная картина распределения потока. Согласно теории потенциального течения, скорость газа у основания трубного пучка будет намного больше, чем у его вершины, поскольку распределение скорости будет примерно таким же, как и в свободном вихре. Так как температура газа в этой области достигает 1100° С, то вследствие высоких значений местных коэффициентов теплоотдачи температура стенок трубы может настолько возрасти, что возможен пережог трубы.

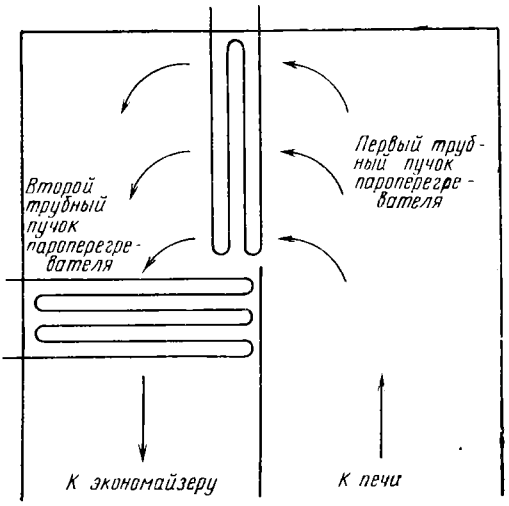


Рис. 6.25. Схема котельной топки с неравномерным распределением скорости в трубных пучках пароперегревателя.

Описанные условия могут быть усугублены неравномерным распределением потока пара. При неудачной конструкции коллекторов трубного пучка пароперегревателя расход пара по одним трубам может быть намного меньше, чем по другим. На участках с недостаточным охлаждением изнутри и чрезмерным нагревом снаружи температура стенок трубы может превысить допустимое значение. В некоторых случаях распределение потока бывает таким же неравномерным, как показанное на рис. 6.20. Ясно, что температура стенок тех труб, в которых скорость пара почти равна нулю, близка к температуре горячего газа.

Здесь описаны только два из многих возможных случаев. Некоторые проблемы другого типа будут описаны в гл. 12, посвященной конструкциям котельных топок, однако более подробное рассмотрение выходит за рамки данной книги.

Местный перегрев в парогенераторах для реакторов с газовым охлаждением. Предположим, что конструкция теплообменника аналогична конструкции парогенератора, изображенного на рис. 1.5, но работает он при температуре газа на входе, скажем, 730° С и температуре перегретого пара на выходе 565° С. Тогда ввиду высоких значений местных коэффициентов теплоотдачи температура металлической стенки трубы на участке истечения струи из газоподводящего канала будет, вероятно, ближе к температуре газа на входе, чем к температуре перегретого пара на выходе. Поскольку прочность стенок трубы быстро уменьшается в интервале температур от 565 до 730° С, возможен их пережог.

Существует несколько способов разрешения этой проблемы. Самый эффективный — снижение температуры газа, поступающего в парогенератор, так чтобы разность температур газа на входе и перегретого пара на выходе не превышала, например, 30° С. Тогда максимально возможное значение температуры стенки трубы будет ограничено величиной 595° С. Такое разрешение проблемы следует считать неудачным, поскольку оно связано с увеличением размеров парогенератора и расхода энергии на прокачку теплоносителя в реакторе. Гораздо выгоднее с помощью диффузора уменьшить скорость поступле-

ния газа в коллектор перед теплообменной матрицей. В данном случае наиболее подходящим является радиальный диффузор, изображенный на рис. 6.12, *а*. Другой способ связан с использованием экранов, обеспечивающих равномерное распределение потока на входе в трубный пучок. Однако при этом значительно возрастает расход энергии на прокачку теплоносителя. Кроме того, требуются материалы, выдерживающие температуру 730° С. Еще одним эффективным способом следует считать применение прямоточных пароперегревателей, а не противоточных, поскольку в прямоточных системах стенки первых нескольких трубных пучков, омываемые горячим газом, хорошо охлаждаются и температура металла на участках перегрева не превышает 595° С.

Местный перегрев в ядерных реакторах. Более удобным примером для иллюстрации особенностей проблемы местного перегрева по сравнению с водяными котельными установками, работающими на продуктах сгорания, следует считать ядерные реакторы, поскольку для них соответствующие соотношения проще, а режим работы системы легче прогнозируется. Кроме того, проблема местного перегрева в реакторах является более критической, так как, с одной стороны, желательно получить максимальную мощность с единицы объема, а с другой, опасность пережога и затраты на ремонт при местном пережоге значительно выше, чем в обычных котельных установках.

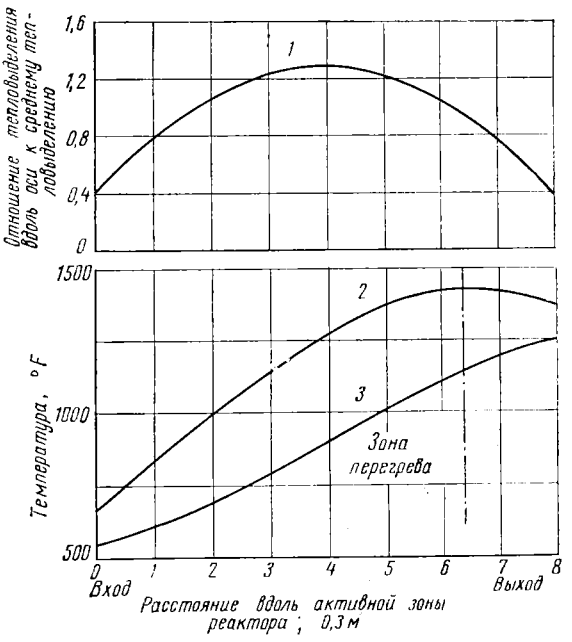


Рис. 6.26. Изменение теплового потока в осевом направлении (*1*), средней температуры поверхности твэлов (*2*) и средней температуры газа (*3*) с расстоянием от входа в активную зону большого реактора с газовым охлаждением.

Во всех типах реакторов важно свести к минимуму расход энергии на прокачку теплоносителя. Поэтому прирост температуры теплоносителя в активной зоне реактора должен быть максимально возможным. Следовательно, температура на выходе из активной зоны реактора будет значительно выше, чем среднее значение, определенное для активной зоны в целом. При косинусоидальном распределении мощности вдоль оси активной зоны тепловой поток и температура охлаждающего газа, а также температура поверхности топливного элемента в зависимости от расстояния до входа в активную зону реактора имеют вид, представленный на рис. 6.26. Область, в которой температура поверхности топливного элемента достигает максимального значения, называется горячей зоной, поскольку именно в этой зоне возможны чрезмерно высокие температуры поверхности топливного элемента.

Распределение температуры, приведенное на рис. 6.26, зависит от целого ряда факторов [16]. К ним относятся как существенные, так и несущественные изменения в распределении потока нейтронов в радиальном направлении, которые приводят к изменению в распределении мощности реактора, а следовательно, и температуры. Топливный элемент перегорает, а изменения положения регулирующего стержня способствуют дальнейшему увеличению местного теплового потока. Все эти факторы могут одновременно воздействовать на один или несколько топливных элементов, вызывая увеличение местных

значений удельной мощности в 2—6 раз по сравнению со средним значением для активной зоны в целом.

Степень местного перегрева также зависит от распределения основного потока теплоносителя по сечению активной зоны реактора. В тех каналах, в которых расход теплоносителя на несколько процентов ниже среднего значения, прирост температуры газа по мере приближения к горячей зоне повышается на несколько процентов по сравнению со средним значением. Кроме того, понижение расхода теплоносителя приводит к уменьшению коэффициентов теплоотдачи в этом канале, в результате чего разность между средней температурой газового потока и температурой поверхности топливного элемента становится больше среднего значения. Совместное влияние увеличения прироста энтальпии и падения температуры в пленке вызывает существенное увеличение температуры поверхности топливного элемента в горячей зоне каналов с низкими скоростями теплоносителя.

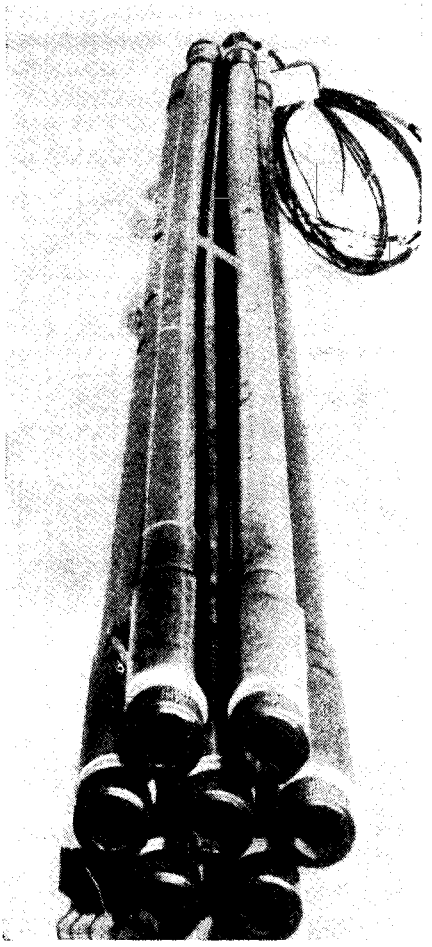


Рис. 6.27. Электрически обогреваемая полномасштабная модель пучка топливных элементов экспериментального реактора с газовым охлаждением после завершения эксперимента.

В реакторах с довольно сложной конструкцией топливных элементов, при которой возможна асимметрия, распределение потока в каждом канале, очевидно, не будет равномерным. Например, в электрически обогреваемой полномасштабной сборке топливных элементов экспериментального реактора с газовым охлаждением, изображенной на рис. 6.27, наблюдаются большие колебания местной температуры газового потока и температуры поверхности топливного элемента, обусловленные асимметрией. На рис. 6.28 показано распределение скорости, преобладающее в типичном сечении [17]. Проблемы перегрева в реакторе с газовым охлаждением гораздо сложнее, чем в реакторах с водяным охлаждением, так как в последнем случае допустимо кипение с недогревом. В реакторах с газовым охлаждением или с охлаждением органическими жидкостями нельзя ожидать каких-либо благоприятных эффектов связанных с кипением.

Изменения температуры поверхности топливных элементов, связанные с неравномерностью распределения скорости (см. рис. 6.28), сами по себе не так уж неприятны, если бы они не вызывали искривления топливных элементов. Топливный элемент, изображенный на рис. 6.27, имеет шарнирные соединения на концах, что позволяет упростить конструкцию сборки и не допускать образования больших местных изгибающих напряжений, которые в противном случае имели бы место в тонкостенной оболочке топливного элемента. Так, разность температур 17° вдоль радиуса оболочки не приводит к заметным тепловым напряжениям, но вызывает искривление оболочки длиной 710 *мм* примерно на 1,6 *мм*. Такой прогиб приводит к ограничению потока газа в горячей зоне оболочки и к дальнейшему увеличению местных температур газа и поверхности топливного элемента, что, в свою очередь, вызывает дальнейшее увеличение прогиба обо-

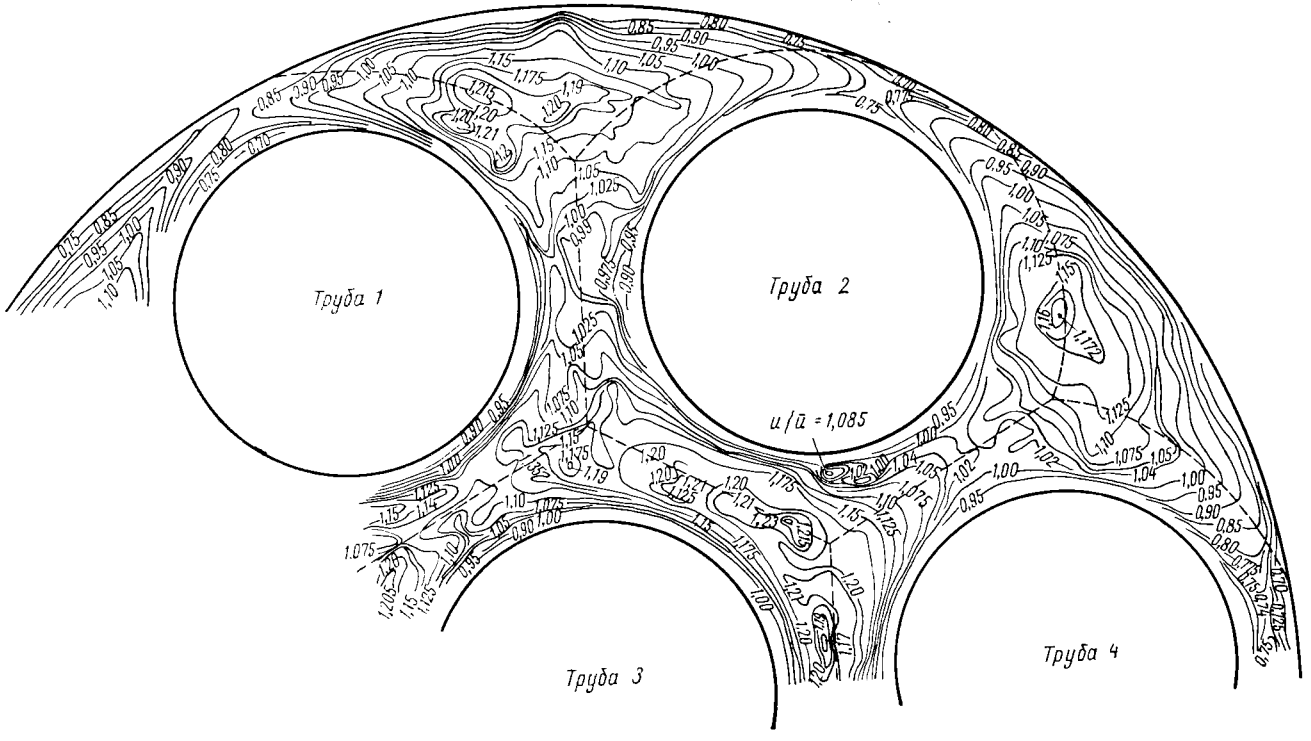


Рис. 6.28. Результаты измерений распределения скорости в характерном сечении электрически обогреваемой полномасштабной модели пучка топливных элементов экспериментального реактора с газовым охлаждением.

лочки. В зависимости от рабочих условий этот процесс либо может прекратиться при некоторой небольшой величине прогиба и относительно слабом результирующем перегреве, либо может развиваться далее, стать неустойчивым и привести в конце концов к соприкосновению соседних топливных элементов и пережогу. На рис. 6.27 показана сборка поврежденных таким образом оболочек в электрически обогреваемой экспериментальной установке. Видны участки пережога в различных точках по длине топливного элемента и искривление труб после опыта, которые были абсолютно прямыми до начала эксперимента.

Можно ожидать, что в тех случаях, когда основные тракты для теплоносителя разделены на небольшие параллельные каналы тонкими топливными элементами, создаются благоприятные условия для перемешивания потока в поперечном направлении. Для пучка стержней, например, можно предложить турбулизаторы, обеспечивающие такое перемешивание. Другой способ — прерывание поверхностей теплообмена в направлении течения. Согласно результатам ряда исследований, нельзя добиться эффективного ослабления перегрева при коридорном расположении поверхностей теплообмена с размерами осевых зазоров между поверхностями нагрева порядка толщины канала, если не расходовать значительную часть энергии, затрачиваемой на прокачку теплоносителя, на перемешивание в поперечном направлении. Таким образом, крайне желательно выбирать такое расположение топливных элементов, которое обеспечивало бы удовлетворительное распределение потока теплоносителя. Можно, например, использовать топливные элементы с шероховатой поверхностью, разделенные большими промежутками, при этом незначительные тепловые возмущения будут оказывать слабое влияние на распределение потока в параллельных каналах между топливными элементами. К сожалению, при заданных размерах активной зоны реактора и мощности на выходе это связано с уменьшением площади поверхности и увеличением теплового потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Eck B. Technische Strömungslehre, 5-th ed. Springer-Verlag, Berlin, 1957.
2. Kline S. J., Abbot D. E., Fox R. W. Journal of Basic Engineering. Trans. ASME, **81**, 321 (1959).
3. Kline S. J. Journal of Basic Engineering. Trans. ASME, **81**, 305 (1959).
4. Koestel A. Computing Temperatures and Velocities in Vertical Jets of Hot or Cold Air. Heating, Piping and Air Conditioning, June, 1954.
5. Corrsin S., Uberoi M. S. Further Experiments on the Flow and Heat Transfer in a Heated Turbulent Air Jets. NACA Technical Report No. 998, 1950.
6. Laurence J. C. Intensity, Scale and Spectra of Turbulence in Mixing Region of Free Subsonic Jet. NACA Technical Report No. 1292, 1956.
7. Prandtl L. Essentials of Fluid Dynamics. Hafner Publishing, New York, 1952, p. 80.
8. Schubauer G. B., Spangenberg W. G. Effect of Screens in Wide-Angle Diffusers. NACA Technical Report No. 949, 1949.
9. Weske J. R. Experimental Investigation of Velocity Distributions Downstream of Single Duct Bends. NACA Technical Note, No. 1471, 1948.
10. Harper J. J. Journal of Institute of Aeronautical Sciences, **13**, 587 (1946).
11. Emery J. C. et al. Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA 65-series Compressor Blades at Low Speeds. NACA Technical Report No. 1368, 1958.
12. Baines W. D., Peterson E. G. Trans. ASME, **73**, 467 (1951).
13. Cornell W. G. Trans. ASME, **80**, 791 (1958).
14. Keller J. D. Trans. ASME, **71**, A-77 (1949).
15. Daniels C., Pelton H. Product Engineering, July 1959, p. 60.
16. Le Tourneau B. W., Grimble R. E. Nucl. Sci. Engng, **1**, 359 (1956).
17. Samuels G. Nucl. Sci. Engng, **14**, 37 (1962).

Глава 7
АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ

Способность конструкций теплообменников сопротивляться статическим нагрузкам от собственного веса и от давления можно рассчитать приблизительно с той же степенью достоверности, что и параметры теплообмена и перепада давлений (т. е. с вероятной ошибкой от 20 до 50% в зависимости от сложности системы), а возникающие при этом задачи примерно эквивалентны по трудности анализу течения жидкостей и теплообмена. Гораздо труднее аналитически рассчитать долговечность конструкции в условиях циклических резких изменений температурного режима, причем ошибка в определении срока службы до разрушения может быть десятикратной. В настоящей главе бегло рассмотрены наиважнейшие основные проблемы и даны простейшие расчетные методы, пригодные для предварительных оценок. Приведены ссылки для использования в более уточненных и тщательных расчетах при установлении окончательных конструкций. Из этих источников наиболее широко распространены нормы ASME для ненагреваемых сосудов давления [1].

НАПРЯЖЕНИЯ ОТ ДЕЙСТВИЯ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБАХ, ТРУБНЫХ РЕШЕТКАХ И СОСУДАХ ДАВЛЕНИЯ

Напряжения в цилиндрических элементах. Для цилиндрических элементов, толщина стенок которых составляет менее 10% их диаметра, напряжения от действия давления достаточно хорошо аппроксимируются простым равенством

$$S = \frac{pd_i}{2t}, \tag{7.1}$$

где S — окружное напряжение в стенке, $кГ/см^2$; p — разность давлений, действующих на стенку, $кГ/см^2$; d_i — внутренний диаметр, $см$; t — толщина стенки, $см$.

Это выражение можно получить на основе рассмотрения цилиндрического элемента, разрезанного осевой плоскостью, приравняв силы от давления, стремящиеся переместить половины цилиндрического элемента в разные стороны, силам от окружных напряжений, стремящимся удержать эти половины. Аналогично можно показать, что напряжение в сферической оболочке равно половине напряжения в цилиндрическом элементе такого же диаметра и с той же толщиной стенки.

Методы расчета толстостенных цилиндров значительно более сложны, так как напряжения в них изменяются с радиусом. Для получения результатов, хорошо согласующихся с экспериментом, следует применять специальные методы расчета [2, 3].

Днища сосудов давления. Кожухи теплообменников и сосуды давления могут иметь полусферические, эллипсоидальные и плоские днища. Легче всего рассчитать напряжения для сферического днища. В идеальном случае толщина сферического днища должна быть вдвое меньше толщины цилиндрической части, если хотят получить одинаковые напряжения в обоих элементах.

Степень сплющенности эллиптического днища часто выбирают такой, чтобы напряжения в днище не превосходили напряжений в цилиндрической части при равенстве толщин стенок в обеих деталях. Для этого большой диаметр эллипсоида должен быть приблизительно вдвое больше малого.

Напряжение в плоской круглой пластине, нагруженной разностью давлений, действующих нормально ее поверхностям, зависит от условий опирания

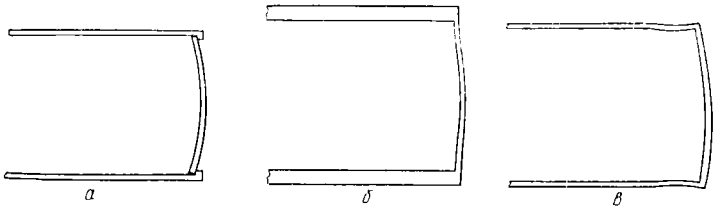


Рис. 7.1. Типичные примеры защемления кромок плоских днищ для цилиндрических сосудов давления:

а — свободно опертая кромка днища; *б* — кромки днища защемлены и удерживаются от поворота жестким соединением с толстостенной цилиндрической обечайкой; *в* — кромки днища частично удерживаются от поворота жестким соединением с цилиндрической обечайкой, имеющей одинаковую с днищем толщину стенки.

кромок пластины (рис. 7.1). Если кромки не защемлены и могут свободно поворачиваться на опорах, то выражения для максимальных значений напряжения и прогиба запишутся в виде

$$S_{\text{макс}} = \frac{0{,}75r^2p}{t^2}\ ; \tag{7.2}$$

$$\delta_{\text{макс}} = \frac{0{,}6r^4p}{t^3E}\ , \tag{7.3}$$

где $S_{\text{макс}}$ — максимальное напряжение, $кГ/см^2$; r — радиус круглой пластины, $см$; p — разность давлений, действующих на пластину, $кГ/см^2$; t — толщина пластины, $см$; $\delta_{\text{макс}}$ — прогиб в центре пластины, $см$; E — модуль упругости, $кГ/см^2$.

Если кромки диска жестко закреплены и удерживаются от поворота на опоре, то максимальные значения напряжения и прогиба будут

$$S_{\text{макс}} = \frac{0{,}5r^2p}{t^2}\ ; \tag{7.4}$$

$$\delta_{\text{макс}} = \frac{0{,}17r^4p}{t^3E}\ . \tag{7.5}$$

Взаимодействие между цилиндрической частью и плоским днищем сварного сосуда давления является важным фактором при определении напряжения в днище. На рис. 7.1 показаны схемы изгиба конструкции для трех типовых случаев: *а* — днище без защемления, кромки которого свободно поворачиваются относительно сосуда; *б* — днище выполнено с жесткой заделкой кромок (например, тонкостенное днище, приваренное к толстостенной цилиндрической части сосуда); *в* — днище вварено в сосуд с толщиной стенок, примерно равной толщине стенки днища, так что обе стенки деформируются совместно под действием внутреннего давления. Последний случай ближе всего соответствует обычно встречающимся конструкциям, но слишком сложен, чтобы рассматривать его в настоящей работе. Отметим, что, согласно уточненному расчету [4], максимальное напряжение в днище будет меньше, чем при полной заделке кромок, но максимальное напряжение в обечайке будет больше.

Скачок напряжений в месте перехода днища в цилиндрическую часть порождает серьезные проблемы при конструировании установок не только с плоскими днищами, но также и со сферическими, эллипсоидальными и коническими днищами [5—7]. Пусть, например, сферическое днище изготовлено из листа такой же толщины, как и обечайка. При нагружении внутренним давлением диаметр днища стремится увеличиться на величину, равную лишь

половине соответствующего увеличения диаметра обечайки. Если бы днище и цилиндрическая часть не были жестко связаны, но обладали бы свободой скольжения в плоскости их сопряжения, то форма днища после деформации соответствовала бы схеме, показанной на рис. 7.2, *а*. Однако если эти элементы жестко соединены сварочным швом, то форма днища после деформации будет подобна показанной на рис. 7.2, *б*, характеризующейся значительными напряжениями изгиба, которые в некоторых зонах будут складываться с напряжениями от давления. При некоторых условиях напряжения изгиба могут вызвать местные напряжения, вдвое превышающие номинальное напряжение в стенке цилиндрического сосуда [6]. Таким образом, следует тщательно продумывать

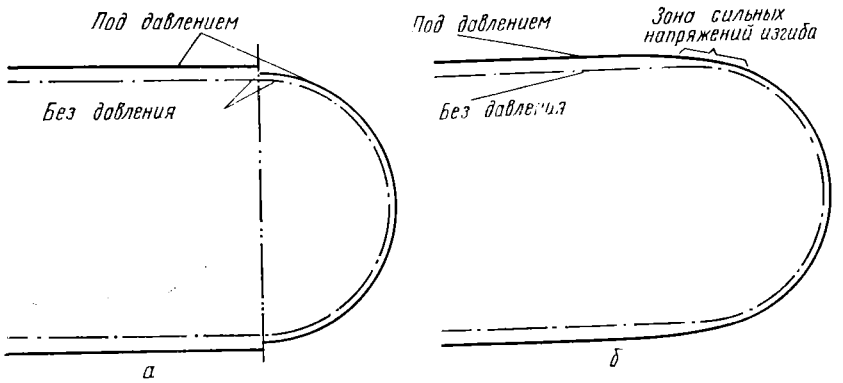


Рис. 7.2. Схемы, показывающие в увеличенном виде относительное положение внутренней поверхности цилиндрического сосуда давления вблизи его сферического днища при нагружении внутренним давлением и без него:
а — между цилиндрической обечайкой и сферическим днищем допускается радиальное скольжение; *б* — радиальное соединение между цилиндрической обечайкой и сферическим днищем.

и рассчитывать конструкцию переходной части от толстостенного цилиндра к сферическому днищу, чтобы снизить до минимума скачок напряжений, возникающий в стыке.

Вводы. В сосудах давления следует предусмотреть отверстия не только для ввода и вывода теплоносителя, но также для опорожнения, очистки и доступа внутрь при осмотре и ремонте. Если стенка сосуда давления вокруг такого отверстия недостаточно толста, то местные напряжения, создаваемые внутренним давлением, будут приблизительно в три раза превосходить среднее напряжение в сосуде даже у небольших отверстий [8]. Если число отверстий невелико и они расположены далеко друг от друга, то обычно для устранения высоких местных напряжений делают местное утолщение стенки до трехкратной толщины по сравнению с расчетной толщиной для днища без отверстий путем вварки штампованной заготовки или приварки платиков, как показано на рис. 7.3, *а* и *б* [9, 10]. Если же число отверстий велико, то экономичнее сосредоточить отверстия в сферическом или эллипсоидальном днище, выполнив всю его стенку в полтора раза толще, чем стенку обечайки. При таком решении следует располагать отверстия на взаимном расстоянии не менее трех диаметров отверстия во избежание чрезмерных напряжений в промежутках между отверстиями. При любой из приведенных выше схем расположения концентрацию напряжений вблизи отверстий можно значительно снизить, если вварить в отверстия отрезки толстостенных труб, как показано на рис. 7.3, *в*, причем рекомендуется, чтобы труба имела свободную длину примерно в один диаметр с каждой стороны стенки сосуда. Дальнейшее увеличение свободной длины трубы оказывает малое влияние на напряжение в стенке вблизи ввода из-за ограниченности действия сдвига.

Тепловое расширение труб, соединяющих два жестко установленных узла, может вызвать большое напряжение изгиба в обшивке. В большинстве слу-

чаев наилучшим выходом оказывается придание трубопроводу такой конфигурации, чтобы реакции в обшивке были сравнительно малы, однако иногда необходимо усилить обшивку вблизи ввода или наложить особое ограничение на режим пуска установки в действие [11].

Иногда требуется соединить две секции сосуда давления, имеющие разные диаметры, или присоединить к сосуду давления ввод, диаметр которого сравним с диаметром сосуда. Метод расчета такого соединения слишком специален,

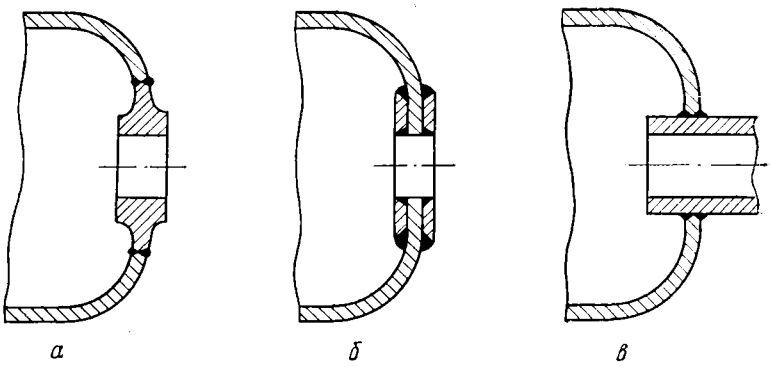


Рис. 7.3. Иллюстрация типовых способов усиления вводов в сосуды давления, снижающих местные напряжения:
а — поковка; *б* — приварные платики; *в* — вварная толстостенная труба.

чтобы его рассматривать в настоящей работе, но опыт показывает, что для снижения до минимума напряжений в оболочке вблизи сопряжения можно сконструировать переходную часть с плавным изменением формы.

Лазовые отверстия. В сосудах давления чаще всего лазовые отверстия имеют эллиптическую форму с крышкой, монтируемой изнутри сосуда, как показано на рис. 7. 4. Преимущество такой формы отверстия состоит в том, что крышку и ее уплотнительную прокладку можно извлечь из сосуда, совместив малую ось эллипса крышки с большой осью отверстия. Иногда применяют круглые крышки, причем в этом случае крышку ставят до приварки днища на место. Прокладка (если таковая предусмотрена) должна быть достаточно гибкой, чтобы ее можно было вводить в отверстие в случае замены.

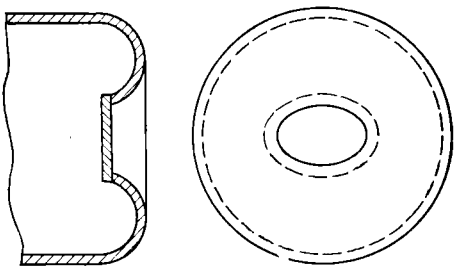


Рис. 7.4. Эллиптический лаз и его крышка.

Чаще всего эллиптические лазовые отверстия имеют размеры 300 × 400 *мм*, иногда встречаются отверстия размером 275 × 375 *мм*.

Фланцы. Часто требуется применить фланцевое соединение между днищем и собственно корпусом, чтобы иметь возможность извлекать содержимое. Такие фланцы обычно скрепляют болтами или разнообразными разрезными кольцами и скобами (рис. 7.5). Фланцевые соединения неизбежно создают напряжения изгиба в оболочке, и поэтому возникает необходимость в утолщении стенок вблизи соединения [13—15]. Такое утолщение легко выполнить, если стенки сравнительно тонки. В толстостенных сосудах, например в корпусах реакторов с кипящей водой, основная толщина стенки может доходить до 200 *мм*. В таких случаях фланцевое соединение может определять до 35% полной стоимости корпуса.

Опоры сосудов. Оболочки и сосуды давления можно монтировать на самых разнообразных опорах. Сравнительно небольшие сосуды или сосуды с толщиной стенки, составляющей значительную долю их диаметра, обычно монти-

руют на стойках или ножках, приваренных непосредственно к стенке сосуда. Для вертикальных цилиндрических сосудов давления чаще всего применяют опору в виде обечайки, прочно прикрепленной к днищу, как показано на

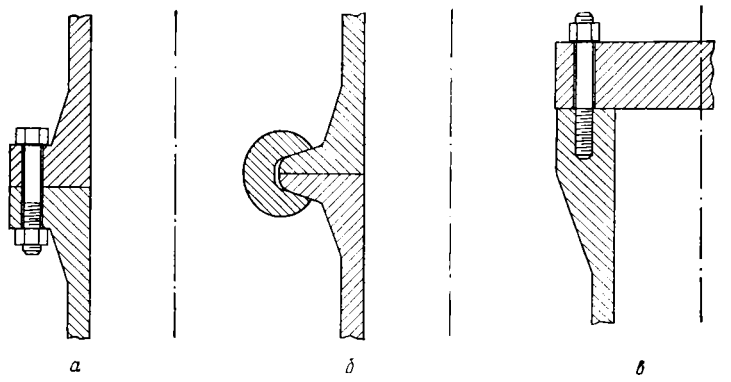


Рис. 7.5. Сечения по фланцевым соединениям трех типов:
а — фланец на болтах; *б* — фланец со скобами; *в* — соединение с крышкой на шпильках.

рис. 7.6, *а*. Вблизи сопряжения с опорой толщину днища следует несколько увеличить, чтобы оно могло воспринять местные напряжения изгиба, создаваемые опорой [16]. Если температура у основания опорной обечайки отличается от температуры сосуда, то указанное выше напряжение будет складываться из напряжений от веса сосуда и от взаимодействия обечайки с сосудом.

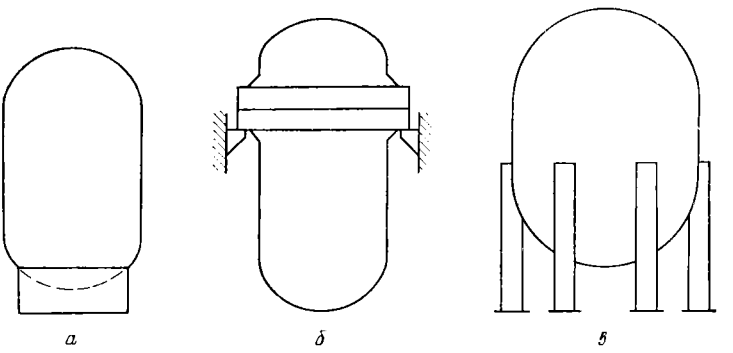


Рис. 7.6. Виды опор для сосудов давления:
а — цилиндрическая обечайка; *б* — кронштейны, поддерживающие фланец; *в* — стойки.

Связанные с этим вопросы рассмотрены далее в разделе «Гильзовые термокомпенсаторы».

Сосуды нередко устанавливают на кронштейнах, на которые сосуд опирается фланцем, предусмотренным для соединения с днищем (см. рис. 7.6, *б*), поскольку стенку сосуда в этом месте все равно приходится утолщать для восприятия напряжений изгиба, возникающих при фланцевом соединении.

Особенно большие, но относительно тонкостенные сосуды требуют более сложного подхода во избежание возникновения высоких концентраций напряжения вблизи опор. Такие сосуды иногда монтируют на стойках, расположенных на равных расстояниях по периферии сосуда (см. рис. 7.6, *в*), причем нагрузка от сосуда к стойке передается соединением, работающим на сдвиг.

Трубные решетки. Наиболее распространенный способ присоединения труб к коллекторам или каналу — применение трубной решетки (см. рис. 1.8). Расчету на прочность трубных решеток было посвящено много работ [17—21].

Точные решения исключительно сложны, но оказалось возможным дать ряд приближенных решений, сравнительно легко приложимых для практических задач. Например, если требуется сконструировать трубную решетку для восприятия большой разности давлений, такую решетку обычно вваривают в кожух теплообменника. Хотя при этом запас прочности решетки возрастает, но эффект защемления невелик, так как толщина решетки значительно больше толщины стенки кожуха. В этом случае напряжение в трубной решетке можно аппроксимировать равенством (7.2) для свободно опертой плоской пластины, видоизменив его для учета концентрации напряжений вблизи отверстий и уменьшения поперечного сечения пластины, вызванного удалением материала из отверстий. При использовании равенства (7.2) представляется очевидным, что напряжение в трубной решетке не просто прямо пропорционально разности давлений и квадрату отношения ее радиуса к толщине, но является также функцией отношения шага отверстий к их диаметру. Коэффициент концентрации напряжений для небольших, далеко отстоящих друг от друга отверстий равен приблизительно трем, однако он снижается с увеличением отношения диаметра отверстий к шагу. Изменение этого коэффициента в большой степени снижает выигрыш от уменьшения эффективной площади сечения, когда отношение диаметра отверстий к шагу возрастает приблизительно до 0,5. Дальнейшее увеличение диаметра отверстий вызывает быстрое возрастание напряжений. Удобный способ определения максимальных напряжений основан на использовании графика рис. П6.2, который был построен в соответствии с нормами ASME для паровых котлов: по единой кривой можно определить влияние коэффициента концентрации напряжений и потерю металла в отверстиях.

Пример 7.1. Использование графика рис. П6.2 при конструировании трубной решетки можно проиллюстрировать примером. Если допускаемое напряжение равно 1125 *кГ/см*^{2}, разность давлений на решетку равна 70 *кГ/см*^{2} и отношение диаметра к шагу труб равно 0,5, то отношение толщины решетки к ее радиусу можно определить по рис. П6.2 на основании следующих соотношений:

$$\frac{[S_{\text{макс}}]t^2}{pr^2} = 2{,}56;$$

$$\frac{t^2}{r^2} = 2{,}56 \cdot \frac{70}{1125} = 0{,}16;$$

$$\frac{t}{r} = 0{,}4.$$

Таким образом, трубная решетка диаметром 1000 *мм* должна иметь толщину 200 *мм*.

Коллекторы. В теплообменниках некоторых типов, в частности в парогенераторах, часто желательно объединить один или несколько трубных пучков, связывая их при помощи коллекторов. Коллектор можно сконструировать в виде небольшого барабана, например в виде пакета коллекторных элементов приблизительно квадратного поперечного сечения, как показано на рис. 7.7. В последнем случае геометрия слишком сложна для возможности надежного аналитического расчета на прочность, и приходится определять прочность экспериментальным путем. В процессе испытаний необходимо циклически воспроизводить изменение давления по тому же закону, что и в реальных условиях, ибо в результате пластических деформаций при немногих циклах нагружения чрезмерно высокие местные напряжения могут быть сняты без разрушения. Разрушение может произойти после большого числа циклов. Эта проблема рассмотрена более подробно в разделе о циклических температурных деформациях.

Разветвления труб. Всегда желательно свести к минимуму число монтажных сварных швов. Часто предпочитают присоединять одну трубу к другой вместо присоединения трубы к трубной решетке. Один из способов осуществления этого принципа — применение вильчатых тройников, подобных изобра-

женным на рис. 7.8. Этот вид соединений позволяет сократить вдвое число присоединений труб к трубной решетке и приводит к уменьшению напряжений в решетке в результате сокращения числа отверстий и увеличения ширины мостиков между ними. При этом общее необходимое число трубных соединений увеличивается на 50%, а число соединений, выполняемых при монтажной сборке, уменьшается вдвое, что может оказаться решающим преимуществом с точки зрения уменьшения времени сборки и устранения ряда механических операций.

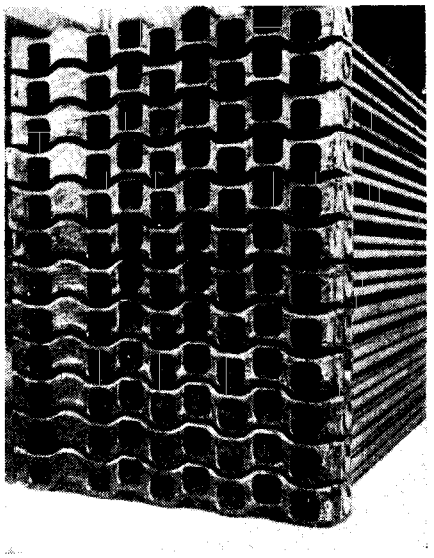


Рис. 7.7. Пакет коллекторов для трубных пучков котла с пылеугольной топкой. К каждому коллектору присоединено два ряда труб.

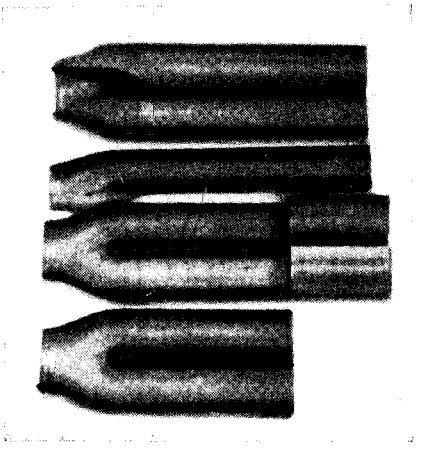


Рис. 7.8. Фотография разреза по вильчатому тройнику.

Экспериментальный анализ напряжений. Сложность формы деталей теплообменников, например днищ, коллекторов, вводов, вызывает иногда необходимость проведения дополнительной исследовательской работы по испытанию моделей в период конструирования. Опыт, накопленный при испытаниях такого рода, весьма полезен и для детального конструирования [23—25].

РАЗЛИЧНОЕ ТЕПЛОВОЕ РАСШИРЕНИЕ УЗЛОВ

Если разность температур в конструкции превосходит 50° С, то в ней могут возникнуть высокие температурные напряжения. В настоящем разделе приведено несколько примеров, типичных для этой проблемы.

Различное удлинение труб и кожуха. Различное тепловое удлинение труб и кожуха теплообменника, показанного на рис. 1.7,— одна из наиболее серьезных проблем, связанных с возникновением температурных напряжений. В теплообменнике из обыкновенной углеродистой стали, коэффициент теплового расширения которой равен около $1{,}15 \cdot 10^{-5}$ 1/С°, при разности температур труб и кожуха в 110° С относительная разность их длин равна 0,00130. Если, как обычно, площадь поперечного сечения кожуха значительно превышает площадь поперечного сечения труб, то деформация произойдет главным образом в трубах. При модуле упругости $2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2} напряжение в стенке трубы будет равно $0{,}0013 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = 2730$ *кГ/см*^{2}, т. е. в два раза выше допустимого и выше предела текучести. В действительности после первого температурного цикла будет наблюдаться пластическая деформация, так что напряжение в трубах после возврата к изотермическим условиям примет обратный знак. Этот эффект показан на рис. 7.9 для идеализированного случая, в котором трубы работают при температуре ниже температуры кожуха. Видно, что напря-

жения в трубах возрастают вплоть до предела упругости. Дальнейшее возрастание разности температур вызывает течение и упрочнение материала труб. Когда восстанавливаются изотермические условия, напряжение в трубах линейно снижается, проходит через нуль и достигает некоторого отрицательного значения (сжатие).

Из этого идеализированного графика рис. 7.9 видно, что напряжения при последующих циклах можно выдержать в упругих пределах, если перед началом эксплуатации данного узла осуществить цикл нагревания в необычайно жестких условиях, доведя разность температур, например, до 150° С. Хотя такой способ облегчит решение проблемы, концентрация напряжений в трубной решетке значительно повысит местные напряжения и разрушение труб не будет полностью исключено.

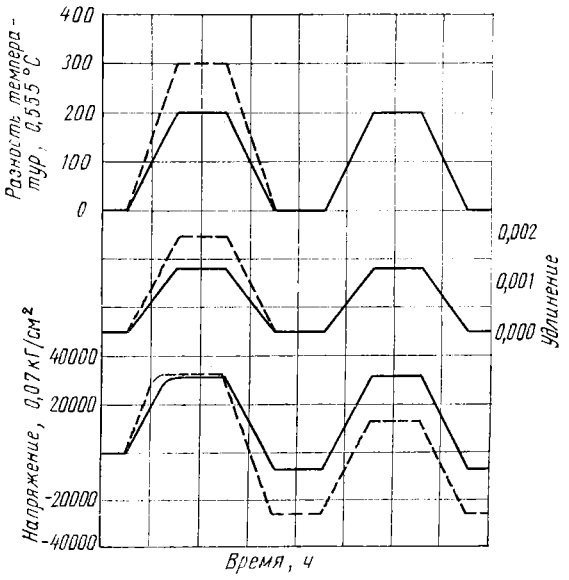


Рис. 7.9. Температура, деформации и напряжения как функции времени для идеализированного случая. Сплошные линии даны для цикла, при котором температурные напряжения лишь слегка превышают предел упругости; штриховые линии даны для случая, когда амплитуда номинального температурного напряжения превышает предел упругости на 50%.

Следует отметить, что изменение рабочей температуры теплообменника не вызывает появления температурных напряжений до тех пор, пока поддерживаются изотермические условия, если только теплообменник не изготовлен из разнородных материалов, например кожух — из углеродистой стали, а трубы — из латуни.

Разное удлинение труб и кожуха можно компенсировать различными способами, в том числе путем применения плавающей трубной решетки (см. рис. 1.12) или расширительного шва в кожухе (см. рис. 1.7). Поскольку конструирование и прочностный расчет расширительного шва в кожухе весьма сложны и в значительной степени зависят от конкретных условий [26, 27], в настоящей работе они не рассматриваются.

Различное удлинение труб. Значительные температурные напряжения могут возникнуть в трубах и трубных решетках теплообменника, подобного показанному на рис. 1.10, особенно если коэффициент теплоотдачи на стороне труб высок, а распределение расходов по трубам неравномерно и вызывает значительные вариации в распределении температур. Даже при равномерном распределении скоростей потока и температур в каждой из половин теплообменника разность тепловых удлинений в этих двух половинах может быть велика, если перепад температуры теплоносителя в трубах превышает 50—100° С.

Большие перепады температур в котельных топках вызывают существенно различное тепловое удлинение, и компенсация удлинений является основной проблемой при конструировании подобных агрегатов. Опыт показал, что наиболее эффективны трубные системы, обладающие максимальной гибкостью. Хотя высокий коэффициент теплоотдачи, характерный для парообразования в котлах, способствует выравниванию температуры во всех трубах, их обычно выполняют изогнутыми для компенсации разности тепловых удлинений. Еще более гибкую конструкцию в виде фестонов применяют для труб пароперегревателей, где колебания коэффициента теплоотдачи и распределе-

ния расхода могут привести к большим разностям температур в некоторых трубах, присоединенных к одному и тому же коллектору.

Напряжения сдвига. Серьезные осложнения могут быть связаны с температурными напряжениями в кожухотрубных теплообменниках со сдвоенными трубными решетками (см. рис. 1.12). Если проходящий по трубам теплоноситель имеет значительно более низкую температуру, чем теплоноситель, омывающий трубы, и если коэффициент теплоотдачи к трубе значительно ниже коэффициента теплоотдачи от трубы наружу (ситуация, возникающая, например, при подогревании вязкого масла горячим паром), то две трубные решетки могут иметь существенно неодинаковые температуры. Внутренняя трубная решетка, омываемая конденсирующимся паром, будет иметь более высокую температуру, чем наружная. Поэтому расширение внутренней решетки вызовет напряжение сдвига в трубах (рис. 7.10). Теплообменник такой конструкции можно успешно применять многие годы в режиме довольно незначительных разностей температур. Но при использовании в более крупном агрегате или при работе в жестких температурных условиях в результате перехода к режиму, показанному на рис. 7.10, могут появиться нарушения. Вообще говоря, не возникнет никаких затруднений до тех пор, пока напряжения от разности температур будут лежать в области упругой деформации. Однако пластические деформации в местах высокой концентрации напряжений могут обусловить разрушение после ограниченного числа температурных циклов. Обычно в случаях, подобных показанному на рис. 7.10, наиболее опасны не напряжения в холодной и горячей трубных решетках, имеющих большую толщину, а напряжения изгиба и сдвига в трубах между этими решетками. Напряжения сдвига можно оценить непосредственно по величине относительного перемещения двух трубных решеток, длины труб между ними и модуля упругости. Напряжения изгиба можно рассчитать на основе рассмотрения отрезка трубы между решетками как двух консолей, соединенных шарниром в месте прогиба в средней точке между решетками. (На рис. П6.3 приведен график для упрощенного определения напряжений изгиба.) Рассмотрение одного лишь примера, показанного на рис. 7.10, может убедить в необходимости избегать сопряжения толстых сечений, работающих при существенно неодинаковых температурах, с относительно негибкими элементами небольшого поперечного сечения. Критерии разрушения в областях высокой концентрации напряжений рассмотрены в разделе о циклах температурных деформаций.

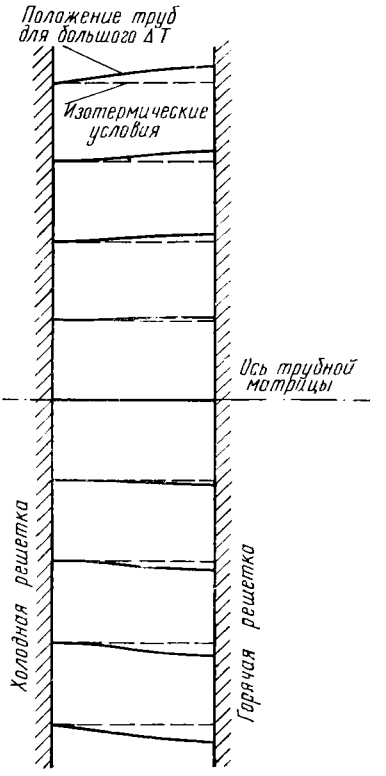


Рис. 7.10. Изгиб труб, вызванный неодинаковым расширением двух трубных решеток.

Сходная проблема возникает и для теплообменника, изображенного на рис. 1.8. Если коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к кожуху весьма высок и если перепад температуры в потоке теплоносителя от входа к выходу значителен, то в кожухе могут возникнуть высокие напряжения сдвига из-за температурного скачка, возникшего у перегородки. Аналогично, если высоки и коэффициент теплоотдачи, и перепад температур в потоке от выхода к входу со стороны трубной системы, то опасные напряжения могут возникнуть в трубной решетке вследствие температурного скачка на границе двух ее половин.

Гильзовые термокомпенсаторы. Особая проблема связана с устройством ввода в сосуд давления в тех конструкциях, где температура потока жидкости, входящей или выходящей из сосуда, может отличаться от температуры последнего на 50° С и более. Эта проблема, несомненно, особенно серьезна, если разность температур подвержена колебаниям в рабочем режиме или в периоды пуска и остановки процесса. Температурные напряжения можно значительно снизить путем изоляции трубы от сосуда давления при помощи гильзового термокомпенсатора, показанного на рис. 7.11. Если разность температур трубы и оболочки сосуда велика или если теплопроводность жидкости в сосуде высока, то может оказаться необходимым предусмотреть термоизоляцию между трубой и оболочкой вблизи гильзового термокомпенсатора.

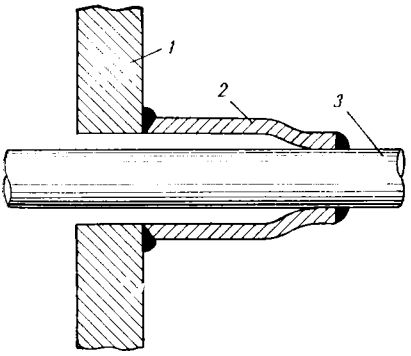


Рис. 7.11. Разрез по гильзовому термокомпенсатору для ввода трубы в сосуд давления:

1 — сосуд давления; *2* — гильза; *3* — труба.

Во избежание возникновения больших температурных напряжений в самом термокомпенсаторе отношение его длины к диаметру следует выдержать в соответствии с компенсируемой разностью температур [28].

В основном проблема конструирования гильзового термокомпенсатора сводится к обеспечению такого распределения температур по его оси, чтобы получающееся распределение температурных напряжений в гильзе было приемлемым. Несколько интересных случаев рассмотрено на рис. 7.12. Если основным фактором является теплопроводность по оси гильзы, то температура изменяется линейно с изменением осевого положения, как показано на рис. 7.12, *а*. Если в основу рассмотрения положены условия теплоотдачи через зазор между трубой и гильзой (что обычно имеет место), то температура гильзы будет изменяться по ее длине экспоненциально (см. рис. 7.12, *б*). Если основание гильзы имеет утолщение или окружено рубашкой из металла с высокой теплопроводностью, например из меди, то результирующее распределение температур подобно показанному на рис. 7.12, *в*.

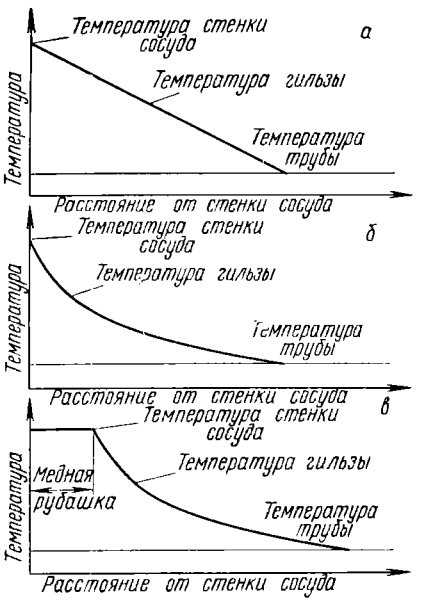


Рис. 7.12. Осевое распределение температур в трубе и гильзовом термокомпенсаторе при трех типичных граничных условиях:

а — теплообмен от трубы к сосуду осуществляется теплопроводностью через гильзу в осевом направлении; *б* — теплообмен происходит в основном за счет теплопроводности жидкости, находящейся между трубой и гильзой; *в* — у основания гильзы поддерживается температура стенки сосуда посредством короткой наружной медной втулки, а в остальной части гильзы теплообмен происходит в основном через жидкость между трубой и гильзой

Температурные напряжения, получающиеся при таких распределениях температур, можно оценить, рассмотрев прежде всего линейное распределение температур по рис. 7.12, *а*. Если бы торцы гильзы были свободны, то гильза в результате деформации превратилась бы в усеченный конус и расчет напряжений был бы тривиальной задачей. Однако если основание гильзы жестко приварено к сосуду, то стесняется поворот элементов гильзы в осевой плоскости, что приводит к возникновению

напряжений изгиба и сдвига. Эти напряжения особенно велики у основания гильзы компенсатора, причем они пропорциональны осевому температурному градиенту. Подобная ситуация превалирует и при экспоненциальном распределении температур (см. рис. 7.12, *б*). Напряжения вблизи основания гильзы можно значительно снизить путем создания зоны почти постоянной температуры, как показано на рис. 7.12, *в*.

Для распределений напряжений, соответствующих рис. 7.12, *б* и *в*, были найдены аналитические решения. Поскольку они слишком сложны для пол-

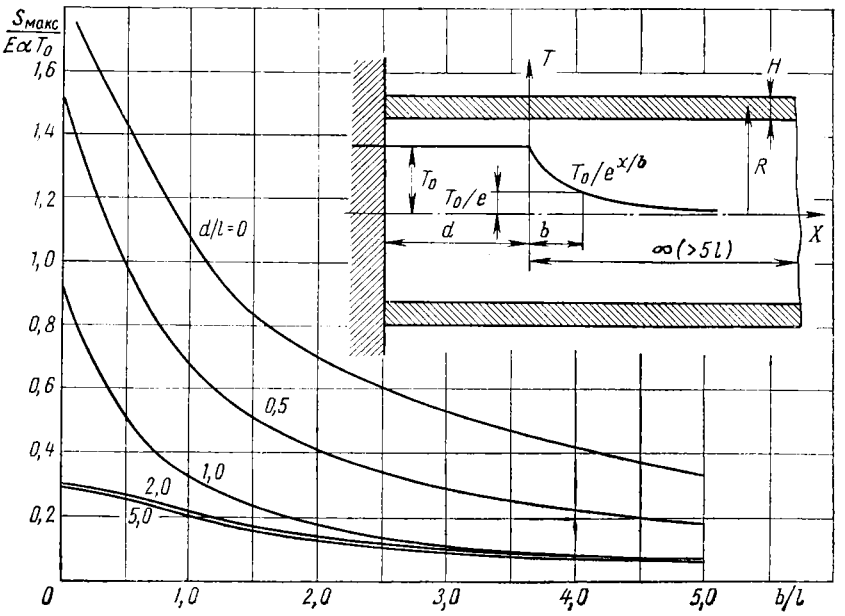


Рис. 7.13. Наибольшие напряжения сдвига в гильзе термокомпенсатора как функции осевого положения для типовых длин участка постоянной температуры у основания гильзы. Использованные обозначения и параметры даны на схеме в верхнем правом углу ($l = \sqrt[4]{\frac{R^2H^2}{3(1-\nu^2)}} = 0{,}778\sqrt{RH}$ для $\nu = 0{,}3$; ν — коэффициент Пуассона) [28].

ного рассмотрения в настоящей работе, результаты сведены к удобному рабочему виду и приведены на рис. 7.13. Здесь приведена зависимость параметра $S_{макс}/E\alpha T_0$ ($S_{макс}$ — максимальное напряжение сдвига в гильзе термокомпенсатора) от длины участка постоянной температуры и некоторой характерной длины на участке экспоненциального распределения температур. Использованные обозначения приведены справа в верхней части графика.

Поскольку наиболее распространен случай, когда температура гильзы термокомпенсатора изменяется экспоненциально вдоль оси, если отсчитывать расстояние от оболочки, рис. П6.6 можно использовать для упрощенной предварительной прикидки. На этом графике отношение длины к диаметру связывается с разностью температур по оси при нескольких значениях отношения диаметра к толщине стенки гильзы и при значении допустимого напряжения сдвига 700 *кГ/см*^{2}.

Если допустимое напряжение отлично от 700 *кГ/см*^{2}, то допустимую разность температур, получаемую по рис. П6.6, следует увеличить пропорционально допустимому напряжению. Например, если допустимое напряжение сдвига можно увеличить на 20%, т. е. до 840 *кГ/см*^{2}, то разность температур можно также увеличить на 20% при данном комплексе относительных размеров

гильзового термокомпенсатора. Аналогично если применяется материал, отличный от обычной углеродистой стали, то возникающие максимальные напряжения сдвига будут прямо пропорциональны изменению произведения коэффициента теплового расширения на модуль упругости материала.

ВИБРАЦИИ И ШУМ

На практике приходилось сталкиваться с разнообразными затруднениями, вызванными шумом и вибрациями теплообменников [29—32]. Эта проблема аналогична вибрациям трубопроводов, висячих мостов и высоких тонких дымовых труб при боковом ветре [33]. В каждом из этих случаев возмущающая сила обусловлена срывом вихрей с подветренной стороны цилиндрического или другого препятствия на пути потока. При срыве вихрей изменяется картина течения, а следовательно, и распределения давлений, что приводит к осцилляциям величины и направления сил давления жидкости, действующих на препятствие. Если осциллирующая сила вызывает перемещение препятствия, то это перемещение может нарушить процесс срыва вихрей, увеличить силу давления жидкости и вызвать самовозбуждающиеся вибрации большой амплитуды. Флаттер поверхностей управления самолета и гудение проводов на ветру относятся к движениям такого рода.

Частота возмущающей силы. Для одиночных цилиндров, омываемых речным потоком, частота срыва вихрей при числе Рейнольдса выше 200 прямо пропорциональна скорости потока и обратно пропорциональна диаметру препятствия. Для сравнения различных ситуаций, в которых происходит срыв вихрей, используют безразмерный критерий — число Струхаля. Число Струхаля есть произведение частоты срыва вихрей f на длину или диаметр D препятствия (измеренных в направлении течения), деленное на скорость V, т. е. число Струхаля равно fD/V. Для потока, омывающего одиночный цилиндр в поперечном направлении, число Струхаля обычно близко к 0,2 [29, 31], т. е. частота срыва вихрей примерно равна 1/5 значения, получаемого делением скорости потока на диаметр цилиндра. Этот коэффициент означает, что расстояние между вихрями в спутном следе должно быть в 5 раз больше диаметра цилиндра. Как видно из рис. 3.9, расстояние между вихрями приближается к трем диаметрам, поскольку скорость спутного следа примерно в 2 раза меньше скорости свободного потока. Отметим, что число Струхаля не зависит от плотности жидкости и ее вязкости.

Экспериментальные исследования трубных систем теплообменников показали, что в данном случае число Струхаля следует определить несколько иначе, введя в него не диаметр труб, а шаг между ними, поскольку регулярное расположение труб вынуждает явление срыва вихрей видоизмениться соответственно характеру расположения труб [29]. На рис. 7.14 показаны срыв вихрей и картина течения, обычно встречающиеся в трубных системах коридорной схемы. Струйный поток, протекающий между двумя близко расположенными трубами, стремится отклониться сначала в одну сторону, а затем в другую по мере того, как вихри срываются попеременно с двух труб, расположенных по обе стороны от струи. При этом возможно несколько различных видов течения потока жидкости (соответственно рис. 7.14, *а* и *б*). Отметим, что результирующая сила давления, действующая на стенку канала в случае, соответствующем рис. 7.14, *а*, остается неизменной: силы давления, возбуждаемые чередующимися рядами труб, направлены в противоположные стороны, так что средняя сила давления на стенку равна нулю. В случае, отвечающем рис. 7.14, *б*, силы давления на стенку действуют в одном и том же направлении, их действие кумулятивно и иногда бывает настолько велико, что вызывает выпучивание стенок канала [31].

Если картина течения при поперечном обтекании трубных рядов коридорного расположения подобна изображенной на рис. 7.14, *а*, то частота осцилляций соответствует числу Струхаля около 0,5 (при определении его по шагу труб) [31]. Для картины течения, аналогичной изображенной на рис. 7.14, *б*,

частота соответствует значению числа Струхаля около 1 (обычно от 0,7 до 1,2) [29].

Поперечное обтекание трубных рядов шахматного расположения также может вызвать осцилляции потока, однако характер затруднений здесь проще, чем при коридорной схеме расположения. Для труб с дисковыми или винтовыми ребрами лишь в нескольких случаях была обнаружена некоторая разница в силе осцилляций по сравнению с гладкими трубами, хотя, казалось бы, ребра должны способствовать нарушению срыва вихрей, так что процесс срыва не должен бы совпадать по фазе вдоль всей длины труб.

Акустические колебания. Сильный шум, по-видимому, является результатом того, что скорость потока, определяющая частоту осцилляций потока в любом из двух случаев, показанных на рис. 7.14, оказывается близкой к акустической частоте «закрытой органной трубы», т. е. столба жидкости между рядами труб (в направлении поперек потока жидкости). Известен пример [29], когда шум описывался как «непереносимый свист». Были зарегистрированы уровни шума до 124 *дб* [31]. Такие поперечные акустические колебания могут также вызывать в трубах или стенках каналов поперечные колебания большой амплитуды, если частота колебаний окажется близкой к частоте собственных колебаний указанных элементов (как правило, к одной из мод колебаний, возникающих при изгибе). В воздуховодах с номинальным атмосферным рабочим давлением наблюдались флуктуации давления до 0,21 *кГ/см*^{2} [31]. Систематические исследования возможности воздействия на эти явления проводились при коридорной схеме расположения труб путем изменения поперечного и осевого шага труб, причем было обнаружено, что число Струхаля сравнительно нечувствительно к изменению поперечного шага труб в пределах обычно применяемых значений шага, но чувствительно к изменению осевого шага [29]. Если последний превышает утроенный диаметр труб, то взаимодействие рядов труб становится относительно слабым, и разумнее определять число Струхаля по диаметру труб, а не по шагу. Исследование также показало, что скорости жидкости, дающие пиковые значения амплитуд шума, соответствуют совпадению частоты срыва вихрей с частотой собственных акустических колебаний одной из мод органной трубы в воздушном столбе в перпендикулярном к скорости потока и к осям труб направлении:

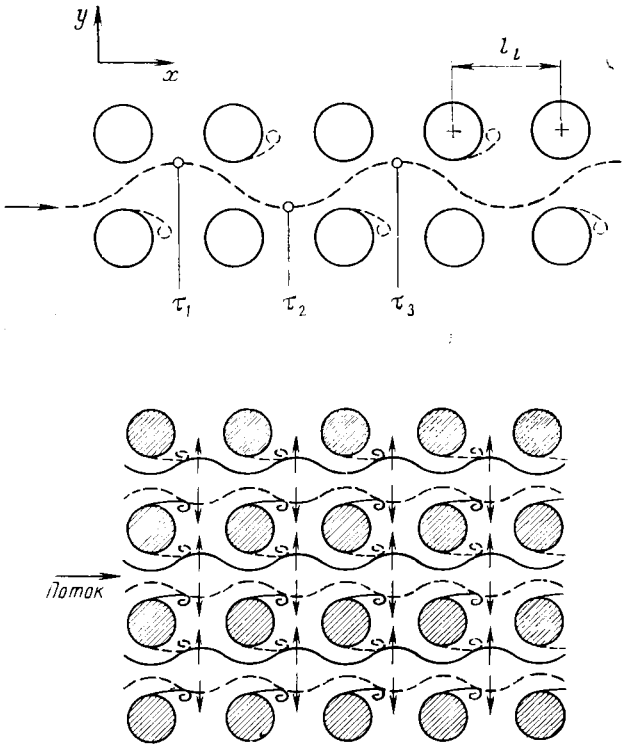


Рис. 7.14. Схемы двух картин течения при колебаниях, вызываемых срывом вихрей с труб при коридорном расположении в системе [29].

$$f = \frac{Cn}{2c}, \tag{7.6}$$

где C — скорость звука, *м/сек*; c — поперечная ширина канала *м*; n — номер моды акустических колебаний. Таким образом, скорость воздуха, при которой

возникает громкий шум данной частоты в данной трубной системе, изменяется с изменением ширины канала.

Вибрации труб при поперечном обтекании. Вибрация труб не всегда сопутствует шуму, возникающему от поперечного обтекания трубных рядов [29—31]. Наоборот, вибрация труб может не возбуждать особенно сильного шума, если движение стенок системы вызывает интенсивное демпфирование. Обычно вязкие реальные жидкости эффективно способствуют демпфированию колебания труб, тогда как вязкость газов слишком мала даже для едва заметного

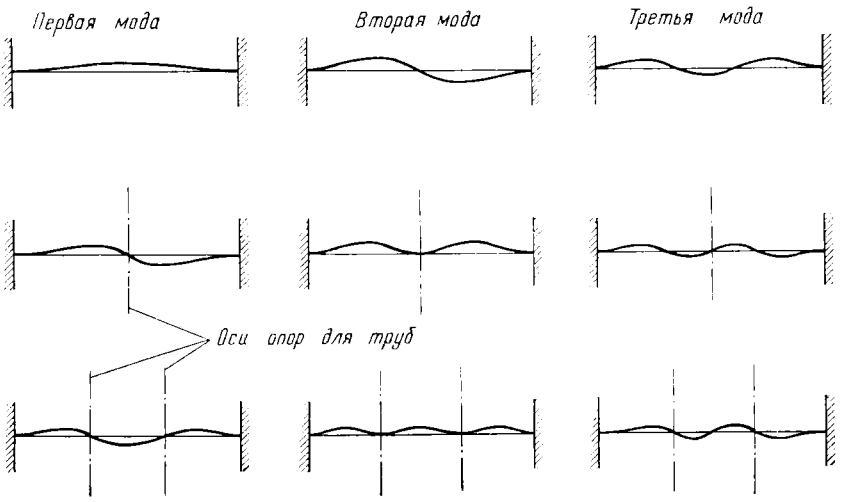


Рис. 7.15. Типичные моды колебания при трех условиях расположения опор.

влияния. Аналогично сжимаемость жидкостей настолько мала, что акустические колебания не вызывают осложнений, но механические колебания труб могут быть значительными, так как гидродинамические силы в этом случае интенсивнее, а прогибы труб больше.

Осциллирующая сила давления на трубу не вызывает опасных вибраций, если только возмущающая частота не близка к собственной частоте трубы для одной из мод колебаний трубы. Некоторые моды колебаний труб, представляющие интерес, показаны на рис. 7.15.

Анализ колебаний конструкций связан со сложными и специальными задачами. К счастью, общие решения многих практически интересных задач были получены в форме комплекса графиков и таблиц для колебаний балок, пластин и колец [34]. Из них наиболее полезными для конструирования теплообменников являются таблицы для неразрезных балок с заделанными концами, приведенные в настоящей работе в виде табл. П6.3, *а* для стальных труб. При использовании других материалов следует вводить поправки по табл. П6.3, *б*.

Следует обратить внимание на некоторые особенности пользования табл. П6.3, *а*. Собственная частота пустой трубы довольно нечувствительна к толщине ее стенки, поскольку как ее вес, так и ее жесткость приблизительно прямо пропорциональны толщине стенок. Влияние веса жидкости в трубе или ребер на трубе может быть, однако, существенным и изменяться одновременно с толщиной стенок. Из рассмотрения рис. 7.15 следует, что собственная частота для третьей моды колебаний однопролетной балки будет примерно равна частоте первой моды для трехпролетной неразрезной балки такой же общей длины. Из табл. П6.3, *а* видно, что это действительно так. (Для приведения обоих вариантов к общей основе сравнения следует умножить константу частоты для трехпролетной балки на 9, т. е. на квадрат числа пролетов.)

Поскольку собственная частота трубы есть главным образом функция диаметра трубы и ее пролета, на рис. П6.7 показаны собственные колебания гладких труб при изгибе, соответствующие первой моде, в функции длины тру-

бы между опорами для диаметров труб 0,5 — 1 *дюйм*. Если трубы работают как неразрезные балки, а перегородки играют роль промежуточных опор и расположены на равных расстояниях по длине трубы, собственная частота для данного пролета между перегородками может быть снижена в 2 раза (см. табл. П6.3, *а*). Это объясняется тем, что опоры в виде перегородок не препятствуют угловому перемещению труб. Дополнительная масса оребрения труб

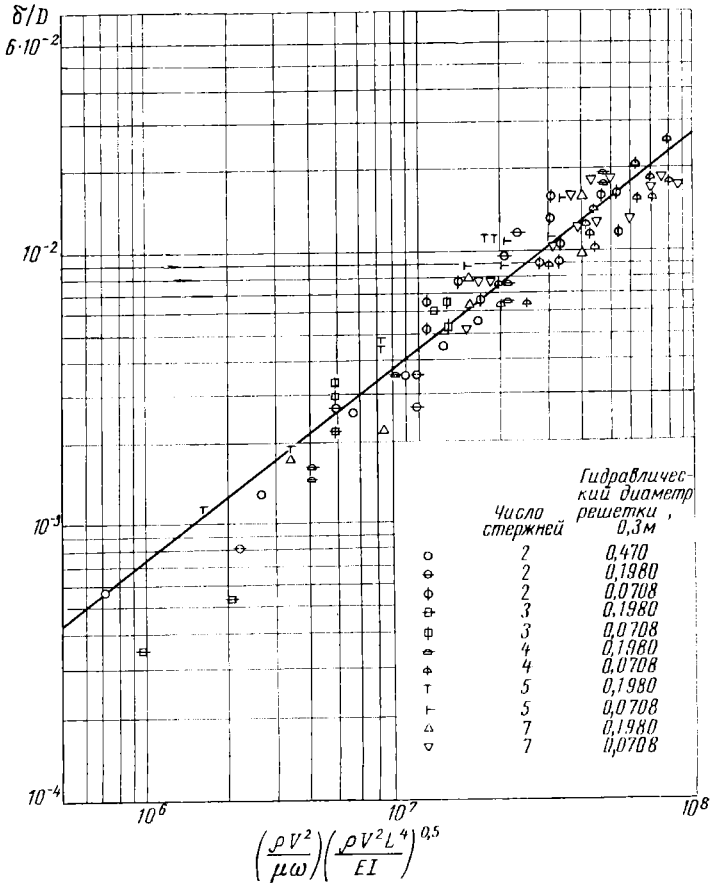


Рис. 7.16. Амплитуда колебаний труб при осевом обтекании в функции корреляционного параметра, включающего основные расчетные переменные [35].

снижает собственную частоту пропорционально корню квадратному из отношения массы гладкой трубы к массе оребренной трубы. Этот коэффициент обычно имеет значение около 0,7.

Для трубных систем, в которых шаг труб меньше трех диаметров трубы, частота поперечных колебаний типа показанного на рис. 7.14, (наименьшая частота, которую можно ожидать при процессе срыва вихрей) прямо пропорциональна скорости течения жидкости. На рис. П6.6 приведен второй график для числа Струхаля 0,5 и некоторых типичных шагов труб. График предназначен для непосредственного упрощенного определения минимальной ожидаемой частоты возмущающих колебаний.

При использовании графиков рис. П6.6 и П6.7 возмущающую частоту, определяемую процессом срыва вихрей, можно найти по шагу труб и скорости жидкости. Затем можно выбрать пролет труб между опорами, соответствующий такой частоте собственных колебаний труб, при которой исключается вибрация труб. Аналогично можно избежать акустических колебаний, выбрав достаточно малую ширину газового канала между трубами в направлении

нормали к оси труб, чтобы собственная частота первой гармоники акустических колебаний лежала выше частот при рабочем интервале скоростей. Этого можно достигнуть, устанавливая перегородки в теплообменнике или предусмотрев диагональный отражатель, разрывающий акустическую волну. Типичный пример такого решения приведен на рис. 11.3.

Использование указанных графиков для расчета кожухотрубных теплообменников показало, что могут возникнуть серьезные осложнения, связанные с попаданием струи из входной трубы в полость кожуха. Здесь можно применить отражатель для предотвращения прямого попадания струи на трубы. Стандарты ТЕМА (гл. 1, работа [3]) предусматривают установку отражателя такого типа, если произведение скорости на входе на плотность жидкости превосходит 7350 (скорость изменяется в *м/сек*, плотность — в *кг/м*^{3}).

Некоторые затруднения возможны также при осевом направлении потока через пучки труб. Это связано с турбулентностью — возможно, со срывом вихрей с распорок между трубами или с нерегулярностью формы канала на входе в трубную систему. В данном случае проблема имеет другой характер, так как обычно не возникает острых пиков резонанса, а амплитуда вибраций имеет тенденцию к возрастанию приблизительно пропорционально скорости потока жидкости [35]. Анализ показывает, что амплитуда вибраций должна быть функцией двух переменных: отношения гидродинамической возмущающей силы к упругой восстанавливающей силе и отношения гидродинамической силы к демпфирующей силе [35]. Эти два отношения имеют вид

$$\frac{\text{Гидродинамическая сила}}{\text{Восстанавливающая сила}} = \frac{\rho V^2 L^4}{EI};$$

$$\frac{\text{Гидродинамическая сила}}{\text{Демпфирующая сила}} = \frac{\rho V^2}{\mu\omega},$$

где ω — угловая частота вибраций, *рад/сек*. Опыты, проведенные для воды в широком диапазоне шагов труб, показывают, что между этими двумя параметрами и отношением амплитуды вибраций к диаметру труб существует простая зависимость:

$$\frac{\delta}{D} = K_1 \left(\frac{\rho V}{\mu\omega}\right) \left(\frac{\rho V^2 L^4}{EI}\right)^{0,5}. \qquad (7.7)$$

Эффективность использования такой зависимости для корреляции данных испытаний отражена на рис. 7.16.

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Расчет теплообменников, работающих при давлении ниже 14 *атм* и температуре ниже 150° С, обычно сводится к непосредственному расчету на прочность. При возрастании температуры выше 150° С — 315° С (в зависимости от материала) взаимосвязь между допускаемым напряжением и механическими свойствами конструкционного материала становится все более сложной, особенно если давление велико и теория тонких оболочек не дает уже хорошей аппроксимации. На рис. 7.17 приведены некоторые показатели прочности типичной углеродистой стали как функция температуры. Заметим, что все пять параметров [кратковременный предел прочности, кратковременный предел текучести, длительная прочность при 10^3 *ч*, условный предел ползучести до 1% за 10^4 *ч* и условный предел ползучести до 1% за 10^5 *ч* (около 12 лет)] быстро падают с возрастанием температуры выше 425° С. На практике ограничение по ползучести обычно более важно, чем по длительной прочности, поэтому расчетные напряжения от давления выбирают обычно из условия получения деформации ползучести не более 1% за 10^5 *ч*. К сожалению, данные по измерению ползучести за 10^5 *ч* очень скудны, так как для получения их требуется 12 лет. Таким образом, приходится пользоваться кривыми ползучести 1% за 10^4 *ч* или допускать, что скорость ползучести не зависит от времени, и пользоваться кривыми для скорости

ползучести 10^{-5}%/ч. Долговременная прочность при 10^3 ч дает хорошее представление о влиянии температуры на прочность; этот показатель как функция температуры приведен на рис. П6.1 для различных конструкционных сплавов. Из графика видно, что некоторые алюминиевые сплавы сохраняют свою прочность до 150° С (обыкновенные стали применимы для работы при температуре приблизительно до 350° С), а для работы при бо́льших температурах требуются высоколегированные сплавы. Заметим также, что верхний температурный предел для высокопрочных нержавеющих сталей лежит примерно вблизи 650° С.

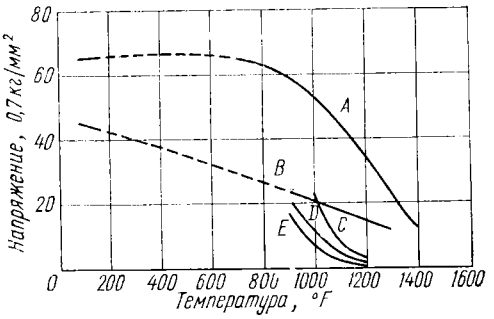


Рис. 7.17. Данные, характеризующие влияние температуры на кратковременный предел прочности и кратковременный предел текучести (*A* и *B*), длительную прочность при 10^3 ч (*C*), условный предел ползучести до 1% за 10^4 ч (*D*) и условный предел ползучести до 1% за 10^5 ч (*E*) для легированной стали с содержанием 1% хрома и 0,5% молибдена.

Выбор допускаемого напряжения для статических нагрузок. Инженерный опыт последних ста лет показывает, что на практике наблюдаются значительные отклонения от идеальных условий. Поэтому обычные конструкции из стали следует рассчитывать так, чтобы номинальные расчетные напряжения составляли либо половину предела упругости, либо четверть предела прочности. За основу предпочтительнее брать первое из этих номинальных напряжений, поскольку значительные пластические деформации серьезно нарушают пригодность большинства конструкций. В любом случае необходимо вводить коэффициент безопасности (или коэффициент недостоверности), равный по крайней мере двум при вычислении допускаемого расчетного напряжения. Этот коэффициент учитывает малые отклонения условий нагружения и распределения нагрузки, а также неопределенность в величине коэффициента концентрации напряжений.

Сопротивление циклическим температурным деформациям. Температурные напряжения отличаются от напряжений, вызываемых давлением, в том смысле, что они частично снимаются малыми пластическими деформациями. В вязких металлах эта разгрузка весьма эффективна при небольшом числе циклов, но если металл многократно подвергается напряжениям за пределом упругости сначала в одном направлении, а затем в другом, то он в конце концов растрескивается и разрушается. В некотором отношении это явление представляет собой разновидность ускоренного усталостного растрескивания, при котором может потребоваться всего от нескольких циклов до нескольких сотен циклов для разрушения вместо нескольких сотен тысяч или более циклов. Особенно опасны температурные напряжения при повышенных рабочих температурах, когда предел упругости значительно ниже, чем при комнатной температуре.

Качественные испытания по определению сопротивления материала циклам деформаций обходятся настолько дорого и требуют столь продолжительного времени, что исчерпывающие данные имеются лишь для некоторых высокотемпературных сплавов. Для всех исследованных материалов было найдено, что существенными параметрами являются температура испытания, пластическая деформация за цикл и число циклов [36—38]. Один из способов представления результатов показан на рис. 7.18, где приведены данные для нержавеющей стали марки 347. Аналогичные данные имеются для бериллия, инконеля и инора-8, сплава с высоким содержанием никеля, подобного хастеллою B.

При расчете конструкций, подверженных действию температурных напряжений, самая трудная задача заключается в выявлении тех рабочих условий, которые могут оказаться наиболее опасными, и тех областей, где чаще всего

будут возникать пластические деформации [39, 40]. Хотя нельзя предложить никакого рецепта для анализа конструкции с этой точки зрения, полезно всегда избегать концентраций напряжения. Как и при расчете конструкций, подверженных вибрациям и усталости, следует выполнять выкружки в острых углах с возможно большим радиусом, избегать наложения сварных швов в зонах действия высоких напряжений, а переходы сечений разной толщины выполнять возможно более плавными. Например, соединение труб с коллектором следует осуществлять аналогично соединениям, показанным на рис. 2,4, *в* и *г*, и не следует реализовать соединения, изображенные на рис. 2.4, *а* или *б*. Сварные соединения элементов из материалов с разными коэффициентами теплового расширения следует по возможности исключать, а в крайнем случае — располагать их в сечениях наименьшего диаметра [41, 42].

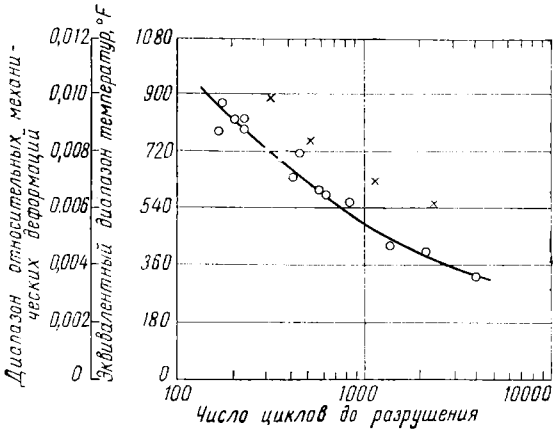


Рис. 7.18. Данные, характеризующие влияние диапазона деформаций на число циклов до разрушения для нержавеющей стали марки 347, подвергавшейся циклическому температурному нагружению до 595° С [36] (зависимость интервала деформаций от числа циклов до разрушения дана для циклического температурного нагружения при одноосном стеснении):
○ — данные ранних работ; × — данные более поздних испытаний.

Даже тщательно разработанные конструкции, основанные на правильном учете всех особенностей, могут подвергнуться нарушениям прочности, если велики разности температур и сложна геометрическая форма; поэтому может потребоваться экспериментальная проверка. Хороший анализ конструкции должен выявлять как рабочие условия, могущие вызвать нарушение прочности, так и программу опытной проверки, требующейся для исследования надежности конструкции. Иногда полезно проводить содержательные испытания при комнатной температуре путем наложения известных заранее перемещений на конструктивные элементы масштабной модели. Может оказаться эффективным электрическое нагревание некоторых элементов модели. Изготовление ее из материалов, имеющих разные коэффициенты теплового расширения, может обеспечить получение разности тепловых деформаций при изотермическом нагревании.

Быстрые флуктуации разности температур часто возникают из-за нестабильности условий течения или условий теплообмена. Например, в некоторых случаях коэффициент теплоотдачи с водяной стороны парового котла может колебаться в больших пределах, если попеременно преобладает то пленочное, то пузырьковое кипение. Струя горячего (или холодного) теплоносителя, поступающая из входной трубы теплообменника, может беспорядочно отклоняться в разные стороны и, попадая на трубную систему, вызывать нерегулярные флуктуации местной температуры труб и кожуха. Если такое явление имеет место, то возникающие температурные напряжения могут вызвать местные нарушения.

Совместное воздействие малого числа редких, но значительных температурных изменений, нескольких более частых умеренных температурных отклонений и частых небольших температурных флуктуаций можно аппроксимировать, задав эквивалентные амплитуды циклического деформирования в продолжении надлежащих периодов испытания, составляющих в сумме общую долговечность конструкции [43].

Виды разрушения. В эксплуатационных условиях вид разрушения металлов может быть различным [44]. В условиях статического нагружения чаще

когда достигала материала с ударной вязкостью выше 2,1 *кГм*. При установлении технических требований к материалам обычно используют графики, подобные показанному на рис. 7.21. Температуру, ниже которой наблюдается быстрое падение ударной вязкости, называют «температурой перехода». Кажущиеся одинаковыми отдельные плавки стали, хотя и удовле-

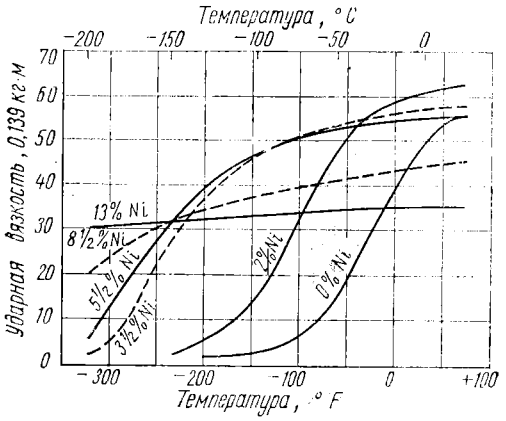


Рис. 7.21. Кривые, характеризующие влияние температуры на ударную вязкость по Шарпи для нормализованной малоуглеродистой стали при разном содержании никеля.



Рис. 7.22. Увеличенное сечение по стенке трубы из никеля. Видны трещины, вызванные сильными температурными деформациями при циклическом нагреве до ~815° С (Окриджская национальная лаборатория).

творяющие требованиям по химическому составу, могут иметь значительно различающиеся температуры перехода. Поэтому следует включать отдельное требование о температуре перехода во всех случаях, когда это может оказаться необходимым. Усталостные трещины, вызванные механическими колебаниями, редко встречаются в теплообменниках, однако такие же трещины от температурных циклических деформаций обычны. На рис. 7.22 показаны такие трещины в стенке трубы. Типично, что трещины возникли от действия напряжений изгиба вблизи концентратора, которым послужила трубная решетка. Растрескивание развивалось очень медленно и было обнаружено лишь по небольшой утечке жидкости из одного контура в другой.

ЛИТЕРАТУРА

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, ASME, New York.
2. Faupel J. H. Yield and Bursting Characteristics of Heavy-Wall Cylinders. Trans. ASME, **78**, 1031 (1956).
3. Burrows W. R. et al. A Wall-Thickness Formula for High-Pressure, High-Temperature Piping. Trans. ASME, **76**, 427 (1954).
4. Watts G. W., Burrows W. R. The Basic Theory of Vessel Heads under Internal Pressure. Trans. ASME, **71**, A-55 (1949).
5. Watts G. W., Lang H. A. The Stresses in a Pressure Vessel with a Flat Head Closure. Trans. ASME, **74**, 1083 (1952).
6. Watts G. W., Lang H. A. The Stresses in a Pressure Vessel with Flat Head Closure. Trans. ASME, **75**, 83 (1953).
7. Watts G. W., Lang H. A. Stresses in a Pressure Vessel with a Conical Head. Trans. ASME, **74**, 315 (1952).
8. Sternberg E., Sadowsky M. A. Three-Dimensional Solution for Stress Concentration Around a Circular Hole in a Plate of Arbitrary Thickness. Trans. ASME, **71**, 27 (1949).
9. Hardenbergh D. E. Stresses of Nozzle Connections of Pressure Vessels. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **18**, No. 1, 152 (1961).
10. Taylor C. E., Schweiker J. W. A Three-Dimensional Photoelastic Investigation of the Stresses Near a Reinforced Opening in a Reactor Pressure Vessel. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **17**, No. 1, 25 (1959).
11. Jackson R. L. Importance of Matching Steam Temperatures with Metal Temperatures During Starting of Large Steam Turbines. Trans. ASME, **79**, 1669 (1957).
12. Struble R. A., Schweizer B. Ideal Reducers and Nozzle Flares. Trans. ASME, **79**, A-137 (1957).

13. Horvey G. et al. Stresses and Deformations of Flanged Shells. Trans. ASME, **76**, A-109 (1954).
14. Dally J. W., Durelli A. J., Stress Analysis of a Reactor Head Closure. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **17**, No. 2, 71 (1959).
15. Waters E. O., Williams F. S. G. Stress Conditions in Flanged Joints for Low-Pressure Service. Trans. ASME, **74**, 135 (1952).
16. Weil N. A., Murphy J. J. Design and Analysis of Welded Vessel Skirt Supports. J. Engng for Industry. Trans. ASME, **82**, 1 (1960).
17. Yi-Yuan Yu. Rational Analysis of Heat Exchanger Tube-Sheet Stresses. Trans. ASME, **78**, A-468 (1956).
18. Horvay G. The Plane-Stress Problem of Perforated Plates. Trans. ASME, **74**, A-355 (1952).
19. Horvay G. Bending of Honeycombs and of Perforated Plates. Trans. ASME, **74**, A-122 (1952).
20. Malkin I. Notes on a Theoretical Basis for Design of Tube Sheets of Triangular Lay-out. Trans. ASME, **74**, A-387 (1952).
21. Gardner K. A. Heat Exchanger Tube-Sheet Design. Trans. ASME, **70**, A-377 (1948).
22. Gardner K. A. Heat Exchanger Tube-Sheet Design — Two, Fixed Tube Sheets. Trans. ASME, **74**, A-159 (1952).
23. Schoessow G. J., Brooks E. A. Analysis of Experimental Data Regarding Certain Design Features of Pressure Vessels. Trans. ASME, **72**, 567 (1950).
24. Kooistra L. F., Blaser R. U. Experimental Technique in Pressure Vessel Testing. Trans. ASME, **72**, 579 (1950).
25. Lawton C. W. Strain Gage Test on Model Vessels for Nuclear Power Plant Designs. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **17**, No. 1, 149 (1959).
26. Murphy G. Analysis of Stresses and Displacement in Heat Exchanger Expansion Joints. Trans. ASME, **74**, 397 (1952).
27. Dahl N. C. Toroidal-Shell Expansion Joints. Trans. ASME, **75**, A-497 (1953).
28. Cooper W. E., Roche M. T., Noble J. L. Stresses in a Semi-Infinite Thin-Walled Cylinder Caused by an Exponential Temperature Distribution. Knolls Atomic Power Laboratory Report KAPL 973 March 25, 1955.
29. Grotz B. J., Arnold F. R. Flow Induced Vibrations in Heat Exchangers. AD-104568, Stanford University, 1956.
30. Solnick R. L., Bishop R. H. Noise, Vibration and Measurement Problems Resulting from Fluid Flow Disturbances. Trans. ASME, **79**, 1043 (1957).
31. Putnam A. A. Flow Induced Noise in Heat Exchangers. J. Engng for Power. Trans. ASME, **81**, 417 (1959).
32. Hill, Armstrong. Aerodynamically Induced Sounds in Tube Banks. Proceedings of the Physical Society, **79**, part 1, No. 507, 225 (1962).
33. Baird R. C. Wind-Induced Vibration of a Pipeline Suspension Bridge and Its Cure. Trans. ASME, **77**. 797 (1955).
34. MacDuff J. N., Felgar R. P. Vibration Design Charts. Trans. ASME, **79**, 1459 (1957).
35. Burgreen D. et al. Vibration of Rods Induced by Water in Parallel Flow. Trans. ASME, **80**, 991 (1958).
36. Coffin L. F., Jr. An Investigation of Thermal Stress Fatigue as Related to High Temperature Piping Flexibility. Trans. ASME, **79**, 1637 (1957).
37. Coffin L. F., Jr. Thermal Stress and Thermal Stress Fatigue. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **15**, No. 2, 117 (1958).
38. Blaser R. U. Thermal Stress Problems in Practice. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **15**, No. 2, 131 (1958).
39. Swindeman R. W., Douglas D. A. The Failure of Structural Metals Subjected to Strain-Cycling Conditions. Trans. ASME, **81**-D, 203 (1959).
40. Robinson E. L. Steam Piping Design to Minimize Stress Concentrations. Trans. ASME, **77**, 1147 (1955).
41. Michel R. Elastic Constants and Coefficients of Thermal Expansion of Piping Materials Proposed for 1954 Code for Pressure Piping. Trans. ASME, **77**, 151 (1955).
42. Weisberg H. Cyclic Heating Test of Main Steam Piping Joints between Ferritic and Austenitic Steels. Trans. ASME, **71**, 643 (1949).
43. Gatts R. R. Application of a Comulative Damage Concept to Fatigue. Journal of Basic Engineering. Trans. ASME, **83**, 529 (1961).
44. Rossheim D. B. et al. Recent Experience in Examination of High Temperature Catalytic Cracking Pressure Equipment. Trans. ASME, **74**, 1099 (1952).
45. Steels for Low Temperature Applications. United States Steel Report, AUDCO-09000, September 1961.
46. Durelli A. J., Dally J. W., Morse S. Experimental Study of Large-Diameter Thin-Wall Pressure Vessels. Proceedings of Society for Experimental Stress Analysis, **18**, No. 1, 33 (1961).
47. Puzak P. P., Eschbacher E. W., Pellini W. S. Initiation and Propagation of Brittle Fracture in Structural Steels. Weld. J., **31**, Weld. Res. Suppl. (1952).
48. Puzak P. P., Pellini W. S. Evaluation of the Significance of Charpy Tests for Quenched and Tempered Steels. Weld. J., **35**, Weld. Res. Suppl. (1956).

Глава 8

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА И ОЦЕНКИ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Для выбора большинства теплообменников пользуются давно установленными методами, разработанными в процессе многолетней практики конструирования и опыта эксплуатации, однако изменение условий эксплуатации или совершенно новые условия применения требуют уточнения или использования новых методов. В некоторых случаях в зависимости от наличия средств или при необычных требованиях могут оказаться необходимыми интенсивные инженерные изыскания для разработки и расчета новой конструкции.

ОБЩИЙ ПЕРЕЧЕНЬ ТРЕБОВАНИЙ

Первым шагом в разработке конструкции нового типа теплообменника является четкое формулирование требований. Там, где это возможно, должна быть установлена относительная важность каждого из переменных факторов и указаны области, в которых существует широкая свобода выбора. Особое внимание должно быть направлено на те области, в которых следует принять специальные меры для достижения приемлемых решений, должны быть установлены как можно лучше все побудительные мотивы улучшения конкретных эксплуатационных характеристик.

Характеристики теплообмена. Первым шагом в установлении требований является задание входных и выходных температур для каждого из теплоносителей. При рассмотрении рабочего интервала температуры должны быть указаны побудительные мотивы, заставляющие стремиться к достижению желаемого предела. Если определены входные и выходные температуры, можно вычислить коэффициент полезного действия теплообменника. Это имеет большое значение, поскольку позволяет сделать дальнейшие заключения о необходимых соотношениях длины и диаметра каналов и возможности использования аппаратов с прямоточной и перекрестноточной схемами течения или необходимости применения противоточной схемы.

Затем следует установить массовые расходы для каждого из потоков теплоносителей. Поскольку скорости жидких теплоносителей обычно поддерживаются в пределах 0,6—6 *м/сек*, а газообразных — в пределах 3—30 *м/сек* (в каждом случае обычно вблизи среднего значения интервала), по величине массового расхода нетрудно определить поперечное сечение каналов для потоков каждого из двух теплоносителей. Иногда необходимо ограничить скорости теплоносителя, чтобы избежать таких нежелательных явлений, как эрозия, вибрация труб, нарушение устойчивости течения (например, в котельных трубах) или шума (например, в системах кондиционирования воздуха).

В некоторых случаях поверхности теплообмена покрываются шламом или другими осадками. Площадь и толщина слоя осадков должны быть приняты в расчет при определении их влияния на коэффициент теплопередачи и коэффициент трения. Учет этих обстоятельств может существенно сказаться на величине требуемой поверхности нагрева: если ожидаемая толщина осадков велика, приходится значительно уменьшать расчетные тепловые потоки в теп-

лообменнике, чтобы избежать слишком больших перепадов температуры. Это влияет также и на выбор диаметра труб, так как, если ожидается интенсивное оседание шламов и т. п., нецелесообразно использовать трубы малого диаметра. Последнее обстоятельство в значительной степени определяет геометрию теплообменника. При конструировании следует предусмотреть, например, возможность периодической механической чистки труб. Если для чистки и удаления осадка предполагается использовать химические растворители или специальные соединения для промывки, это следует учитывать при выборе материалов конструкции. Например, может оказаться необходимым использование нержавеющей стали, которая не будет подвержена воздействию растворов кислот, хотя для технологических жидкостей обычная углеродистая сталь могла бы прекрасно служить в качестве конструкционного материала.

Ограничения на размеры. Часто важно ограничить длину, высоту, ширину, объем или вес теплообменника ввиду специфических требований, диктуемых условиями применения. Эти ограничения могут касаться не только самого теплообменника, но и условий ухода за ним. Например, иногда корпус теплообменника следует устанавливать таким образом, чтобы отдельные трубы или весь трубный пучок можно было извлечь через открываемый люк с одного конца теплообменника. Величина свободного пространства на месте установки теплообменника часто накладывает ограничения на длину трубного пучка, иначе вынуть его из кожуха будет невозможно. Важным предметом рассмотрения является, вероятно, перечень теплоносителей (дорогостоящих, токсичных или горючих). Может также оказаться необходимым удовлетворить специальным требованиям, касающимся дренажа, вертикальной выемки труб или трубных пучков и т. п.

Стоимостные факторы. Стоимостные факторы часто являются доминирующими в выборе конструкции теплообменника. Необходимые расходы складываются не только из начальных капитальных затрат на теплообменник, но включают также расходы на эксплуатацию установки и уход за ней. Влияние этих факторов может быть очень сложным, как, например, в технологических установках химических производств, где играет роль стоимость одного или многих продуктов. Положение с паросиловыми установками несколько проще, так как капитальные затраты на оборудование можно отнести непосредственно к эффективности (к. п. д.) энергетической установки и, следовательно, к стоимости производимой электрической энергии [1—3].

Интересный пример, показывающий один из путей решения возникающих проблем, дает изучение парогенераторов для ядерной энергетической установки с реактором, имеющим газовое охлаждение. В этом случае свойства конструкционных материалов накладывают ограничения на температуру выходящего из реактора газа. На рис. 8.1 отражено влияние выходной температуры пара, на которую рассчитан парогенератор, на параметры, связанные с размерами теплообменника и, следовательно, с относительной его стоимостью. Интересно, что по мере увеличения размеров теплообменника с целью повышения температуры пара на выходе стоимость парогенератора на 1 *квт* развиваемой мощности сначала немного падает благодаря повышению к. п. д. установки, затем в некотором температурном интервале остается постоянной и, наконец, начинает быстро расти по мере приближения температуры пара к температуре горячего газа, выходящего из реактора.

Для достижения общей минимальной стоимости необходимо сбалансировать эксплуатационные расходы и капитальные затраты. Такая задача может быть проиллюстрирована на конкретном примере. Если геометрия поверхности теплообмена в общих чертах выбрана на основе рассмотрения технологии изготовления, условий эксплуатации и ухода, то количество тепла, передаваемое от одного теплоносителя к другому при данных температурах теплоносителей и фиксированных размерах теплообменника, будет зависеть в большой степени от расходов этих теплоносителей. Если массовые расходы удвоить, капитальные затраты энергии на прокачку теплоносителей увеличатся почти в восемь раз. Главные параметры для типичного регенератора газотурбинной

установки показаны графически на рис. 8.2. Подобные же кривые могут быть построены для любых других условий. Следует иметь в виду, что должны быть учтены не только стоимость энергии на прокачку, но также капитальные затраты на соответствующее насосное оборудование, так как эти затраты могут составлять существенную часть стоимости потребляемой энергии. Было найдено, что при затратах энергии на прокачку, составляющих от 0,5 до

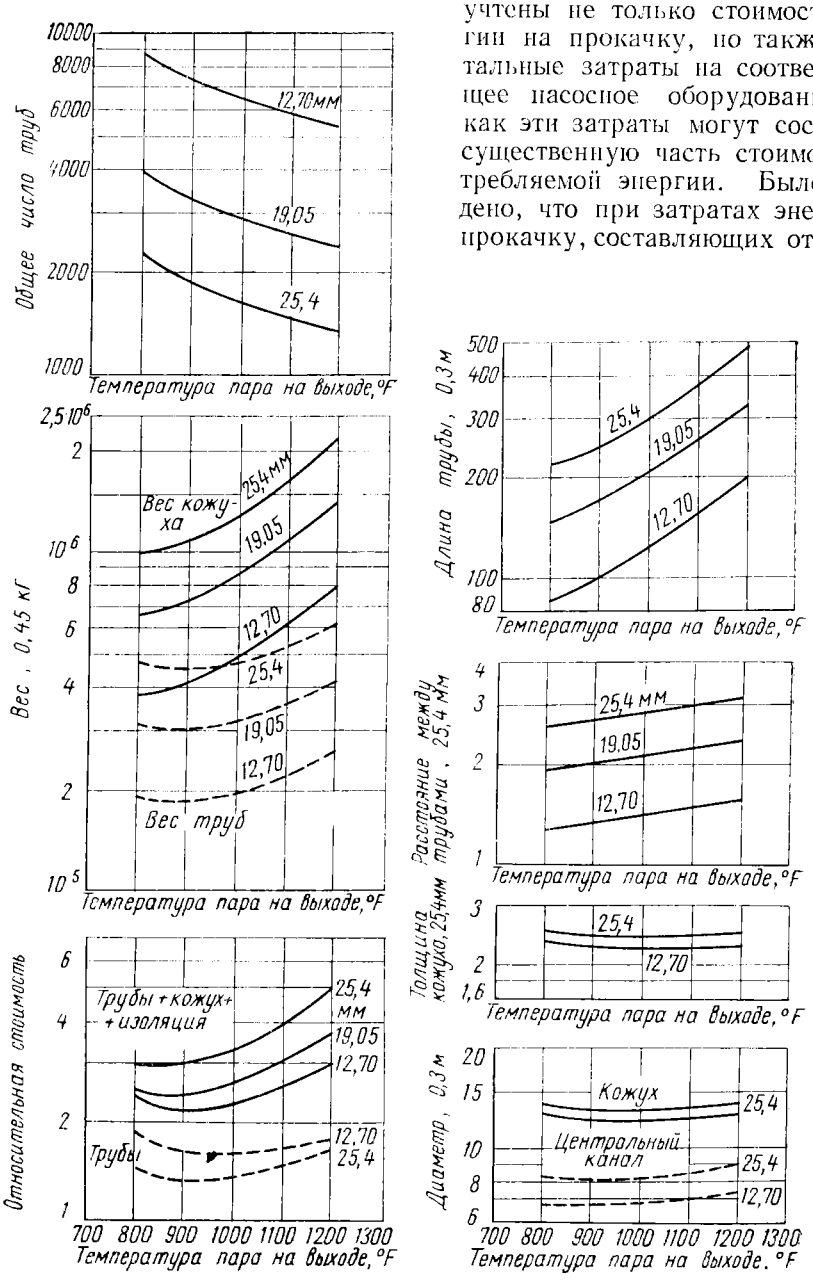


Рис. 8.1. Кривые, иллюстрирующие влияние температуры на выходе из парогенератора на основные параметры конструкции и капитальные затраты на парогенератор для одного из типов установки с охлаждаемым газом ядерным реактором (цифры около кривых означают наружный диаметр труб).

1,0% тепла передаваемого через поверхность теплообмена, полная стоимость обычно близка к минимальной. Характерно, что это относится не только к рекуператору (рис. 8.2), но, как видно из (рис. 8.3), справедливо для парогенератора (рис. 8.1).

Анализ напряжений. Анализ напряжений обычно не очень существен при конструировании теплообменников, если давление, на которое рассчитывается система, не превышает 14 *атм*, а температура металлических узлов не выше 150° С. Для давлений свыше 70 *атм* или температур более 540° С анализ напряжений, вероятно, будет главной задачей. В этих условиях особенно чувствительным элементом конструкции является коллектор, который главным образом и определяет геометрию теплообменника, а выбор конструкционных материалов основан по существу на анализе напряжений. Влияние температуры на напряжение при разрыве через 1000 *ч* для наиболее употребительных материалов показано на рис. П6.1.

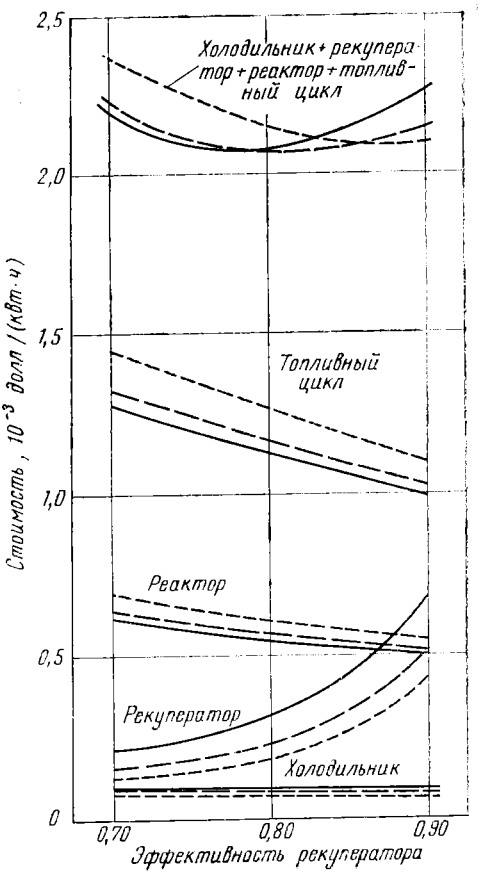


Рис. 8.2. Влияние массовой скорости газа на потери давления и стоимость рекуператора газотурбинной силовой установки. Кривые соответствуют следующим отношениям мощности на прокачку к отводимому теплу:

——— — 0,01 (рекуператор), 0,025 (полный цикл); —— —— — 0,02 (рекуператор), 0,05 (полный цикл); — — — — 0,04 (рекуператор), 0,09 (полный цикл).

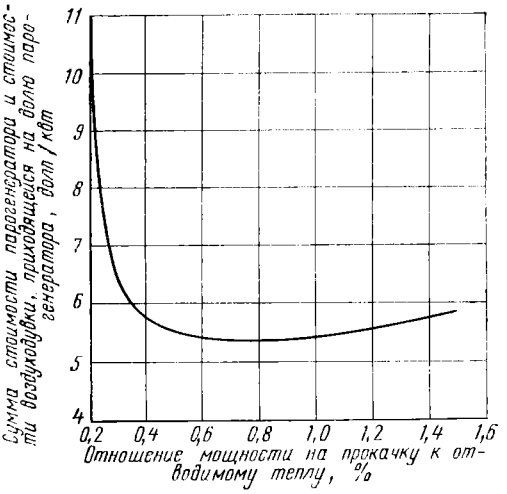


Рис. 8.3. Влияние отношения мощности на прокачку к отводимому теплу на суммарную стоимость парогенератора и на долю затрат на воздуходувку от общих затрат на парогенератор:

Электрическая мощность на выходе	560 *Мвт*
К. п. д. установки	0,40
Давление гелия	35 *атм*
Давление пара	176 *атм*
Температура гелия на входе	676° С
Температура гелия на выходе	343° С
Температура питательной воды	271° С
Температура пара на выходе	566° С
Наружный диаметр труб	12,7 *мм*
Массовая скорость пара	1185 *кг/(м²·сек)*

Различное тепловое расширение элементов конструкции будет, вероятно, накладывать существенные ограничения на конструктивное решение теплообменника, если ожидается, что разность температур труб и кожуха должна составлять 38° С и более. Важно иметь в виду эту особенность при выработке перечня надлежащих требований. (Средний коэффициент теплового расширения наиболее употребительных материалов приведен в табл. П2.1.)

Требования к материалам и технология изготовления. Проблемы коррозии почти всегда оказывают существенное влияние на выбор материала для теплообменника. Даже если теплоносители в системе и не очень агрессивны, может оказаться необходимым применение коррозионностойких, но дорогих материалов. Тем самым удается сократить расходы на уход и ремонт по сравнению

со случаем использования более дешевых материалов. Этот вопрос, однако, слишком сложен, чтобы рассматривать его в общем виде при ограниченном объеме, отведенном для этой цели. Специальные проблемы широко используемых типов теплообменников (например, паровых котлов), рассмотрены в последующих главах. В Приложении 7 дана таблица для оказания помощи в выборе подходящих материалов для большинства жидкостей, которые могут представить интерес.

При выборе материала должны быть учтены вопросы технологии изготовления. Если аппарат предполагается изготавливать с применением пайки твердым и мягким припоем или сварки, выбранные материалы должны быть пригодны для такой технологии; в этом случае расходы, связанные с выбором материала, облегчающего технологию изготовления, будут оправданы. Если трубы соединяются с трубными досками путем развальцовки, материал для труб следует выбирать с особой тщательностью; необходимо, чтобы он обладал хорошей вязкостью и подходящими характеристиками наклепа.

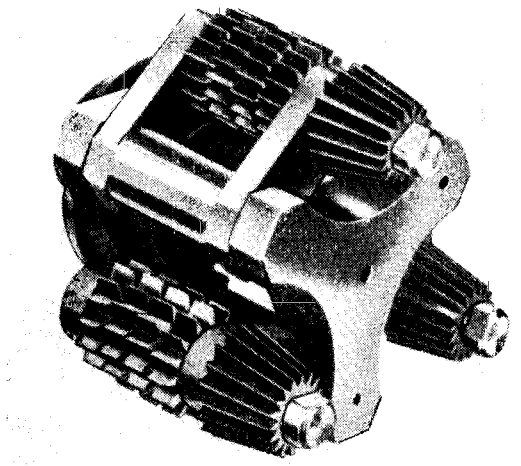


Рис. 8.4. Приспособление для механической очистки труб теплообменника.

Герметичность. Под герметичностью понимают как предотвращение попадания теплоносителя из одного потока в другой, так и предотвращение вытекания теплоносителей наружу. Методы для измерения степени герметичности изложены в главе, описывающей способы испытания теплообменников. В инструкции по эксплуатации теплообменников должны быть, как правило, включены описания метода, который следует использовать для контроля герметичности.

Обслуживание, ремонт и уход. Требования по обслуживанию теплообменников для различных областей применения не одинаковы и часто налагают существенные ограничения на конструкцию. Некоторые из этих ограничений изложены в разделе о кожухотрубных теплообменниках (гл. 1), в частности требования к конструкции кожуха и установке трубных досок.

Обычно необходимо обеспечить соответствующие условия для осмотра и ремонтных работ. В некоторых случаях конструкция должна быть такой, чтобы прохудившуюся трубу нетрудно было вынуть и заменить. В других (особенно это относится к котлам) подобные требования мягче: конструкция считается вполне приемлемой, если не имеющая доступа труба может быть заварена просто выключена с помощью пробки, вставляемой со стороны коллектора, при появлении в ней течи. Если течь на протяжении времени эксплуатации аппарата появляется не часто, выключение нескольких труб не приведет к заметному снижению теплопроизводительности теплообменника.

Во многих случаях теплообменники в процессе эксплуатации засоряются разного рода осадками [4—6]. Часто отложения можно удалить путем промывки растворами щавелевой, уксусной или разбавленной соляной кислот, моющими средствами или другими растворителями. Иногда отложения лучше удалить механическим способом с помощью специального инструмента (рис. 8.4), вводимого в трубы. В некоторых случаях целесообразнее отсоединить теплообменник от системы, а не чистить его на месте. Если отложения представляют особенно серьезную помеху в работе, по-видимому, разумнее иметь в системе

много небольших теплообменных аппаратов, соединенных параллельно, чтобы их можно было выключать для чистки, не прерывая работу установки.

Требования, связанные с режимом работы и регулирования системы. Характеристики реакции теплообменника на изменение нагрузки часто оказывают существенное влияние на коэффициент полезного действия всей установки. Скорость, с которой установка может быть включена в работу или выключена или скорость изменения подачи энергии, может в значительной степени зависеть от характеристик теплообменных аппаратов [7, 8]. Как правило, в новых типах установок такого рода задачи невозможно решить до тех пор, пока установка не построена и не сдана в эксплуатацию. Во всех случаях, когда это возможно, желательно исследовать характеристики скорости реакции, необходимые не только в расчетной точке, но и во всем интервале нагрузок, для которого требуется точное регулирование. Особенно важно проведение такого исследования тогда, когда трудно добиться устойчивой работы системы. При этом должны быть рассмотрены эксплуатационные характеристики важнейших компонентов и контрольно-измерительного оборудования.

Если обеспечить устойчивость системы и ее регулирование сложно, следует провести анализ динамических характеристик системы для уточнения характеристики теплообменника. Такой анализ (его удобнее всего выполнять с помощью аналоговых вычислительных машин) может привести к коренному изменению выбора рабочих характеристик установки в целом и принятию необычных характеристик для теплообменников. Пусть, например, нужна достаточно быстрая реакция на изменение температур. В этом случае может оказаться необходимой такая конструкция теплообменника, которая обеспечивала бы довольно высокие скорости движения теплоносителей в нем при низких нагрузках и допускала бы более высокие затраты энергии на прокачку теплоносителей при полной теплопроизводительности, нежели следует из простого изучения, игнорирующего проблему регулирования.

КОНСТРУКТОРСКИЙ ПОДХОД К ВЫБОРУ ГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Как только установлены требования к конструкции и с помощью описанных выше приемов грубо определена эта конструкция, можно сделать первый шаг в выборе геометрии теплообменника — начать изучение выпускаемых промышленностью типов аппаратов. Если ни один из них не подходит по размерам или по желаемому интервалу рабочих температур, можно построить графики характеристик (см. гл. 4), на основании которых указать характеристику специальных аппаратов, отличающихся от выпускаемого промышленностью образца.

Приспособление существующих конструкций. Если с помощью описанной выше процедуры не удается создать аппарат, обладающий необходимыми характеристиками, или если средства и возможности позволяют предпринять попытку сконструировать улучшенный тип теплообменника, может встать вопрос о создании теплообменника нестандартной конструкции. В силу необходимости подход к выбору конструкции является интуитивным. Правда, в качестве отправной точки обычно рассматривают некоторый тип теплообменника, который оказался эффективным для других целей и у которого есть специальные качества, позволяющие надеяться, что он в известной мере сможет удовлетворить предъявляемым требованиям.

Существенный шаг в подготовке новой конструкции — сравнение физических свойств теплоносителей, используемых в исходной конструкции, со свойствами теплоносителей, которые будут использоваться в новой. Обычно гораздо важнее подобие плотности, вязкости и теплопроводности теплоносителей, чем сходство условий работы теплообменников. Физические свойства двух применяемых теплоносителей в большей мере определяют желательность применения оребренных поверхностей, труб большого или малого диаметра и т. п. После постепенных приближений к возможному типу общей геометрии

поверхности теплообмена на основе рассмотрения условий изготовления и эксплуатации, в особенности ожидаемой интенсивности загрязнения и требований очистки, может быть сделан пробный выбор конфигурации геометрии поверхности.

Конструирование с применением метода последовательных приближений. После того как в основном выбрана геометрия поверхности теплообмена, желательно исследовать влияние изменений таких параметров, как диаметр труб и расстояние между ними. Это может быть сделано несколькими путями. Можно применить метод последовательных приближений, изменяя главные параметры в представляющем интерес интервале, находя в каждом случае с помощью серии удачных приближений конструкцию аппарата, удовлетворяющую поставленным требованиям. Подобная процедура утомительна и обычно не очень эффективна, если ею не занимается инженер, имеющий опыт в конструировании аналогичного оборудования.

Изучение определяющих параметров. Ввиду трудностей нахождения размеров теплообменника, при которых получаются надлежащие характеристики теплообмена при приемлемых потерях давления в системе, иногда удобно выполнить параметрическое изучение, изменяя факторы, представляющие наибольший интерес, и определяя условия, при которых достигаются поставленные требования. Обычно стараются добиться минимального объема вычислений, следуя, например, методике, изложенной в гл. 4, в соответствии с которой рекомендуется составлять схему.

Характеристики аппаратов, удовлетворяющие поставленным требованиям, могут быть представлены графически как функции диаметра или длины труб; получаемые кривые демонстрируют зависимости, представляющие наибольший интерес.

Оптимизация. Большие капитальные затраты на некоторые типы теплообменников часто оправдывает систематический выбор ключевых факторов, оказывающих влияние на эксплуатационные характеристики теплообменника, и попытку получить в распоряжение подробное решение, удовлетворяющее конструктивным требованиям. Обычно можно намного уменьшить число факторов, сведя их фактически к одному. Таким определяющим фактором может служить цена или вес. После выбора основного параметра составляют программу для вычислительной машины, которая позволит определить размеры теплообменника, соответствующие оптимальному значению заданного параметра. Обычно не удается спроектировать теплообменник, который был бы одновременно и самым дешевым, и самым легким, однако можно провести расчеты с целью нахождения оптимального значения сначала одной, а затем другой величины, и сравнить полученные результаты.

При разработке программы оптимизации теплообменника следует сохранять постоянным по возможности минимальное число параметров, ибо необходимость выполнения слишком многих условий может сделать решение неосуществимым. Любой метод в значительной степени зависит от конкретных требований, диктуемых данными условиями применения, и, следовательно, нельзя предложить какой-то общей методики. Конкретный расчет приведен в гл. 12 на примере паровых котлов, где изложена методика получения детального решения, позволяющего определить необходимую длину труб. Хотя оптимальное решение можно найти вручную, обычно удобнее пользоваться вычислительной машиной. Существует множество программ для выполнения подобных расчетов, но необходимо помнить, что оптимальная совокупность характеристик для одной области применения редко является оптимальной для другой.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКИХ ПРОЕКТОВ

Важный комплекс проблем возникает при проведении инженерной оценки различных проектов сильно различающихся типов теплообменников. Очень часто такие проекты могут быть подготовлены на основе отвечающих требованиям условий. Первым шагом в оценке предложений такого типа является

вычисление ожидаемых коэффициентов теплопередачи. К несчастью, под давлением обстоятельств, порождаемых конкуренцией, часто предъявляемые к рассмотрению предложения не имеют обусловленных характеристик, так как размеры сконструированного оборудования умышленно уменьшают в погоне за снижением цены. Таким образом, снижение начальных расходов на такие аппараты необходимо сопоставить с возможным увеличением эксплуатационных расходов или сокращением доходов, которое может быть вызвано уменьшением производительности теплообменника против величины, определенной техническими условиями. Каждый проект должен также быть оценен с точки зрения относительной легкости обслуживания, вероятных относительных характеристик герметичности, коррозионной стойкости, долговечности, легкости дренажа и устойчивости работы и возможностей регулирования.

Хотя это не сразу очевидно, с выбранной схемой движения могут быть связаны сложные проблемы обслуживания некоторых типов теплообменников, а иногда и серьезные снижения коэффициента полезного действия теплообменника из-за специфических проблем, таких, как горячие пятна, вибрация труб или неустойчивость течения. Эти проблемы очень трудно поддаются аналитической оценке, чаще всего для их решения приходится прибегать к испытаниям.

ОЦЕНКА СТОИМОСТИ

Часто необходимо определить грубо приближенную цену теплообменника в процессе предварительного проектирования установки. Задачи получения реальных оценок усложняются тем, что не только предприятия обычно каждое по-своему рассматривают основные элементы стоимости, но даже плановики-сметчики, как правило, ревниво хранят свои секреты. Из опубликованных данных, наиболее широкое употребление нашли сведения, помещенные в серии статей журнала Chemical Engineering до 1960 г. Затем они были обобщены и изданы в виде книги [9]. Необходимо помнить, что цена сильно зависит от специальных требований: следовательно, представленные данные следует использовать только для очень грубых приближенных оценок. Внешне незначительные факторы, такие, как строгий контроль качества, могут легко удвоить стоимость аппарата.

Таблица 8.1

Примерные стоимости и весовые характеристики типичных теплообменников (для аппаратов из углеродистой стали производительностью $\sim 2{,}52 \cdot 10^6$ *ккал/ч*)

Тип теплообменника	Стоимость, *долл*	Вес, *кГ/м²* (полной поверхности)
Кожухотрубный (жидкость — жидкость)	54 (на 1 $м^2$ поверхности труб)	39,0
С U-образной трубой с оребрением	27 (на 1 $м^2$ полной поверхности)	24,4
Пучки оребренных труб (жидкость — воздух, ребра алюминиевые)	5,4 (на 1 $м^2$ полной поверхности)	4,87
Пластинчато-змеевиковые (жидкость — воздух, жидкость — жидкость)	21,5 (на 1 $м^2$ полной поверхности)	12,7
Конденсаторы пара	64,5 (на 1 $м^2$ поверхности труб)	29,2 (на 1 $м^2$ поверхности труб)
Паровые котлы (с газовыми топками)	13,3 (на 1 *кг/ч* пара)	
Чугунные каскадные охладители	32,2 (на 1 $м^2$ полной поверхности)	78,0
Градирни	3,17—6,6 (на 1 *л/мин* воды)	

Приводимые в табл. 8.1 цифры относятся к типовым аппаратам среднего размера при мелкосерийном производстве. Было установлено, что фактически для всех видов материалов и оборудования стоимость аппарата обратно про-

порциональна корню квадратному из его годовой производительности. Это означает, что цена на единицу веса оборудования понизится в 10 раз, если годовая производительность увеличится в 100 раз. Это соотношение сохраняется при увеличении размеров как каждого пункта баланса, так и среднего размера показателей баланса за год.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kirchmayer L. K., Mellor A. G. Economic Choice of Generator Unit Size. Trans. ASME, **80**, 1015 (1958).
2. Kuljian H. A., Fadden W. J. A New Way to Simplify the Steam Power Plant. Trans. ASME, **79**, 1115 (1957).
3. Fax D. H., Mills R. R., Jr. General Optimal Heat Exchanger Design. Trans. ASME, **79**, 653 (1957).
4. Bergelin O. P. et al. The Fouling and Cleaning of Surfaces in Unfired Heat Exchangers — Panel Discussion. Trans. ASME, **71**, 871 (1949).
5. Bethon H. E. Fouling of Marine-Type Heat Exchangers. Trans. ASME, **71**, 855 (1949).
6. Butler R. C., McCurdy W. N., Jr. Fouling Rates and Cleaning Methods in Refinery Heat Exchanger. Trans. ASME, **67**, A-1 (1945).
7. Kayan C. F. Refrigerating Plant Performance Characteristics by Electrical Analog Analysis. Trans. ASME, **77**, 543 (1955).
8. Rizika J. W. Thermal Lags in Flowing Systems Containing Heat Capacitors. Trans. ASME, **76**, 411 (1954).
9. Chilton C. H. Cost Engineering in the Process Industries. McGrow-Hill Book Co., 1960.
10. Smith A. Wealth of Nations. Mod. Library, 1937.

Глава 9

ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ЖИДКОСТЬ — ЖИДКОСТЬ

Большинство теплообменников, служащих для передачи тепла от жидкости к жидкости, относятся к типу кожухотрубных, описанных в гл. 1 и показанных на рис. 1.7—1.12. Теплообменники такого типа особенно подходят для тех случаев, когда поверхность теплообмена велика относительно поверхности подводящих и отводящих труб, а достигаемые коэффициенты теплоотдачи для двух жидкостей (которые можно легко определить) не отличаются друг от друга более чем в 2—3 раза, так что нет особой необходимости применять развитые поверхности. В этой главе изложены специфические проблемы, свойственные таким теплообменникам, представлены сложные соотношения, а также методика и графики для вычисления характеристик теплообменников.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕНА

Схема движения теплоносителей. В кожухотрубных теплообменниках применяются разнообразные схемы движения теплоносителей; наиболее широко используемые из них показаны на рис. 9.1. Выбор схемы движения связан с выбором устройства для крепления и дистанционирования труб, составляющих поверхность теплообмена. Для сохранения одинакового расстояния между трубами должно быть обеспечено крепление труб тем или иным способом через интервалы в 30—40 диаметров по длине труб, так чтобы распределение потока и передаваемого тепла в трубном пучке было достаточно равномерным. Одно из наиболее подходящих устройств показано на рис. 9.1, *а*; трубы в данном случае поддерживаются перегородками, имеющими отверстия, расположенные так же, как и в трубных досках коллектора. Такое устройство может быть использовано для обеспечения перекрестного тока при наличии или нескольких входных и выходных патрубков (см. рис. 9.1, *г*), или хорошо подогнанных перегородок на трубном пучке (см. рис. 9.1, *в*), позволяющих получить достаточно равномерное распределение потока через поверхность теплообмена. Как показано на рис. 9.1, *а*, в конструкциях, где использованы перегородки, они могут занимать либо все сечение трубного пучка, либо только часть его (см. рис. 91, *б*), так что течение теплоносителя со стороны кожуха является частично осевым и частично перекрестным. Перегородки могут также иметь отверстия, позволяющие потоку со стороны кожуха двигаться в осевом направлении (см. рис. 9.1, *д*), однако такая конструкция используется не часто, поскольку в этом случае получаются менее благоприятные соотношения между интенсивностью передачи тепла и потерями давления.

При осевом направлении потока со стороны кожуха в указанных конструкциях с перегородками потери давления неизбежно более значительны, чем при применении других дистанционирующих устройств. Однако более выгодные в гидродинамическом отношении устройства для фиксирования труб до сих пор не нашли применения, за исключением нескольких типов теплообменников специального назначения, используемых в качестве рекуператоров газотурбинных установок, где к. п. д. установки сильно зависит от потерь давления.

Две таких специальных конструкции и применяемые устройства для фиксации труб обсуждаются в гл. 10 и 14.

Тракт теплоносителя в трубах может быть одноходовым (см. рис. 9.1, *а*—9.1, *г*), двухходовым (см. рис. 9.1, *в*) или многоходовым (см. рис. 9.1, *е*). Важным фактором для определения числа ходов является величина допустимых потерь давления.

Выбранная схема движения для любого конкретного случая обычно представляет результат компромисса между схемой, дающей максимальную среднелогарифмическую разность температур (гл. 4), и схемой, которая наиболее

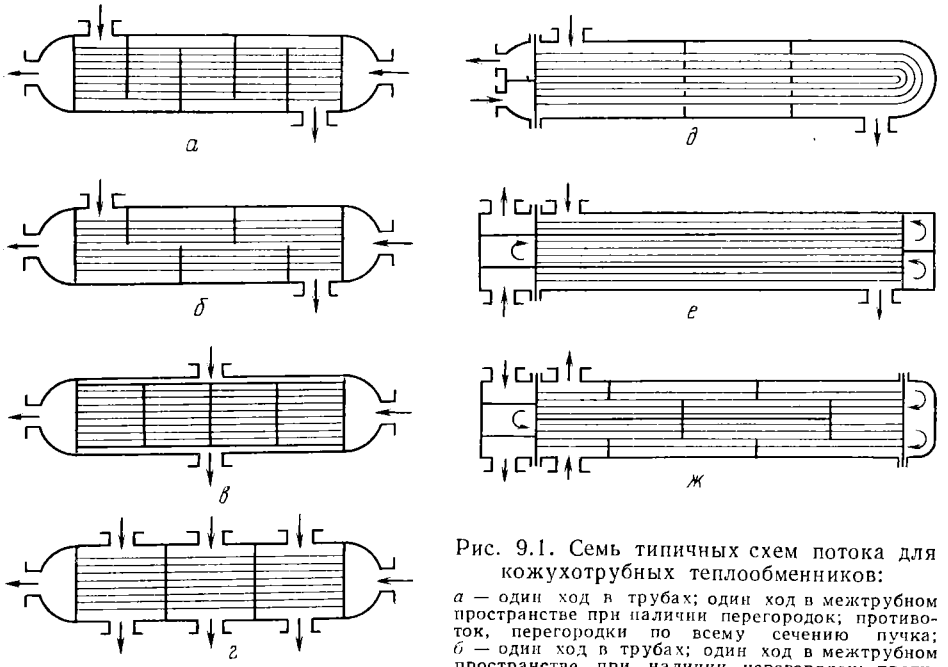


Рис. 9.1. Семь типичных схем потока для кожухотрубных теплообменников:

а — один ход в трубах; один ход в межтрубном пространстве при наличии перегородок; противоток, перегородки по всему сечению пучка; *б* — один ход в трубах; один ход в межтрубном пространстве при наличии перегородок; противоток, перегородки в виде сегментов; *в* — один ход в трубах; один перекрестный ход в межтрубном пространстве, перегородки по всему сечению пучка; распределительные перегородки со стороны входа и со стороны выхода теплоносителя; *г* — один ход в трубах; один перекрестный ход в межтрубном пространстве; несколько входных и выходных патрубков; *д* — U-образные трубы с одним продольным ходом в кожухе; кольцевые перегородки; *е* — четыре хода в трубах; один продольный ход в межтрубном пространстве, перегородок нет; *ж* — четыре хода в трубах; два хода в межтрубном пространстве, имеющем перегородки.

удобна для изготовления с точки зрения технологии или лучше всего удовлетворяет каким-либо другим требованиям. Например, чисто противоточная схема движения может обеспечить большую эффективную разность температур, чем U-образная конструкция с одним ходом в кожухе (см. рис. 9.1, *д*), но при принятии окончательного решения определяющим фактором может стать обеспечение компенсации разницы тепловых расширений.

Расположение отверстий в трубных досках. На рис. 9.2 показаны три главных способа размещения труб в трубных пучках кожухотрубных теплообменников: трубы размещают по углам равностороннего треугольника, по углам квадрата в коридорном порядке и по углам квадрата в шахматном порядке. При размещении труб по углам равностороннего треугольника обеспечивается наибольшая прочность трубной доски при данном проходном сечении для потока со стороны кожуха, в то время как при размещении по углам квадрата облегчаются технология изготовления и некоторые операции по обслуживанию.

Геометрия пучка с расположением по углам квадрата так проста, что нет особой необходимости в графиках, которые помогали бы в выборе схемы разметки; размещение же по углам треугольника достаточно сложно, так что

в приложении на рис. П4.3 и П4.4 в табл. П4.1 приведены сведения для облегчения предварительного конструирования.

Теплоотдача и потери давления. Теплоотдачу и потери напора для теплоносителя, движущегося в трубах, можно вычислить непосредственно (например, с помощью рис. П3.2, П3.3). Гораздо сложнее определить эти величины для перекрестного потока в межтрубном пространстве, особенно если приходится иметь дело с вязкой жидкостью (как смазочное масло, для которого число Рейнольдса значительно ниже 2000). К счастью, при перекрестном токе турбулентное смешение, обусловливаемое геометрическими нерегулярностями, все еще

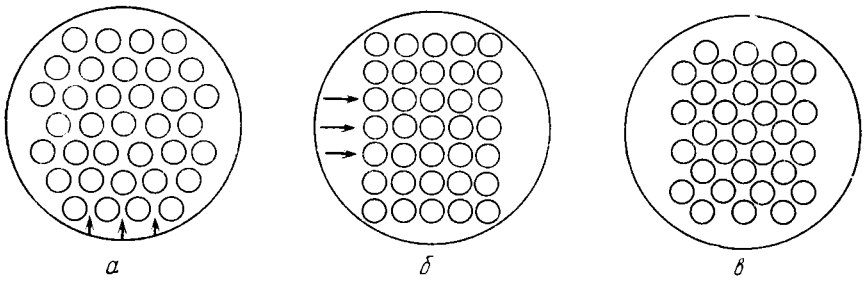


Рис. 9.2. Основные схемы размещения отверстий для труб в трубных досках:

а — по углам равностороннего треугольника; *б* — по углам квадрата (коридорное расположение); *в* — по углам квадрата (шахматное расположение).

велико даже при числах Рейнольдса 100 и ниже. Кроме того, длина пути, проходимого жидкостью в межтрубном пространстве, при перекрестном токе относительно мала по сравнению с эффективным гидравлическим радиусом.

Таким образом, не существует резкого разрыва на кривой для перекрестного течения в интервале чисел Рейнольдса от 10 до 10 000 [1—6]. На рис. П3.10 и П3.11 приведены соотношения для характеристик теплообмена при поперечном обтекании гладких труб (на рис. П3.10 даны соотношения для коридорного расположения, а на П3.11 — для шахматного расположения рядов относительно направления течения). Из сравнения кривых на рис. П3.10 и П3.11 с кривыми для течения в круглых трубах, представленных на рис. П3.2, видно, что выгоднее направлять более вязкую жидкость, для которой значение чисел Рейнольдса ниже, через межтрубное пространство и менее вязкую жидкость с более высокими числами Рейнольдса — по трубам. Так можно реализовать преимущества перекрестного тока, обеспечивающего более высокий коэффициент теплоотдачи при низких числах Рейнольдса и позволяющего сблизить значения обоих коэффициентов теплоотдачи, что даст возможность выбрать геометрию теплообменника с наилучшими пропорциями. Если же разница в значениях коэффициентов теплоотдачи для двух жидкостей все еще велика, может оказаться выгодным применить оребренные трубы. Если высота ребра мала, конец трубы можно развальцевать до диаметра, немного превышающего диаметр ребер, так что труба будет проходить через отверстие в трубной доске (рис. 9.3) [7, 8].

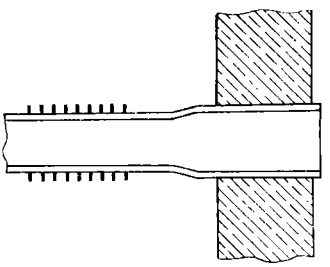


Рис. 9.3. Разрез оребренной трубы, на котором видно, что благодаря развальцованному концу трубы отверстие в трубной доске достаточно для прохода оребренной трубы.

При проектировании теплообменников в большинстве случаев потери давления в обоих потоках теплоносителя стараются сохранять в пределах между 0,35 и 3,5 *атм* во избежание потерь мощности на прокачку и избыточных давлений в кожухе и местах соединений.

При расчете кожухотрубных теплообменников приходится учитывать так много параметров, что, на первый взгляд, кажется бесполезным пытаться получить аналитическое решение, которое дало бы желаемую комбинацию характеристик. В связи с этим большинство конструкторов используют эмпирические соотношения в сочетании с методом проб и ошибок, эффективность которого зависит от их знаний и опыта, перенося на новую конструкцию путем экстраполяции данные, полученные при испытаниях опытных конструкций. Для опытного конструктора, конечно, дело существенно облегчается, если в разрабатываемом им аппарате используются теплоносители, с которыми ему уже приходилось иметь дело. Но для менее опытного инженера легче пользоваться аналитическим методом. Аналитический метод может оказаться чрезвычайно полезным даже и для опытного конструктора теплообменных аппаратов, если теплоносители имеют необычные свойства или если по условиям эксплуатации теплообменника требуются рабочие характеристики, существенно отличающиеся от тех, которые имеют уже созданные конструкции.

Существо задачи становится более наглядным, если перечислить все параметры, которые обычно бывают заданы для данного конкретного случая, величины, которые непосредственно определяются этими параметрами, и величины, которые должны быть определены из соотношений теплообмена и движения жидкости. Обычно теплообменник проектируют для нагревания или охлаждения теплоносителя основной системы, для которой массовый расход, допустимые потери напора, входная и выходная температуры заданы. Входная температура теплоносителя во вторичной системе тоже бывает обычно определена. Выходная температура теплоносителя в этой системе является величиной переменной, но опыт подсказывает, что нужное ее значение лежит в сравнительно узком интервале. Поэтому среднелогарифмическая разность температур будет зависеть только от схемы движения потока, а массовый расход вторичного теплоносителя можно определить на основании рассмотрения баланса тепла.

Практические соображения (технология, требования по уходу и т. п.) позволяют определить диаметр труб и геометрию пучка, т. е. шаг при размещении по углам равностороннего треугольника или квадрата и способы фиксации труб. Как только установлена геометрия трубных пучков, нетрудно получить соотношения между массовым расходом теплоносителя в межтрубном пространстве и потерями давления и коэффициентом теплоотдачи [9].

Определение необходимого числа труб. Общее число труб n зависит от условий движения теплоносителя в трубах. Оно связано с длиной и диаметром труб, а также с допустимой потерей давления и общей массовой скоростью теплоносителя в трубах соотношением

$$\Delta P_1 = \frac{f_1 G_1'^2 L N_1}{2\rho_1 g D_1} = \frac{f_1}{2\rho_1 g}\left(\frac{N_1 W_1'}{n D_1^2 0{,}786}\right)^2 \frac{L N_1}{D_1}, \qquad (9.1)$$

где использованы обозначения, приведенные в табл. 9.1 (например, индекс 1 относится к условиям в трубах). Из написанного соотношения можно получить непосредственное выражение для общего числа труб n:

$$n = \left(\frac{f_1 W_1'^2 L N_1^3}{2\rho_1 g D_1^5 0{,}786^2 \Delta P_1}\right)^{1/2}, \qquad (9.2)$$

или

$$n = \frac{W_1'}{6{,}31}\sqrt{\frac{f_1 L N_1^3}{\rho_1 D_1 \Delta P_1}}. \qquad (9.3)$$

Поскольку W_1', ρ_1, D_1, N_1, ΔP_1 и f_1 обычно фиксированы, n изменяется пропорционально корню квадратному из L. На основании практических соображений, как правило, удается определить длину труб с точностью $\pm 50\%$. Поэтому с помощью соотношения (9.2) можно рассчитать число труб n с точностью примерно 25%, что очень неплохо для первого приближения.

Соотношение, полученное из рассмотрения теплового баланса. После определения перечисленных параметров останется найти только три: массовую скорость теплоносителя в межтрубном пространстве, длину труб и число ходов N_2 при перекрестном токе теплоносителя. Для нахождения этих неизвестных необходимо три независимых уравнения. Одно из них можно получить, если выразить общее количество тепла, передаваемого теплоносителю или отбираемого от него на стороне кожуха, через произведение проходного сечения на один ход (для перекрестного тока), массового расхода в межтрубном пространстве на единицу площади проходного сечения и перепада температуры теплоносителя в межтрубном пространстве:

$$Q = C_m n^{0,5} l \left(\frac{s - d_0}{12}\right) G_2 \delta t_2 c_{p_2}. \tag{9.4}$$

Здесь l — длина труб на один ход в кожухе; s — расстояние между трубами (рис. 9.4). Зависимость $n^{0,5}$ (с коэффициентом C_m) основывается на допущении,

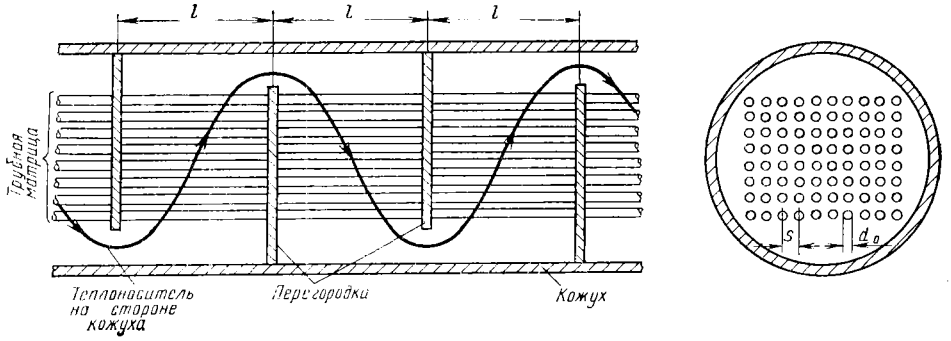


Рис. 9.4. Разрез кожухотрубного теплообменника.

что трубы в пучке размещены по углам квадрата. Коэффициент C_m представляет собой множитель, на который следует умножить корень квадратный из полного числа труб, чтобы получить число труб в ряду, перпендикулярном направлению поперечного потока. Коэффициент C_m обычно имеет значение, равное примерно 1,1, так как трубы расположены почти точно по углам квадрата (рис. 9.2), что позволяет получить соответствующие площади каналов между ходами.

Соотношения, полученные из рассмотрения условий теплоотдачи. Второе основное соотношение выражает то же самое количество тепла, как тепло, переданное от потока в трубах к потоку в межтрубном пространстве; оно имеет вид

$$Q = h_2 A_2 \Delta T_2 = h_2 n \pi \frac{d_0}{12} l N_2 \Delta T_2, \tag{9.5}$$

где N_2 — количество ходов теплоносителя поперек трубного пучка в межтрубном пространстве, поэтому $N_2 l = L$.

Соотношение, полученное из рассмотрения потери давления. Третье основное соотношение связывает потери давления и величину потока теплоносителя поперек трубного пучка. Если перегородки занимают все сечение трубного пучка и потерями давления при течении через окна в перегородках можно пренебречь, то

$$\Delta P_2 = \frac{f_2 G_2^2 n^{0,5} N_2}{2 G_m g 3600^2 \rho_2} \tag{9.6}$$

или

$$N_2 = \frac{2 C_m g 3600^2 \rho_2 \Delta P_2}{f_2 G_2^2 n^{0,5}}. \tag{9.7}$$

Решение для l, N_2 и G_2. Уравнения (9.4), (9.5) и (9.7) образуют систему трех независимых уравнений, которую можно решить относительно трех

неизвестных l, N_2 и G_2. Нахождение решений этих уравнений усложняется тем, что f_2 и h_2 являются функциями G_2, а Δt_2 — функцией G_2 и G_1. Каждую из этих трех величин необходимо выразить непосредственно через G_2:

$$h_2 = C_a G_2^a; \tag{9.8а}$$

$$f_2 = C_b G_2^b. \tag{9.8б}$$

Коэффициенты C_a и C_b и показатели a и b могут быть аппроксимированы для ограниченных участков течения в виде линейной зависимости, определяемой с помощью графика (см. рис. 9.9), а Δt_2 представляется в виде

$$\Delta t_2 = \frac{U}{h_2} \Delta t_m, \tag{9.9}$$

где

$$U = \left(\frac{1}{h_1} + \frac{b_w}{12 k_w} + \frac{1}{h_2} \right)^{-1}.$$

Подразумевается, что толщина стенки трубы b_w и теплопроводность k_w определяются техническими условиями. Коэффициент теплоотдачи h_1 со стороны жидкости, движущейся в трубах, является функцией массового расхода в трубах G_1. Расход G_1 известен для данной серии значений n, N_1 температур на входе и выходе трубного пучка, температуры на входе в межтрубное пространство. Поэтому разность температур Δt_2 является только функцией G_2. Если на основании тех или иных соображений Δt_2 или G_2 установлены, то нетрудно определить Δt_m.

Решая совместно уравнения (9.4) и (9.5) и подставляя значение N_2 из уравнения (9.7), получаем

$$G_2^3 = 2\pi g 3600^2 \frac{h_2}{f_2} \left(\frac{\rho_2 \Delta P_2}{c_{p_2}} \right) \left(\frac{d_0}{s - d_0} \right) \left(\frac{\Delta t_2}{\delta t_2} \right). \tag{9.10}$$

Подставляя h_2, f_2 и Δt_2 из уравнений (9.8) и (9.9) в уравнение (9.10), можем получить непосредственное решение для G_2, которое имеет вид

$$G_2^{3+b-a} = 2\pi g 3600^2 \left(\frac{C_a \rho_2 \Delta P_2}{C_b c_{p_2}} \right) \left(\frac{d_0}{s - d_0} \right) \left(\frac{U}{h_2} \right) \left(\frac{\Delta t_m}{\delta t_2} \right). \tag{9.11}$$

Поправка на переменную вязкость. Если вязкость теплоносителя на стороне кожуха существенно изменяется в пределах температурного интервала, характерного для данного теплообменника, как бывает в случае большинства органических жидкостей, следует воспользоваться поправочным множителем $(\mu/\mu_w)^{0,14}$, который учитывает изменение вязкости от стенки к основной массе свободного потока (гл. 3). С учетом поправки уравнение (9.11) принимает вид

$$G^{3+b-a} = 2\pi g 3600^2 \left(\frac{C_a \rho_2 \Delta P_2}{C_b c_{p_2}} \right) \left(\frac{d}{s - d_0} \right) \left(\frac{U}{h_2} \right) \left(\frac{\Delta t_m}{\delta t_2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}. \tag{9.12}$$

Применение решения к общему случаю. Первый шаг в процессе решения уравнения (9.11) — определение числа труб n согласно соотношению (9.3). По полученной величине n можно определить G_1 и, следовательно, h_1. Тепловое сопротивление стенки известно, поэтому нетрудно найти и h_2. Используя результирующее значение для U, можно решить уравнение (9.12) и получить в первом приближении значение G_2, так как все остальные величины известны. Главная погрешность такого приближения обусловлена влиянием G_2 на отношение U/h_2. Поскольку это отношение не очень сильно изменяется в зависимости от G_2, то можно принять близкую к реальному значению величину для первого приближения, а затем провести расчет во втором и третьем приближениях, ибо сходимость метода достаточно быстрая. Подстановка вычисленного значения G_2 в соотношения (9.4) и (9.7) дает величины l и N_2, после чего определяют длину трубы L как произведение l и N_2. Подставляя вычисленное значение L и принятое значение n в уравнение (9.1) или (9.2), находят результирующую

потерю давления напора в трубном ходе. Если полученная величина выходит за допустимые пределы, следует повторить вычисления, взяв уточненное значение n. Из произвольно фиксированных величин наиболее легко варьировать расстояние между трубами. Влияние изменения расстояния (или любых других произвольно принятых постоянными величин) может быть исследовано путем подстановки подходящих значений в уравнения и решения последних методом, аналогичным только что описанному.

Приближенное решение для случая, когда Δt на стороне кожуха является определяющим. Вероятно, наиболее распространенным типом кожухотрубного теплообменника является такой, в котором органический теплоноситель, имеющий относительно плохие теплопередающие характеристики, нагревается или охлаждается водой, которая имеет несравненно лучшие теплопередающие свойства. В теплообменниках такого рода вода обычно течет по трубам, а органический теплоноситель движется в межтрубном пространстве. Перепад температуры в стенке трубы обычно очень мал. Общий коэффициент теплопередачи почти не зависит от коэффициента теплоотдачи от воды к стенке, а зависит главным образом от коэффициента теплоотдачи к теплоносителю на стороне кожуха. Это позволяет применить упрощенный приближенный метод решения в предположении, что коэффициент теплопередачи приблизительно равен коэффициенту теплоотдачи к теплоносителю на стороне кожуха. Таким образом, член U/h_2 в уравнениях (9.11) или (9.12) может быть принят несколько меньшим единицы (для упрощения вычислений можно использовать для первого приближения $U/h_2 = 1{,}0$).

Влияние перегородок. Описанный выше анализ проводился без учета влияния потерь давления вдоль перегородок, отделяющих один ход от другого. Эти потери складываются из двух компонент: первая связана с поворотом потока жидкости на 90° после выхода его из межтрубного пространства пучка, а вторая представляет потери, связанные с движением потока через отверстие между перегородкой и кожухом. Указанные потери можно уменьшить, увеличив проходное сечение в месте поворота; это достигается обычно уменьшением величины перегородки, так что она перегораживает только часть трубного пучка и жидкость в части межтрубного пространства движется в осевом направлении. Обычно это позволяет получить проходное сечение после перегородки приблизительно равным сечению при поперечном обтекании пучка, так что динамический напор примерно одинаков в обоих ограниченных участках. Если врезают в трубный пучок перегородку, обеспечивающую достаточную площадь проходного сечения, действительные потери давления могут оказаться несколько выше той приближенной величины, которая получается как сумма динамического напора потока жидкости на выходе из трубного пучка и динамического напора, вычисленного по средней скорости движения жидкости через окно между перегородкой и кожухом.

Аксиальная утечка, связанная с движением жидкости через зазоры между перегородкой и кожухом и между перегородкой и трубами, может явиться причиной того, что значительная часть потока минует поверхность теплообмена. Практически такая ситуация возникает в том случае, если расстояние между кожухом и относительно небольшим пучком с тесно поставленными трубами достаточно велико. В результате исследования этого явления было найдено, что хорошие данные об обходном течении могут быть получены с помощью непосредственного сравнения течения через эквивалентные параллельные диафрагмы, имеющие такие же зазоры, и течения через поверхность теплообмена при тех же потерях давления [10, 11]. Зазоры как между перегородкой и кожухом, так и между трубами и перегородкой обычно не являются кольцевыми, а имеют серповидную форму. Величины коэффициентов диафрагмы для такой геометрии представлены на рис. 9.5. Этот коэффициент отличается на 10% от коэффициента для кольцевых отверстий [10].

Кривые, характеризующие степень уменьшения эффективного коэффициента теплоотдачи и потери давления в трубном пучке в связи с наличием обходного течения, приведены на рис. 9.6. На рисунке представлен коэффи-

циент потерь в зависимости от отношения площади проходного сечения зазора вокруг перегородки, через который происходит утечка, к проходному сечению

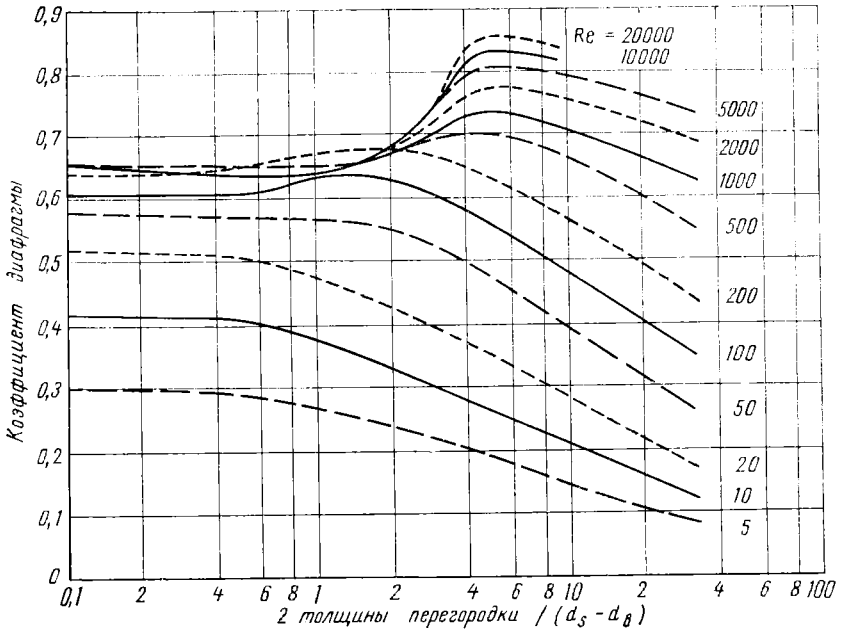


Рис. 9.5. Коэффициенты диафрагмы для отверстия между круглой дискообразной перегородкой и стенкой кожуха, если перегородка касается одной стороной кожуха [10].

канала при поперечном движении жидкости через трубную матрицу. С помощью данной кривой нетрудно оценить влияние изменения зазора на характеристики кожухотрубных теплообменников.

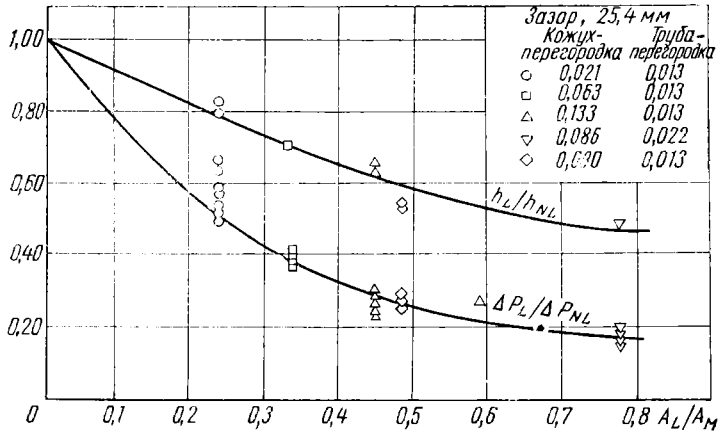


Рис. 9.6. Относительные потери давления и уменьшение коэффициента теплоотдачи в зависимости от отношения сечений A_L/A_M при внутреннем диаметре кожуха 134 *мм* [10].

Если диаметр огибающей для трубного пучка значительно меньше внутреннего диаметра кожуха, существенная часть потока может пройти в обход поверхности теплообмена через зазор между трубным пучком и кожухом. Связанное с этим ухудшение характеристик теплообмена может быть значительным, особенно в том случае, когда трубы в пучке расположены тесно.

Интенсивность обходного течения удается уменьшить, если использовать радиальные перегородки, устанавливаемые параллельно оси кожуха, как показано на рис. 9.7.

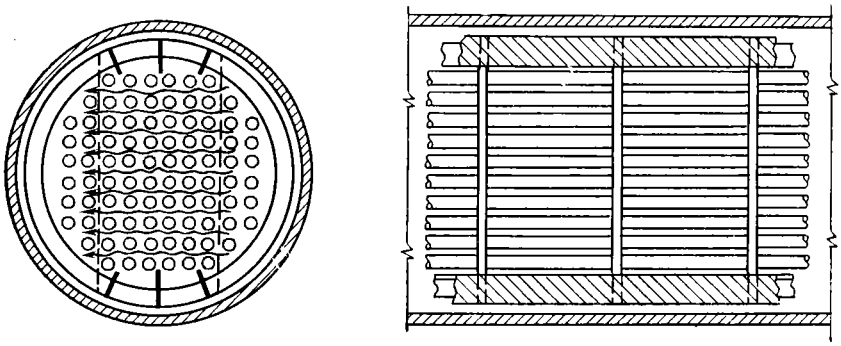


Рис. 9.7. Радиальные перегородки, предназначенные для уменьшения обводного потока при течении через зазор между трубным пучком и кожухом [12].

Влияние отклонения от идеальных условий. Общее влияние отклонений от идеальных условий обычно велико в кожухотрубных теплообменниках. Факторы, которые могут вести к большим изменениям характеристик теплообменника, включают неоднородность распределения скоростей в трубной

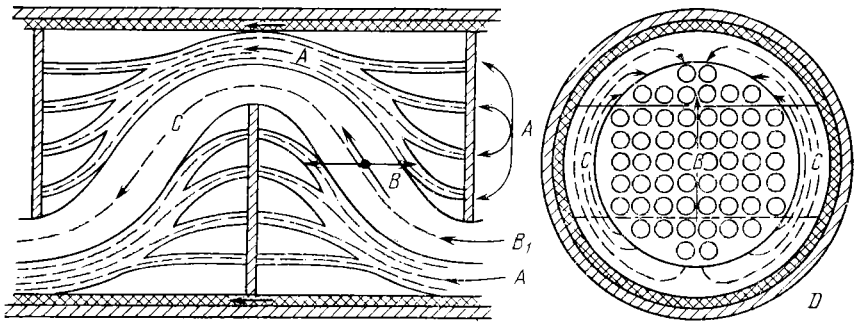


Рис. 9.8. Схема, на которой показаны пути утечки жидкости в обход трубного пучка как через щели в перегородке, так и в зазор между трубным пучком и кожухом [12].

матрице (рис. 9.8), обходное течение, неопределенность величины потерь давления и коэффициентов теплопередачи и изменения геометрии в пределах технологических допусков. Эти влияния настолько сложны, что не существует простых способов их учета.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА, УЧИТЫВАЮЩАЯ ДОПУЩЕНИЯ, СВЯЗАННЫЕ С ОТКЛОНЕНИЯМИ ОТ ИДЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ

Довольно сложный, но эффективный метод расчета, в котором учтены отклонения от идеальных условий, был предложен и описан Тинкером [12]. Хотя методика Тинкера, детально излагаемая в этой книге, довольно сложна, получаемые с ее помощью результаты значительно точнее тех, которые дает идеализированный анализ, представленный уравнениями (9.1)—(9.12). Упрощенная форма этого анализа, позволяющего понять влияние основных геометрических параметров, вызывающих отклонение от идеальности, излагается здесь.

Параметры для отношений площадей обводных течений. Естественно, что основные выводы Тинкера для общего случая являются очень громоздкими. Упрощение достигается ограничением наборов возможных комбинаций геометрических параметров. Для этого Тинкер берет характерные значения для каждого из трех отношений основных геометрических параметров, а именно: отношения зазора между трубами и отверстиями в перегородках к наружному диаметру трубы, отношения зазора между перегородкой и кожухом к внутреннему диаметру кожуха и отношения внутреннего диаметра кожуха к наружному диаметру трубного пучка. От перечисленных величин зависит массовый расход обводных течений, поэтому их значения стараются получить, насколько это возможно, малыми; они определяются допусками, принятыми при изготовлении, и минимальной величиной зазоров, необходимых для соединения деталей.

Тинкер показывает, что при принятых значениях упомянутых выше отношений изменение массовых расходов обводных течений зависит от отношения диаметра кожуха к длине труб между перегородками, отношения шага труб к наружному диаметру труб, отношения высоты окна к диаметру кожуха и отношения числа рядов труб, пересекаемых за один ход, к внутреннему диаметру кожуха, деленному на шаг труб (т. е. числу труб, которое в идеальном случае установлено по диаметру кожуха).

В геометрически рационально сконструированном теплообменнике последние два отношения зависят от первых двух; основываясь на этом, Тинкер составил таблицы значений параметров N_h и N_p, которые он использует, чтобы связать долю потока, которая проходит через трубный пучок (т. е. полный поток минус обводной поток), с геометрическими отношениями, о которых только что упоминалось. Упрощенные варианты этих таблиц даны на рис. 9.9, 9.10 и 9.11.

Влияние обводного течения на теплопередачу. Приведенный выше аналитический расчет для идеализированного случая (в отсутствие обводного течения) может быть модифицирован, если с помощью упомянутых выше факторов учесть влияние обводного течения. Соотношения, представленные уравнениями (9.2) и (9.3) для течения в трубах, естественно, не требуют корректировки. Соотношение для количества тепла, подводимого или отбираемого от теплоносителя на стороне кожуха, представленное уравнением (9.4), не меняется. Однако при определении h_2 [уравнение (9.5)] G_2 следует умножать на коэффициент F_h — долю полного потока, который проходит через трубный пучок. Этот поправочный коэффициент зависит от отношений зазоров, о которых уже говорилось, и определяется соотношением

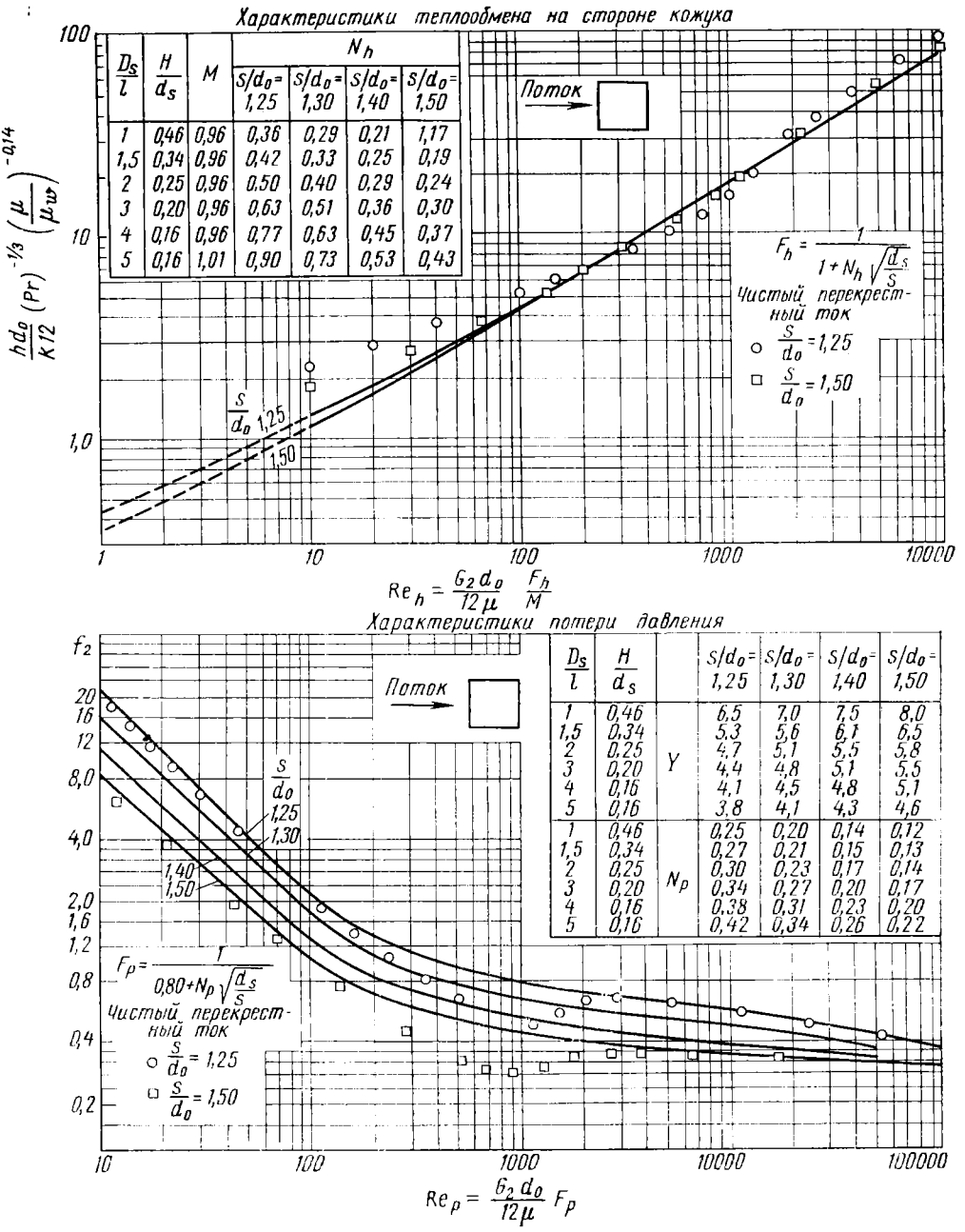
$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \sqrt{(d_s/s)}}, \tag{9.13}$$

где необходимые значения для N_h находятся из таблиц на рис. 9.9 и 9.11. Таким образом, количество тепла на стороне кожуха может быть определено с помощью уравнения (9.5), если при определении коэффициента теплопередачи использовать число Рейнольдса, модифицированное с учетом влияния обводного течения.

Оно может быть определено таким образом:

$$\mathrm{Re}_h = \frac{G_2 d_0 F_h}{12 \mu_2 M}, \tag{9.14}$$

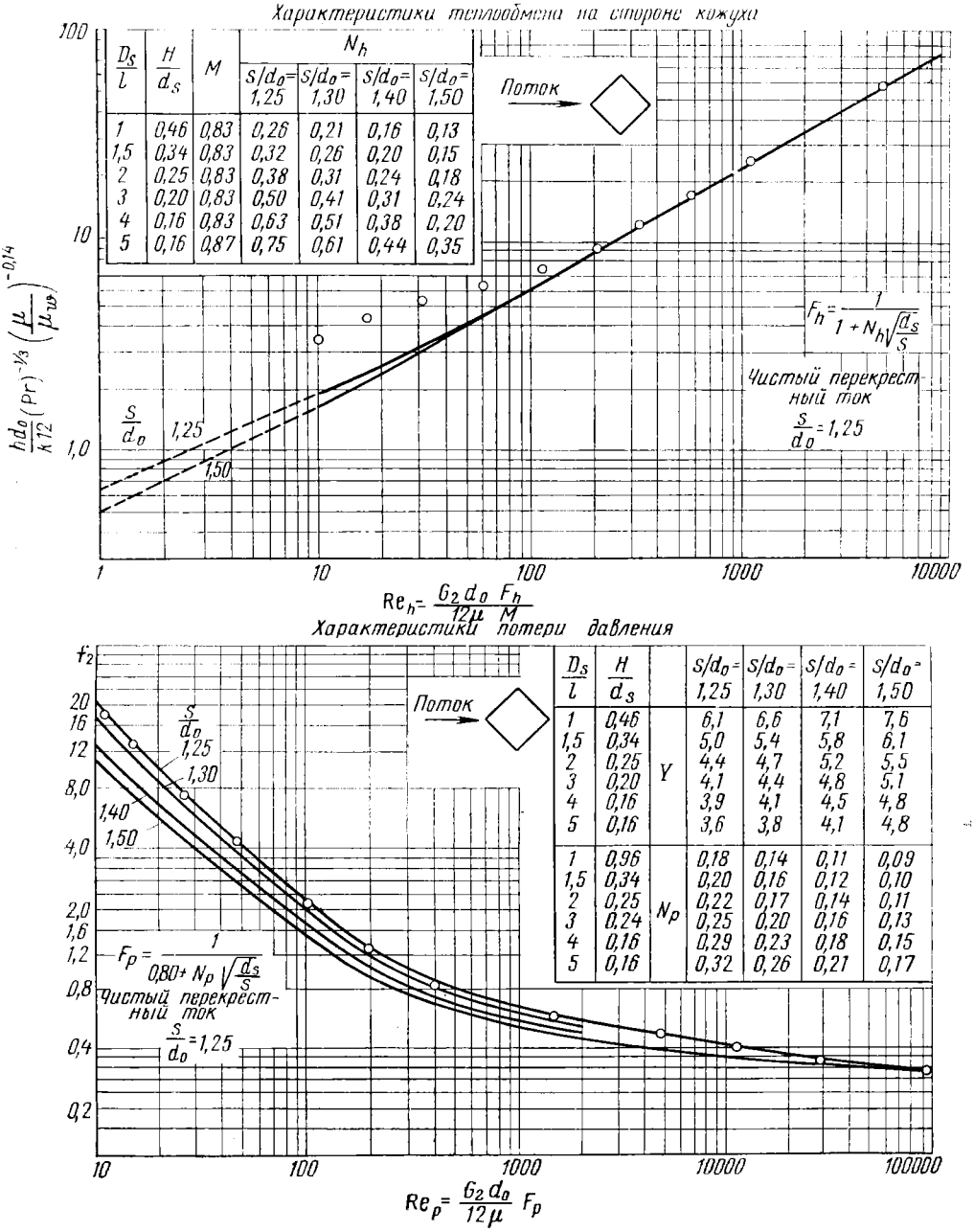
где коэффициент M — поправочный множитель (близкий к единице), учитывающий изменения эффективного сечения канала с изменением геометрии. Значения для M и N_h как функции D_s/l, H/ds и s/d_0 даны в таблицах на рис. 9.9 — 9.11. Таким образом, значения F_h и Re_h могут быть вычислены, а h_1 можно определить по соответствующему графику. Следует помнить, что рис. 9.9—9.11 составлены для трубных пучков, в которых трубы размещены соответственно по углам квадрата в коридорном порядке, в шахматном порядке и по углам равностороннего треугольника. Кроме того, нужно иметь в виду, что в случае расположения труб в шахматном порядке Тинкер принимает



$\frac{D_s}{l}$	$\frac{H}{d_s}$	M	N_h $s/d_0=1{,}25$	$s/d_0=1{,}30$	$s/d_0=1{,}40$	$s/d_0=1{,}50$
1	0,46	0,96	0,36	0,29	0,21	1,17
1,5	0,34	0,96	0,42	0,33	0,25	0,19
2	0,25	0,96	0,50	0,40	0,29	0,24
3	0,20	0,96	0,63	0,51	0,36	0,30
4	0,16	0,96	0,77	0,63	0,45	0,37
5	0,16	1,01	0,90	0,73	0,53	0,43

$\frac{D_s}{l}$	$\frac{H}{d_s}$		$s/d_0=1{,}25$	$s/d_0=1{,}30$	$s/d_0=1{,}40$	$s/d_0=1{,}50$
1	0,46	Y	6,5	7,0	7,5	8,0
1,5	0,34		5,3	5,6	6,1	6,5
2	0,25		4,7	5,1	5,5	5,8
3	0,20		4,4	4,8	5,1	5,5
4	0,16		4,1	4,5	4,8	5,1
5	0,16		3,8	4,1	4,3	4,6
1	0,46	N_p	0,25	0,20	0,14	0,12
1,5	0,34		0,27	0,21	0,15	0,13
2	0,25		0,30	0,23	0,17	0,14
3	0,20		0,34	0,27	0,20	0,17
4	0,16		0,38	0,31	0,23	0,20
5	0,16		0,42	0,34	0,26	0,22

Рис. 9.9. Характеристики теплообмена и потери давления со стороны кожуха для многоходового перекрестноточного кожухотрубного теплообменника с расположением труб по углам квадрата [12].



D_s/l	H/d_s	M	N_h s/d_0=1,25	s/d_0=1,30	s/d_0=1,40	s/d_0=1,50
1	0,46	0,83	0,26	0,21	0,16	0,13
1,5	0,34	0,83	0,32	0,26	0,20	0,15
2	0,25	0,83	0,38	0,31	0,24	0,18
3	0,20	0,83	0,50	0,41	0,31	0,24
4	0,16	0,83	0,63	0,51	0,38	0,20
5	0,16	0,87	0,75	0,61	0,44	0,35

D_s/l	H/d_s		s/d_0=1,25	s/d_0=1,30	s/d_0=1,40	s/d_0=1,50
1	0,46	Y	6,1	6,6	7,1	7,6
1,5	0,34		5,0	5,4	5,8	6,1
2	0,25		4,4	4,7	5,2	5,5
3	0,20		4,1	4,4	4,8	5,1
4	0,16		3,9	4,1	4,5	4,8
5	0,16		3,6	3,8	4,1	4,8
1	0,96	N_p	0,18	0,14	0,11	0,09
1,5	0,34		0,20	0,16	0,12	0,10
2	0,25		0,22	0,17	0,14	0,11
3	0,24		0,25	0,20	0,16	0,13
4	0,16		0,29	0,23	0,18	0,15
5	0,16		0,32	0,26	0,21	0,17

Рис. 9.10. Характеристики теплообмена и потери давления со стороны кожуха для многоходового перекрестноточного кожухотрубного теплообменника с шахматным расположением труб [12].

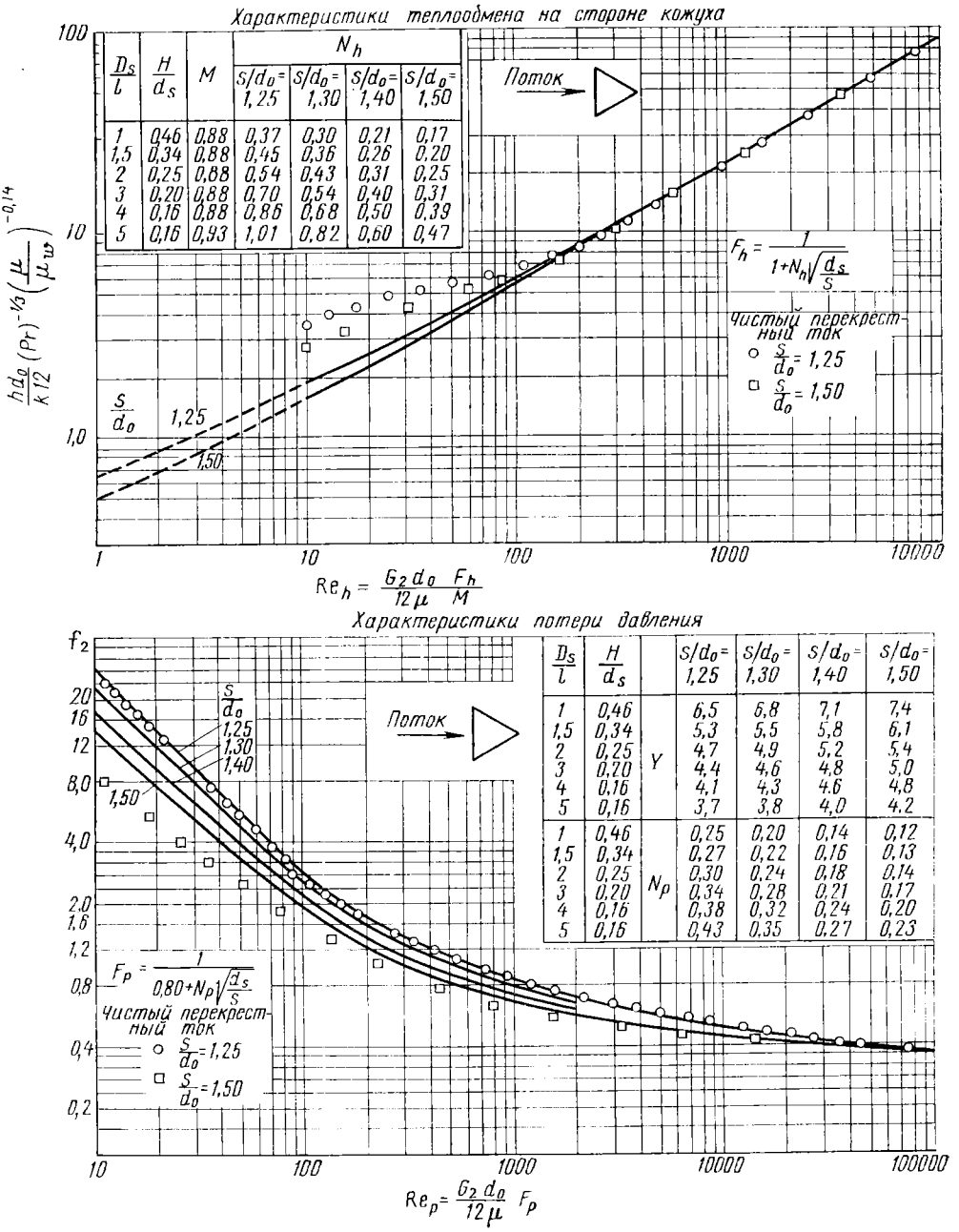


Рис. 9.11. Характеристики теплообмена и потери давления со стороны кожуха для многоходового перекрестноточного кожухотрубного теплообменника с расположением труб по углам равностороннего треугольника [12].

за шаг труб расстояние, равное стороне квадрата, которая в этом случае не перпендикулярна направлению течения (которое направлено по диагонали).

Влияние обводного течения на потери давления. Отношение для потери давления, определяемое для идеализированного случая при нулевом обводном течении уравнением (9.6), может быть модифицировано таким же образом, как описано в предыдущем параграфе, с той разницей, что при введении поправки для потерь давления при течении через окна между кожухом и перегородкой необходимо учесть также влияние части потока, движущегося в осевом направлении через трубный пучок с перегородками, площадь которых меньше поперечного сечения пучка. После введения поправок и члена $(\mu_w/\mu)^{0,14}$, учитывающего разность вязкостей жидкости у стенки и в основной массе потока, уравнение (9.6) принимает вид

$$\Delta P_2 = \frac{f_2 (F_p G_2)^2 n^{0,5} N_2}{2g3600^2 \rho_2 C_m} \left[1{,}075 \left(1 - \frac{H}{d_s}\right)\right] \left(1 + Y \frac{s}{d_s}\right) \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0,14}. \qquad (9.15)$$

Член $1{,}075\ (1 - H/d_s)$ в уравнении (9.15) учитывает уменьшение потерь давления для случая, когда окно между перегородкой и стенкой кожуха захватывает часть трубного пучка, так что часть потока минует некоторые трубы пучка. Член $1 + Y\ (s/d_s)$ учитывает потери давления при прохождении потоком окна между перегородкой и кожухом, а величина $Y\ (s/d_s)$, следовательно, представляет отношение потерь давления в окне к потерям давления в трубном пучке.

Кривые для фактора трения при поперечном обтекании пучка f_2 в уравнении (9.15) представлены на рис. 9.9—9.11. Следует заметить, что доля потока F_p, использованная для определения фактора трения при поперечном обтекании, отличается несколько от доли потока F_h, использованной для определения коэффициента теплоотдачи, поскольку изменение характера течения по-разному влияет на потери давления и теплообмен. Например, течение через зазор между трубным пучком оказывает влияние на потери давления в окне между перегородкой и кожухом и в то же время не влияет на теплоотдачу. Подвержено этому влиянию также и число Рейнольдса; таким образом, доля потока и число Рейнольдса, использованное для нахождения f_2 на рис. 9.9—9.11, определяются так

$$F_p = \frac{1}{0{,}80 + N_p \sqrt{(d_s/s)}}; \qquad (9.16)$$

$$\mathrm{Re}_p = \frac{F_p G_2 d_0}{12\mu_2}. \qquad (9.17)$$

Значения N_p и Y даны в небольших таблицах на рис. 9.9—9.11 для облегчения решения уравнений (9.15) и (9.16).

Нахождение G_2 с учетом обводного потока. Уравнение (9.12) для нахождения G_2 в окончательном виде было выведено для идеализированного случая, когда обводной поток отсутствует. Это соотношение может быть модифицировано, если учесть влияние обводного потока, скорректировав потерю напора в правой части уравнения. В качестве поправочного коэффициента для потери давления удобно принять отношение потерь давления в отсутствие обводного потока и при наличии обводного потока. Таким образом, для учета влияния обводного потока уравнение (9.6) умножают на множитель $(\mu_w/\mu)^{0,1}$ и делят на уравнение (9.15). В результате этой модификации получается

$$G_2^{3-a+b} = \frac{1{,}86 C_a \pi g 3600^2 d_0 \Delta P_2 \rho_2 \Delta t_m U}{C_b (s - d_0) F_p^2 (1 - H/d_s)\,[1 + Y (s/d_0)]\, c_{p_2} \delta t_2 h_2} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}. \qquad (9.18)$$

Так как все параметры в этом уравнении, за исключением G_2, или известны, или могут быть довольно точно вычислены, оно является очень удобным для получения хорошего приближения для G_2. Постоянные a, b, C_a, C_b, F_p, Y можно найти для соответствующей геометрии с помощью рис. 9.9—9.11. Значение для ΔP_2 обычно принимают, сообразуясь с предъявляемыми требованиями.

При использовании метода последовательных приближений результата можно достигнуть быстрее, если находить отношения $\Delta t_m/\delta t_2$ и U/h_2, а не каждую отдельную величину, входящую в эти отношения, так как эти отношения не зависят от величины G_2.

Тинкер, применяя свою методику к расчетам типичных теплообменников, нашел, что накопление неточностей может легко привести к отклонениям расчетных значений от экспериментально определенных величин на 30 или 40% [12]. Таким образом, результаты, получаемые по представленной здесь методике, могут отличаться на 50% от результатов экспериментальных испытаний. Такие отклонения в системе, содержащей так много сложных соотношений, не являются неожиданными.

Пример 9.1. *Расчет маслоохладителя судового двигателя.* Расчет теплообменника для охлаждения смазочного масла крупного дизельного судового двигателя содержит типичный комплекс задач, которые приходится решать при расчете кожухотрубного теплообменника. Температуру масла, чтобы уменьшить его окисление и предотвратить образование осадка в машине, нужно поддерживать ниже 65° С. С другой стороны, нельзя допускать, чтобы температура масла падала ниже 54° С, иначе в результате повышенной вязкости будет происходить более интенсивная коррозия от влаги, содержащейся в масле.

Температура воды для охлаждения, которой обычно располагают, равна температуре окружающей морской воды, редко превышающей 32° С. Так как количество воды не ограничено, можно установить повышение температуры воды в теплообменнике в пределах 6—12° С. Массовый расход воды можно было бы повысить еще, но это привело бы к увеличению средней разности температур масла и воды всего только на несколько градусов и не оправдало бы увеличения диаметра труб и расхода энергии на перекачивание.

Наиболее целесообразной схемой движения теплоносителей для данного случая была сочтена такая: два или один ход воды в трубах, чтобы получить желаемое соотношение между потерей давления и массовым расходом, и четыре или больше ходов на стороне кожуха, чтобы сообщить маслу достаточно высокую скорость движения, которая обеспечивала бы хороший коэффициент теплоотдачи. При выборе диаметра труб должно быть учтено и удобство их чистки; это значит, что лучше использовать трубы диаметром около 3/4 дюйма (19,05 *мм*), хотя для уменьшения веса и размеров аппарата можно брать трубы и меньшего диаметра. Для лучшей коррозионной стойкости целесообразнее всего применять трубы из морского сплава или монеля; первый значительно дешевле. Расстояние между трубами обычно принимают равным 1,25 их наружного диаметра.

Если полные потери давления на стороне воды необходимо поддерживать в пределах около 1,05 *атм* и если 2/3 этих потерь приходится на соединения и входной и выходной коллекторы, около 0,35 *атм* будут составлять потери в трубах. Потери напора в потоке масла на стороне кожуха при перекрестном токе обычно составляют 1,4 *атм*.

Конструктивные требования и необходимые параметры, установленные при данном рассмотрении и расчетной тепловой нагрузке 181 500 *ккал/ч*, приведены в табл. 9.1.

Первым шагом в определении геометрических параметров является вычисление числа труб n. Для этой цели можно использовать уравнение (9.3), так как W_1, ρ, D_1 и максимально допустимая потеря напора в трубах ΔP_1 известны, а f и L после небольшой тренировки могут быть легко определены. Исходя из сказанного, находим, что количество труб в трубном ходе, удовлетворяющее всем условиям, равно 38. В табл. 9.2 приведены этапы этого расчета и остальные вычисления. Следует иметь в виду, что при первой попытке отношение внутреннего диаметра кожуха к величине перегородки D_s/l выбрано произвольно равным 1,5, чтобы иметь возможность вычислить различные факторы, связанные с обводным течением. Затем были вычислены коэффициенты F_h и F_p, для чего были использованы данные, помещенные в табл. на рис. 9.11. При вычислении G_2 по уравнению (9.18) было сделано допущение,

Таблица 9.1

Исходные данные для расчета маслоохладителя судового двигателя

1. Тепловая нагрузка	720 000 БТЕ/*ч*	
2. Схема движения теплоносителей	Два хода в трубах, много ходов на стороне кожуха	
3. Геометрия поверхности теплообмена	Трубы размещены по углам равностороннего треугольника	
4. Размер труб	Наружный диаметр 0,75 *дюйм*, внутренний диаметр 0,652 *дюйм*	
5. Расстояние между трубами	1,25·0,75 = 0,938 *дюйм*	
6. Материал труб	Морской сплав [теплопроводность 65 БТЕ/(*ч*·*фут*²·°F/*фут*)]	
7. Теплоносители	На стороне кожуха	В трубах морская
	смазочное масло	вода
8. Температура на входе, °F	150	90
9. Температура на выходе, °F	140	100
10. Понижение или повышение температуры, °F	10	10
11. Средняя температура, °F	145	95
12. Давление (среднее), *фунт/дюйм*²	40	7
13. Допустимая потеря давления, *фунт/дюйм*²	20	5
14. Плотность (средняя), *фунт/фут*³	53	62
15. Удельная теплоемкость (средняя), БТЕ/(*фунт*××°F)	0,50	1,00
16. Вязкость (в массе потока), *фунт*/(*фут*·*ч*)	75	1,8
17. Теплопроводность, БТЕ/(*ч*·*фут*²·°F/*фут*)	0,09	0,355
18. Число Прандтля	418	5,07
19. Эквивалентный диаметр канала, *дюйм*	0,54 *	0,652
20. Общий расход, *фунт/сек*	40	20

* См. пункты 3, 4 и 5 и рис. П4.1 для осевого течения.

Таблица 9.2

Результаты конструктивных расчетов маслоохладителя судового двигателя

Параметр	Источник	Первое приближение	Второе приближение
1. Число ходов в трубах N_1	Табл. 9.1	2	2
2. Общее число труб n	Соотношение (9.2)	38	38
3. Диаметр матрицы d_m, *дюйм*	Табл. П4.1	7,2	7,2
4. Диаметр кожуха d_s, *дюйм*	$1{,}075 \times d_m$	7,7	7,7
5. C_m	Вычислено	1,05	1,05
6. D_s/l	Выбрано произвольно по рис. 9.11	1,5	1,0
7. Отношение H/d_s высоты окна перегородки к $D_{вн}$ кожуха	Рис. 9.11	0,34	0,46
8. Отношение s/d_0 шага труб к $D_{нар}$ кожуха	Табл. 9.1	1,25	1,25
9. N_h	Рис. 9.11	0,45	0,37
10. N_p	Рис. 9.11	0,27	0,25
11. F_h	$(1+N_h\sqrt{d_s/s})^{-1}$	0,437	0,485
12. F_p	$(0{,}8+N_p\sqrt{d_s/s})^{-1}$	0,632	0,660
13. M	Рис. 9.11	0,88	0,88
14. Y	Рис. 9.11	5,3	6,5
15. $(\mu/\mu_w)^{0,14}$	Рис. П3.1	0,908	0,908
μ	При 140° F		
μ_w	При 100° F		
16. $(Pr)^{1/3}$ (сторона кожуха)	Табл. 9.1	7,45	7,45
17. Наклон кривой для h	Рис. 9.11	0,56	0,56
18. Наклон кривой b для f_2	Рис. 9.11 $100 < Re_p < 1200$	−0,53	−0,53
19. Коэффициент C_a в $h = C_a G^a$	Рис. 9.11	0,0555	0,0555
20. Коэффициент C_b в $f = C_b G^b$	Рис. 9.11	1820	1820

Продолжение 9.2

Параметр	Источник	Первое приближение	Второе приближение
21. Δt_m (средняя логарифмическая разность температур), °F		50	50
22. Поправочный коэффициент для Δt_m		1,0	1,0
23. Массовый расход G_2 на стороне кожуха, *фунт/(фут²·ч)*	Соотношение (9.18)	$1{,}86\times10^6$	$1{,}78\times10^6$
24. Число Рейнольдса Re_p для вычисления фактора трения	$(G_2 d_0/12\ \mu_2)\ F_p$	980	975
25. Фактор трения f_2 на стороне кожуха	Рис. 9.11	0,85	0,85
26. Число Рейнольдса Re_h для вычисления коэффициента теплоотдачи	$(G_2 d_0/12\ \mu)\ (F_h/M)$	800	825
27. Коэффициент теплоотдачи h_2 на стороне кожуха, BTE/(*ч·фут²·*°F)	$C_a G^a{}_2$	180	175
28. Расстояние l, *фут*	Соотношение (9.4)	0,758	0,792
29. Число ходов N_2 на стороне кожуха	Соотношение (9.15)	17	19
30. Длина труб L, *фут*	lN_2	12,9	15,0
31. D_s/l	Находится по вычисленному значению	0,85	0,91
32. Массовый расход G_1' в трубах, *фунт/(фут²·сек)*	$W_1'\times144\ N_1/n\ \frac{\pi}{4} d_1^2$	455	455
33. Коэффициент теплоотдачи в трубах h_1, BTE/(*ч·фут²·*°F)	Рис. П3.2 и П3.3	1470	1470
34. Число Рейнольдса Re_1 в трубах		49 400	49 400
35. Фактор трения f_1 в трубах		0,023	0,023
36. Потеря давления ΔP_1, *фунт/дюйм²*	Уравнение (9.1)	3,90	4,55
37. Теплопроводность труб, BTE/(*ч* × *фут²·*°F)	$(k_w 12/b_w)=(65\times12/0.049)$	15 900	15 900
38. U, BTE/(*ч·фут²·*°F)	$1/h_2+1/h_1+(b_w/12\ k_w)$	159	155
39. U/h_2		0,885	0,885

что Δt на стороне кожуха является определяющим, поэтому множитель U/h_2 был принят равным единице. Показатели степени a и b и коэффициенты C_a и C_b были вычислены по рис. 9.11 в предположении, что значение числа Рейнольдса на стороне кожуха лежит между 100 и 1200.

Вычисленное значение расстояния между перегородками $l = 0{,}758$ *фут* (23 *см*), число ходов на стороне кожуха $N = 17$ и длина трубного пучка около 12,9 *фут* (3,94 *м*). При этом потери давления в трубном пучке не превышают допустимой величины 0,35 *атм*. Вычисленное значение D_s/l (31 этап расчета) меньше величины, принятой при первом приближении (это значит, что величина диаметра кожуха был занижена), поэтому с помощью рис. 9.11 находят новое значение для D_s/l и вычисления повторяют. При вычислении G_2 при второй попытке отношение U/h было взято равным 0,9 (23-й этап), а это значение очень близко к расчетному значению (39-й этап).

Если вычисленная длина трубного пучка конструктивно неудобна, можно взять меньшее или большее значения и одновременно увеличить или уменьшить количество труб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gardner H. S., Siller I. Shell-Side Coefficients of Heat Transfer in a Baffled Heat Exchanger. Trans. ASME, **69**, 687 (1947).
2. Bergelin O. P. et al. Heat Transfer and Fluid Friction During Viscous Flow Across Banks of Tubes. Trans. ASME, **72**, 881 (1950).
3. Bergelin O. P. et al. Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes — IV. A Study of the Transition Zone Between Viscous and Turbulent Flow. Trans. ASME, **74**, 953 (1952).
4. Bergelin O. P., Brown G. A., Colburn A. P. Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes — V. Trans. ASME, **76**, 841 (1954).
5. Test F. L. A Study of Heat Transfer and Pressure Drop Under Conditions of Laminar Flow in the Shell-Side of Cross-Baffled Heat Exchangers. Trans. ASME, **80**, 593 (1958).

6. Short B. E. A Review of Heat Transfer Coefficients and Friction Factors for Tubular Heat Exchangers. Trans. ASME, **64**, 779 (1942).
7. Armstrong R. M. Heat Transfer and Pressure Loss in Small, Commercial Shell-and-Finned-Tube Heat Exchangers. Trans. ASME, **67**, 675 (1945).
8. Williams R. B., Katz D. L. Performance of Finned Tubes in Shell-and-Tube Heat Exchangers. Trans. ASME, **74**, 1307 (1952).
9. Morton D. S. Thermal Design of Heat Exchangers. Ind. Engng Chem., **52**, 474 (1960).
10. Bergelin O. P., Bell K. J., Leighton M. D. Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes — VI. The Effect of Internal Leakages Within Segmentally Baffled Exchangers. Trans. ASME, **80**, 53 (1958).
11. Test F. L. The Influence of Bypass Channels on the Laminar Flow Heat-Transfer and Fluid Friction Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **83**-2, 39 (1961).
12. Tinker T. Shell-Side Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers. Trans. ASME, **80**, 36 (1958).

Глава 10
ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ГАЗ — ГАЗ

Требования, предъявляемые к теплообменникам типа газ — газ, и задачи, связанные с их эксплуатацией, во многих отношениях отличаются от требований, которые предъявляются к теплообменникам типа жидкость — жидкость и задач, которые ставятся при их эксплуатации. Хотя коэффициенты теплоотдачи на противоположных сторонах поверхности теплообменника обычно не отличаются друг от друга более чем в 3—4 раза, их абсолютные значения обычно ниже соответствующих значений в теплообменниках типа жидкость — жидкость в 10—100 раз; таким образом, для передачи того же количества тепла требуется значительно больший объем поверхности теплообмена. С другой стороны, поскольку в большинстве теплообменников типа газ — газ утечка и подмешивание одного теплоносителя к другому часто не причиняют неприятностей, может быть использована более легкая и менее прочная конструкция.

Типы используемых теплообменников и их применение. Снижение цены теплообменника может быть достигнуто за счет уменьшения веса металла, затрачиваемого на поверхность теплообмена (как на основную поверхность, так и на высокоэффективные ребра). Главными видами поверхностей теплообмена для теплообменников типа газ — газ являются пучки гладких труб, трубы круглого сечения с внешними и внутренними ребрами или пакеты из чередующихся гладких и рифленых листов, в которых два потока теплоносителей проходят между чередующимися плоскими пластинами. В этом последнем виде поверхностей рифленые пластины служат как дистанционирующими устройствами, так и ребрами; поскольку эффективная высота такого ребра достаточна мала, эффективность его высока. Хорошей иллюстрацией теплообменников подобной конструкции могут служить воздухоподогреватели на тепловых электрических станциях и газонагреватели технологических установок. Трубчатые воздухонагреватели часто используются для предварительного подогрева воздуха на тепловых станциях, где горячие отходящие газы из топки направляются через межтрубное пространство в дымовую трубу, а свежий воздух по пути в топку с помощью воздуходувок продувается через трубы подогревателя [1].

Специальный тип теплообменника также широко используется для этих целей в люнгстрёмском регенеративном воздухоподогревателе [3]. Аппараты подобной конструкции обычно изготавливают из чередующихся слоев плоских и рифленых пластин, собранных вокруг центральной оси и образующих цилиндрическую матрицу, как показано на рис. 1.24. Она смонтирована так, что аксиальный поток одного теплоносителя проходит с одной стороны цилиндра, в то время как другой теплоноситель движется в противоположном направлении с другой стороны цилиндра. Цилиндр вращается, благодаря чему тепло, отданное матрице горячими газами на одной стороне, отбирается холодным газом на другой стороне. Конечно, имеется некоторое перетекание из одного потока теплоносителя в другой из-за несовершенства уплотнения соединений между вращающимся цилиндром и подводящими и отводящими газ каналами, и газ переносится из одного потока в другой в каналах, проходящих под распределительным устройством между двумя сторонами матрицы.

Подобный аппарат целесообразно использовать в качестве теплообменника типа газ — газ, так как теплоемкость теплообменной матрицы в сотни раз больше теплоемкости содержащегося в каналах газа, плотность которого невелика. Но в качестве теплообменника типа жидкость — жидкость, когда теплоемкость матрицы намного меньше теплоемкости содержащейся жидкости, он не годится.

Особенно широкое применение находят теплообменники типа газ — газ в газотурбинных установках, так как общий термический к. п. д. установки может быть почти удвоен при использовании регенератора [3]. В таких установках применяются как трубчатые, так и пластинчатые конструкции [4, 5]. В начале работы теплообменников типа люнгстрёмских главную помеху составляют утечка газа из потока высокого давления и перетекание его на сторону с низким давлением из-за большой разности давлений между двумя потоками теплоносителей [6]. Такой проблемы практически не возникает в паротурбинных установках, так как разность давлений между уходящими из топки газами и подаваемым в топку воздухом относительно невелика.

Другой областью применения теплообменников газ — газ в газотурбинных установках является использование их в качестве промежуточных холодильников, устанавливаемых между ступенями компрессора, и в качестве холодильников в главном газовом потоке в турбине с замкнутым циклом. Теплообменники такого типа используются также во многих других областях, включая установки для производства кислорода и гидрогенизации угля [7—10].

Типы поверхностей теплообмена, используемых для транспортных и стационарных газотурбинных установок, значительно отличаются друг от друга. Если главной проблемой для транспортных установок является уменьшение веса и размеров, то для установок стационарного типа вопросами первостепенной важности являются низкая стоимость и прочность конструкции. Для удовлетворения специфических требований при разработке компактных поверхностей теплообмена для газотурбинных установок, были проведены обширные экспериментальные работы, и в настоящее время имеются обширные данные для применяемых поверхностей теплообмена [11] *.

Температурные ограничения, накладываемые коррозией. Важным параметром, который должен быть принят во внимание при конструировании воздухоподогревателя, работающего на уходящих газах, является минимальная температура, до которой охлаждаются продукты сгорания. При нормальных условиях работы температура продуктов сгорания, покидающих воздухоподогреватель, не должна падать ниже 149° С, иначе в результате конденсации сернистой или серной кислот, которые образуются из серы, содержащейся в большинстве топлив, и конденсирующихся водяных паров, может произойти коррозия поверхности [12].

Окисление углеродистой стали становится существенным при температурах газа свыше 538° С. В связи с этим воздухоподогреватели, применяемые для сталеплавильных и доменных печей, обычно облицовываются керамической плиткой. Обычно используется большое количество аппаратов, через которые поочередно пропускается то горячий газ, то холодный воздух, так что когда горячий газ, выходящий из топки, нагревает поверхности теплообмена в одних аппаратах, в других аппаратах в это время входящий холодный воздух получает тепло.

ТРУБЧАТЫЕ РЕКУПЕРАТОРЫ ДЛЯ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ СТАНЦИЙ

При конструировании трубчатых рекуператоров для газотурбинных установок газ высокого давления целесообразно пропускать внутри труб, так как это разгружает кожух от высокого давления и позволяет выбрать большие рас-

* И данная работа, и работа этих же двух авторов, вышедшая в 1964 г., переведены на русский язык (Кэйс В., Лондон А. «Компактные теплообменники». Издание второе, дополненное и переработанное. М., «Энергия», 1967).— *Прим. перев.*

пытались уменьшить число сварных соединений коллекторов. Поскольку эквивалентный диаметр канала должен иметь небольшую величину, чтобы на единицу объема приходилась большая величина поверхности теплообмена, целесообразно использовать оребренные поверхности. Трубный пучок, показанный на рис. 10.2 и 10.3, был сконструирован с целью достижения наибольшей площади поверхности на одно соединение труба — коллектор. Хотя коэффициент теплоотдачи от газа низкого давления, движущегося в межтрубном пространстве, значительно ниже, чем от газа, движущегося в трубах, бóльшая площадь поверхности теплообмена наружной части труб хорошо компенсирует эту разницу. На рис. 10.3 показано, что для предотвращения обхода потоком газа каналов, образуемых наружными ребрами труб, помещены треугольные вставки; такую же роль выполняют стержни, помещенные внутри труб. Продольный разрез теплообменника в собранном состоянии, на котором видны трубные пучки, смонтированные в кожухе, показан на рис. 10.4. Видна толстая трубная доска, которая должна противостоять высокому давлению в потоке газа, входящего в трубы коллектора, ведущие в отдельные трубные пучки. Вид сзади на этот узел представлен на рис. 10.5, на котором видно, что поток в межтрубном пространстве встречает очень небольшое сопротивление на входе и выходе с теплообменной поверхности.

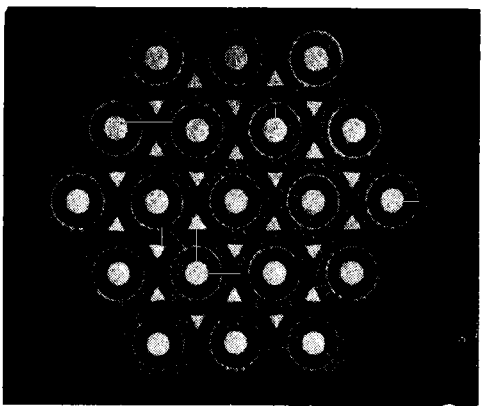


Рис. 10.3. Поперечное сечение трубного пучка, показанного на рис. 10.2 (видны как наружные, так и внутренние ребра, а также вставки треугольного сечения, предотвращающие обход потоком каналов между ребрами).

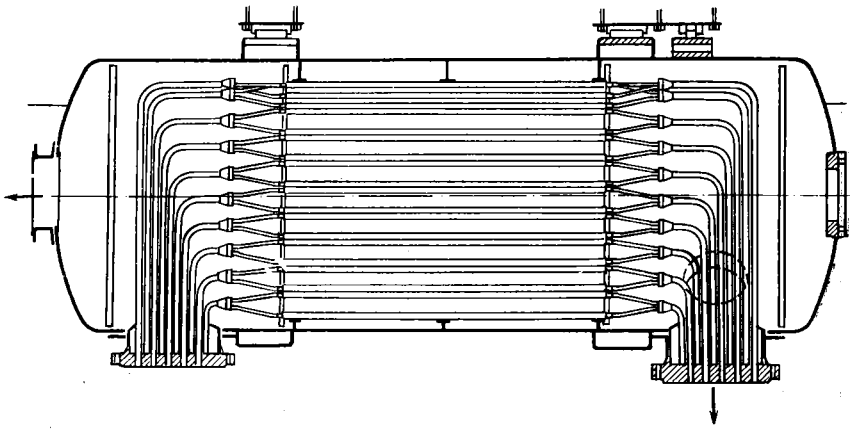


Рис. 10.4. Продольное сечение рекуперативного теплообменника, в котором использованы трубные пучки, показанные на рис. 10.2.

Пример 10.1*. Простой гладкотрубный рекуперативный теплообменник с осевым потоком предназначен для работы в системе из газотурбинной установки и реактора с газовым охлаждением. Гелий под большим давлением

* Поскольку примеры расчета различных теплообменников носят чисто иллюстрированный характер, а графики и номограммы в приложении построены в расчете на англо-американскую систему единиц, размерность величин в примерах оставлена такой, как она приводится автором. В скобках приведены значения в метрической системе единиц.— *Прим. перев.*

от компрессора поступает в трубы при 1000 *фунт/дюйм*^{2} (~70 *атм*) и 260° F (127° C), в то время как гелий низкого давления от турбины поступает в межтрубное пространство при 170 *фунт/дюйм*^{2} (11,9 *атм*) и 975° F (524° C). Допустимые потери давления составляют 1,5% общего давления на стороне высокого давления и 4,5% на стороне низкого давления. Трубы внутренним диаметром 0,4 *дюйм* (10,16 *мм*) и наружным диаметром 0,5 *дюйм* (12,7 *мм*) расположены по углам равностороннего треугольника. Требуется определить размещение труб, длину труб, общее число труб, если эффективность теплообмена 80%, а общая тепловая нагрузка составляет 50 *Мвт*.

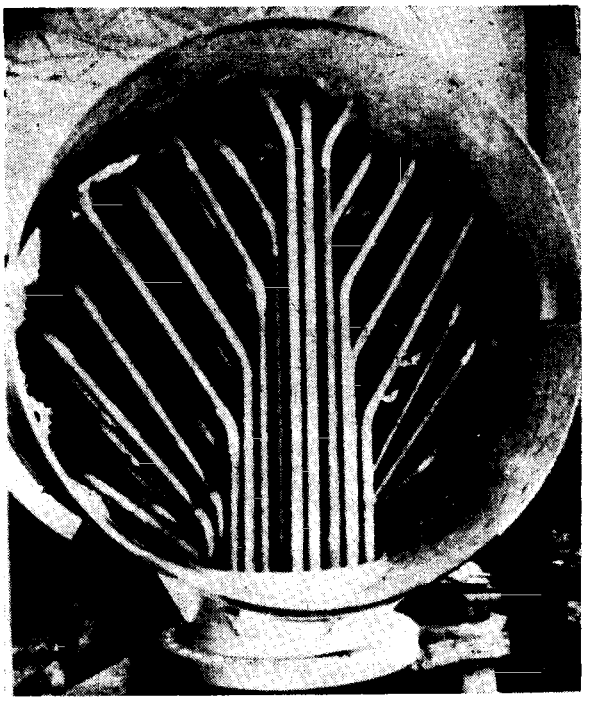


Рис. 10.5. Вид узла трубных коллекторов теплообменника, изображенного на рис. 10.4.

Решение. Так как теплоемкость гелия постоянна, повышение температуры в потоке высокого давления, проходящего через регенератор, равно понижению температуры в потоке газа низкого давления. Таким образом, $\delta t = \eta \Delta T_{\text{лог}} = 0{,}80\ (975 - 260) = 572°$ F (317° C), а разность между температурами горячего и холодного газа $\Delta t = (975 - 260) - 572 = 143°$ F (62° C). Расстояние между трубами может быть найдено по допустимой потере давления. Потери давления могут быть определены путем совместного решения уравнений (3.12) и (3.14); таким образом, получаем

$$\Delta P_1 = \frac{0{,}2}{2g3600^2} G_1^{1,8}; \qquad \frac{\mu_1^{0,2}}{\rho_1} \frac{L}{D_1^{1,2}},$$

где индекс 1 относится к условиям внутри трубы. Если считать, что газ идеальный, $\rho_1 = P_1 M / 1544 T_1$. Подстановка ρ_1 и деление результата на полное давление дает

$$\frac{\Delta P_1}{P_1} = \frac{0{,}2 \cdot 1544 \mu^{0,2}}{2g3600^2 M} \cdot \frac{T_1 G_1^{1,8}}{P_1^2} \cdot \frac{L}{D_1^{1,2}}.$$

Подобное же решение можно получить и для условий в межтрубном пространстве:

$$\frac{\Delta P_2}{P_2} = \frac{0{,}2 \cdot 1544 \mu^{0,2}}{2g3600^2 M} \cdot \frac{T_2 G_2^{1,8}}{P_2^2} \cdot \frac{L}{D_{e2}^{1,2}}.$$

Разделив одно уравнение на другое, получаем

$$\frac{(\Delta P_1 / P_1)}{(\Delta P_2 / P_2)} = \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{1,8} \left(\frac{D_{e2}}{D_1}\right)^{1,2}.$$

Массовые скорости внутри и снаружи труб относятся как

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{(\pi/4)\, D_0 D_{e2}}{(\pi/4)\, D_1^2} = \frac{D_0 D_{e2}}{D_1 D_1}.$$

С помощью подстановки получаем

$$\frac{\Delta P_1/P_1}{\Delta P_2/P_2} = \frac{T_1}{T_2}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2\left(\frac{D_0}{D_1}\right)^{1,8}\left(\frac{D_{e2}}{D_1}\right)^3.$$

Подставляя численные значения, получаем

$$\frac{0,015}{0,045} = \frac{260+460+286}{975+460-286}\left(\frac{170}{1000}\right)^2\left(\frac{0,5}{0,4}\right)^{1,8}\left(\frac{D_{e2}}{D_1}\right)^3;$$

$$\frac{1}{3} = \frac{1006}{1149}\times 0,0289\times 1,493\times\left(\frac{D_{e2}}{D_1}\right)^3;$$

$$\frac{D_{e2}}{D_1} = \sqrt[3]{8,85} = 2,07,$$

$$\frac{D_{e2}}{D_0} = \frac{D_{e2}}{D_1}\frac{D_1}{D_0} = \frac{2,07}{1,25} = 1,66.$$

По рис. П4.1 получаем $S/d_0 = 1,55$ для $d_{e2}/d_0 = 1,66$. Следовательно, шаг труб $S = 0,5 \times 1,55 = 0,775$ *дюйм* (19,7 *мм*). Длина трубы должна удовлетворять как требованиям теплопередачи, так и требованиям потерь давления. Соотношения, описывающие передачу тепла и потери давления, должны одновременно входить в два уравнения, в которых двумя неизвестными будут длина трубы и расход теплоносителя. Первое уравнение можно получить, если приравнять тепло, передаваемое через стенку трубы, к теплу, добавляемому к газу или отнимаемому от газа, а именно:

$$\pi D_1 U_1 L\Delta t = \frac{\pi}{4} D_1^2 G_1 c_p \delta t;$$

$$L = \frac{c_p D_1 \delta t}{4\Delta t}\cdot\frac{G_1}{U_1}.$$

Если предположить, что тепловое сопротивление стенки мало по сравнению с термическим сопротивлением на стороне газа, коэффициент теплопередачи может быть приближенно, но с хорошей точностью, принят равным

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1} + \frac{D_1}{D_0 h_2} = \frac{1}{h_1}\left(1 + \frac{h_1}{1,25h_2}\right),$$

так как и в трубах, и в межтрубном пространстве течет один и тот же газ и поток в межтрубном пространстве движется также в осевом направлении, средние температуры отличаются незначительно. Таким образом, отношение h_1/h_2 может быть выражено как

$$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{0,8}\left(\frac{D_{e2}}{D_1}\right)^{0,2}.$$

Было уже определено, что

$$\frac{D_{e2}}{D_1} = 2,07; \quad \frac{G_1}{G_2} = \frac{D_0 D_{e2}}{D_1 D_1} = 1,25\cdot 2,07 = 2,59.$$

Следовательно,

$$\frac{h_1}{h_2} = (2,59)^{0,8}(2,07)^{0,2} = 2,47.$$

Подставляя этот результат в уравнение для $1/U_1$, получаем

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1}\left(1 + \frac{2,47}{1,25}\right) = \frac{2,97}{h_1}.$$

Коэффициент теплоотдачи h_1 может быть получен из соотношения (3.22)

$$h_1 = 0,023 k_1 \frac{\mathrm{Pr}^{0,4} G_1^{0,8}}{\mu_1^{0,8} D_1^{0,2}};$$

$$h_1 = 0,023\cdot 0,132\cdot\frac{0,867}{0,124}\cdot\frac{G_1^{0,8}}{0,506} = 0,0418 G_1^{0,8}.$$

Следовательно,

$$\frac{1}{U_1} = \frac{2{,}97}{0{,}0418G_1^{0,8}} = \frac{71}{G_1^{0,8}}.$$

Подстановка этого результата в уравнение для длины трубы дает

$$L = \frac{c_p D_1 \delta t}{4\Delta t} \cdot 71 \cdot G_1^{0,2};$$

$$L = \frac{1{,}25 \cdot 0{,}4 \cdot 572}{4 \cdot 12 \cdot 143} \cdot 71 \cdot (3600G_1')^{0,2};$$

$$L = 15{,}2\,(G_1')^{0,2},$$

где G' — массовая скорость внутри труб. Второе уравнение для длины трубы может быть получено из соотношения для потери давления внутри труб, а именно

$$\frac{\Delta P_1}{P_1} = \frac{0{,}2 \cdot 1544}{2g3600^2} \frac{T_1}{P_1^2 M} G_1^{1,8} \mu^{0,2} \frac{L}{D_1^{1,2}}.$$

Подстановка числовых значений дает

$$0{,}015 = \frac{0{,}2 \cdot 1544}{2 \cdot 32{,}2 \cdot 3600^2} \cdot \frac{260 + 460 + 282}{(1000 \cdot 144)^2 \cdot 4} \cdot (3600G_1')^{1,8} \cdot 0{,}593 \cdot \frac{L}{0{,}017}.$$

Следовательно, вторым уравнением для длины трубы будет

$$L = (3{,}82 \cdot 10^4)/(G_1')^{1,8}.$$

Решая совместно эти два уравнения и исключая L, получаем

$$(G_1')^2 = 251;$$

$$G_1' = 15{,}85 \ фунт/(сек \cdot фут^2).$$

Таким образом, длина трубы $L = 15{,}2\,(15{,}85)^{0,2} = 26{,}4$ *фут*. Тепловой поток через трубу равен

$$Q = \frac{\pi}{4} D_1^2 G_1 c_p \delta t;$$

$$Q = 0{,}786 \cdot \left(\frac{0{,}4}{12}\right)^2 (3600 \cdot 15{,}85) \cdot (1{,}25) \cdot (572);$$

$$Q = 3{,}56 \cdot 10^4 \text{ БТЕ}/ч \text{ (на трубу)}.$$

Общее число труб n равно

$$n = \frac{\text{Общий тепловой поток}}{\text{Поток на одну трубу}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 3413}{3{,}56 \cdot 10^4} = 4800 \text{ труб}.$$

РЕКУПЕРАТОРЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Опыт показал, что для удовлетворения специальным требованиям, предъявляемым при проектировании транспортных газотурбинных установок (главными из которых являются обеспечение низкого удельного веса и малого объема), необходимо применить развитые поверхности теплообменных матриц, имеющих большую площадь поверхности теплообмена, т. е. приходящуюся на единицу объема. Конечно, у таких матриц есть свои недостатки: каналы малого сечения легко засоряются, их очень трудно чистить. Однако использование рекуператора имеет смысл только в том случае, если его конструкция легка и компактна; таким образом, иного решения, которое позволило бы обойтись без каналов малого сечения, не существует. (Одна из применяемых поверхностей теплообмена показана на рис. 1.21.) Каналы в таких матрицах очень малы, эквивалентный диаметр равен 1,27—5,08 *мм*, так что значение числа Рейнольдса лежит в интервале от 100 до 1000. Однако коэффициент теплопередачи благодаря малому эквивалентному диаметру канала достаточно высок, а эффективность ребер даже в том случае, если они изготовлены из тонкой листовой пержавеющей стали, высока благодаря малой высоте ребра.

Расчет аппарата подобного типа содержит такой комплекс различных задач, что их лучше проиллюстрировать на примере. На практике требуется еще изучение вопроса оптимизации, поскольку существует сложная взаимная зависимость между характеристиками теплообменника и всей энергетической установки. Таким образом, приводимый ниже пример демонстрирует только небольшую часть работы, необходимой для получения законченного конструктивного решения.

Пример 10.2. Небольшая газотурбинная установка с воздушным потоком 1,0 *фунт/сек* (0,45 *кг/сек*), выходящим из компрессора с температурой 450° F (232° C) при давлении 80 *фунт/дюйм*^{2} (5,6 *атм*). Рекуператор рассчитывается на к. п. д. 75%, для нагрева используются выхлопные газы, выходящие из турбины при температуре 1250° F (677° C) и давлении 16 *фунт/дюйм*^{2} (1,12 *атм*). Технологические возможности позволяют изготовить паяную матрицу из нержавеющей стали толщиной 0,13 *мм*, подобную изображенной на рис. 1.21. Каналы для прохода воздуха на стороне высокого давления будут иметь сечение в форме равностороннего треугольника со стороной 0,22 *мм*, а каналы на стороне низкого давления будут иметь ту же ширину, но высота их будет в 2 раза больше. Принимая приближенно двухходовую перекрестноточную схему течения за противоток (как на рис. 1.20) с двумя ходами на стороне высокого давления, определим длину, ширину и высоту поверхности теплообмена. Определим также ее вес и объем.

Для первого приближения возьмем физические свойства воздуха при температуре 850° F (454° C) и пренебрежем увеличением веса продуктов сгорания. Будем считать, что каналы гладкие, прямые, без турбулизаторов и, следовательно, течение в них ламинарное. (Значение числа Рейнольдса необходимо проверить после завершения расчета, чтобы убедиться, что последнее допущение справедливо.) Для обеспечения хорошей эффективности цикла потери давления должны быть в пределах 1,0 *фунт/дюйм*^{2} (0,07 *атм*). Не рассматривая пока потери на входе и выходе, устанавливаем потерю давления на стороне высокого давления 1,0 *фунт/дюйм*^{2} (0,07 *атм*), а на стороне низкого давления 0,5 *фунт/дюйм*^{2} (0,035 *атм*).

По уравнению Хагена — Пуазейля (3.11) потеря напора определяется как $\Delta P = 0{,}0397\,(\mu VL/d^2)$ [d в *дюймах*, средняя скорость V в *фут/сек*, длина канала в *футах*, а вязкость в *фунт/(фут·ч)*]. Эквивалентный диаметр треугольных каналов на стороне высокого давления $d_1 = (4s^2\sqrt{3}/4 \cdot 3s) = s/\sqrt{3} = 0{,}050$ *дюйм*; тогда можно написать

$$\Delta P_1 = 1{,}0 \cdot 144 = \frac{0{,}0397 \cdot 0{,}0825 V_1 L_1}{(0{,}05)^2}.$$

На стороне низкого давления для чистого противотока по уравнению (4.25) эффективность определяется

$$\eta = \frac{UA/Wc_p}{1 + UA/Wc_p}.$$

Эффективность при принятой перекрестнопоточной схеме несколько меньше, чем при чистом противотоке, следовательно, нужно найти поправочный множитель для значения $W_1c_1/W_2c_2 = 1{,}0$. Хотя значение UA/Wc_p неизвестно и его еще необходимо определить, анализ вышеприведенных уравнений позволяет заключить, что если эффективность равна 75% и задан поправочный множитель для перекрестного тока, значение UA/Wc_p будет больше 4,0; тогда значение поправочного коэффициента лежит между 0,93 и 0,94.

Коэффициент теплоотдачи может быть определен по табл. П3.1. Параметр для стороны высокого давления $k/d = 0{,}0308/0{,}050 = 0{,}616$. Поскольку для достижения высокой эффективности нагрева отношение длины к диаметру канала должно быть велико, интенсивность рабочего режима в трубах пучка будет снижаться вблизи правого края диаграммы, где коэффициент теплоотдачи не зависит ни от отношения длины к диаметру трубы, ни от массового расхода.

Таким образом, $k/d = 0{,}616$, $h = 32$ БТЕ/(*фут*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°F) для каналов круглого сечения. Умножая на поправочный коэффициент, равный отношению 3 к 4,3 (табл. П3.1), позволяющий применить данные для каналов круглого к каналам треугольного сечения, находим, что для каналов треугольного сечения на стороне высокого давления $h = 22{,}5$ БТЕ/(*фут*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°F) [(110 *ккал*/(*м*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°C)]. Эквивалентный диаметр канала на стороне низкого давления будет в два раза больше, в результате чего коэффициент теплоотдачи уменьшается до 11,3БТЕ/(*фут*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°F) [55 *ккал*/(*м*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°C)]. Однако площадь поверхности теплообмена будет почти в два раза больше; следовательно, произведение hA будет приблизительно одинаковым для потоков газа и низкого, и высокого давления. Таким образом, пренебрегая термическим сопротивлением стенки и считая, что эффективность ребер равна 100%, находим, что общий коэффициент теплопередачи равен примерно 11,3БТЕ/(*фут*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°F) [55 *ккал*/(*м*$^2 \cdot$*ч*$\cdot$°C)]. Используя величины, о которых говорилось в предыдущих параграфах, получаем выражение для эффективности перекрестного тока:

$$\eta = 0{,}93 \frac{11{,}3A/Wc_p}{1 + 11{,}3A/Wc_p} = 0{,}75.$$

Решая относительно $11{,}3A/Wc_p$, получаем

$$\frac{11{,}3A}{Wc_p} = \frac{0{,}75/0{,}93}{1 - 0{,}75/0{,}93} = 4{,}2.$$

Интересно, что полученное значение поправочного коэффициента для перекрестного тока, равное 0,94, очень близко к значению 0,93, использованному в первом приближении. Теперь можно определить требуемую поверхность:

$$11{,}3A/Wc_p = 4{,}2; \qquad A = 4{,}2Wc_p/11{,}3 = (4{,}2 \cdot 3600 \cdot 0{,}25)/11{,}3; \qquad A = 335 \text{ } фут^2.$$

Объем теплообменной матрицы на стороне высокого давления может быть определен по ее площади. Если отнести по половине 0,005-дюймовой (0,127 *мм*) стенки к каждой из поверхностей, можно определить отношение поверхности к объему для одного канала длиной 1 *фут* (0,3 *м*):

$$\frac{\text{Поверхность } (фут^2)}{\text{Объем } (фут^3)} = \frac{3 \cdot 0{,}0866/12}{0{,}23\sqrt{3}\,(0{,}0871)^2/144} = 945 \text{ } фут^2/фут^3.$$

Тогда объем теплообменной матрицы, в котором размещены каналы со стороны высокого давления, будет равен $335/945 = 0{,}354$ *фут*^{3}, из которых примерно 90% составляют каналы ($0{,}0866^2/0{,}8071^2$), а 10% — металл. Подобным же образом найдем, что объем матрицы со стороны низкого давления равен 0,708 *фут*^{3}; таким образом, общий объем матрицы равен 1,062 *фут*^{3}.

Средняя плотность на стороне высокого давления равна 0,1655 *фунт*/*фут*^{3}, а на стороне низкого давления 0,0332 *фунт*/*фут*^{3}. Таким образом, для $W_1 = W_2 = 1{,}0$ *фунт*/*сек* объемные расходы равны 6,04 *фут*^{3}/*сек* [0,168 *м*^{3}/*сек* и 30 *фут*/*сек* (0,84 *м*^{3}/*сек*) соответственно].

Остается определить три величины, и для этого имеются три уравнения. Из соотношений потери давления произведение скорости воздуха на стороне высокого давления и длины канала $V_1L = 110$. Подставляя значение поперечного сечения каналов высокого давления A_1, получим, что объемный расход на стороне высокого давления равен $V_1A_1 = 6{,}04$ *фут*^{3}/*сек* (0,168 *м*^{3}/*сек*). Объем каналов для прохода воздуха высокого давления (имея в виду, что металл составляет 10% объема матрицы) будет равен $L_1A_1 = 0{,}90 \cdot 0{,}354 = 0{,}319$. Решая первые два уравнения относительно V_1 и приравнивая решения, получаем

$$\frac{110}{L_1} = \frac{6{,}04}{A_1}; \qquad L_1 = \frac{110A_1}{6{,}04}.$$

Поставляя найденную величину L_1 в третье уравнение и решая относительно A_1, получаем

$$\frac{110A_1^2}{6{,}04} = 0{,}319,$$

$$A_1 = \sqrt{0{,}0176} = 0{,}133 \text{ фут}^2.$$

Тогда $L_1 = 2{,}4$ *фут*; $V_1 = 44{,}5$ *фут/сек*.

Соответствующие величины на стороне газа низкого давления могут быть определены таким же образом, а именно:

$$V_2L_2 = 220; \quad V_2A_2 = 30 \text{ фут}^3/\text{сек};$$

$$L_2A_2 = 0{,}90 \cdot 0{,}708 = 0{,}637 \text{ фут}^3;$$

$$A_2 = \left(\frac{0{,}637 \cdot 30}{220}\right)^{1/2} = 0{,}295 \text{ фут}^2;$$

$$L_2 = 2{,}16 \text{ фут}; \quad V_2 = 98{,}3 \text{ фут/сек}.$$

Теперь можно установить размеры матрицы, удовлетворяя всем изложенным выше требованиям. В соответствии с начальными условиями длина канала в направлении движения газа низкого давления равна 2,16 *фут* (0,66 *м*), а длина каждого хода на стороне воздуха высокого давления равна 2,4 : 2 = = 1,2 *фут* (0,36 *м*). Пользуясь этими данными и только что определенным полным объемом матрицы, находим ширину матрицы в направлении, перпендикулярном направлениям движения обоих потоков газа 1,062 : (2,16·1,2) = = 0,41 *фут* (0,125 *м*). Теперь остается проверить допущения, принятые в начале расчета. Число Рейнольдса для потока воздуха высокого давления равно 1100, а для потока газа низкого давления — 1000; следовательно, первоначальные предположения о ламинарном характере течения обоих теплоносителей оказываются справедливыми. Значения параметра x/dG' равны для потоков высокого и низкого давлений соответственно 84,5 и 85, что подтверждает правильность исходных предпосылок, использованных для определения коэффициента теплоотдачи. Эффективности ребер, равны примерно 93 и 89% для потоков газа высокого и низкого давлений. И в этом случае очевидно, что начальные упрощающие допущения внесли относительно небольшую ошибку.

Зная, что объем матрицы равен 1,062 *фут*^{3}, можно вычислить ее вес, имея в виду, что металл составляет 10% ее полного объема. Поскольку удельный вес стали 500 *фунт/фут*^{3} (8000 *кГ/м*^{3}), вес матрицы равен 1,062·500·0,10 = = 53 *фунт* (24 *кГ*). Существенную долю веса теплообменника (в зависимости от типа установки) составляет также вес коллекторов и кожуха.

Эксплуатационные характеристики вращающихся регенераторов. Методика, применяемая для расчета вращающихся теплообменников, по существу не отличается от методики, используемой для расчета более распространенных типов теплообменных поверхностей, о которых сообщалось выше, за исключением того, что периодичность течения обусловливает введение нескольких новых переменных. Для теплообменника обычного типа необходимо определить входные и выходные температуры, расходы теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи и площади поверхностей теплообмена на двух сторонах теплообменника. Для теплообменника вращающегося типа очень важно также знать соотношение между теплоемкостью ротора и теплоемкостями потоков теплоносителей, а также скорость вращения ротора. Решение уравнений передачи тепла усложняется введением новой переменной для учета теплоемкости ротора. Более того, связь между коэффициентами теплоотдачи и расходами теплоносителей в обычных теплообменниках такова, что для ее выражения можно использовать две переменные вместо четырех, в то время как при расчете вращающегося регенеративного теплообменника приходится оперировать со всеми четырьмя переменными. Могут быть записаны обобщенные дифференциальные уравнения, связывающие эти параметры, но решения этих уравнений для общих случаев пока не получено. Решения для многих частных случаев, представляющих практический интерес, были получены графическими и численными мето-

дами, а аналитическое решение было получено для простых частных случаев [2, 13, 14]. Наиболее удобное из этих решений получается при допущениях, что теплоемкость ротора бесконечно велика, а площади поверхностей теплообмена, массовые расходы и теплоемкости двух потоков теплоносителей равны. При таких допущениях соотношения упрощаются и сводятся к случаю обычного противоточного теплообменника, который описывается уравнением (4.25), а именно:

$$\eta_1 = \frac{UA/W_1c_1}{1+UA/W_1c_1}.$$

Так как термическое сопротивление стенки незначительно, уравнение упрощается:

$$\eta = \frac{hA/2W_1c_1}{1+hA/2W_1c_1}. \qquad (10.1)$$

Соотношение (10.1) дает значение эффективности нагрева на стороне холодного воздуха в зависимости от коэффициента теплоотдачи, площади поверхности, омываемой газом, массового расхода газа и теплоемкости газа.

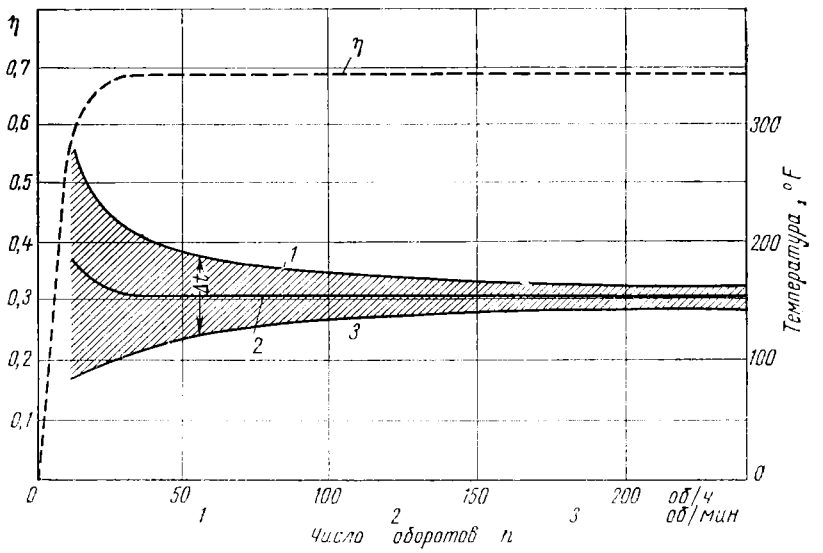


Рис. 10.6. Графики, иллюстрирующие влияние скорости вращения ротора на эффективность и местные температуры металла в сечении у входа холодного воздуха большого вращающегося регенератора для паросиловой установки с топкой, работающей на угле [2]:

1 — температура со стороны газа; *2* — средняя температура металла; *3* — температура со стороны воздуха.

Когда вращающиеся регенераторы используются для подогрева воздуха, они могут быть рассчитаны так, что их характеристики будут очень близки к идеальному случаю противоточного теплообменника.

Влияние продуктов сгорания. Большинство вращающихся регенераторов применяются для подогрева свежего холодного воздуха за счет тепла горячих продуктов сгорания, что ведет к повышению температуры в топке и улучшению условий горения. Добавление продуктов сгорания топлива к воздуху в процессе горения ведет к увеличению массовой скорости на стороне горячих газов примерно на 7% по отношению к массовой скорости потока холодного воздуха. В то же время теплоемкость продуктов сгорания (это CO_2 и H_2O) выше, чем теплоемкость холодного воздуха. В зависимости от соотношения топливо — воздух теплоемкость продуктов сгорания может на 11% превышать теплоемкость холодного воздуха, т. е. $W_1c_1/W_2c_2 = 0{,}90$.

Влияние массы и скорости вращения ротора. Температура любого данного элемента металлической поверхности колеблется по мере поворота ротора, как показано на рис. 10.6. Изменение температуры обратно пропорционально

массе ротора и его скорости. При проведении количественной оценки влияния массы и скорости вращения ротора на общие характеристики можно рассматривать материал ротора как третий поток жидкости, передающий тепло от горячего газа к холодному воздуху [14]. В этом смысле может быть отмечено, что «массовый расход» материала ротора должен быть таким, чтобы его изменение температуры было небольшим; это значит, что произведение массы ротора и удельной теплоемкости должно быть в несколько раз больше соответствующей величины для газового потока. Было найдено удобным использовать при анализе параметр $W_r c_r / W_1 c_1 \theta$, где θ — период вращения ротора (*ч*); W_r — масса ротора (*фунт*), а c_r — его удельная теплоемкость [13].

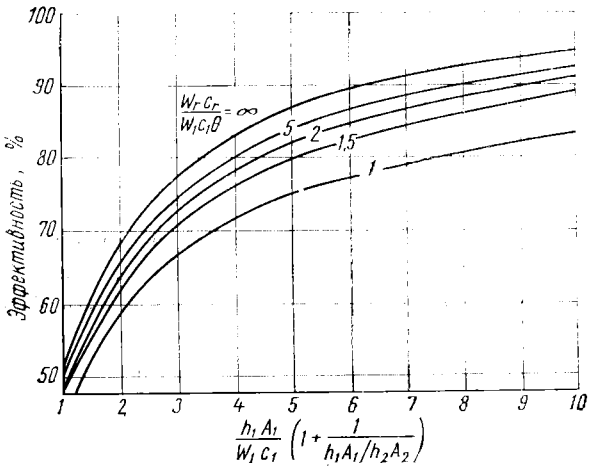


Рис. 10.7. Графики, иллюстрирующие влияние расчетных параметров теплопередачи на эффективность вращающихся регенераторов при $W_1 c_1 / W_2 c_2 = 1{,}0$ для серии значений $W_r c_r / W_1 c_1 \theta$ [13].

Влияние этого параметра на характеристики вращающихся регенераторов было вычислено для $W_1 c_1 / W_2 c_2 = 1{,}0$ и 0,9 [13], результаты представлены на рис. 10.7 и 10.8. Верхняя кривая на каждом из этих двух графиков соответствует случаю, описываемому уравнением 10.1. Эти кривые показывают, что для получения хороших характеристик значение параметра $W_r c_r / W_1 c_1 \theta$ должно быть равно 5 или больше. Если в качестве теплоносителей используются воздух или другие газы, это условие обычно легко удовлетворяется. Поскольку, как видно на рисунке, разница между кривыми для $W_1 c_1 / W_2 c_2 = 1{,}0$ и $W_1 c_1 / W_2 c_2 = 0{,}9$ очень мала, очевидно, что для значений $W_r c_r / W_1 c_1 \theta$, больших 5, уравнение (10.1) является хорошим приближением, даже если влиянием продуктов сгорания на отношение $W_1 c_1 / W_2 c_2$ пренебрегают и отношение принимают равным единице.

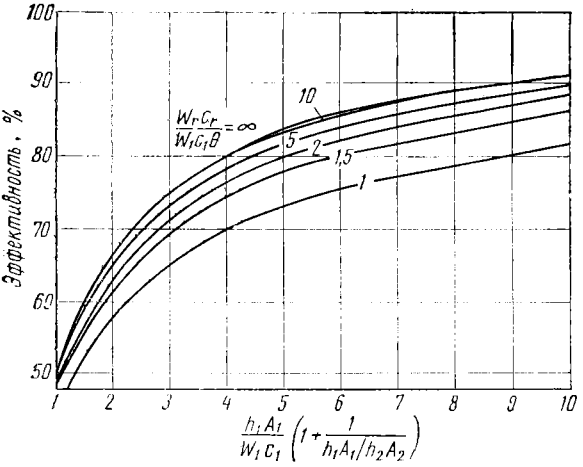


Рис. 10.8. Влияние расчетных параметров теплопередачи на эффективность вращающихся регенераторов при $W_1 c_1 / W_2 c_2 = 0{,}9$ для серии значений $W_r c_r / W_1 c_1 \theta$ [13].

Влияние подмешивания газа из одного потока к другому. До сих пор обсуждались идеализированные случаи, когда имелось в виду, что попадание холодного газа в зону с горячим газом и наоборот отсутствует. Потери, вызываемые переносом такого рода, прямо пропорциональны отношению скорости вращения ротора к массовому расходу газа. Этот фактор прямо пропорционален отношению теплоемкости газа, заключенного в матрице, к теплоемкости самой матрицы; отношение это обычно меньше 0,001 для регенераторов в газовых системах. Так как обычно скорости ротора не превышают значений, при которых отношение $W_r / c_r / W_1 c_1 \theta$ больше 10, потери, связанные с переносом

газа с холодной на горячую сторону регенератора и наоборот, обычно менее 1%. Однако это объясняет причину, по которой вращающиеся регенераторы не используются для жидкостей; теплоемкость жидкости, содержащейся в каналах ротора, была бы, конечно, равна или даже превышала теплоемкость самого ротора; поэтому остающаяся в роторе жидкость оказалась бы причиной большого снижения эффективности.

Влияние перетекания из одной зоны в другую. Большинство вращающихся регенераторов использовалось для подогрева холодного воздуха, поступающего в топки, и разница давлений между каналами холодного воздуха и горячего газа составляла порядка сотых долей атмосферы. Проблема утечки приобретает значительно более серьезный характер, если вращающийся регенератор применяется в системах газотурбинных установок, в которых отношение давлений в компрессоре и турбине составляет от 2 до 6. Для таких областей применения общая эффективность, а иногда даже и возможность использования вращающегося регенератора зависит от размеров перетекания газа из холодного потока в горячий сквозь зазоры между ротором и кожухом. Были

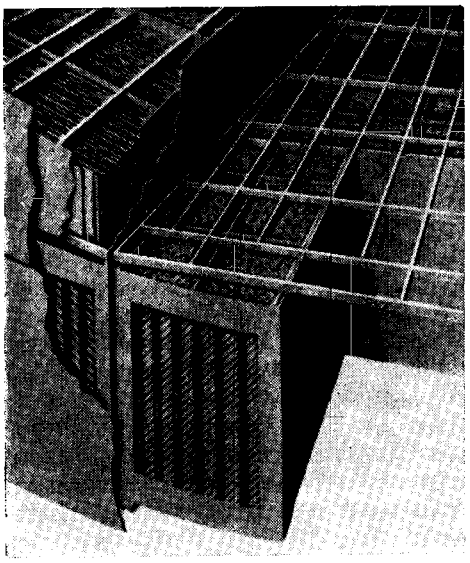


Рис. 10.9. Ротор большого вращающегося регенератора, аналогичного показанному на рис. 1.24, в разрезе, на котором видны подробности конструкции.

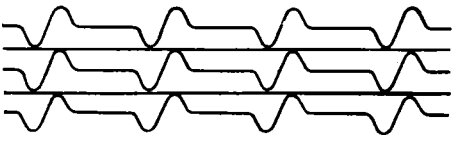


Рис. 10.10. Форма гофр в осевом направлении, используемых для дистанционирования пластин в матрице теплообменника вблизи входа холодного воздуха.

запатентованы и применены различные устройства для уменьшения этих потерь. Во всех случаях массовый расход утечки сильно зависит от особенностей конструкции, допусков при изготовлении, степени износа в процессе эксплуатации и связанных с ними факторов, так что здесь провести общий анализ не представляется возможным. Хотя необходимо отметить, что задача конструирования уплотнений еще более усложняется разницей тепловых расширений ротора в осевом направлении на холодной и горячей сторонах потока и ротора и кожуха.

Влияние теплопроводности матрицы. Длина «пути передачи тепла» внутри поверхности теплообмена так мала, что теплопроводность оказывает ничтожное влияние на характеристики теплообменника. По этим же соображениям с точки зрения теплопередачи использование керамических, а не металлических пластин и влияние отложений сажи или кокса на поверхностях вращающегося регенератора оказывают очень небольшое влияние. В реальных условиях масса отложений в некоторых аппаратах может привести к значительному увеличению теплоемкости ротора и таким образом фактически улучшить тепловые характеристики теплообменника. Такие отложения, однако, создают сопротивление потоку воздуха и, следовательно, увеличивают потери давления в потоке, движущемся через аппарат, так что приходится принимать меры для чистки теплообменника и удаления отложений.

Передача тепла путем теплопроводности в осевом направлении от горячего конца к холодному может внести значительную долю в снижение эффективности из-за уменьшения средней температуры. В случае применения стальных

матриц потери, обусловленные теплопроводностью в осевом направлении, уменьшают эффективность аппарата очень незначительно; для больших воздухоподогревателей паросиловых установок снижение эффективности составляет около 0,6%. Если же применяются медные матрицы, потери становятся

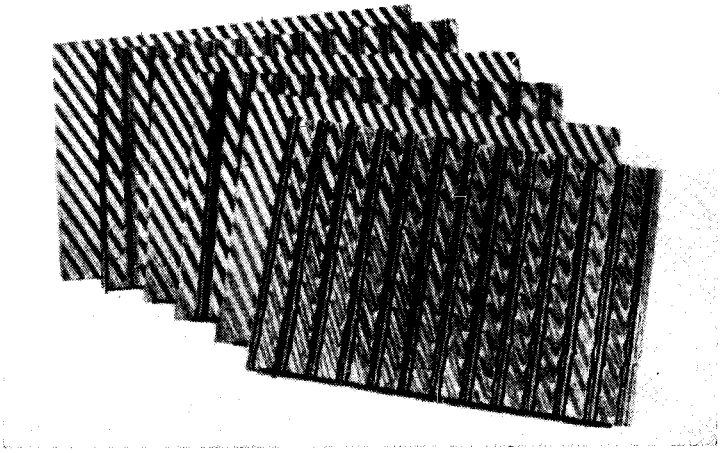


Рис. 10.11. Пластины теплообменной матрицы с турбулизирующими диагональными гофрами.

заметными; они достигают, вероятно, 6% даже для больших аппаратов. Теплопроводность в поперечном направлении от горячей к холодной зоне выгодна; ее влияние аналогично увеличению скорости вращения ротора без увеличения потерь в результате подмешивания.

Влияние геометрии матрицы. Часть ротора для большой паросиловой установки в разрезе, который позволяет видеть детали конструкции, показана на рис. 10.9. Как и в большинстве типов газовых теплообменников, анализ затрат энергии на перекачивание показывает, что с этой точки зрения целесообразно иметь в каналах теплообменника ламинарный или близкий к нему режим течения теплоносителя. Однако часто бывает выгоднее ввести некоторые конструктивные изменения матрицы, обеспечивающие турбулизацию потока, чем применять роторы простой геометрии, показанной на рис. 10.10. Испытания показали, что при использовании волнистых пластин вместо плоских, когда получаются геометрии поверхности теплообмена, показанные на рис. 10.11 и 10.12, эффективность повышается. Потери давления при такой геометрии, однако, существенно увеличиваются, поэтому часто предпочитают применять менее сильные средства турбулизации.

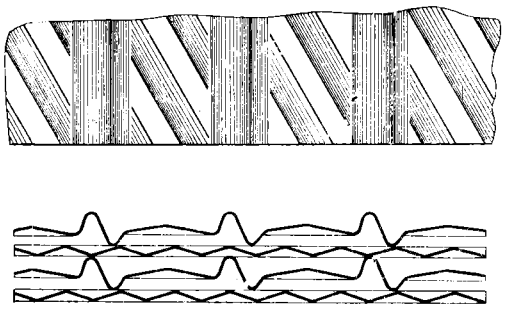


Рис. 10.12. Вид сбоку и с торца каналов для прохода воздуха, образованных пластинами, показанными на рис. 10.11.

Влияние материала матрицы. В тех случаях, когда важную роль играет вес конструкции, выгодно применять керамические матрицы, так как они имеют теплоемкость более высокую, чем другие материалы. Кроме того, из керамики на основе окислов алюминия, обладающих хорошей теплопроводностью и очень низким коэффициентом теплового расширения, был найден способ изготовления таких матриц с каналами, имеющими очень небольшой

эквивалентный диаметр. Барабан регенератора (с радиальным потоком) такой конструкции для небольшой газовой турбины показан на рис. 10.13, а матрица дискового типа для регенератора с осевым потоком (вид с торцевой части каналов) показана на рис. 10.14. Можно изготавливать такие аппараты с каналами с волнистостью даже в направлении движения, как на рис. 10.15.

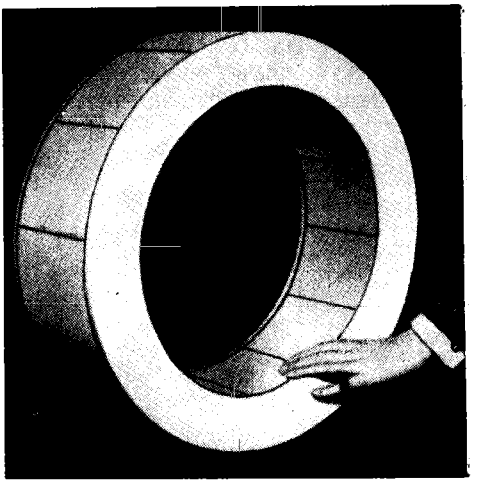


Рис. 10.13. Матрица с радиальными каналами для регенератора небольшой газовой турбины. Обод, матрица и склеивающие материалы из стеклокерамики с коэффициентами теплового расширения, близкими к нулю.

Выбор размеров вращающегося регенератора. Оптимальные пропорции аппарата, как и других типов теплообменников, сильно зависят от общей экономики всей установки, для которой он предназначен. К факторам, влияющим на конструкцию, относятся цена топлива, капитальные затраты, занимаемое установкой пространство, расход энергии на перекачивание, допустимое выпадение осадков в виде сажи и золы при данном виде топлива и коррозия матрицы под воздействием содержащихся в топливе примесей.

Неподвижные теплообменные поверхности периодического действия. Во многих областях применения металлургического и керамического производства топки, предназначенные для сжигания угля, мазута, газа, должны работать при температурах 1370° С и даже выше; таких температур не удается достигнуть, если воздух, поступающий в топку, предварительно не подогреть. Подогреватели воздуха можно также использовать с целью экономии расходов на топливо для процес-

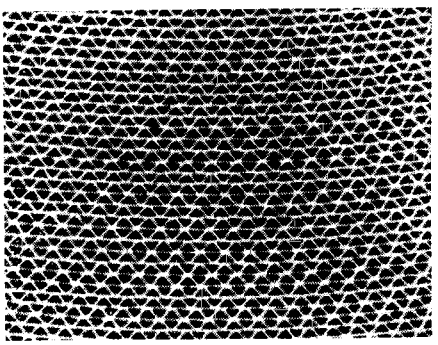


Рис. 10.14. Вид с торца на матрицу, образованную из поперечно уложенных плоских и гофрированных стеклокерамических пластин, для вращающегося регенератора с осевым потоком. Эквивалентный диаметр воздушных каналов составляет только около 1,27 *мм*.

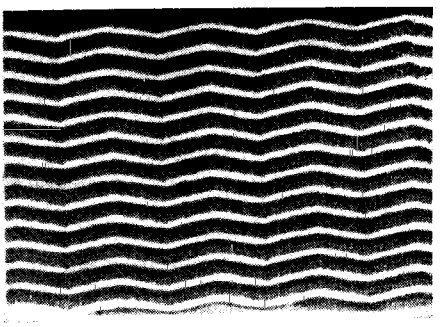


Рис. 10.15. Сечение в осевом направлении через каналы с гофрированными стенками стеклокерамиковой матрицы, примерно похожей на изображенную на рис. 10.4.

сов, которые требуют нагрева до умеренных температур, а продукты сгорания при этом выбрасываются при температурах 540° С и выше. Если теплообменная матрица подогревателя предназначена для работы при температурах свыше 315° С, ее обычно изготавливают из керамического материала. Основные соотношения для расчета таких аппаратов представлены в предыдущих разделах, где обсуждается влияние материала матрицы. Хотя необходимый размер аппарата обратно пропорционален площади поверхности теплообмена

в единице объема и существует стремление использовать компактные поверхности, проблемы изготовления и ухода гораздо благоприятнее у более простых и грубых матриц. В свое время была, например, широко распространена насадка в виде кирпичной кладки. Теплообменник с такой насадкой получается громоздким, но конструкция его проста, недорога и не требует большого ухода. В некоторых случаях применяли теплообменники, в которых экраны или слои расположенных на определенном расстоянии стержней обтекались поперечным потоком [15, 16]. Применялись также пучки стержней или труб, обтекаемых в продольном направлении. Хотя при использовании стержней или труб можно получить высокое отношение площади поверхности к объему, площадь сечения каналов при плотно размещенных стержнях по углам равностороннего треугольника составляет только около 9% общего поперечного сечения матрицы; этот параметр может быть увеличен до 50% при применении труб, благодаря чему теплоемкость потока на единицу объема увеличится. Характеристики теплообмена всех упомянутых выше типов регенераторов могут быть вычислены тем же методом, который описан в предыдущем разделе.

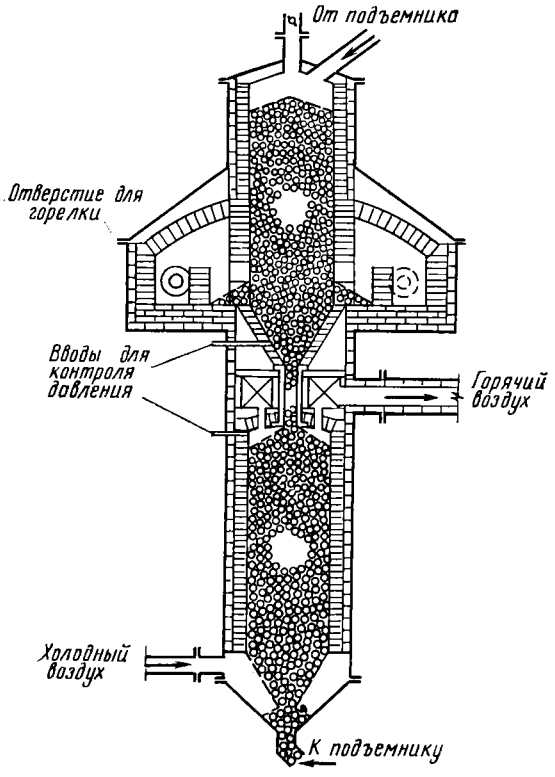


Рис. 10.16. Регенератор с перемещающейся гравийной насадкой для подогрева воздуха, подаваемого в топку.

Насадочные поверхности. Интересный тип поверхности теплообмена, который целесообразно использовать для некоторых областей применения, получается при свободном заполнении (засыпке) цилиндрического кожуха шарами, цилиндрическими кусками, гравием или гранулированными частицами. Насадочные поверхности такого рода могут быть либо неподвижными, как в регенеративных системах периодического действия, либо перемещаться, а твердые частицы будут играть роль теплопередающей среды. Система второго типа показана на рис. 10.16. Для таких целей обычно используются шары или скругленные куски гравия, что позволяет добиться улучшения характеристик текучести насадки.

Насадочные поверхности просты по конструкции и дают большие поверхности теплообмена в данном объеме матрицы, однако потери давления в них выше, чем в поверхностях с гладкими прямыми каналами. Вследствие многих переменных параметров трудно провести общее сравнение; например, объемная доля пустот при засыпке из сферических тел постоянна, а в насадочной поверхности, образованной засыпкой из призматических кусков, она может колебаться в широких пределах. Хорошее сравнение может быть сделано только для частного случая, когда определены граничные условия.

Было проведено интересное изучение применения насадок в керамическом ядерном реакторе, в котором сравнивались характеристики теплообмена насадки из сферических топливных элементов и насадки из топливных элементов в виде гексагональных призм, имеющих центральное цилиндрическое

отверстие [17]. При этих сравнениях были определены доля пустот, перепад температур в пограничном слое и высота поверхности теплообмена для засыпки из шариков диаметром 63,5 *мм* для каждой серии отношений энергии на создание циркуляции к съему тепла. (Важность и значение такого параметра как отношение энергии на циркуляцию к съему тепла были кратко обсуж-

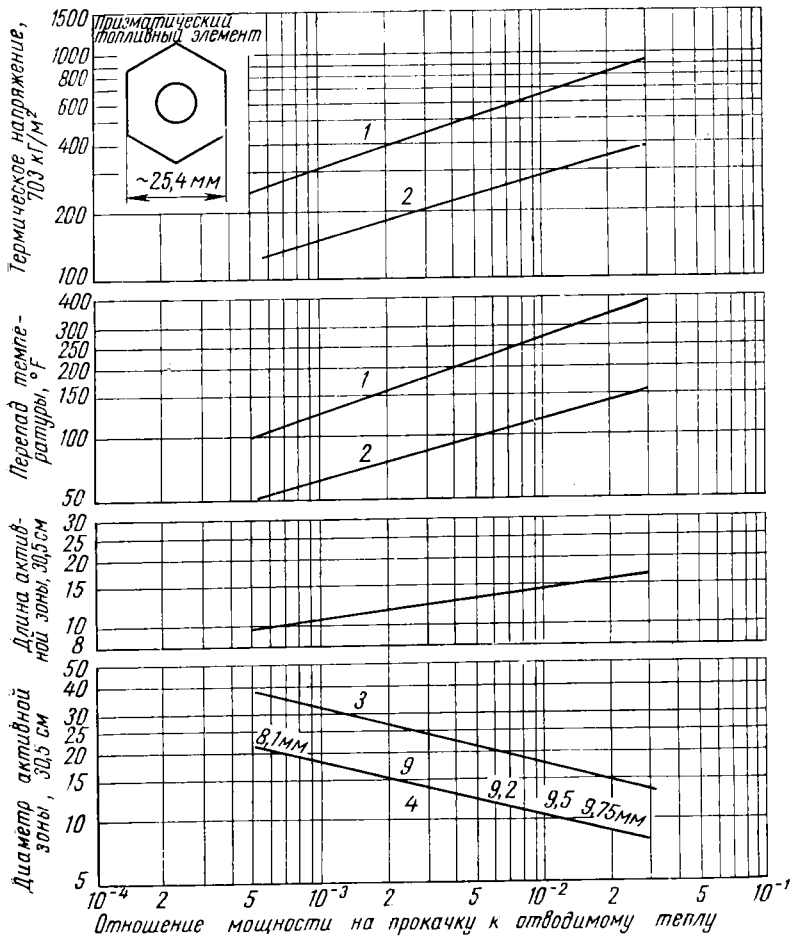


Рис. 10.17. Сравнение характеристик теплообмена поверхностей реактора из упорядоченных призматических блоков и поверхности реактора с гравийной засыпкой (PBR):

1 — шары диаметром ~ 63,5 *мм* (2,5 *дюйм*); *2* — типичный призматический топливный элемент; *3* — реактор PBR с элементами в виде шаров диаметром ~ 63,5 *мм*; *4* — реактор с элементами в виде призматических стержней с каналами диаметром ~ 8,1—9,75 *мм* (0,32—0,37 *дюйм*).

дены в гл. 8). Затем был определен диаметр матрицы из призматических блоков, который дает то же отношение энергии на циркуляцию к съему тепла. Для того чтобы удовлетворить граничным условиям, было необходимо изменять диаметр отверстия в призматических блоках. Результаты показаны на рис. 10.17. Представлены также внутренний перепад температур в керамических топливных элементах и возникающие в результате этого тепловые напряжения. Интересно, что гексагональные блоки дают более благоприятные характеристики. Благодаря меньшему диаметру матрицы, образованной засыпкой из призматических тел, объем теплообменника сокращается на 1/3 по сравнению с объемом матрицы с засыпкой из сферических тел. Таким образом, при окончательном выборе поверхности теплообмена следует, с одной

стороны, учесть цену большего сосуда и большее количество материала при засыпке сферическими телами и с другой — меньшую цену установки и легкость перемещения сферических тел. Для некоторых случаев легкость, с которой поверхность теплообмена может быть смонтирована и демонтирована, является определяющим моментом; в этом случае насадочная поверхность является, вероятно, наилучшим решением. Потери давления и характеристики теплообмена насадочных поверхностей зависят от размера и геометрии частиц засыпки, которые, в свою очередь, определяют как площадь поверхности теплообмена, так и сечение каналов для прохода газа. Объем пустот в процентах общего объема измерить (или вычислить) гораздо проще, чем поверхность или сечение каналов, поэтому его величина используется значительно чаще при проведении расчетов потерь напора и теплообмена. Для насадки из сферических тел диаметром D_s площадь поверхности определяется из соотношения $A = 6\,(1-\varepsilon)\,/D_s$. Доля пустот для сферической насадки колеблется от 0,26 для ромбоэдрических контейнеров до 0,48 для простых кубических контейнеров [18]. Если сферические частицы вводят в цилиндрические контейнеры путем простой засыпки, средняя доля пустот составляет примерно 0,38 при отношении диаметра контейнера к диаметру шариков больше примерно 20 [18, 19]. Соответствующая доля пустот при свободно засыпанной насадке из цилиндрических блоков составляет 0,25 [19].

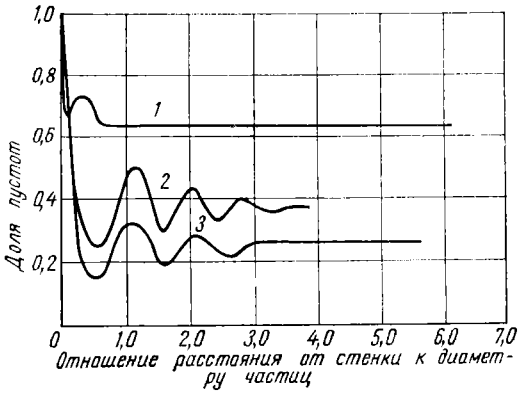


Рис. 10.18. Графики, иллюстрирующие влияние радиального расстояния от стенки на местную долю пустот в цилиндрическом контейнере, беспорядочно заполненном тороидами (*1*), шарами (*2*), цилиндрами (*3*).

Степень местных изменений плотности упаковки свободно засыпанной насадки интенсивно изучалась [18, 19]. На рис. 10.18 показаны изменения доли пустот в радиальном направлении с расстоянием от стенки для шаров, цилиндров, тороидов, свободно засыпанных в цилиндрические сосуды [19]. Обратите внимание, что при сферических и цилиндрических частицах доля пустот около стенки больше, чем в районе центра, и что наблюдаются циклические изменения плотности упаковки от стенки до расстояния, несколько превышающего два диаметра частиц; амплитуда колебаний уменьшается при удалении от стенки.

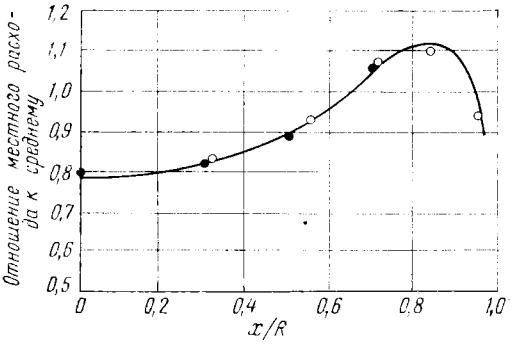


Рис. 10.19. Отношение местного расхода к среднему через цилиндрический слой (диаметром ~100 *см*), беспорядочно заполненный цилиндриками диаметром и высотой ~8,1 *мм*.

Колебания доли пустот в радиальном направлении вблизи стенки при случайном характере заполнения насадки ведут к изменениям распределения скоростей по диаметру, как это показано на рис. 10.19 [20].

Было установлено, что местный коэффициент теплоотдачи изменяется от одной точки к другой вокруг шара в насадке из сферических тел; наименьшие значения имеют место в точках, где шары касаются друг друга. Однако минимальное значение не равно нулю в точке контакта, а составляет около 40% среднего значения [18] — значительно больше того, что можно было бы ожи-

дать. Средние характеристики теплообмена и потерь давления для течения через насадку со случайным распределением сферических тел были определены несколькими исследователями [21, 22]. Если используется конструкция с «восходящим» потоком, при высоких массовых расходах может возникнуть проблема «плавания» насадки. Испытания показывают, что при сферической насадке плавание начинает оказываться существенным при потерях давления в насадке, составляющих от 83 до 87% веса насадки.

Пример 10.3. Гелий при давлении 1000 *фунт/дюйм*^{2} (70,2 *атм*) и средней температуре 900°F (482° C) нагревается, проходя через насадку из сферических тел диаметром 1,5 *дюйм* (38,1 *мм*) с высотой слоя 8 *фут* (2,44 *м*). Массовая скорость газа при движении через насадку должна составлять 22 200 *фунт*/(*фут*$^2 \cdot$ *ч*) [108 500 *кг*/(*м*$^2 \cdot$ *ч*)]. Требуется определить площадь поверхности на единицу объема, число Рейнольдса, потерю давления и средний коэффициент теплоотдачи.

Принимая долю пустот $\varepsilon = 0{,}4$, находим, что площадь поверхности на единицу объема

$$A = \frac{6(1-\varepsilon)}{D_s} = \frac{6 \cdot 0{,}6}{0{,}125} = 28{,}8 \text{ фут}^2/\text{фут}^3 \ (94{,}5 \text{ м}^2/\text{м}^3).$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{G_s D_s}{\mu} = \frac{22\,200 \cdot 0{,}125}{0{,}0955} = 29\,000.$$

Число Стантона и коэффициент трения равны 0,034 и 2 соответственно. Тогда потеря давления будет равна

$$\Delta P = \frac{fG^2 L}{2\rho g D_s} = \frac{2 \cdot (22\,200)^2 \cdot 8}{2 \cdot 0{,}274 \cdot 32{,}2\,(3600)^2 \cdot 0{,}125} = 275 \text{ фунт/фут}^2 = 0{,}134 \text{ кГ/см}^2).$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется по числу Стантона

$$h = 0{,}034 G c_p = 0{,}034 \cdot 22\,200 \cdot 1{,}25 =$$
$$= 945 \text{ БТЕ}/(\text{фут}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{F}) \ [4620 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})].$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Rothmich E. F., Parmakian G. Tubular Air-Heater Problems. Trans. ASME, **75**, 723 (1953).
2. Karlsson H., Holm S. Heat Transfer and Fluid Resistences in Ljungstrom Regenerative-Type Air Preheaters. Trans. ASME, **65**, 64 (1943).
3. Harper D. B., Rohsenow W. M. Effect of Rotary Regenerator Performance on Gas-Turbine-Plant Performance. Trans. ASME, **75**, 759 (1953).
4. Keller C. Operating Experience and Design Features of Closed-Cycle Gas-Turbine Power Plants. Trans. ASME, **79**, 627 (1957).
5. Hyrnisak W. Heat Exchangers, Academic Press, 1958.
6. Harper D. B. Seal Leakage in the Rotary Regenerator and Its Effect on Rotary Regenerator Design for Gas Turbines. Trans. ASME, **79**, 233 (1957).
7. Simpelaar C., Aronson D. Gas-to-Gas Exchangers as Applied to an Oxygen Plant. Trans. ASME, **72**, 955 (1950).
8. Laughrey P. W. et al. Design of Preheaters and Heat Exchangers for Coal-Hydrogenation Plants. Trans. ASME, **72**, 385 (1950).
9. Collins S. C. Reversing Exchangers Purify Air for Oxygen Manufacturing, Chem. Engng, **53**, 106 (1946).
10. Trumpler P. R., Dodge B. F. The Design of Ribbon-Packed Exchangers for Low-Temperature Air Separation Plants. Chem. Engng Progr., **43**, 75 (1947).
11. Kays W. M., London A. L. Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Book Co., 1958.
12. Karlsson H., Hammond W. E. Air-Preheater Design as Affected by Fuel Characteristics. Trans. ASME, **75**, 711 (1953).
13. Coppage J. E., London A. L. The Periodic Flow Regenerator — A Summary of Design Theory. Trans. ASME, **75**, 779 (1953).
14. Lambertson T. J. Performance Factors of a Periodic Flow Heat Exchanger Trans. ASME, **80**, 586 (1958).
15. Tong L. S., London A. L. Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Woven Screen and Crossed Rod Matrices. Trans. ASME, **79**, 1558 (1957).

16. London A. L., Mitchell J. W., Sutherland W. A. Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Crossed Rod Matrices. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **82**, 199 (1960).
17. Fraas A. P. et al. Design Study of a Pebble Bed Reactor Power Plant. Oak Ridge National Laboratory, ORNL-CF-60-12-5, May 1961.
18. Wadsworth J. Experimental Examination of Local Processes in Packed Beds of Homogeneous Spheres. National Research Council of Canada, NRC-5895, Febr. 1960.
19. Roblee L. H. S., Baird R. M., Tierney J. W. Radial Porosity Variation in Packed Beds. J. of AIChE, **4**, 460 (1958).
20. Schwartz C. E., Smith J. M. Flow Distribution in Packed Beds. Ind. Engng Chem., **45**, 1209 (1953).
21. Denton W. H. The Heat Tranfer and Flow Resistance for Fluid Flow Through Randomly Packed Spheres. Proceedings of the IME-ASME General Discussions on Heat Transfer, September, 1951, p. 370.
22. Martin J. J., McCabe W. L., Monrad C. C. Pres ure Drop Through Stacked Spheres. Chem. Engng Progr., **47**, 91 (1951).

Глава 11

ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ЖИДКОСТЬ — ГАЗ

Одним из наиболее важных типов теплообменников являются теплообменники с передачей тепла от жидкости к газу, обычно теплообменники типа вода — воздух. Характерные представители этого типа теплообменников — автомобильные радиаторы, маслоохладители самолетов, соответствующие агрегаты холодильных установок и установок для кондиционирования воздуха, установки для обогрева жилых домов и промышленных зданий, промежуточные и вторичные охладители компрессоров, охладители газотурбинных установок. В большинстве случаев коэффициенты теплоотдачи с газовой стороны значительно ниже, чем со стороны жидкости, а потому в таких теплообменниках весьма выгодно применять оребренные поверхности.

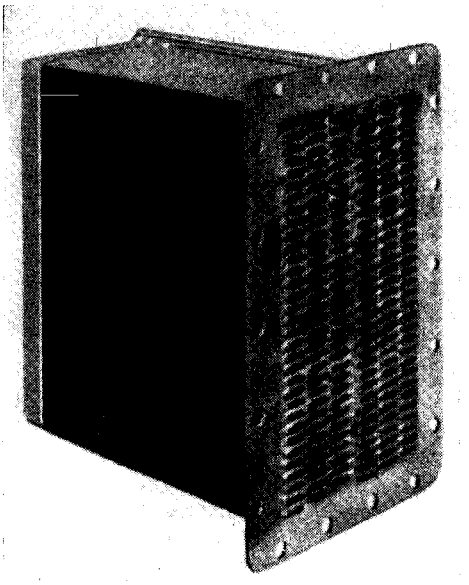


Рис. 11.1. Теплообменная матрица охладителя турбомашины для мощного сельскохозяйственного оборудования (сплющенные трубы с плоскими пластинчатыми ребрами).

СРАВНЕНИЕ ГЕОМЕТРИИ РЕБЕР

Характеристики типичных матриц. На рис. 2.7—2.16 представлены некоторые типы выпускаемых промышленностью оребренных поверхностей. Следует остановиться на некоторых вопросах. Проходное сечение с газовой стороны, как правило, должно во много раз превышать проходное сечение со стороны жидкости. Один из наиболее распространенных способов реализации этого требования — применение пучков круглых труб с дисковыми ребрами (см. рис. 1.14). Характеристики теплоотдачи и аэродинамические характеристики подобной теплообменной матрицы вкратце рассмотрены в гл. 3. Если габаритные размеры не являются лимитирующим фактором, то преимущество этого типа теплообменника состоит в том, что шаг трубной решетки может варьироваться в широких пределах для получения необходимого перепада давления по газовой стороне. Однако в том случае, когда стремятся к уменьшению габаритов и снижению мощности на прокачку, предпочтение следует отдать сплющенным трубам (см. рис. 2.8 и 11.1) по сравнению с круглыми трубами (см. рис. 2.11), поскольку они обеспечивают большее проходное сечение со стороны газа на единицу полного входного сечения матрицы. Кроме того, из рис. 11.2 можно видеть, что в случае сплющенных труб матрица с аэро-

не выдержат высоких внутренних давлений (хотя конструкция и будет усилена ребрами). Кроме того, возможно усложнение ряда технологических операций в процессе изготовления. Например, сравнительно дешево обходится напрессовка ребер на круглые трубы, тогда как для получения надлежащего термического контакта ребра на сплющенные трубы необходимо припаивать. Круглые трубы с дисковыми ребрами обеспечивают весьма непрочную конструкцию теплообменной матрицы, но положение может быть улучшено путем применения сплошных плоских ребер (см. рис. 2.11).

Характеристики теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление. Для сравнения характеристик теплоотдачи матриц различной геометрии была проведена большая работа, в результате которой характеристики теплоотдачи и аэродинамического сопротивления представлены в относительном виде. К сожалению, подобные сравнения носят довольно беспорядочный характер, а выводы редко являются окончательными. В общем случае рост турбулентности потока вследствие волнистости ребер, установки оребрения жалюзийного типа или прерывистых ребер (см. рис. 2.7—2.9 и 2.11 и 2.13) увеличивает коэффициент теплоотдачи при заданном расходе газа, однако при этом возрастает также и мощность на прокачку газа. Фактически, как правило, увеличение мощности на прокачку газа больше дополнительно снимаемого тепла, поскольку возрастание турбулентности лишь частично стимулирует теплоотдачу, а в основном рождаются не эффективные вихри. Если располагаемая величина затрат мощности на прокачку фиксирована, а объем матрицы выдерживается минимальным, то характеристики, близкие к оптимальным, обеспечивает матрица с аэродинамически гладкими сплющенными трубами и плоскими пластинчатыми ребрами (см. рис. 11.1 и правую часть рис. 11.3). Если же определяющим фактором является вес или стоимость теплообменной матрицы, то удобно применять умеренно турбулизирующие поток устройства для увеличения коэффициента теплоотдачи с газовой стороны и уменьшения тем самым величины требуемой теплообменной поверхности.

Тщательное сравнение некоторых характерных геометрий теплообменных поверхностей было выполнено Кэйсом и Лондоном [5], в опытах которых элементы теплообменников с паровым обогревом охлаждались воздухом. Испытанные ими тринадцать типов матриц представлены на рис. 11.3. Восемь матриц (аналогичные приведенной на рис. 1.21) были изготовлены в виде пакетов попеременно чередующихся плоских и волнистых листов, тогда как остальные пять матриц (аналогичные приведенной на рис. 11.1) представляли собой пакет плоских пластин, укрепленных на сплющенных трубах.

Для матриц с плоскими ребрами (левая часть рис. 11.3) в качестве параметра, характеризующего типоразмер насадки, использовалось количество ребер на дюйм. Для характеристики поверхностей жалюзийного типа или прерывистого оребрения служил еще один параметр — расстояние между промежутками. В случае сплющенных труб с плоскими ребрами первое число на рисунке дает число ребер на дюйм, а второе — ширину сплющенных труб в направлении потока воздуха. Буква S означает, что трубы расположены в шахматном порядке, а буква R соответствует ребрам с рифленой поверхностью.

На рис. 11.4—11.7 представлены сводные данные результатов испытаний. Анализ рис. 11.4 показывает, что значения коэффициента теплоотдачи и фактора трения для поверхностей с плоскими ребрами согласуются с соответствующими величинами, полученными при течении в гладких круглых трубах, для которых данные представлены пунктирными линиями. Рис. 11.5 и 11.6 свидетельствуют о том, что при использовании прерывистых или жалюзийных поверхностей с целью получения преимуществ от входных эффектов (см. рис. 3.17 и П3.8) возрастает как коэффициент теплоотдачи, так и фактор трения. Аналогично в случае сплющенных труб с плоскими ребрами расположение труб в шахматном порядке, а также применение рифленых или изогнутых ребер увеличивают и коэффициент теплоотдачи, и фактор трения. Из рис. 11.7 (пунктирная кривая) видно, что оба этих параметра при коридорном располо-

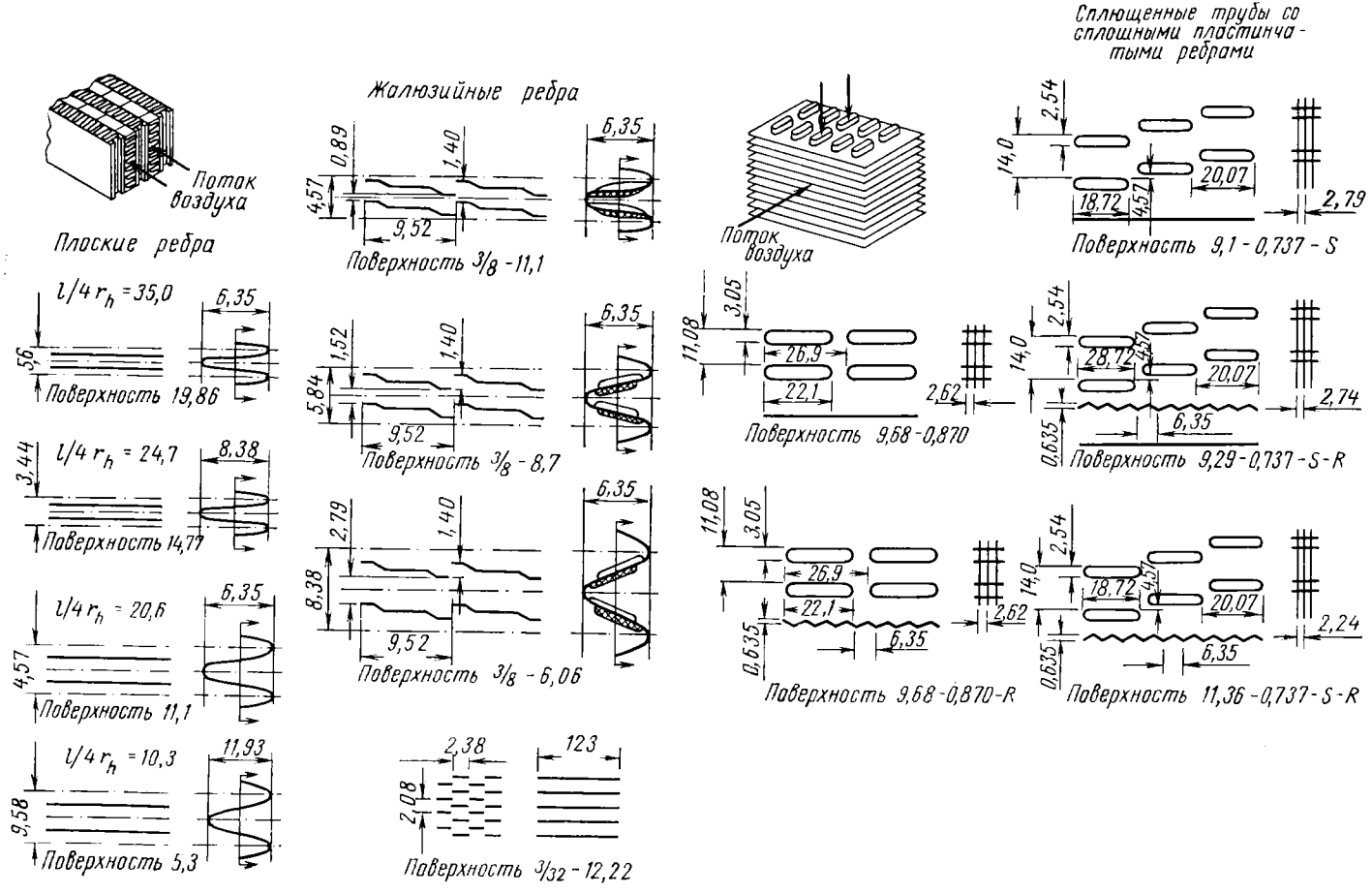


Рис. 11.3. Геометрии теплообменных матриц (см. также таблицу).

Сводная таблица параметров теплообменных матриц

Тип ребер / Обозначение поверхности	Количество ребер на 1 *дюйм*	Гидравлический радиус R_h, *мм*	Шаг между пластинами, *мм*	Толщина труб или ребер, *мм*	Отношение поверхности оребрения к полной поверхности, $м^2/м^2$	Удельная поверхность с газовой стороны (отнесенная к объему между пластинами) β, $м^2/м^3$	Удельная поверхность с газовой стороны (отнесенная к единице объема матрицы) α, $м^2/м^3$	Отношение проходного сечения к полному поперечному сечению, $м^2/м^2$
Плоские ребра:								
5,3	5,3	1,54	11,92	0,1525	0,719	512		
11,1	11,1	0,772	6,32	0,1525	0,730	1095		
14,77	14,77	0,646	8,35	0,1525	0,831	1208		
19,86	19,86	0,456	6,32	0,1525	0,833	1492		
Жалюзийные ребра:								
3/8—6,06	6,06	1,115	6,32	0,1525	0,623	784		
3/8—8,7	8,7	0,914	6,32	0,1525	0,687	945		
3/8—11,1	11,1	0,772	6,32	0,1525	0,730	1112		
3/32—12,22	12,22	0,898	12,32	0,1020	0,862	991		
Сплющенные трубы с плоскими ребрами:								
9,68—0,870	9,68	0,900		0,1020	0,795		750	0,697
9,68—0,870—*R*	9,68	0,900		0,1020	0,795		750	0,697
9,1—0,737—*S*	9,10	1,052		0,1020	0,813		734	0,788
9,29—0,737—*S*—*R*	9,29	1,032		0,1020	0,814		747	0,788
11,32—0,737—*S*—*R*	11,32	0,878		0,1020	0,845		885	0,780

жении труб в матрице с плоскими ребрами (поверхность № 9,68—0,870, см. рис. 11.7) по существу те же самые, что и для поверхности с плоскими реб-

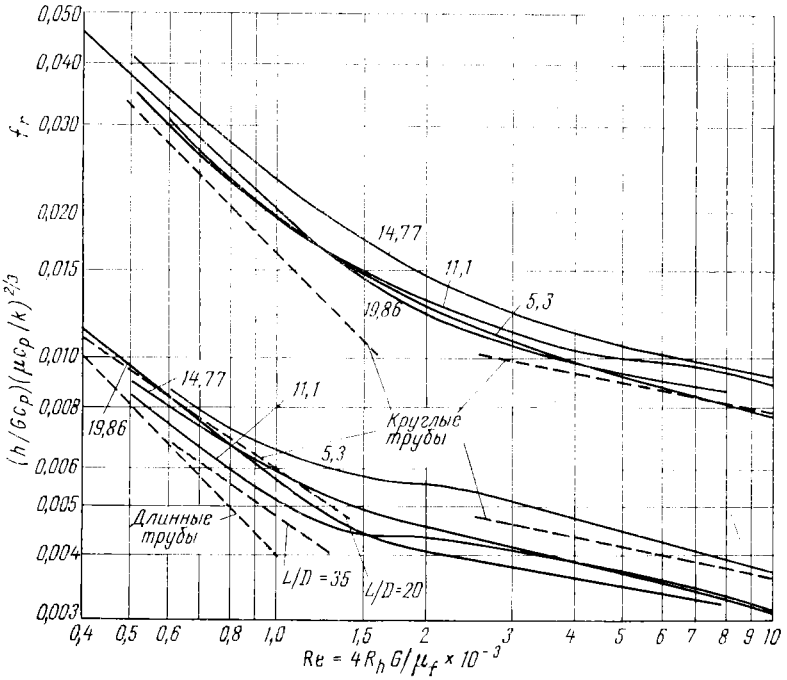


Рис. 11.4. Кривые зависимости фактора Колберна и фактора трения от числа Рейнольдса для четырех теплообменных матриц (см. рис. 11.3) с плоскими ребрами [5].

рами (№ 19,86, см. рис. 11.4). Более подробные сведения относительно характеристик оребренных теплообменных матриц приведены в работе [11] (библиография к гл. 10).

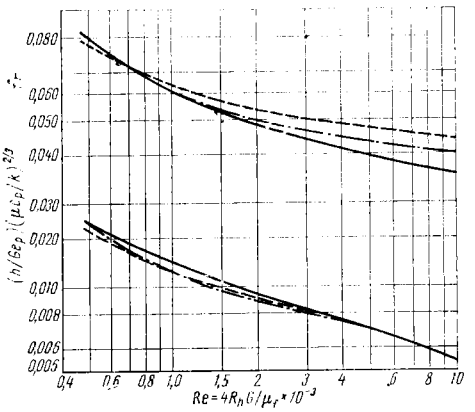


Рис. 11.5. Кривые зависимости фактора Колберна и фактора трения от числа Рейнольдса для трех матриц с плоскими ребрами жалюзийного типа (см. рис. 11.3) [5]:
——— — 3/8—11,1; — · — · — 3/8—8,7; — — — — 3/8—6,06.

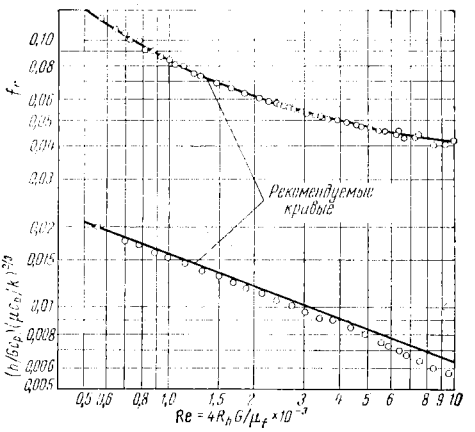


Рис. 11.6. Кривые зависимости фактора Колберна и фактора трения от числа Рейнольдса для поверхности с небольшими прерывистыми ребрами (см. рис. 11.3) [5].

Мощность на прокачку как характеристика матрицы. Невозможно провести всестороннее сравнение различных поверхностей с помощью какой-то

одной системы параметров. Все же весьма полезные относительные характеристики могут быть получены, если представить количество тепла, отведенного с единицы объема теплообменной матрицы с воздушной стороны как функцию мощности, затрачиваемой на прокачку, отнесенной к единице объема с воздушной стороны. На рис. 11.8 приведены результаты сравнения для плоских и жалюзийных ребристых поверхностей (см. рис. 11.4 и 11.5). Параметр β — величина теплообменной поверхности с воздушной стороны, приходящаяся на единицу объема матрицы с воздушной стороны, а параметр E_{STD} пропорционален мощности, затрачиваемой на прокачку по воздушной стороне при стандартных давлении и температуре. Заметим, что в исследованном диапазоне применение жалюзийной матрицы дает характеристики теплоотдачи, несколько превышающие значения, полученные для плоских ребер, и что при любом заданном числе ребер на дюйм (т. е. при любом заданном удельном весе матрицы) жалюзийные поверхности в какой-то мере лучше, чем поверхности с плоскими ребрами. Более поздние серии опытов подтверждают это [6]. Наклон кривых, однако, указывает, что, возможно, подобное заключение

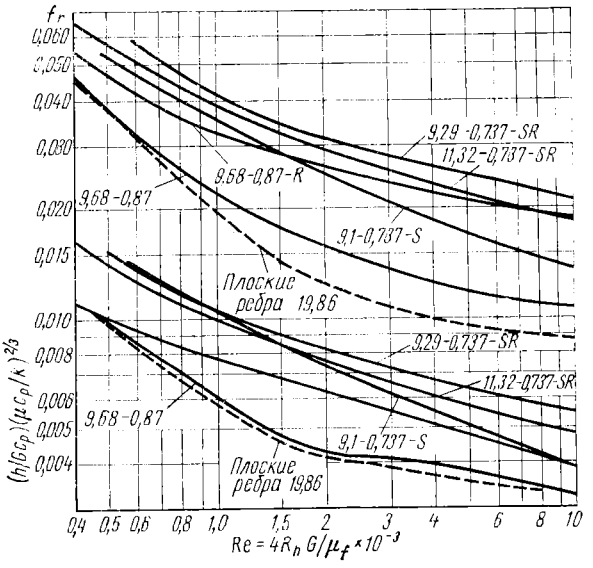


Рис. 11.7. Кривые зависимости фактора Колберна и фактора трения от числа Рейнольдса для матриц со сплющенными трубами и сплошными пластинчатыми ребрами (см. рис. 11.3) [5].

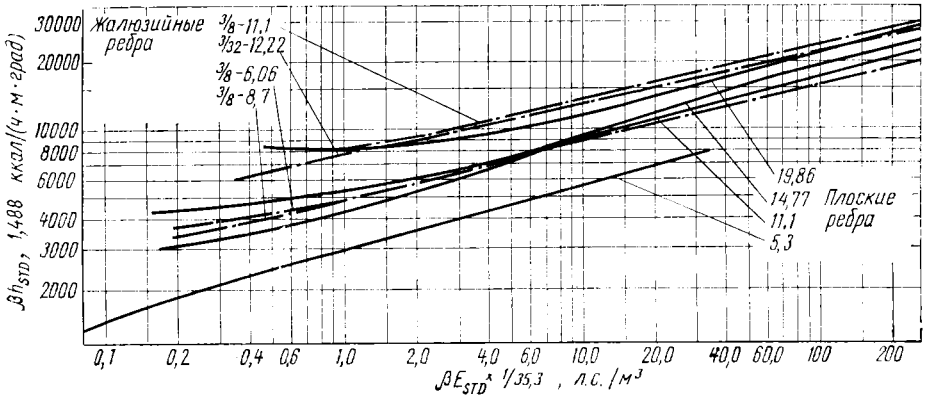


Рис. 11.8. Количество тепла, передаваемого с единицы объема теплообменной насадки матрицы, как функция мощности, затрачиваемой на прокачку, для матрицы с плоскими пластинчатыми ребрами (см. рис. 11.3, h_{STD} — коэффициент теплоотдачи для произвольно выбранных условий, принимаемых за стандартные) [5].

несправедливо в случае плотного расположения ребер при числах Рейнольдса ниже диапазона значений, охваченного рис. 11.8.

На рис. 11.9 приведены результаты аналогичного сравнения для матриц, выполненных в виде сплющенных труб с плоскими ребрами. Параметр α представляет собой отношение величины теплообменной поверхности с воз-

лушной стороны к полному объему матрицы. Видно, что в обоих случаях поверхности в конструктивном отношении выполнены весьма хорошо, так что относительно малое увеличение турбулентности дает рост теплоотдачи несколько больший, чем рост перепада давлений. Данные рис. 11.8 и 11.9 позволяют полагать, что применение ребер жалюзийного типа в матрице со сплющенными трубами и плоскими ребрами обеспечит характеристики даже лучшие, чем у любой из пяти геометрий, приведенных на рис. 11.9.

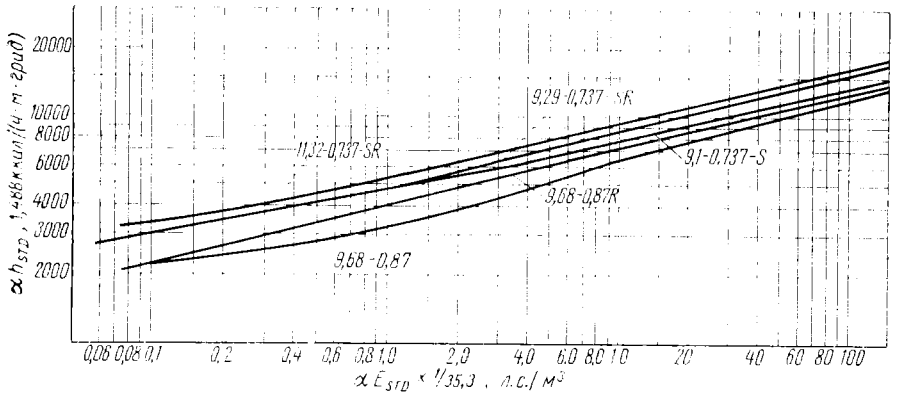


Рис. 11.9. Количество тепла, передаваемого с единицы объема теплообменной матрицы, как функция мощности, затрачиваемой на прокачку, для матрицы из сплющенных труб с плоскими ребрами (см. рис. 11.3) [5].

Проблемы, связанные с использованием турбулизаторов. Необходимо подчеркнуть, что улучшение характеристик за счет применения турбулизирующих устройств в предшествующей серии опытов наблюдалось не часто. Как правило, рост перепада давлений оказывался больше, чем увеличение теплоотдачи. Это обстоятельство обычно связано с чрезмерной турбулизацией потока. Не следует думать, что все турбулизирующие устройства обеспечивают лучшую теплоотдачу при одних и тех же затратах мощности на прокачку. Это должно быть выяснено в результате испытаний.

В компактных теплообменниках, использующих в качестве теплоносителя воздух при атмосферном давлении, ввиду малых гидравлических радиусов проходных сечений для воздуха и ограничений по мощности, затрачиваемой на прокачку, рабочий диапазон чисел Рейнольдса составляет $1000 \div 5000$. Другими словами, рабочая область — это переходная область от ламинарного течения к турбулентному. При работе в этой области лучше всего выбирать такую геометрию теплообменной матрицы, которая вызывала бы некоторую турбулентность потока при малых числах Рейнольдса. Кривые рис. 11.7 свидетельствуют о том, что при использовании матрицы из сплющенных труб с рифлеными ребрами (поверхность № 9,68 — 0,870) нерегулярности геометрии вызывают в потоке воздуха турбулентность, достаточную для улучшения коэффициента теплоотдачи при числах Рейнольдса вплоть до 500, при которых коэффициенты теплоотдачи для плоских и рифленых ребер становятся одинаковыми (хотя фактор трения все еще несколько выше для рифленых ребер). Заметим также, что наклон кривых для фактора трения на рис. 11.7 становится более крутым при числах Рейнольдса, меньших примерно 2000. Это означает, что хотя течение преимущественно является турбулентным, ламинарный подслой в пограничном слое утолщается по сравнению с развитым турбулентным течением.

В общем, относительная значимость таких критериев, как мощность на прокачку, стоимость, вес, полное поперечное сечение на входе, длина матрицы в направлении потока газа и т. д., настолько сильно меняется от одной установки к другой, что обобщение практически невозможно. Наиболее широко используются матрицы из сплющенных труб с плоскими ребрами (см.

рис. 11.1), и оребренные круглые трубы (см. рис. 1.14). Первый тип матриц особенно хорошо отвечает требованиям, предъявляемым к теплообменникам для транспортных установок, для которых существенны вес, размер и мощность на прокачку. Второй тип теплообменников больше подходит для стационарных промышленных установок, где определяющими факторами являются большой срок службы, надежность, пригодность для очистки и ремонта. Характерные случаи, включающие применение каждого из этих двух типов теплообменных матриц, будут рассмотрены в данной главе, с тем чтобы проиллюстрировать возникающие проблемы, методику расчета и получаемые в результате характеристики.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОРЕБРЕННЫХ МАТРИЦ

Выбор размеров ребер и материала для них. Использование развитых поверхностей требует внесения в расчетные соотношения теплоотдачи и гидравлики так много дополнительных переменных, что уже невозможно получить общие решения (подобные рассмотренным в примерах 9.1 и 10.1). Поэтому чтобы удовлетворить заданным техническим условиям, необходимо сначала выбрать геометрию ребер, а затем уже переходить к расчету размеров теплообменника в целом. В этом отношении бесценным оказывается практический опыт, однако при недостатке его или в дополнение к нему приходят на помощь общие соображения. Прежде всего следует помнить, что наиболее эффективно объем теплообменной матрицы используется в том случае, если отношение площадей теплообменных поверхностей с газовой и жидкостной сторон примерно обратно пропорционально отношению соответствующих коэффициентов теплоотдачи. Это практическое правило должно быть модифицировано с учетом уменьшения эффективности ребра при увеличении его поверхности. Поверхность ребра обычно делают равной примерно половине определенной согласно предшествующим приближениям величины. Например, в теплообменной матрице типа вода — воздух коэффициенты теплоотдачи с водяной стороны обычно лежат в пределах 2500—5000 *ккал/(м²·ч·град)*, а с воздушной стороны в пределах 50—100 *ккал/(м²·ч·град)* величина же теплоотдающей поверхности с воздушной стороны обычно больше в 10—30 раз.

Шаг оребрения обычно определяется возможностями производства. Как правило, выбирают от 6 до 15 ребер на дюйм в зависимости от необходимости сведения к минимуму объема теплообменной матрицы. Шаг ребер связан также с высотой ребер, поскольку проходное сечение для газа должно находиться в определенной пропорции с проходным сечением со стороны жидкости. Например, в теплообменнике типа труба в трубе (см. рис. 1.27) диаметры внутренней и наружной труб должны быть связаны исходя из требуемой величины проходного сечения. Это фиксирует высоту ребра, в результате шаг ребер будет зависеть от требуемой величины поверхности. Аналогичный подход применяется и к другим типам оребренных поверхностей.

Эффективность ребра зависит от его формы, высоты, материала и коэффициента теплоотдачи к его поверхности (см. гл. 3). Были получены [7] диаграммы, иллюстрирующие влияние этих параметров на эффективность различных ребер. Придавая сечению ребра форму трапеции, когда ширина ребра у основания больше, чем у вершины, можно добиться снижения веса ребра и увеличения проходного сечения для газа [7]. Однако при этом стоимость изготовления оребрения возрастает настолько, что подобный подход используется весьма редко, за исключением случаев применения ребер, изготовленных заодно с трубами, отливкой, прокаткой или механической обработкой. В тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи со стороны оребренной поверхности низок, теплопроводность стали вполне достаточна для обеспечения надлежащей эффективности ребра при приемлемой толщине последнего. При больших значениях коэффициента теплоотдачи со стороны оребрения и большой высоте ребер толщина стальных ребер становится чрезмерной. В этом случае целесообразно применять медные или алюминиевые ребра. Выбор материала ребер

связан также с проблемой защиты их от коррозии, стоимостью изготовления и необходимостью борьбы за снижение веса насадки. Эффективность материала ребер определяется непосредственно отношением его теплопроводности к плотности. Данные для характерных материалов ребер представлены в табл. П2.2.

Эффективность ребра снижается, если оно не изготовлено заодно с трубой, или не приварено, или не припаяно к трубе. Это обстоятельство не вызывает каких-либо осложнений, если тепловая нагрузка не слишком высока, а ребро плотно напрессовывается на место [8].

Если стоимость матрицы является определяющим фактором, то размеры труб и оребрения зависят частично от проблемы соединения труб со сборной камерой. Например, чем больше диаметр труб в матрице из круглых ребристых труб, тем меньше число соединений труб со сборной камерой. Аналогично чем больше отношение поверхности оребрения к поверхности труб, тем меньше количество соединений труб с коллектором и тем меньше стоимость изготовления этих соединений. Ввиду трудностей предварительной оценки стоимости изготовления наилучшие пропорции могут быть найдены только опытным путем; совершенствование оборудования и разработка новых технологических приемов могут существенно изменить оптимальные пропорции.

Пример 11.1. Пусть стальная труба с наружным диаметром 25,4 *мм* должна быть снабжена ребрами с наружным диаметром 76,2 *мм* и шагом 10 ребер на дюйм. Рабочая температура поверхности 93,4° С. Определим толщину плоских ребер из углеродистой стали и меди, если эффективность ребра должна быть равной 80%. Рассматриваются два значения коэффициента теплоотдачи со стороны оребренной поверхности: а) 24,3 *ккал/(м²·ч·град)* и б) 146 *ккал/(м²·ч·град)*.

При эффективности ребра 80% и отношении внутреннего и наружного радиусов $X_0/X_i = 3{,}0$ значение параметра $w'\sqrt{2h/kb'}$ составляет 0,65. Отсюда находим величину b' при заданном $w = 25{,}4$ *мм* ($[b'] = м$, $[b] = мм$):

$$w'\sqrt{h/kb'} = 0{,}65 = 0{,}0448w\sqrt{h/kb};$$

$$b = \left(\frac{1{,}13}{0{,}65}\right)^2\left(\frac{h}{k}\right) = 3{,}05\left(\frac{h}{k}\right).$$

Подстановка численных значений дает:

Материал ребра	k, *ккал/(м²·ч·град)*	h, *ккал/(м²·ч·град)*	Толщина ребра, *мм*
Сталь	50	29,3	1,76
		146	8,8
Медь	320	29,3	0,28
		146	1,4

Из анализа этих данных видно, что в случае низких коэффициентов теплоотдачи толщина стальных ребер вполне приемлема, тогда как при больших значениях коэффициента теплоотдачи толщина ребер столь велика, что они будут загромождать проходное сечение для воздуха. Ясно, что при использовании стальных ребер и при больших коэффициентах теплоотдачи высота ребра должна быть уменьшена наполовину и даже более, с тем чтобы толщина ребра составила 2 *мм* или менее. Аналогично толщина медных ребер в условиях низких коэффициентов теплоотдачи очень мала, такие ребра повредятся при грубом обращении в процессе транспортировки и монтажа, в то же время при больших коэффициентах теплоотдачи толщина ребер вполне удовлетворительная.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ РАДИАТОРОВ

Автомобильные радиаторы используются столь широко и столь хорошо каждому знакомы, что на их примере лучше всего проиллюстрировать методику расчета компактных теплообменников типа жидкость — газ. Было раз-

работано и испытано большое число компактных теплообменных матриц для автомобилей. Хотя каждая из них обладает своими преимуществами и недостатками, опыт показывает, что комбинация сплющенных труб с плоскими ребрами (см. рис. 2.8) дает поверхность, близкую по своим теплообменным характеристикам к оптимальной. Подобные матрицы имеют малый вес, компактны, достаточно прочны и являются одними из наиболее дешевых в изготовлении.

Основная задача при выборе конкретных размеров такой теплообменной матрицы — определение надлежащего шага ребер. При увеличении числа ребер на дюйм можно сделать агрегат более компактным. В то же время он быстрее засоряется грязью, посторонними включениями и т. п., а также становится чувствительным к незначительным колебаниям шага. Практика показала, что для большинства автомобильных радиаторов оптимальным является шаг 10—12 ребер на дюйм. Четырнадцать ребер на дюйм могут быть изготовлены с незначительным увеличением стоимости единицы поверхности. Подобное более тесное расположение ребер может быть оправдано в ряде установок, в частности если пространство ограничено, а загрязнение поверхностей не является проблемой.

Технические условия. Для предотвращения аварий, вызываемых короблением, уменьшения влияния выделяющегося в поршневом двигателе внутреннего сгорания тепла на центровку подшипников, ход поршней и т. д. важно поддерживать температуру двигателя на каком-то определенном уровне. Кроме того, температура должна быть достаточно высокой, чтобы водяные пары в газах, проникающих из цилиндров в картер, не конденсировались, а удалялись через суфлер. В то же время температура не должна быть весьма большой, чтобы смазочное масло не портилось вследствие окисления или в результате крекинга. Для минимизации размеров радиатора желательно, чтобы система охлаждения работала при максимальной возможной температуре, чем обеспечивалась бы практически максимально достижимая разность температур между охлаждающей двигатель жидкостью и охлаждающим радиатор воздухом. С другой стороны, чтобы свести к минимуму потери при испарении охлаждающей жидкости, следует поддерживать температуру системы ниже точки кипения охлаждающей жидкости. Поэтому в системе должно поддерживаться некоторое давление, не превышающее, однако, значений, допустимых из условий надежности работы простых соединительных резиновых шлангов. Опыт показывает, что оптимальной с точки зрения указанных требований является температура в интервале 82—93° С.

Воздух должен сначала проходить через радиатор, а затем попадать в двигатель, а не наоборот, чтобы исключить загрязнение поверхности радиатора маслом и связанное с этим ухудшение характеристик теплоотдачи. Наихудшие условия, на которые следует ориентироваться при проектировании, имеют место в жаркий летний день, когда температура воздуха на входе в радиатор может достигнуть 38° С. В двигателях, работающих на бензине, повышенная температура воздуха около топливного насоса и карбюратора вызывает кипение бензина и появление паровых пробок. Для предотвращения пробок и поддержания среднелогарифмической разности температур на максимально возможном уровне подогрев воздуха в радиаторе не должен превышать 8—11° С.

Исходя из величины мощности, потребляемой вентилятором, и интенсивности шума, желательно ограничить перепад давлений в радиаторе 100 $кГ/м^2$. При большой скорости движения обеспечивается существенный дополнительный динамический напор, который отсутствует при движении в гору с малыми скоростями и с выделением большой мощности. Этот случай соответствует критическим условиям.

Пример 11.2. Технические условия, полученные на основе предшествующего анализа для типичных радиаторов грузовых автомобилей, сведены в табл. 11.1. Там же представлены геометрические характеристики применяемой теплообменной матрицы.

Таблица 11.1

Технические характеристики автомобильного радиатора

Тепловая мощность, *ккал/ч*	91 000
Температура воды на входе, °С	82,11
Температура воды на выходе, °С	73,81
Температура воздуха на входе, °С	37,74
Температура воздуха на выходе, °С	46,06
Подогрев воздуха, °С	8,32
Разность температур на входе, °С	44,4
Давление воздуха, *атм*	1,0
Перепад давления, *кГ/м²*	24,5
Плотность воздуха, *кг/м³*	1,14
Тип матрицы	Расположенные в шахматном порядке сплющенные трубы с плоскими пластинчатыми ребрами (поверхность № 9,1—0,737—*S*, см. рис. 11.3)
Шаг оребрения, *ребер/дюйм*	9,1
Размер трубы, *мм* (*дюймы*)	18,7·2,54 (0,737·0,100)
Материал ребер	Медь
Толщина ребра, *мм*	0,1
Площадь теплообменной поверхности с воздушной стороны, *м²/м³*	735
Отношение поверхности оребрения к полной теплообменной поверхности	0,813
Отношение проходного сечения к полному поперечному сечению	0,788
Гидравлический радиус проходного сечения для воздуха, *мм*	1,05
Эквивалентный диаметр проходного сечения для воздуха, *мм*	4,21

Предварительные конструктивные расчеты. Характеристика теплообменной матрицы может быть получена из основных данных, представленных на рис. 11.7 для матрицы из сплющенных труб с плоскими ребрами. Весьма плодотворным является следующий подход к задаче. Определяют характеристики для одной принятой совокупности условий в интересующей области, а затем на основе рассмотренной в гл. 4 методики эти данные экстраполируются на другие условия. В итоге получают диаграмму характеристик, которая может быть использована для выбора требуемых пропорций агрегата. Результаты расчета характеристик теплообмена в произвольно выбранной точке в рабочем диапазоне параметров приведены в табл. 11.2.

Расчет начинают с выбора приемлемого значения одного из параметров, характеризующих течение воздуха, например скорости воздуха, весового расхода воздуха или числа Рейнольдса. В данном случае для облегчения пользования рис. 11.7 в качестве исходного параметра произвольно выбрана величина числа Рейнольдса. Исходя из соображений, указанных в гл. 3, физические свойства воздуха брались при средней температуре поверхности, а не при средней температуре воздуха. Из строчки 6 табл. 11.2 видно, что эффективность ребра велика и ее влиянием можно пренебречь при экстраполяции данных на большие расходы воздуха в процессе расчета диаграммы характеристик. Фактически в данном случае очевидно, что шаг труб в поперечном направлении можно было бы увеличить, что уменьшило бы число труб и тем самым снизило бы стоимость агрегата. Длина радиатора, или длина воздушного канала, была выбрана равной 76,2 *мм*, т. е. длине, характерной для обычных автомобильных радиаторов. Среднелогарифмическая разность температур в первом приближении определялась из технических условий. Если величина подогрева воздуха в радиаторе (12-я строка табл. 11.2) сильно отличалась от условий табл. 11.1, то величины, приведенные в строках 10—12 табл. 11.1, пересчитывались и определялось новое значение среднелогарифмической разности температур. К счастью, произвольно выбранные значения расхода воздуха и длины радиатора дают величины подогрева воздуха и перепада давления воздуха, близкие к проектным.

Таблица 11.2

Сводная таблица результатов расчета автомобильного радиатора

1. Число Рейнольдса	4 000	Задано
2. G, *кг/(м²·ч)*	70 800	$\mathrm{Re}\frac{\mu}{4R_h}=\frac{4000\cdot 0{,}00745}{4\cdot 0{,}00105}$
3. $(h/Gc_p)(\mu c_p/k)^{2/3}$	0,0054	Рис. 11.7
4. $\mu c_p/k$	0,685	0,00745·0,24/0,00261
5. h (с воздушной стороны), *ккал/(ч·м²·град)*	71,3	{3}·{2}·0,24·{4}^{0,67}
6. Эффективность ребра	0,99	
7. Длина воздушного канала, *мм*	76,2	Задано
8. Удельная поверхность, *м²/м³*	735	Табл. 11.1
9. Отношение поверхности к полному сечению на входе	56	{8}/13,1
10. Среднелогарифмическая разность температур, °С	35,5	
11. Тепловой поток, *ккал/(ч·м²* входного сечения)	142 500	$hA\Delta T=\{5\}\cdot\{9\}\cdot\{10\}$
12. Подогрев воздуха из теплового баланса, °С	8,3	{11}/[{2}·0,24]
13. Требуемая величина полного сечения на входе, *м²*	0,64	91 000/{11}
14. f_r (воздушная сторона)	0,0185	Рис. 11.7
15. Перепад давлений по воздушной стороне, *кГ/м²*	23,2	$\frac{0{,}0185\,(70\,800/3600)^2\cdot 0{,}0762}{2\cdot 9{,}8\cdot 1{,}14\cdot 0{,}00105}$
16. Длина воздушного канала при 73 200 *кг/(м²×ч)*, *мм*	77,4	76,2 (73·200/70/800)^{0,44}
17. Длина воздушного канала при 97 600 *кг/(м²×ч)*, *мм*	87,9	76,2 (97 600/70 800)^{0,44}
18. Длина воздушного канала при 48 800 *кг/(м²×ч)*, *мм*	64,8	76,2 (48 800/70 800)^{0,44}
19. Длина воздушного канала при 24 400 *кг/(м²×ч)*, *мм*	47,7	76,2 (24 400/70 800)^{0,44}

Примечание. Числа в фигурных скобках означают порядковый номер строки, из которой взята данная величина.

Построение диаграммы характеристик. Для наших целей наиболее подходящей является диаграмма, в которой эффективность нагрева представлена как функция длины воздушного канала для ряда значений расхода воздуха. Хотя данный агрегат представляет собой одноходовой теплообменник с поперечным током, изменение температуры как холодной, так и горячей жидкости составляет менее 20% максимальной разности температур (разность температур на входе в теплообменник). Согласно рис. 4.8, рабочая точка в этом случае размещается в области, где характеристика в данных координатах может быть с малой ошибкой представлена прямой. Таким образом, точка, полученная в соответствии с табл. 11.2, может быть нанесена на рисунок, и через нее в начало координат следует провести прямую (рис. 11.10). В результате получим зависимость эффективности охлаждения как функцию длины воздушного канала при величине охлаждения горячей жидкости, составляющей 18,7% разности температур на входе. Если отношение расхода воздуха к расходу воды остается постоянным, влияние изменения расхода воздуха на эффективность нагрева можно оценить с помощью соотношения (4.21). Согласно этому соотношению, эффективность остается постоянной, при условии что длина воздушного канала обратно пропорциональна расходу воздуха в соответствующей степени [см. (4.24)]. Равенство (4.24) было выведено для развитого турбулентного течения, а потому показатель степени надо изменить таким образом, чтобы оно отвечало наклону кривой фактора Колберна на рис. 11.7. Этот наклон равен примерно — 0,44 в интересующей нас переходной области течения вместо величины — 0,2, характерной для развитого турбулентного течения. Таким образом, если следовать методике, изложенной в гл. 4,

из рис. 11.7 получаем

$$\left(\frac{h}{Gc_p}\right)\mathrm{Pr}^{2/3} = C_1\,\mathrm{Re}^{-0,44} = C_1\left(\frac{4R_hG}{\mu}\right)^{-0,44}. \qquad (11.1)$$

В рассматриваемых условиях c_p, Pr, R_h и μ — постоянные величины, следовательно,

$$\left.\begin{aligned} h/G &= C_2G^{-0,44};\\ h &= C_2G^{0,56}. \end{aligned}\right\} \qquad (11.2)$$

Количество отданного тепла равно количеству тепла, полученному газом:

$$hA_s\Delta T = Q = GA_fc_p\delta t. \qquad (11.3)$$

Подставляя h из равенства (11.2), получаем

$$\left.\begin{aligned} C_2G^{0,56}A_s\Delta T &= GA_fc_p\delta t;\\ C_2\frac{A_s\Delta T}{A_f\delta t} &= G^{0,44}c_p. \end{aligned}\right\} \qquad (11.4)$$

Если разность температур и величина подогрева постоянны, а площадь теплообменной поверхности, отнесенная к единице проходного сечения для газа, прямо пропорциональна длине газового канала, то

$$L = C_3G^{0,44}. \qquad (11.5)$$

Значения длины воздушного канала для других расходов воздуха были рассчитаны на основании соотношения (11.5) для эффективности 0,191.

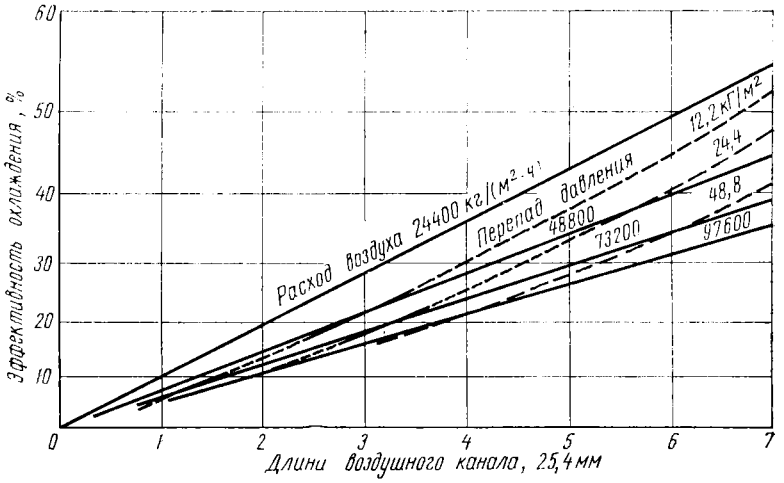


Рис. 11.10. Диаграмма характеристик теплообменной матрицы № 9,1—737—S (см. рис. 11.3). Соответствующие характеристики матриц приведены в табл. 11.1, 11.2 и 11.3.

Полученные результаты представлены на рис. 11.10, и через них и начало координат проведены линии постоянного расхода воздуха. Перепад давления воздуха в теплообменнике изменялся пропорционально произведению фактора трения на квадрат скорости воздуха. Поскольку данные рис. 11.7 показывают, что фактор трения в интересующей нас области изменяется примерно пропорционально числу Рейнольдса в степени минус 0,44, перепад давления воздуха будет изменяться пропорционально его скорости в степени 1,56. Потери на входе и выходе теплообменника можно приближенно принять равными разности скоростных напоров в загроможденном сечении матрицы и в полном поперечном сечении на выходе теплообменника. Хотя они изменяются пропор-

ционально квадрату скорости, они все же малы. На основании этих соотношений, пренебрегая малыми изменениями относительной доли входных и выходных потерь, были рассчитаны соответствующие аэродинамические характеристики теплообменника, представленные в табл. 11.3. С использованием полученных данных на рис. 11.10 были построены линии постоянных потерь давления. Заметим, что расчет начинается с определения длины воздушного канала

Таблица 11.3

Сводная таблица результатов расчетов линий постоянных потерь давления

Длина воздушного канала, *мм*	Расход воздуха, *кг/(м²·ч)*	G/G_0	$\left(\frac{G}{G_0}\right)^{1,56}$	Перепад давления воздуха, *кГ/м²* (плотность воздуха 1,14 *кг/м³*)
76,2	70 800	1,0	1,0	23,2
48,5	97 600	1,38	1,653	24,4
76,0	73 200	1,035	1,055	24,4
143	48 800	0,690	0,56	24,4
422	24 400	0,345	0,19	24,4
97,1	97 600	1,380	1,653	48,8
152,2	73 200	1,035	1,055	48,8
286	48 800	0,690	0,56	48,8
84,4	24 400	0,345	0,19	48,8
244	97 600	1,38	1,653	12,2
38,1	73 200	1,035	1,055	12,2
71,6	48 800	0,690	0,56	12,2
211	24 400	0,345	0,19	12,2

для различных расходов воздуха при постоянном перепаде давлений 24,4 *кГ/м²*. Значения длины воздушного канала при перепадах давлений 12,2 и 48,8 *кГ/м²* взяты соответственно равными 2,0 и 1/2 длины воздушного канала при любом заданном расходе воздуха и перепаде давлений 24,4 *кГ/м²*.

Выбор размеров радиаторов. Из анализа технических условий, приведенных в табл. 11.1, и диаграммы характеристик (см. рис. 11.10) видно, что требуемые размеры определяются точкой пересечения линии постоянного перепада давления 24,4 *кГ/м²* с прямой эффективности нагрева 0,187. В результате получаем значение расхода воздуха 73 200 *кг/(м²·ч)* и длину теплообменной матрицы 76,2 *мм*. Соответствующие параметры для любых других заданных условий получаются аналогичным образом непосредственно из рис. 11.10. Полное сечение на входе в теплообменник можно теперь рассчитать непосредственно, исходя из величины требуемого полного расхода воздуха. Ширина и высота матрицы зависят от размеров располагаемого пространства для установки теплообменника. По-видимому, их следует брать примерно равными друг другу, чтобы получить агрегат с хорошими пропорциями и достаточно прочный в механическом отношении.

Необходимо также выбрать проходное сечение для воды и рассчитать перепад давления с водяной стороны, чтобы убедиться, что он лежит в допустимых пределах. Подобные расчеты проводят непосредственно. Для этого необходимо определить расход воды из теплового баланса, скорость воды в трубах, исходя из величины проходного сечения для воды, а затем рассчитать перепад давления на основе полученных данных с использованием эквивалентного диаметра проходного сечения и длины канала.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ДЛЯ ЗДАНИЙ

Целесообразность анализа воздухоподогревателей для зданий вытекает уже из их чрезвычайной распространенности. Этот анализ позволит проиллюстрировать проблемы, связанные с проектированием данного типа теплообменников, где более существенны механическая прочность и надежность, нежели компактность или малый вес.

Пример 11.3. В данном случае допустимая температура горячей воды в установках для подогрева воздуха для мощных сушилок составляет 71° С. Поступающая горячая вода должна быть охлаждена от 71 до 26,6° С, тогда как воздух, проходящий через теплообменник, нагревается от 15,5 до 60° С. Технические условия требуют применения пучков труб с наружным диаметром 15,88 *мм* и толщиной стенки 0,89 *мм*. Для обеспечения теплового потока 500 000 *ккал/ч* трубки изготовлены из меди с расположенными на них по спирали ребрами, аналогично изображенным на рис. 2.7, *е*. Имеющиеся в распоряжении воздуходувки могут создавать перепад давления 50,8 *кГ/м*^{2}. Основные технические условия представлены в первых тринадцати строках табл. 11.4.

Расчеты конструкции. Предварительный анализ показывает, что трубчатая матрица с наружным диаметром ребер 30,73 *мм* и шагом 8,7 ребер на дюйм вполне удовлетворяет поставленным условиям. Заметим, что галтель у основания ребра увеличивает кажущийся наружный диаметр трубы до 16,38 *мм*.

Требуемые высокие значения эффективности теплопередачи говорят о том, что применяемая схема движения теплоносителя должна быть близкой к противоточной. По-видимому, этому условию удовлетворяет многоходовая перекрестнопоточная схема (см. рис. 1.14). Анализ рис. 4.4 показывает, что при характерной для этого случая постоянной разности температур и величине подогрева, в четыре раза превышающей разность температур, отношение длины к диаметру непрерывного круглого канала для воздуха должно быть равно примерно 300. Большие значения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании оребренных труб могут снизить эту величину примерно вполовину. Если принять $l/d = 150$, то ориентировочное значение скорости воздуха может быть определено, исходя из допустимой величины перепада давления (фактор трения, отнесенный к эквивалентному диаметру проходного сечения приблизительно равен 0,13). Таким образом,

$$\Delta P = f \frac{\rho V^2}{2g} \frac{e}{d} = 1{,}11V^2 = 50{,}75 \ кГ/м^2;$$

$$V = \sqrt{45{,}6} = 6{,}77 \ м/сек.$$

Это значение несколько велико с точки зрения генерации шума (для отопительных систем зданий скорость воздуха должна быть ниже 6,1 *м/сек*), но в данном случае шум не является лимитирующим фактором. Первое приближение может быть получено подстановкой этого значения в 14-ю строку табл. 11.4, вместе с величиной 1,52 *м/сек* для скорости воды в трубах. Последнее значение было выбрано исходя из приемлемого значения перепада давлений по водяной стороне. Массовая скорость (строчка 15) представляет собой произведение величин, стоящих в строках 13 и 14 для воздуха и воды соответственно. Коэффициент теплопередачи рассчитывается согласно операциям, указанным в строках 21—27 таблицы. Отметим только, что при расчете величины, стоящей в 24-й строке, коэффициент теплоотдачи с водяной стороны был умножен на отношение теплообменных поверхностей с водяной и воздушной сторон соответственно.

Полный расход рассчитывают исходя из тепловой нагрузки теплообменника, прироста (или падения) температуры жидкости и удельной теплоемкости воды и воздуха. Результаты приведены в 29-й строке таблицы. Необходимое число параллельных каналов для воды определяют путем деления полного расхода воды на расход воды через одну трубу. Полученное значение равно 13,2. Естественно, что количество каналов — целое число, поэтому в таблице приведено значение 13. Полное сечение матрицы на входе с воздушной стороны получают делением полного расхода воздуха на удельный расход воздуха на единицу площади (15-я строка) и на относительную долю полного сечения, свободную для прохода воздуха. Требуемую величину теплообменной поверхности получают как частное от деления полной тепловой мощности на коэффициент теплопередачи и среднелогарифмическую разность температур. Длину

Таблица 11.4

Результаты конструктивных расчетов теплообменника для подогрева воздуха горячей водой

Конфигурация подогревателя: многоходовой с водяной стороны, одноходовой с воздушной стороны.

Тепловая нагрузка: 504 000 *ккал/ч*.

Теплообменная матрица: медные трубы с наружным диаметром 15,88 *мм*, толщиной стенки 0,89 *мм* и расположенными по спирали медными ребрами с наружным диаметром 30,73 *мм*; трубы расположены в шахматном порядке; продольный шаг 34,2 *мм*, поперечный шаг 31,2 *мм*

1. Теплоноситель	Горячий теплоноситель — вода	Холодный теплоноситель — воздух	
2. Средняя удельная теплоемкость, *ккал/(кг·град)*	1,0	0,24	
3. Внутренняя поверхность трубы, $мм^2$	156		
4. Поверхность трубы на единицу длины, $м^2/м$	0,0443	0,362	
5. Температура на входе, °С	71,10	15,55	
6. Температура на выходе, °С	26,66	59,99	
7. Прирост (падение) температуры, °С	44,44	44,44	
8. Разность температур на входе, °С	11,11	11,11	
9. Наибольшая разность температур, °С	11,11	11,11	
10. Наименьшая разность температур, °С	11,11	11,11	
11. Среднелогарифмическая разность температур, °С	11,11		
12. Среднее давление, *атм*	2,11	1,03	
13. Средняя плотность, $кг/м^3$	1000	1,14	
14. Скорость воздуха в минимальном сечении, *м/сек*	1,52	6,78	
15. Удельный расход, $кг/(м^2 \cdot сек)$	1520	7,72	{13}·{14}
16. Расход через один канал, *кг/сек*	0,238	13,1	
17. Эквивалентный диаметр проходного сечения, *мм*	14,1	5,47	
18. Re	32000	2050	
19. Фактор трения f_d	0,025	0,14	
20. $(h/Gc_p)\,Pr^{2/3}$		0,0096	
21. $Pr^{2/3}$		0,777	
22. Коэффициент теплоотдачи, $ккал/(м^2 \cdot ч \times \times град)$	5460	82,0	Рис. П3.2
23. Динамический напор, $кГ/м^2$	116	2,53	
24. $1/h$ (с воздушной стороны)	0,00150	0,0122	1/{22}
25. Поправка на загрязнение труб	0,000140		Табл. П3.4
26. $1/U$	0,01384		{24}+{24}+{25}
27. U, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$	72,2		
28. Удельная поверхность матрицы (на единицу объема), $м^2/м^3$		323	
29. Полный расход, *кг/ч*	11400	47200	Тепловая мощность—{2}·{7}
30. Необходимое число каналов	13,0	1,0	{29}/{16}·3600
31. Доля, приходящаяся на проходное сечение		0,443	
32. Полное сечение матрицы на входе, $м^2$		3,88	{16}/{31}·{15}
33. Необходимая величина полной теплообменной поверхности, $м^2$		6320	(Тепловая мощность)/{27}·{11}
34. Длина трубчатой матрицы, *м*		0,51	{33}/{32}·{28}
35. Число трубных пучков		15,0	{34}·1000/34,2
36. Перепад давления, $кГ/м^2$		32,9	{23}·{19}·{34}× ×1000/{17}

Примечание. Числа в фигурных скобках означают порядковый номер строки, из которой взята данная величина.

матрицы, число трубных пучков и перепад давлений по воздушной стороне определяют непосредственно.

Результаты расчетов показывают, что выбранные скорости воздуха и воды дают приемлемые размеры теплообменной матрицы. Перепад давления по воздушной стороне несколько превышает заданные значения; при желании эта

величина легко может быть уменьшена с помощью второго приближения с использованием меньшего значения скорости воздуха. Удовлетворительные результаты, по-видимому, можно получить, если взять скорость воздуха 6,1 *м/сек*.

Ограничения, накладываемые вибрацией труб. Совокупность нескольких элементов, состоящих из ряда параллельных труб, отвечает условиям табл. 11.4. Однако может возникнуть необходимость в ограничении длины трубы во избежание вибраций. Частоту пульсации аэродинамических сил, вызывающих колебания трубы, грубо можно оценить с помощью данных рис. П6.6. Она составляет 100 *гц*. Из рис. П6.7 следует, что длина гладкой пустой стальной трубы с наружным диаметром 15,88 *мм*, соответствующая собственной частоте колебаний 100 *гц*, для первой гармоники составляет 965 *мм*. Частота колебаний оребренных труб будет ниже, поскольку вес гладкой трубы равен примерно 0,328 *кГ/м*, а вес оребрения составляет примерно 0,445 *кГ/м*. Вес ребра можно рассчитать, исходя из половины 0,426 $м^2/м$ — полной поверхности оребрения с обеих сторон ребра. Эта величина умножается на вес оребрения на единицу теплоотдающей поверхности. Для ребра толщиной 0,254 *мм* эта величина составляет примерно 2,2 $кГ/м^2$. Вес воды в трубе составляет примерно 0,15 *кГ/м*.

Таким образом, суммарный вес наполненной оребренной трубы составит примерно 0,9 *кГ/м*, что приблизительно в три раза больше веса пустой гладкой трубы. Это приведет к снижению собственной частоты в $\sqrt{3}$ раз. Кроме того, более высокая плотность и более низкий модуль упругости меди обусловливают дополнительное снижение собственной частоты колебаний в 1,48 раза (см. табл. П6.3). Таким образом, эквивалентная собственная частота гладкой трубы будет больше в $1{,}48 \cdot 1{,}73 = 2{,}56$ раза. Из рис. П6.7 видно, что такую частоту (256 *гц*) имеет труба длиной 610 *мм*. Для исключения возможности вибраций трубы ее длина должна быть существенно меньше, чтобы собственная частота колебаний трубы была по крайней мере на 20% выше вынужденной частоты. С учетом последнего требования получают длину трубы 560 *мм*.

Ограничения, накладываемые акустическим резонансом. Из равенства (7.6) ширина канала для первой моды акустического резонанса определяется соотношением $c = Cn/2f = (3540 \cdot 1/2 \cdot 100) = 1{,}77$ *м*. Таким образом, ширина воздушного канала в направлении, перпендикулярном трубам, должна быть на 20% ниже этого значения, т. е. примерно 1,47 *м*. При этом будут устранены возможность акустического резонанса и связанные с ним трудности, обусловленные вибрацией канала.

Хотя демпфирующие свойства системы могут быть весьма хорошими, особенно при шахматном расположении труб, в результате чего ни шум, ни вибрации не будут представлять угрозы, все-таки лучше исключить возможность их появления. Поэтому требуемая величина полного сечения на входе может быть получена путем использования четырех отдельных секций размером $0{,}56 \times 1{,}45$ *м*. Поскольку применение четырех секций связано с удорожанием теплообменника и увеличением его размеров (за счет пространства, необходимого для поворота труб), лучше использовать одну или две секции с разделенным на части воздушным каналом, при этом перегородки могут быть использованы в качестве промежуточных опор для труб. Трубы должны плотно крепиться в перегородках, чтобы не имело места истирание труб. Использование перегородок делает трубы непрерывными и снижает собственную частоту колебаний до величин, несколько превышающих собственную частоту колебаний одного пролета (см. табл. П6.3*а*). Уменьшая расстояние между перегородками до 380 *мм*, можно выйти из этого положения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Wallis R. P. Photographic Study of Fluid Flow between Banks of Tubes. Engineering, **148**, 423 (1939).
2. Jameson S. L. Tube Spacing in Finned Tube Banks. Trans. ASME, **67**, 633 (1945).

3. Gunter A. Y., Shaw W. A. A General Correlation of Friction Factors for Various Types of Surfaces in Crossflow. Trans. ASME, **67**, 643 (1945).
4. Schryber E. A. Heat Transfer Coefficients and Other Data on Individual Serrated-Finned Surfaces. Trans. ASME, **67**, 683 (1945).
5. Kays W. M., London A. L. Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces. Trans. ASME, **72**, 1075 (1950).
6. Kays W. M. The Basic Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Six Compact High-Performance Heat Transfer Surfaces. Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, **82**, 27 (1960).
7. Gardner K. A. Efficiency of Extended Surface. Trans. ASME, **67**, 621 (1955).
8. Gardner K. A., Carnavos T. C. Thermal Contact Resistance in Finned Tubing. Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, **82**, 279 (1960).

Глава 12
ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

Шотландские судовые и паровозные котлы, представляющие в настоящее время всего лишь два вида из многочисленного семейства парогенераторов, в свое время ознаменовали начало одного из основных этапов развития техники [1]. Поскольку более старые типы парогенераторов широко представлены в других книгах и их проектирование уже не связано с какими-либо существенными проблемами с точки зрения теплопередачи, гидродинамики и механического расчета, их конструкции в данной главе не рассматриваются. Глава посвящается прежде всего проблемам современных высокоэффективных агрегатов. При надлежащей конструкции и правильной эксплуатации современные барабанные парогенераторы типа приведенного на рис. 12.1 по своей надежности превосходят все рекордные показатели лучших старых котлов низкого давления с большим водяным объемом, значительным запасом прочности и работающих при низких температурах пара [2, 3].

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ МОЩНЫХ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ, РАБОТАЮЩИХ НА УГЛЕ ИЛИ ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Наиболее существенные проблемы, с которыми приходится сталкиваться при проектировании пылеугольных топок и парогенераторов в целом для современных мощных центральных электрических станций, могут быть проиллюстрированы на примере агрегата, представленного на рис. 12.1 (см. также рис. 1.3). Открытая топка обладает достаточно большим объемом для завершения реакции горения, причем эффективность этого процесса повышается за счет подогрева воздуха, необходимого для горения, до температуры 205 — — 315° С. Тепловые потери снижаются за счет экранирования стенок топки трубами. Для предотвращения местного чрезмерного нагрева труб горелки располагаются таким образом, чтобы факел не ударял в стенки топочной камеры [1].

Тепло, идущее на подогрев и испарение воды, путем теплового излучения [4—6] передается от топочного факела, образующегося при сгорании мазута или угольной пыли, панелям труб, экранирующим стенки топочной камеры (рис. 12.2). Продукты сгорания отдают примерно половину своего тепла стенкам топочной камеры, после чего они достигают пучков котельных труб в верхней части топки, где высокие коэффициенты теплоотдачи, сопровождающие процесс кипения, обеспечивают дальнейшее эффективное снижение температуры горячих топочных газов (которая в некоторых местах может быть очень высокой) без угрозы чрезмерного перегрева при этом стенок труб. Поток газов затем направляется вниз, имея при этом более низкую и равномерную температуру, проходя по пути пароперегреватель, промежуточный пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель, и поступает к основанию дымовой трубы. Барабан парогенератора, различного рода трубопроводы и коллекторы изолированы от факела и не подвержены воздействию

(см. гл. 5). В результате достигается достаточно высокая средняя плотность теплового потока к трубным поверхностям, что сводит к минимуму вес и стоимость поверхностей нагрева.

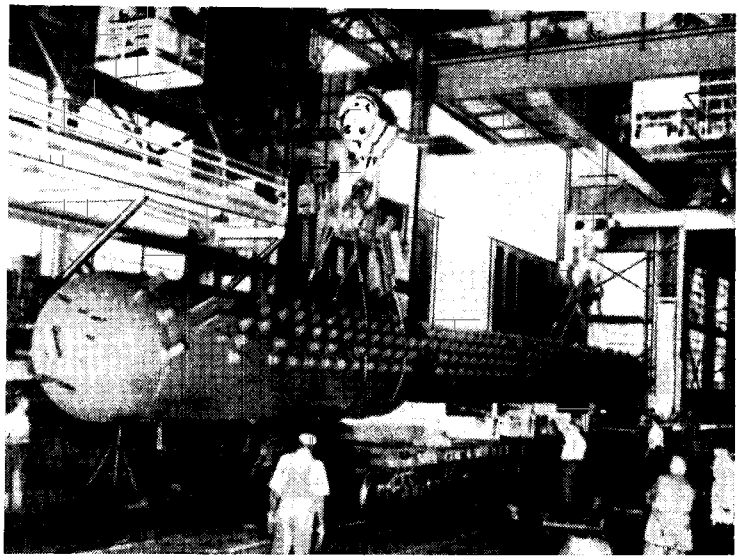


Рис. 12.3. Барабан парогенератора мощной тепловой электрической станции. Внутренний диаметр барабана 1524 *мм*, длина 26 *м*.

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

При конструировании парогенераторов следует учитывать множество факторов. Выбор мощности парогенератора и параметров пара сильно зависит от типа и размеров электрической станции, требуемых эксплуатационных характеристик, от используемого топлива, конструкции горелок и топочной камеры, достижимого качества питательной воды. Выбор материалов также связан с множеством достаточно сложных проблем [7—11]. Во избежание дальнейшего расширения круга вопросов, рассматриваемых в данной книге, настоящая глава ограничивается проблемами, связанными с конструированием парогенераторов как теплообменников и не включает в себя смежные вопросы конструкций топочных камер и оборудования паровой электростанции.

Естественная циркуляция. Парогенераторы могут быть спроектированы таким образом (рис. 12.4), что циркуляция будет обеспечиваться за счет разности плотностей паро-водяной смеси в подъемных трубах и свободной от пузырей пара котловой воды в опускных трубах [12—14]. Во избежание местных перегревов и, как следствие, пережогов труб парогенераторы с естественной циркуляцией обычно рассчитываются на достижение объемного паросодержания на выходе из испарительных труб не более 50 — 70% в зависимости от давления в системе. Результирующая разность плотностей может обеспечить скорости циркуляции воды в пучке до 1,5—3 *м/сек*. Средний тепловой поток в хорошо спроектированных агрегатах обычно лежит в пределах 135 000 *ккал/(м²·ч)*, тогда как местные тепловые потоки могут достигать 675 000 *ккал/(м²·ч)*.

Принудительная циркуляция. В том случае, когда располагаемая высота не обеспечивает нужную скорость циркуляции, для увеличения мощности, снимаемой с заданного объема, могут быть использованы циркуляционные насосы. Скорость циркуляции обычно выбирается такой, чтобы скорости воды на выходе из трубы были в пределах 3—6 *м/сек* при объемном паросодержании смеси 40—70% и средних тепловых потоках порядка 135 000 *ккал/(м²·ч)*.

Ввиду дополнительных затрат системы с принудительной циркуляцией применяются лишь в том случае, если снижение капитальных затрат на поверхности нагрева и барабаны парогенератора или уменьшение габаритов (как в судовых паросиловых установках) агрегата более чем оправдывает дополнительные начальные затраты и эксплуатационные расходы на насосы.

Рециркуляционные насосы должны быть размещены значительно ниже барабана, чтобы статический напор на входе в насос был достаточным для предотвращения кавитации воды. Последнее требование представляет основную проблему в подобного рода системах, и его выполнение может повлечь за собой существенное удорожание агрегата.

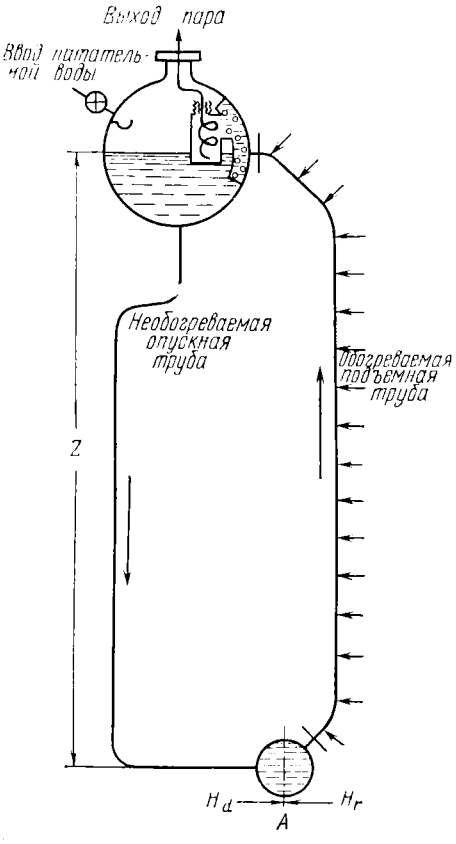


Рис. 12.4. Схематический чертеж основных элементов испарительного контура парогенератора с естественной циркуляцией.

Экономайзеры и пароперегреватели. Котлы с многократной циркуляцией воды могут быть спроектированы таким образом, чтобы питательная вода подогревалась до температуры кипения в отдельной секции, так называемом экономайзере, а насыщенный пар перегревался также в специальной секции — пароперегревателе. При такой конструкции сводятся к минимуму трудности, связанные с гидродинамической неустойчивостью (см. гл. 5), а также с выпадением твердых отложений солей, поступающих в парогенератор с питательной водой. Концентрация солей поддерживается достаточно низкой во избежание трудностей, связанных с образованием отложений в той зоне экономайзера, где питательная вода подогревается до точки кипения. Поскольку коэффициент теплоотдачи с паровой стороны в пароперегревателе обычно значительно ниже коэффициента теплоотдачи в зоне испарения [15], весь пароперегреватель, кроме первой его ступени, должен размещаться в зоне, где температуры газа не слишком высоки. Если этого не сделать, то могут иметь место местные перегревы стенок труб [16].

Продувка. В парогенераторах с многократной циркуляцией концентрация солей в котловой воде все время возрастает. Установка обычно проектируется таким образом, чтобы обеспечивалась возможность отвода малых количеств котловой воды из зоны максимальной концентрации примесей. Эта непрерывная продувка, как правило, составляет примерно 0,5% расхода питательной воды. Во избежание заметных потерь тепла в системе тепло продувочной воды используется для подогрева питательной воды.

Сепарация пара. Верхний барабан в котлах с многократной циркуляцией предназначен для сепарации пара из паро-водяной смеси. Это необходимо, с одной стороны, для того, чтобы в опускных трубах отсутствовали паровые пузыри, что обеспечивает хорошую естественную циркуляцию. С другой стороны, пар, поступающий в перегреватель, очищается от капелек влаги. Последнее обстоятельство существенно как с точки зрения предотвращения образования твердых отложений на стенках перегревателя, так и для избежания термических напряжений, которые могут возникнуть в результате эпизодического местного роста интенсивности теплоотдачи вследствие выброса «пробок» жидко-

сти в пароперегреватель. В настоящее время применяется много типов сепарационных устройств [17]. На рис. 12.5 представлен наиболее распространенный из них. Перегородка, расположенная в нижней части барабана, направляет паро-водяную смесь к лопаткам завихрителя внутрибарабанных циклонов, где под действием силы тяжести, центробежных сил и закрутки пар направляется в верхнюю часть барабана, а вода — в нижнюю. Обычно барабан заполнен водой примерно наполовину. Нижняя часть каждого внутрибарабанного циклона погружена в водяной объем, так что стекающая по стенкам вода поступает в барабан без всплесков и захвата пузырей пара.

В барабане котла часто устанавливается промывочное устройство. После промывочного устройства расположен вторичный сепаратор пара для удаления инородных частиц и мельчайших капель влаги, в которых может содержаться значительное количество растворенных солей. Надлежащая сепарация в этих устройствах осуществляется за счет малых скоростей пара с многократными изменениями направления движения в рифленых перегородках.

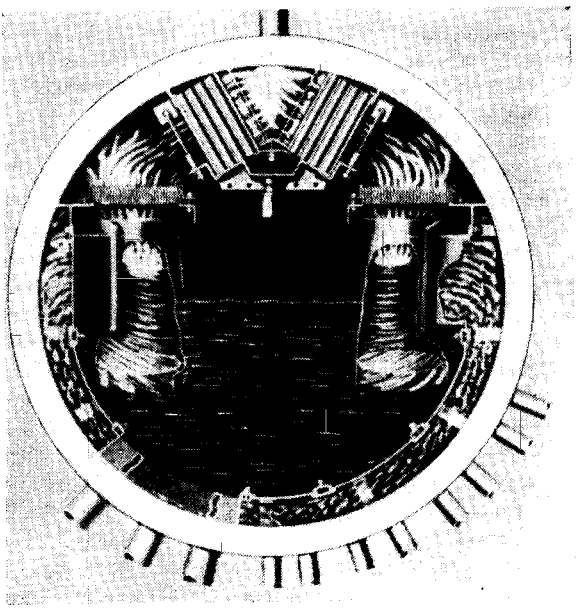


Рис. 12.5. Поперечный разрез барабана парогенератора с сепарационными устройствами.

Паровая нагрузка может достигать 9 *т/ч* на 1 *м* длины барабана при давлении 14 или 21 *атм*, при этом обеспечивается хорошая сепарация пара. Поскольку расход пара при заданной величине динамического напора увеличивается с давлением, при давлениях порядка 170 *атм* вполне допустима паровая нагрузка в 45 *т/ч* на 1 *м* длины барабана. Для перехода к еще большим паровым нагрузкам нет веских оснований, поскольку в барабане котла должно находиться достаточное количество воды, нагретой до температуры насыщения, для обеспечения резких скачков нагрузки. Весьма существенно гарантировать также подачу в надлежащем количестве воды в барабан, с тем чтобы даже в переходных режимах обеспечить затопление устьев всех опускных труб.

Прямоточные парогенераторы. Развитие технологии очистки питательной воды, в частности водоочистки с помощью ионообменных смол, сделало возможным получение питательной воды исключительно высокого качества [3]. Величина сухого остатка обычно составляет менее 1 *мг/кг*, а иногда менее 0,1 *мг/кг*. Исключительная чистота питательной воды достижима при охлаждении конденсаторов турбин пресной водой. При высоком солесодержании циркуляционной воды, охлаждающей конденсатор, необходимо последний выполнять цельносварным, чтобы свести к минимуму присосы в нем. Кроме того, необходимо всю питательную воду пропускать через обессоливающую установку для удаления солей, попавших с присосами.

В последние годы достигнуты успехи в технологии водоподготовки, что дало возможность исключить из конструкции парогенератора барабан и многие сборные камеры, перейдя от барабанных к прямоточным парогенераторам [18]. При их конструировании возникают значительно более сложные проблемы, поскольку пропорции между отдельными поверхностями нагрева и пакетами труб должны быть такими, чтобы во избежание неприятностей, связанных

с гидродинамической неустойчивостью потока, обеспечивалось хорошее распределение воды по отдельным трубам. Кроме того, тепловой поток в экономайзере, испарительной зоне и зоне перегрева пара должен быть достаточно большим, чтобы использовать преимущества, связанные с применением настенных трубчатых поверхностей нагрева. В то же время он должен быть не слишком высок, чтобы исключить опасность пережога труб. Анализ графика рис. 5.21 показывает, что проблема обеспечения гидродинамической устойчивости решается тем легче, чем выше рабочее давление в парогенераторе. Практически было признано неэкономичным изготавливать прямоточные парогенераторы на давления ниже 105 *атм*. Агрегаты, спроектированные для работы при давлении порядка 170 *атм* и выше, имеют отличные эксплуатационные характеристики. Указанное обстоятельство частично связано со значительно меньшей разностью плотностей воды и пара на линии насыщения при повышенных давлениях и частично с большими значениями коэффициента теплоотдачи к насыщенному пару при высоких давлениях. Например, из рис. 5.12 можно видеть, что тепловой поток 800 000 *ккал*/(*м*^{2}·*ч*) при давлении 170 *атм* вблизи кривой насыщения получается при разности температур между стенкой и паром примерно 33° С.

Во избежание трудностей, связанных с гидродинамической неустойчивостью и местным перегревом, было признано наиболее целесообразным изготавливать экономайзерную и испарительную часть паро-водяного тракта в виде вертикально расположенных труб, чтобы извлечь преимущества из стабилизирующего воздействия гравитационных сил. Большое внимание нужно уделить обеспечению равномерности теплового потока, воспринимаемого всеми параллельно включенными трубами. Поскольку это весьма трудно сделать, то для исключения гидродинамической неустойчивости в работе параллельных труб оказывается весьма полезным (а обычно даже необходимым) шайбование труб на входе, чтобы привести в соответствие расходы воды в отдельных трубах с их тепловосприятием. Эта проблема, а также ряд смежных вопросов рассмотрены в гл. 5. Опыт эксплуатации свидетельствует о том, что оптимальная скорость пара в трубах на выходе из зоны испарения составляет 9—18 *м*/*сек* при номинальной нагрузке парогенератора. При работе агрегатов, рассчитанных на меньшую номинальную скорость пара, возникали определенные трудности с обеспечением гидродинамической устойчивости при пониженных нагрузках и в процессе пуска. Большие скорости, однако, приводят к чрезмерным потерям давления.

Многие хорошо спроектированные прямоточные парогенераторы при должном контроле качества питательной воды работали до четырех лет без внутренней очистки поверхностей нагрева, при этом максимальная толщина отложений в трубах достигла всего лишь порядка десятой миллиметра. По-видимому, соли имеют тенденцию концентрироваться в последних мельчайших капельках воды, при испарении которых образуется хлопьевидная пыль. В результате при эксплуатации возникает больше трудностей в связи с отложениями на лопатках турбин, нежели из-за образования отложений в испарительной части парогенератора или в пароперегревателе. Отложения в лопаточном аппарате турбин растворимы в воде, их можно удалить промывкой, подавая для этой цели в турбину очень влажный пар при работе ее на холостом ходу перед остановом на текущий ремонт.

Парогенераторы, рассчитанные на сверхкритические параметры. Были спроектированы и изготовлены прямоточные парогенераторы для работы при давлениях, превышающих критическое давление воды, т. е. 225,6 *атм* [19—21]. В этих агрегатах отсутствует резкая граница раздела жидкой и паровой фаз по мере продвижения жидкости по тракту парогенератора. Отсутствует также резкое изменение физических свойств жидкости (см. рис. П2.4, П2.5 и П2.6) и коэффициента теплоотдачи. На рис. 5.12 представлены значения коэффициентов теплоотдачи для типичных условий.

Для парогенераторов, рассчитанных на сверхкритические параметры, особенно важным является вопрос механической прочности его элементов,

поскольку рабочие давление и температура столь высоки, что весьма сложно избежать чрезмерных напряжений даже для наиболее прочных из нержавеющих сталей. Некоторые из новых жаропрочных сплавов кажутся весьма многообещающими, особенно хромоникелевомолибденовые стали с высоким содержанием никеля, обладающие большой прочностью при высоких температурах и сравнительно стойких к коррозии под действием хлоридов.

Специальные проблемы. Имеется много специальных проблем, связанных с парогенераторами паровых электрических станций, которые заслуживают хотя бы упоминания. Две из них — это пуск и останов [22, 23]. Практически основным фактором, ограничивающим скорость пуска парогенератора и набора им нагрузки, является коробление корпуса турбины. Последнее ограничивает изменение нагрузки 2%/*мин*. Однако даже при такой, кажущейся медленной, скорости изменения нагрузки должное внимание должно быть уделено выбору правильных соотношений между отдельными поверхностями нагрева и системе регулирования парогенератора, с тем чтобы обеспечить надлежащие давления, температуры и распределение воды в системе в процессе всего пуска (который может длиться много часов).

ПАРОГЕНЕРАТОРЫ ДЛЯ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Выше были сделаны некоторые замечания относительно чрезвычайно сложных проблем, связанных с конструированием современных парогенераторов на твердом и жидком топливе. Конструирование подобных агрегатов сильно усложняется рядом проблем, связанных с конструкцией горелок и топочной камеры, вопросами шлако- и золоудаления и т. д. Во многих отношениях конструкция парогенераторов для некоторых атомных электростанций значительно проще. Поскольку топочные проблемы отпадают, то проектирование этих агрегатов может в значительной степени следовать методике, используемой при создании других типов теплообменников. Более того, имеется множество других типов парогенераторов, при создании которых сталкиваются по существу с теми же проблемами, например парогенераторы для нефтеперегонных заводов и систем кондиционирования воздуха [24], парогенераторы для электростанций с бинарным циклом [25]. В силу этих обстоятельств в следующих разделах будут рассмотрены две конструкции парогенераторов для атомных электростанций.

Пример 12.1. *Парогенератор для энергетического реактора, охлаждаемого водой под давлением.* Ограниченный объем данной главы позволяет лишь вкратце остановиться на наиболее существенных сторонах конструкции парогенераторов для энергетических реакторов, охлаждаемых водой под давлением. В подобной системе вода под давлением первичного контура отводит выделяющееся в реакторе тепло, отдавая его, в свою очередь, в парогенераторе, где генерируется пар вторичного контура, поступающий затем в турбину [26]. Представленные детальные расчеты не относятся к какой-либо реально существующей конструкции, однако они демонстрируют характерный подход к совокупности проблем, которые для своего решения обычно требуют много человеко-лет.

Основные требования к конструкции. В реальных условиях проектирование парогенератора должно быть тесно увязано с исследованиями по оптимизации атомной электрической станции в целом. Например, давление воды в первом контуре следует выбирать исходя из оптимальных соотношений между требуемыми размерами реактора и толщиной корпуса, которая может быть изготовлена на заводе. Указанное давление определяет максимальное значение температуры воды на выходе из реактора, которую можно допустить без опасности изменения реактивности реактора или нарушения его гидродинамической устойчивости вследствие вскипания воды в активной зоне реактора. Короче говоря, максимальная температура воды на выходе из реактора должна быть настолько ниже температуры насыщения, чтобы возможность кипения воды в реакторе была исключена. В то же время она должна быть

максимально высокой для получения возможно большего к.п.д. цикла, снижения размеров и стоимости паровой турбины, конденсатора и другого паросилового оборудования. Средняя эффективная разность температур воды в первичном контуре и пара, поступающего в турбину, также должна быть установлена в результате аналогичного выбора оптимального варианта. Допустим, что для рассматриваемого здесь варианта упомянутые выше расчеты по оптимизации параметров дали приведенные в табл. 12.1 значения температур, давлений и расходов.

Таблица 12.1

Конструктивные характеристики парогенератора атомной электростанции с реактором, охлаждаемым водой под давлением

Теплоноситель внутри труб: вода под давлением (первичный контур)	
Теплоноситель в корпусе: кипящая вода (вторичный контур)	
Тепловая мощность, *Мкал/ч*	54 000
Температура воды на входе первичного контура, °С	271
Температура воды на выходе первичного контура, °С	258
Давление воды в первичном контуре, *атм*	123
Расход воды в первичном контуре, *т/ч*	3 480
Температура воды на входе вторичного контура, °С	175
Температура пара на выходе вторичного контура, °С	240,6
Давление пара во вторичном контуре, *атм*	34,4
Расход пара во вторичном контуре, *т/ч*	108
Средняя разность температур (температура с паровой стороны принята равной 241° С), °С	23,9
Перепад давления в первом контуре (максимальный), *атм*	3,9
Плотность воды в первичном контуре (средняя), *кг/м*^{3}	780
Вязкость воды в первичном контуре, *кг/(м·ч)*	0,37
Наружный диаметр труб, *мм*	19,05
Толщина стенки трубы, *мм*	1,83
Внутренний диаметр труб, *мм*	15,40
Поперечное сечение трубы, *мм*^{2}	188
Внутренняя удельная поверхность трубы, *м*^{2}*/м*	0,0485
Наружная удельная поверхность трубы, *м*^{2}*/м*	0,0600
Средняя удельная поверхность трубы, *м*^{2}*/м*	0,0542
Вес единицы длины трубы, *кГ/м*	0,775
Теплопроводность металла трубы, *ккал/(м·ч·град)*	17,8

Выбор конфигурации парогенератора. Если рассматривать приведенные в табл. 12.1 параметры с точки зрения выбора надлежащей конфигурации парогенератора, то видно, что высокое давление в первичном контуре ведет к серьезным проблемам с точки зрения прочности конструкции. Поэтому чтобы противостоять высокому давлению, теплообменная поверхность должна быть трубчатого типа. Желательно также, чтобы жидкость с более высоким давлением находилась внутри труб во избежание их коробления под действием внешнего давления. К счастью, это требование совпадает с требованиями, выдвигаемыми необходимостью обеспечения интенсивного теплообмена. Коэффициент теплоотдачи в первичном контуре существенно увеличивается с ростом скорости воды, а максимальное значение коэффициента теплоотдачи при заданном перепаде давления имеет место при течении жидкости внутри прямых труб. В то же время коэффициент теплоотдачи к кипящей воде достаточно высок и почти не зависит от скорости воды. Значит, во вторичном контуре можно осуществить поперечное обтекание пучка труб с малыми скоростями без каких-либо неблагоприятных последствий.

Чтобы свести к минимуму количество растворенных в воде первичного контура или находящихся в ней в виде нерастворимых частиц радиоактивных примесей, все поверхности, контактирующие с ней, обычно выполняются из нержавеющей стали или других коррозионностойких сплавов. Изготовление труб парогенератора из нержавеющей стали не связано с какими-либо пробле-

мами. Изготовленный же из углеродистой стали корпус парогенератора будет и легче, и дешевле. В то же время он будет отвечать менее жестким требованиям, предъявляемым к качеству воды вторичного контура. Поэтому корпус вполне может быть изготовлен из обычной углеродистой стали, и лишь расположенные на концах корпуса коллекторы, т. е. те элементы, которые контактируют с теплоносителем первичного контура, текущим с внутренней стороны труб, могут быть выполнены из нержавеющей стали.

Большая разность значений коэффициентов теплового расширения углеродистой и нержавеющей сталей создает значительные трудности при прокатке толстого листа из обычной стали с нержавеющим покрытием. Единственной вполне надежной для этих целей конструкцией в настоящее время является плита из углеродистой стали с наваренными на нее несколькими последовательными слоями нержавеющей стали. Эта технология, несмотря на ее дороговизну, зарекомендовала себя удовлетворительной при изготовлении парогенераторов для реакторов, охлаждаемых водой под давлением.

Разность тепловых расширений труб из нержавеющей стали и корпуса из углеродистой стали составляет $1{,}62 \cdot 10^{-2} - 1{,}17 \cdot 10^{-2} = 0{,}45 \times \times 10^{-2}$ *мм/(м·град)*. Если разность между рабочей и комнатной температурой равна 250° С, то разность тепловых расширений труб и корпуса при этом будет $250 \cdot 0{,}45 \cdot 10^{-2} = 1{,}13$ *мм/м*. К этой цифре следует добавить разность тепловых расширений, обусловленную различием в величине средней температуры рабочей среды внутри и снаружи труб, составляющую примерно 25° С, что дает разность в температуре металла труб и корпуса примерно 12,8° С. Значит, дополнительная разность тепловых расширений труб и корпуса составит $12{,}8 \cdot 1{,}17 \cdot 10^{-2} = 0{,}149$ *мм/м*. Сумма этих слагаемых дает 1,28 *мм/м*. Поскольку модуль упругости для нержавеющей стали равен $1{,}83 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2}, то указанная величина относительных расширений обусловит температурные напряжения в прямых трубах, жестко соединенных с корпусом, равные $1{,}83 \cdot 10^6 \cdot 1{,}28 \cdot 10^{-3} = 2{,}34 \cdot 10^3$ *кГ/см*^{2}. (Поперечное сечение корпуса во много раз превосходит поперечное сечение труб, следовательно, разность в тепловых расширениях почти целиком пойдет на деформацию труб.)

Приведенные выше грубые оценки показывают, что необходимо предусмотреть определенные меры для уменьшения разности тепловых расширений корпуса и труб. Перепад давлений между двумя контурами слишком велик, чтобы можно было установить подвижный коллектор или какой-либо гибкий элемент в корпусе. Весьма привлекательная U-образная конфигурация трубного пучка показана на рис. 12.6, поскольку она позволяет использовать коллекторы с неподвижными трубными досками. Если предусмотреть небольшое свободное пространство в месте поворота труб, то тем самым будут обеспечены надлежащие условия для компенсации различных тепловых расширений труб и корпуса без возникновения значительных напряжений в трубах, трубных досках или корпусе парогенератора. Другим преимуществом подобного типа конструкций парогенераторов является то, что часть корпуса, которая должна быть достаточно толстой, чтобы противостоять высокому давлению воды первичного контура, ограничена зоной смесительных камер, т. е. пространством за трубными досками. Подобная конструкция обеспечивает также хороший доступ к трубным доскам для обслуживания и осмотра, что является чрезвычайно важным, поскольку парогенераторы должны быть исключительно герметичными во избежание перетечек радиоактивных материалов из первого контура и загрязнения ими многих агрегатов электростанции, требующих обслуживания людьми. Хотя количество этих радиоактивных веществ в обычных условиях приводит лишь к умеренной опасности, в аварийной ситуации она может быть настолько серьезной, что персонал будет вынужден покинуть станцию.

Выбор диаметра труб определяется рядом соображений. Величина напряжений в стенках труб, обусловленная внутренним давлением, размер и стоимость находящегося под давлением корпуса — все эти факторы говорят в пользу труб малого диаметра. Загрязнения труб опасаться не следует, поскольку

первичный контур должен быть выполнен из нержавеющей стали, а сама вода должна быть исключительно чистой (последнее диктуется ядернофизическими соображениями). Основной довод против труб малого диаметра — высокая стоимость производства их соединений с трубными досками, число же таких соединений обратно пропорционально квадрату диаметра трубы. Различные расчеты оптимальных вариантов указывают, что наилучшим решением является выбор труб с наружным диаметром 12,7—19 *мм*. Для рассматриваемого случая были произвольно выбраны трубы наружным диаметром 19 *мм*. Практика показывает, что желательно изготавливать трубу с толщиной стенки,

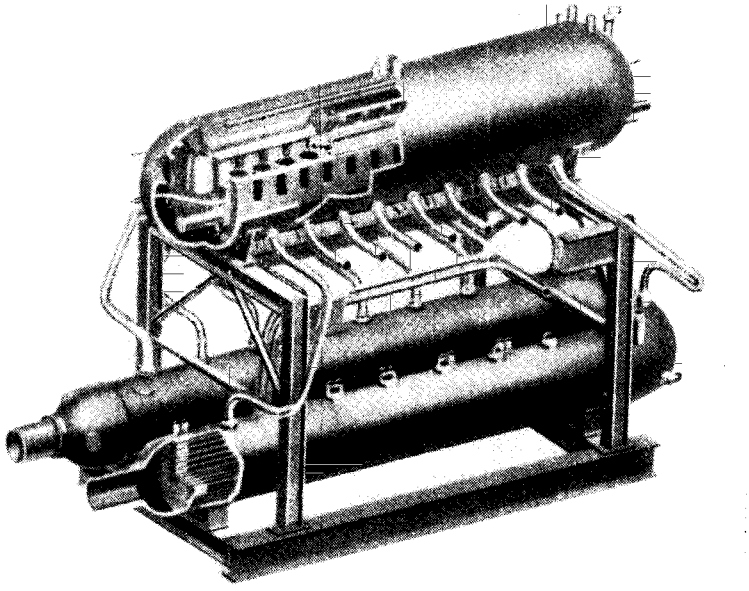


Рис. 12.6. Парогенератор для реактора, охлаждаемого водой под давлением (для атомной электростанции Шиппингпорт). Внизу установлен собственно парогенератор U-образного типа, вверху — барабан для сепарации пара.

составляющей примерно 10% ее наружного диаметра. Более толстостенные трубы тяжелее, а следовательно, и дороже, тогда как более тонкостенные трубы менее прочны и легче могут быть повреждены в процессе их транспортировки и установки. Наиболее приемлема стандартная толщина труб 1,83 *мм*. При перепаде давления на стенке трубы 88,5 *атм* и при рабочем давлении 440 *атм* напряжения растяжения в стенке трубы указанной толщины намного меньше допустимых. Нормы ASME для ядерных установок требуют, чтобы конструкция выдерживала полное давление в любом из контуров при отсутствии давления во втором. В этих условиях напряжения составят 7 $кГ/мм^2$, т. е. все еще будут лежать в допустимых пределах. Соответствующие размеры стандартных труб использованы при расчете параметров, приведенных в табл. 12.2.

Конструктивные расчеты. В качестве первого шага расчета конструкции парогенератора выбираются приемлемая длина трубы и величина скорости воды, после чего рассчитываются соответствующие результирующие характеристики агрегата, которые затем сравниваются с располагаемыми перепадами давления и температуры. Затем можно изменить соответствующие исходные данные и получить в итоге характеристику агрегата в функции длины трубы и/или скорости воды в первичном контуре.

В качестве первого приближения была выбрана скорость воды 6,1 *м/сек* и длина трубы 15,25 *м*. Исходя из принятой скорости воды были рассчитаны число Рейнольдса и коэффициент трения, соответствующие значения приве-

Таблица 12.2

Сводные данные предварительных расчетов парогенератора для реактора, охлаждаемого водой под давлением

1. Длина трубы L, *м*	15,25	Принимается
2. Скорость воды в трубах V, *м/сек*	6,1	»
3. Массовая скорость воды в трубах G, *кг/(м²·ч)*	$17 \cdot 10^6$	$\rho V \cdot 3600$
4. Число Рейнольдса в трубе Re	700 000	GD/μ
5. Коэффициент трения f_d	0,013	
6. Динамический напор в трубе, *атм*	0,14	
7. Перепад давлений в трубе ΔP, *атм*	1,46	$\{5\} \cdot \{6\} \cdot \{1\} / D$
8. Расход воды через 1 трубу, *кг/ч*	3160	GA
9. Число труб N	1090	Полный расход в первичном контуре/{8}
10. Средняя теплообменная поверхность A_m, *м²*	900	$\left(\frac{м^2}{м}\right) \cdot \{1\} \cdot \{9\}$
11. Тепловой поток (средний), *ккал/(м²·ч)*	60 000	Тепловая нагрузка/{10}
12. Коэффициент теплоотдачи с паровой стороны h *ккал/(м²·ч·град)*	14 600	Рис. 5.8
13. Коэффициент теплоотдачи внутри трубы h, *ккал/(м²·ч·град)*	31 600	Рис. П3.2 и П3.3
14. Проводимость стенки, *ккал/(м²·ч)*	9 800	k_m/толщина стенки
15. Коэффициент теплопередачи U, *ккал/(м²·ч·град)*	4 900	$[1/\{12\} + 1/\{13\} + 1/\{14\}]^{-1}$
16. Среднелогарифмическая разность температур Δt_m, °С	12,3	Тепловой поток/{15}

Примечание. Числа в фигурных скобках означают порядковый номер параметра, который должен быть использован в данном расчете.

дены в таблице 12.2. Требуемое число труб рассчитывалось по суммарному расходу воды и расходу воды через одну трубу, после чего находили величину теплообменной поверхности и удельного теплового потока. Затем определялись проводимость стенки трубы и коэффициенты теплоотдачи как со стороны кипящей воды, так и со стороны воды первичного контура и рассчитывался коэффициент теплопередачи. Последний вместе с величиной теплового потока определяет требуемую среднелогарифмическую разность температур. Поскольку результирующая величина 12,3° С меньше указанной в табл. 12.1 (23,9° С), следует изменить начальные условия и определить влияние скорости воды и длины трубы на искомые характеристики. В табл. 12.3 приведены

Таблица 12.3

Параметры, рассчитанные с учетом влияния изменения скорости воды и длины труб

[данные табл. 12.2: L_0 15,25 *м*; V_0 6,1 *м/сек*; ΔP_0 1,46 *атм*; Q_0 60 000 *ккал/(м²·ч.)*]

Параметр	Измененные параметры							
L, *м*	15,25	15,25	12,20	12,20	12,20	18,30	18,30	18,30
V, *м/сек*	9,15	12,20	6,10	9,15	12,20	6,10	9,15	12,20
L/L_0	1,0	1,0	0,8	0,8	0,8	1,2	1,2	1,2
V/V_0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0
$\Delta P = \Delta P_0 \left(\frac{L}{L_0}\right)\left(\frac{V}{V_0}\right)^2$, *атм*	3,29	5,82	1,17	2,60	4,66	1,73	3,92	6,99
$Q = Q_0 \left(\frac{L}{L_0}\right)\left(\frac{V}{V_0}\right)$, *ккал/(м²·ч)*	90 000	120 000	75 000	112 000	148 000	50 000	75 000	100 000
U, *ккал/(м²·ч·град)*	5 200	5400	4900	5200	5400	4850	5200	5400
$\Delta t_m = \frac{Q}{UA}$, °С	17,4	22,2	15,3	21,7	27,6	10,2	14,4	18,4

Примечание. При расчете влиянием изменения f_d на ΔP, связанным с изменением скорости воды, пренебрегали.

результаты подобной серии расчетов, полученные данные представлены также графически на рис. 12.7. На этом графике среднелогарифмическая разность температур и перепад давлений на трубном пучке со стороны первичного контура представлены в функции длины трубы для скоростей воды 6,1; 9,15 и 12,2 *м/сек*. Из рис. 12.7 может быть определена длина трубы, соответствующая условиям табл. 12.1. Результирующая величина составляет 12,8 *м* при скорости воды 11 *м/сек*, соответствующее число труб равно 606. Следует обратить внимание на пунктирную линию, проведенную в левом верхнем углу рис. 12.7, определяющую длину трубы, соответствующую среднелогарифмической разности температур 23,9° С и перепаду давлений 3,9 *атм*.

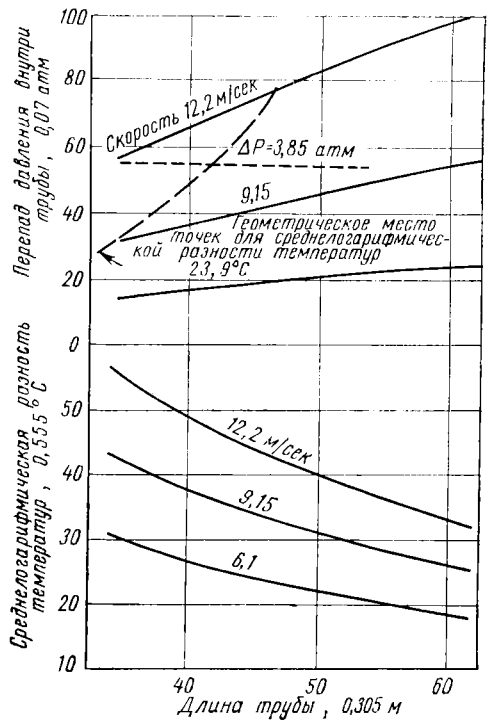


Рис. 12.7. Графики для определения длины трубы парогенератора (пример 12.1).

Выбор шага труб и диаметра трубной доски определяется как данными расчета на прочность трубной доски, так и требованием обеспечения надлежащего проходного сечения с паровой стороны; другими словами, естественная конвекция должна обеспечивать требуемый расход паро-водяной смеси через трубный пучок. С точки зрения стоимости изготовления толщина трубной доски не должна превышать примерно 200 *мм*, хотя в принципе при определенных обстоятельствах можно выполнять и более толстые трубные доски. Если трубы расположить на равном удалении друг от друга с шагом 31,8 *мм*, то при указанной толщине трубной доски и допустимых напряжениях 11 *кГ/мм*^{2} максимально возможный диаметр трубной доски, согласно рис. П6.2, составит примерно 740 *мм*. В трубной доске такого диаметра можно разместить около 850 труб, что несколько больше требуемых по расчету 606 труб. Поэтому трубную доску можно изготовить диаметром 710 *мм* и толщиной 180 *мм*.

Устройства для сепарации пара и рециркуляции воды. Паро-водяная смесь, поступающая из трубного пучка, должна быть отсепарирована, и вода должна быть вновь подана в зону испарения. В приведенной на рис. 12.6 конструкции это обеспечивается установкой барабана над серединой U-образного корпуса парогенератора, а также размещением подъемных труб с определенным шагом вдоль всей длины парогенератора. Опускные трубы из барабана возвращают воду в нижнюю часть парогенератора. Установка рециркуляционных насосов при наличии ограничений по высоте позволяет применить более компактные трубные пучки, т. е. изготовить менее габаритные парогенераторы, чем в случае использования агрегатов, рассчитанных только на естественную циркуляцию. Однако даже если и используются рециркуляционные насосы, то все же желательно спроектировать агрегат в целом таким образом, чтобы в нем осуществлялась хорошая естественная циркуляция для обеспечения эксплуатации с частичной нагрузкой в случае выхода из строя циркуляционных насосов. Следовательно, размеры проходных сечений должны быть относительно велики.

Пример 12.2. *Парогенератор для реактора, охлаждаемого сжатым газом.* В атомных электростанциях с реакторами, охлаждаемыми газом, парогенератор является одним из наиболее существенных агрегатов как с точки

зрения компоновки станции, так и по его вкладу в общую стоимость оборудования. Общая компоновка агрегата зависит от конкретных условий. В этом смысле характерными являются парогенераторы с продольным и поперечным обтеканием труб, с U-образной конфигурацией теплообменной матрицы, агрегаты с оребренными и гладкими трубами (на рис. 1.5 показан характерный вид агрегата с поперечным обтеканием оребренных труб для низкого давления газа).

Для иллюстрации основных принципов конструирования парогенераторов для реакторов, охлаждаемых сжатым газом, в данном разделе рассмотрен простой прямоточный агрегат с продольным обтеканием труб. Аналогичная методика была применена также и при проектировании агрегата с поперечным током газа типа приведенного на рис. 1.5, однако анализ в этом случае более сложный [27]. Горячий газ из реактора обтекает трубы парогенератора в осевом направлении и отдает тепло воде, текущей внутри труб. Схема течения противоточная. В парогенераторе получают перегретый пар, подаваемый затем в турбину.

В данном случае задаются следующие характеристики: род газа, давление и температура как с паровой, так и с газовой стороны, диаметр труб, отношение мощности, расходуемой на прокачку газа, к количеству отведенного тепла с газовой стороны, а также мощность парогенератора. Соответствующие величины приведены в табл. 12.4, а на рис. 12.8 представлено распределение тем-

Таблица 12.4

Конструктивные характеристики парогенератора с продольным обтеканием труб для реактора, охлаждаемого сжатым газом

Полная тепловая мощность 300 *Мвт*;
отношение мощности, расходуемой на прокачку газа, к количеству отведенного тепла 0,5%

	Зона подогрева	Зона испарения	Пароперегреватель
Теплоноситель внутри труб	Вода	Насыщенная вода и пар	Перегретый пар
Газ снаружи труб	CO_2	CO_2	CO_2
Давление внутри труб, *атм*	175,8	175,1	172,3
Давление снаружи труб, *атм*	70	70	70
Температура воды внутри труб, °С			
на входе	271	353	353
на выходе	353	353	566
Температура газа, °С			
на входе	343	434	582
на выходе	434	582	732
Среднелогарифмическая разность температур Δt_m, °С	76,6	142	196
ΔH_i (вторичный контур), *ккал/кг*	121,6	203,1	221,6
ΔH_0 (первичный контур), *ккал/кг*	24,0	40,3	43,7
ρ_0, *кг/м*^{3}	55,9	47,4	39,9
c_{p_0}, *ккал/(кг·град)*	0,2642	0,2765	0,2903
k_0, *ккал/(м·ч·град)*	0,0385	0,0454	0,0539
μ_0, *кг/(м·ч)*	0,106	0,120	0,136
c_{p_i}, *ккал/(кг·град)*	1,49		
k_i, *ккал/(м·ч·град)*	0,436		
μ_i, *кг/(м·ч)*	0,311		
$c_{p_i}\mu_i^{0,2}$ (средняя)			1,08
$(c_{p_0}^{0,4}k_0^{0,6}/\mu_0^{0,4})$	0,200	0,220	0,236
$(c_{p_i}^{0,4}k_i^{0,6}/\mu_i^{0,4})$	1,13		
k_w, *ккал/(м·ч·град)*	17,9	17,9	17,9
Наружный диаметр трубы, *мм*	12,7	12,7	12,7
Внутренний диаметр трубы, *мм*	10,16	10,16	10,16

пературы газа и воды в функции процентной доли тепла, переданного от одного теплоносителя к другому при заданных температурах. Приведенное в табл. 12.4

значение отношения мощности, расходуемой на прокачку, к количеству отводимого тепла близко к оптимальному с точки зрения минимума суммарных затрат: капиталовложений в парогенератор и эксплуатационных расходов на газодувку. Мощность на прокачку воды при надлежащих ее скоростях очень мала по сравнению с мощностью на прокачку газа, поэтому она обычно не ограничивает каким-либо образом конструкцию агрегата.

Основные зависимые переменные — шаг, длина и число труб. Расчет начинается с выбора приемлемого значения массовой скорости воды. После этого можно определить мощность, снимаемую с одной трубы, и общее число труб. Опыт эксплуатации парогенераторов показывает, что для обеспечения их устойчивой работы при малых нагрузках номинальная скорость пара на выходе из зоны испарения должна лежать в пределах 9—18 *м/сек*. В данном случае желательно иметь возможно более короткие трубы, а следовательно, нужно брать нижние из указанных значений. В результате получаем массовую скорость с водяной стороны $G_i = 1090$ *кг/(м²·сек)*. Отсюда количество тепла, отводимого одной трубой, равно

$$\pi/4 \cdot D_i^2 G_i (\Delta H_p + \Delta H_v + \Delta H_s) = \pi/4 \cdot (10{,}16 \cdot 10^{-3})^2 \cdot (1090 \times 3600) \cdot (121{,}6 + 203{,}1 + 221{,}6) = 1{,}73 \cdot 10^5 \text{ ккал/ч}$$

(где индексами p, v и s обозначены соответственно зоны подогрева, испарения и перегрева).

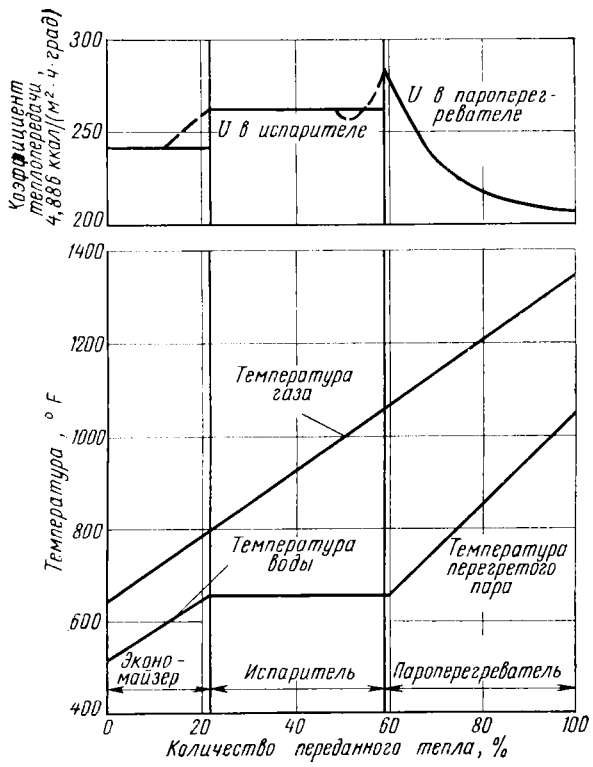


Рис. 12.8. Распределение температур по тракту прямоточного парогенератора для реактора, охлаждаемого сжатым газом (Окриджская национальная лаборатория, Комиссия по атомной энергии США). CO_2 течет между трубами диаметром 12,7 × 1,27 *мм*. Отношение мощности на прокачку к количеству отведенного тепла равно 0,005. Давление газа 70 *ата*; давление пара 175 *ата*; температура газа на входе 730° С, температура газа на выходе 350° С, температура воды на входе 270° С, температура пара на выходе 562° С, массовая скорость пара 1085 *кг/(м²·сек)*.

Число труб равно полной тепловой мощности, деленной на мощность, приходящуюся на одну трубу:

$$\frac{300 \cdot 10^3 \cdot 860}{1{,}73 \cdot 10^5} = 1485.$$

Теперь задача сводится к определению шага и длины трубы, которые отвечали бы заданным значениям потерь мощности на прокачку газа и условиям теплопередачи, приведенным в табл. 12.4. Для этой цели удобно задаться величиной эквивалентного диаметра проходного сечения для газа (т. е. шагом труб) и рассчитать соответствующую длину трубы и отношение мощности, расходуемой на прокачку, к количеству отведенного тепла. Эти расчеты можно затем повторить для одного или двух других значений эквивалентного диаметра. Если построить в логарифмических координатах зависимость длины трубы и эквивалентного диаметра от указанного выше отношения, то получится практически прямая линия. Из этого графика легко можно определить значения длины трубы и эквивалентного диаметра для заданного значения отношения мощности, расходуемой на прокачку, к количеству отведенного тепла. Результаты расчета для двух значений эквивалентных диаметров 25,4

и 50,8 *мм*, что отвечает шагу труб соответственно 21,1 и 27,2 *мм*, приведены в табл. 12.5.

Таблица 12.5

Сводная таблица данных предварительных расчетов парогенераторов с продольным обтеканием труб для реакторов, охлаждаемых сжатым газом

	Экономайзер	Зона испарения	Перегреватель	Суммарное значение
Массовая скорость воды (принимается), *кг/(м²·сек)*	1 090	1 090	1 090	
h_0, *ккал/(м²·ч·град)*				
$D_{e0}=25{,}4$ *мм*	2 660	2 930	3 140	
$D_{e0}=50{,}8$ *мм*	1 330	1 465	1 570	
h_i, *ккал/(м²·ч·град)*	12 500	24 400	13 600	
Проводимость стенки трубы, *ккал/(м²·ч·град)*	14 100	14 100	14 100	
U_i, *ккал/(м²·ч·град)* (отнесен к внутренней поверхности трубы)				
$D_{e0}=25{,}4$ *мм*	2 110	2 600	2 500	
$D_{e0}=50{,}8$ *мм*	1 110	1 260	1 280	
L, *м*				
$D_{e0}=25{,}4$ *мм*	7,15	5,50	4,50	17,15
$D_{e0}=50{,}8$ *мм*	11,8	9,35	7,35	28,50
Отношение мощности, расходуемой на перекачку, к отводимому теплу F_0				
$D_{e0}=25{,}4$ *мм*	0,00383	0,00406	0,00492	0,01281
$D_{e0}=50{,}8$ *мм*	0,000794	0,000865	0,001007	0,00267

В этих расчетах коэффициент теплоотдачи к воде в экономайзере вычислялся по формуле

$$h_{ip}=0{,}023\left(\frac{c_p^{0,4}k^{0,6}}{\mu^{0,4}}\right)\frac{G_i^{0,8}}{D_i^{0,2}}, \tag{12.1}$$

а коэффициент теплоотдачи к пару в перегревателе — по формуле

$$h_{is}=0{,}0266\,(c_p\mu^{0,2})\frac{G_i^{0,8}}{D_i^{0,2}}, \tag{12.2}$$

где индексами p и s обозначены соответствующие величины для экономайзера и пароперегревателя, а индекс i показывает, что значения рассчитаны для внутренней стенки трубы, т. е. на водяной стороне. Коэффициент теплоотдачи в испарительной зоне высок по сравнению с коэффициентом теплоотдачи к газу, и его значение относительно нечувствительно к величине паросодержания вплоть до 80%. При принятом в настоящем примере давлении 175 *атм* коэффициент теплоотдачи к насыщенному пару не очень сильно меняется в зависимости от паросодержания, поэтому в зоне испарения он принят постоянным и равным 24 400 *ккал/(м²·ч·град)*. Коэффициент теплоотдачи с газовой стороны h_0 определяется по формуле

$$h_0=0{,}023\left(\frac{c_p^{0,4}k^{0,6}}{\mu^{0,4}}\right)\left(\frac{G_0^{0,8}}{D_{e0}^{0,2}}\right), \tag{12.3}$$

где индексом 0 обозначены соответствующие параметры с наружной, газовой, стороны трубы. В этом соотношении единственной неизвестной величиной является G_0, она может быть определена из условия теплового баланса:

$$A_0G_0\Delta H_0=A_iG_i\Delta H_i; \tag{12.4}$$

$$\frac{A_i}{A_0}=\frac{\pi/4\cdot D_i^2}{\pi/4\cdot D_0D_{e0}}=\frac{D_i^2}{D_0D_{e0}}. \tag{12.5}$$

Отсюда

$$G_0 = G_i \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} \cdot \frac{D_i^2}{D_0 D_{e0}} . \qquad (12.6)$$

Подставляя (12.6) в (12.3), получаем

$$h_0 = \frac{0{,}023}{D_{e0}} \left(\frac{c_p^{0,4} k^{0,6}}{\mu^{0,4}} \right) \left(G_i \frac{\Delta H_i}{\Delta H_0} \cdot \frac{D_i^2}{D_0} \right)^{0,8} . \qquad (12.7)$$

Это соотношение использовалось для определения коэффициента теплоотдачи с газовой стороны.

Коэффициенты теплопередачи для экономайзера, испарительной зоны и перегревателя рассчитывали исходя из данных по коэффициенту теплоотдачи для соответствующих секций парогенератора. Длина трубы определялась из условия равенства тепла, переданного через стенку, количеству тепла, полученному водой:

$$(\pi D_i L)\, U_i \Delta t_m = (\pi/4 \cdot D_i^2)\, G_i \Delta H_i$$

или

$$L = \frac{G_i \Delta H_i D_i}{4 \Delta t_m U_i} , \qquad (12.8)$$

где U_i — коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности трубы.

Рассчитанные подобным образом длины труб для зоны подогрева, испарительной зоны и пароперегревателя приведены в табл. 12.5 для двух различных значений эквивалентного диаметра проходного сечения для газа. Полная длина парогенератора получается в результате суммирования длин всех трех секций.

Отношение мощности, расходуемой на прокачку газа, к количеству переданного в парогенераторе тепла F_0 определялось по формуле

$$F_0 = \frac{A_0 G_0 \Delta P_0 / \rho_0}{A_0 G_0 \Sigma \Delta H_0} = \frac{\Delta P_0}{427 \rho_0 \Sigma \Delta H_0} . \qquad (12.9)$$

Перепад давлений по газовой стороне ΔP_0 может быть рассчитан по формуле

$$\Delta P_0 = \frac{0{,}2}{2g 3600^2} G_0^{1,8} \frac{\mu_0^{0,2}}{\rho_0} \frac{L}{D_{e0}^{1,2}} . \qquad (12.10)$$

Величину G_0 можно получить из соотношения (12.6). На рис. 12.9 графически представлены данные табл. 12.5. Длина трубы и эквивалентный диаметр приведены в логарифмических координатах в функции отношения мощности, расходуемой на прокачку газа, к количеству переданного тепла.

Применение методики к расчету на вычислительной машине. Предшествующий анализ был разработан частично из-за необходимости параметрического представления основных соотношений, чтобы исследовать влияние многих переменных на размер и стоимость парогенераторов для охлаждаемых газом реакторов [27]. В результате на базе такого анализа была составлена соответствующая программа для расчета на вычислительной машине. Рассчитанные на машине данные приведены на рис. 12.9 для труб диаметром 12,7; 19,1; 25,4 и 31,7 *мм*. Отметим, что длина труб, полученная при расчетах на машине, меньше соответствующих значений (см. табл. 12.5), полученных при «ручных» расчетах. Это связано с тем, что расчеты на машине были более точными, поскольку вся труба разбивалась на множество коротких участков, и для расчета местных коэффициентов теплопередачи использовались местные значения температуры. При «ручных» расчетах труба разделялась только на три участка: подогреватель, зона испарения и перегреватель. В зоне перегрева, особенно вблизи входа, физические свойства пара очень резко меняются с температурой. При учете повышенных значений коэффициента теплопередачи вблизи входа в пароперегреватель расчеты на машине дают меньшую длину труб. Заметим также, что графики на рис. 12.9 представляют собой почти

прямые линии и что соответствующие прямые для различных диаметров почти параллельны друг другу. Поэтому данные расчетов, представленные в табл. 12.5, легко могут быть расширены с точки зрения анализа влияния

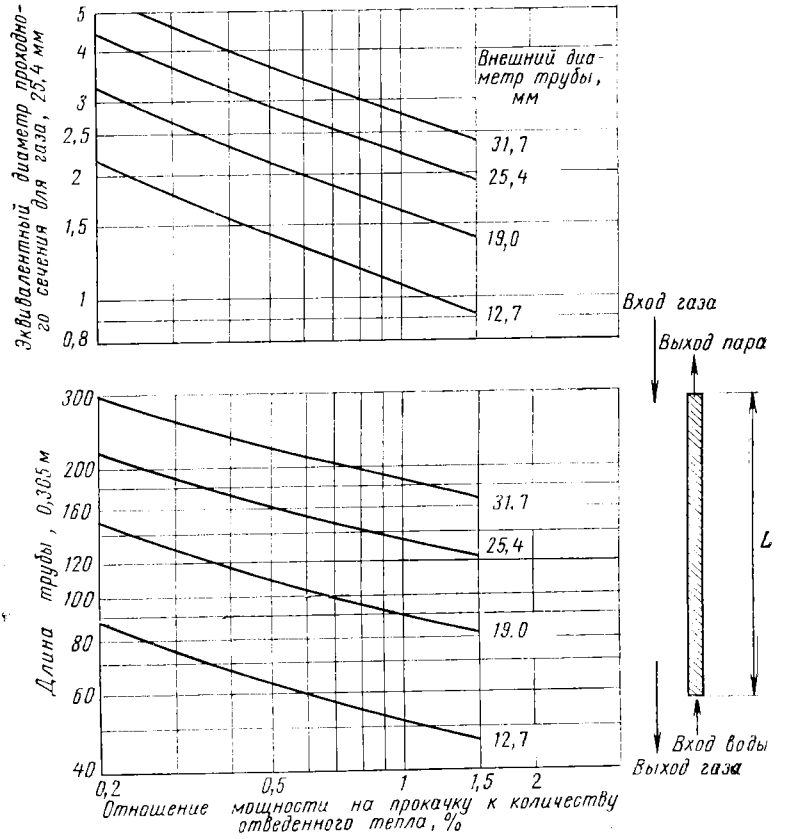


Рис. 12.9. Диаграмма характеристик парогенераторов с продольным обтеканием неоребренных трубных пучков для реакторов, охлаждаемых сжатым газом (Окриджская национальная лаборатория, Комиссия по атомной энергии США).

Газ — CO_2, давление газа 70 *ата*, давление пара 175 *ата*, температура газа на входе 730° С, температура газа на выходе 350° С, температура пара на выходе 562° С, температура воды на входе 270° С, массовый расход пара 1085 *кг/(м²·сек)*, отношение наружного диаметра труб к внутреннему 1,25.

диаметра труб, поскольку для задания каждой кривой необходима всего лишь одна или две точки.

Данные табл. 12.5 свидетельствуют о том, что при выбранных конструктивных характеристиках парогенератора (см. табл. 12.4) длина трубы 21,35 *м* и эквивалентный диаметр 38,1 *мм* (что соответствует шагу 24,1 *мм*) отвечают заданному значению отношения мощности, расходуемой на прокачку, к количеству отведенного тепла,— 0,5%. (Если исходить из рассчитанных на машине кривых, то получим несколько меньшую длину труб и несколько меньшее значение шага труб.)

ЛИТЕРАТУРА

1. «Steam». The Babcock and Wilcox Co., thirty-seventh edition, 1955.
2. Shields C. D. Boilers: Types, Characteristics and Functions. F. W. Dodge, 1961.
3. Calise V. J., Dallman C. Status of Condensate and Feedwater Purification in Today's Utility Power Plants. ASME Technical Reprint T-195, 1963.
4. Revans J. T., Durkle R. V. Radiant Interchange within an Inclosure. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **82-2**, 1 (1960).

5. Mumford A. T., Corey R. C. Variation in Heat Absorption in a Natural-Gas-Fired Water-Cooled Steam Boiler Furnace. Trans. ASME, **74**, 1191 (1952).
6. Scherman R. A. Heat Transfer by Radiation from Flames. Trans. ASME, **79**, 1727 (1957).
7. Cohen L., Fritz W. A. Jr. Heat Transfer Studies of Naval Boilers. Trans. ASME, **80**, 683 (1958).
8. Kerr H. J., Eberle F. Graphitization of Low-Carbon and Low-Carbon-Molybdenum Steels. Trans. ASME, **67** (special appended section), 1 (1945).
9. Grabowski H. A. Corrosion of Steel in Boilers — Attack by Dissolved Oxygen. Trans. ASME, **77**, 433 (1955).
10. Gurran R. M., Rankin A. W. Austenitic Steels in High-Temperature Steam Piping. Trans. ASME, **79**, 1398 (1957).
11. Clark C. L. et al. Metallurgical Evaluations of Superheater Tube Alloys after Six Months Exposure at Temperatures of 1100 to 1500° F. J. Engng for Power Trans. ASME, **82-1**, 35 (1960).
12. Markson A. A., Ravese T., Humphreys C. A Method of Estimating the Circulation in Steam Boiler Furnace Circuits. Trans. ASME, **64**, 275 (1942).
13. Мендлер и др. Экспериментальное исследование естественной циркуляции воды при отсутствии кипения и в условиях поверхностного и развитого кипения при давлении от 56 до 141 *ата*. «Теплопередача», т. 83, № 3, 1961, стр. 39.
14. Holman J. P., Boggs J. H. Heat Transfer to Freon-12 Near the Gritical State in a Natural Circulation Loop. J. of Heat Transfer. Trans. ASME, **82-2**, 221 (1960).
15. McAdams W. H., Kennel W. E., Addoms J. N., Heat Transfer to Superheated Steam at High Pressures. Trans. ASME, **72**, 421 (1950).
16. Hoke J. H., Eberle F. Experimental Superheater for Steam at 2000 psi and 1250° F. Trans. ASME, **79**, 307 (1957).
17. Schlea C. S., Walsh J. P. Deentrainment in Evaporators. Ind. Engng Chem. **53**, 695 (1961).
18. Gastpar J. European Practice with Sulzer Monotube Steam Generators. Trans. ASME, **75**, 1345 (1953).
19. Rowand W. H., Frendberg A. M. First Commercial Supercritical-Pressure Steam Generator for Philo Plant. Trans. ASME, **79**, 409 (1957).
20. Harlow J. H. Engineering the Eddystone Plant for 5000 psi, 1200° F Steam. Trans. ASME, **79**, 1410 (1957).
21. Dauber C. A. Avon No. 8—A Supercritical-Pressure Plant. Trans. ASME, **79**, 927 (1957).
22. Falkner J. C. et al. Latest Technique for Quick Starts on Large Turbines and Boilers. Trans. ASME, **72**, 1111 (1950).
23. Jackson R. L. et al. Importance of Matching Steam Temperatures with Metal Temperatures during Starting of Large Steam Turbines. Trans. ASME, **79**, 1669 (1957).
24. Altman M., Norris R. H., Staub F. W. Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes. Journal of Heat Transfer. Trans. ASME, **82-2**, 189 (1960).
25. Smith A. R., Thompson E. S. The Mercury Vapor Process. Trans. ASME, **64**, 625 (1942).
26. Lewis G. T., Jr., Zizza M., De Rienzo P. P. Heat Exchangers for Water-Cooled Power Reactors. Nucleonics, **19**, 70 (1961).
27. Fraas A. P., Ozisik M. N. Steam Generators for High Temperature Gas-Cooled Reactors. ORNL-3208, Oak Ridge National Laboratory, April, 1963.

Глава 13
КОНДЕНСАТОРЫ

При проектировании конденсаторов для различных объектов, таких, как тепловые электростанции, химические заводы, атомные энергетические установки для космических кораблей, возникает целый ряд проблем, связанных с теплообменом и движением жидкости при конденсации паров. В первой части этой главы представлены некоторые характерные аналитические соотношения и экспериментальные данные, отражающие влияние наиболее существенных параметров. В последующих разделах описано несколько конструкций конденсаторов.

ТЕПЛООТДАЧА КОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПАРОВ

Как показано в гл. 3, основное препятствие для теплоотдачи от конденсирующегося пара к холодной поверхности представляет собой образующаяся на этой поверхности пленка жидкости. Толщина этой пленки обычно нарастает до тех пор, пока под действием сил тяжести или сил поверхностного трения она не начнет течь вдоль поверхности. Равновесная толщина жидкой пленки, а следовательно, и ее термическое сопротивление зависят от скорости конденсации, сил, действующих на пленку, ее гидравлического сопротивления, режима течения пленки (ламинарный или турбулентный) и протяженности поверхности, расположенной выше по течению от рассматриваемой точки. Таким образом, при проектировании конденсаторов при расчете коэффициента теплоотдачи с паровой стороны наиболее важно правильно определить среднюю толщину пленки и ее основные характеристики. Однако связь между отдельными параметрами настолько сложна, что конструктор должен быть очень осторожен при использовании тех или иных расчетных формул или кривых. Необходимо тщательно изучить предполагаемые условия работы агрегата и сравнить их с уже известными конструкциями, применяя при проектировании только наиболее надежные данные. При этом проектировщик должен попытаться оценить возможные погрешности расчета и ввести соответствующие поправки.

Коэффициенты теплоотдачи при пленочной конденсации. Некоторая основная информация по теплоотдаче конденсирующегося пара приведена в гл. 3. В частности, там представлены выражения для коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных и горизонтальных труб. Данная глава представляет собой продолжение гл. 3, в ней пойдет речь о проблемах, встающих перед инженерами при проектировании конденсаторов.

Соотношения, описывающие конденсацию пара внутри длинных труб, свидетельствуют о сильном влиянии динамических сил в паре на коэффициент теплоотдачи [1—4]. Колборн [5] в результате анализа теоретических и экспериментальных работ рекомендовал для расчета местных коэффициентов теплоотдачи при пленочной конденсации внутри длинных труб следующее выражение:

$$h_x = a \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{1/2} \frac{k}{\mu} (F\rho)^{1/2}. \qquad (13.1)$$

В формуле использованы те же обозначения, что и в остальных разделах книги. Исключение составляет лишь параметр F, представляющий собой силу, действующую на пленку, отнесенную к единице площади и умноженную на g.

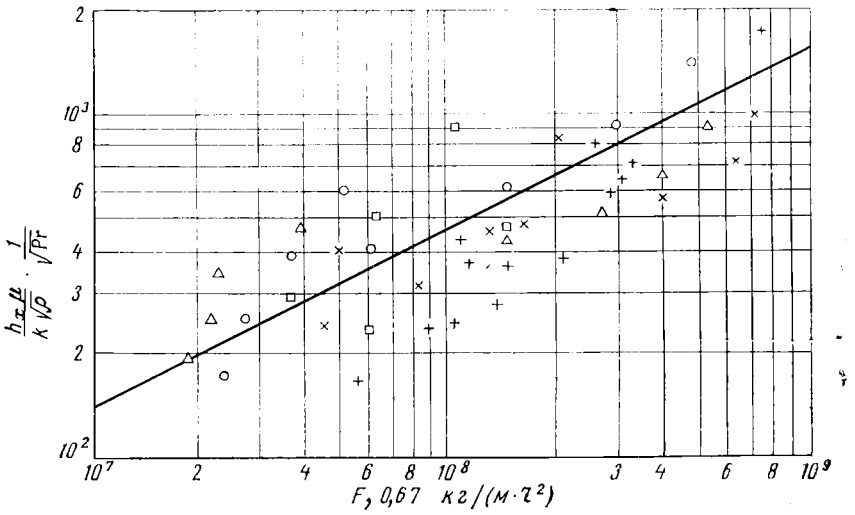


Рис. 13.1. Зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи для различных жидкостей от силы, вызывающей стекание пленки с поверхности [5].

Полная сила складывается из силы трения между паром и жидкостью, гравитационных сил, действующих на пленку, и передаваемых пленке молекулами конденсирующегося пара импульсов:

$$F = F_v + F_w + F_m. \tag{13.2}$$

Для пленки, текущей по вертикальной поверхности, можно записать

$$F_v = \frac{f_r G_v^2}{2\rho_v}; \tag{13.3}$$

$$F_w = \frac{g\Gamma}{10\sqrt{F/\rho_w}}; \tag{13.4}$$

$$F_m = \frac{G_v}{\rho_v}\left(\frac{d\Gamma}{dx}\right), \tag{13.5}$$

где индексы w и v относятся соответственно к жидкости и пару. Величина Γ — это массовая скорость жидкости, отнесенная к единице длины смоченного периметра.

Как показано в гл. 5, фактор трения f для пара, текущего в трубе, стенки которой покрыты пленкой жидкости, может быть на порядок выше, чем при течении однофазного потока. Это частично связано с ростом средней плотности газа, обусловленным уносом капель жидкости в ядро потока, а также с образованием волн на поверхности жидкой пленки, что вызывает турбулизацию потока пара. Кроме того, переход капель жидкости из пленки в ядро потока и обратно также приводит к уменьшению кинетической энергии газа. Факторы трения при течении газа в трубах со смоченными стенками показаны на рис. 5.15. Эти данные относятся как к течению при наличии конденсации или кипения, так и без них (например, для воздухо-водяных смесей).

Справедливость соотношения (13.1) подтверждается экспериментальными данными для конденсации пяти различных жидкостей, приведенными на рис. 13.1. Прямая на этом графике соответствует выражению (13.1) при коэффициенте $a = 0{,}045$. Следует заметить, что F_m и F_r во многих случаях

значительно больше F_w, так что действием гравитационных сил часто можно пренебречь, за исключением нижних участков трубы. Практика показала, что это соотношение более подходит для расчета многих типов конденсаторов, чем соотношения (3.31) и (3.32). Его также можно взять за основу при проектировании конденсаторов энергетических установок космических кораблей, в которых имеют место условия невесомости.

Выражение (13.1) и рис. 13.1 дают значения местных коэффициентов теплоотдачи. Поскольку учет влияния геометрических параметров делает расчет среднего коэффициента теплоотдачи весьма трудоемким и поскольку для большинства характерных конфигураций конденсатора изменение среднего коэффициента теплоотдачи не превышает 30%, Колборн рекомендует для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации пара в трубах следующее уравнение:

$$h = 0{,}065 \left(\frac{c_p \rho k f_r}{2\mu\rho_v}\right)^{1/2} G_m. \tag{13.6}$$

В этом выражении фактор трения рассчитывается при условии отсутствия конденсата на стенках, а средняя скорость пара определяется соотношением

$$G_m = \left(\frac{G_1^2 + G_1 G_2 + G_2^2}{3}\right)^{1/2}, \tag{13.7}$$

где G_1 и G_2 — соответственно массовые скорости пара на входе и выходе из трубы; c_p, ρ k, μ относятся к конденсату, а f_r, ρ_v и G_w — к пару. Если конденсация полностью завершается на выходе из трубы, то $G_w = 0{,}58\, G_1$.

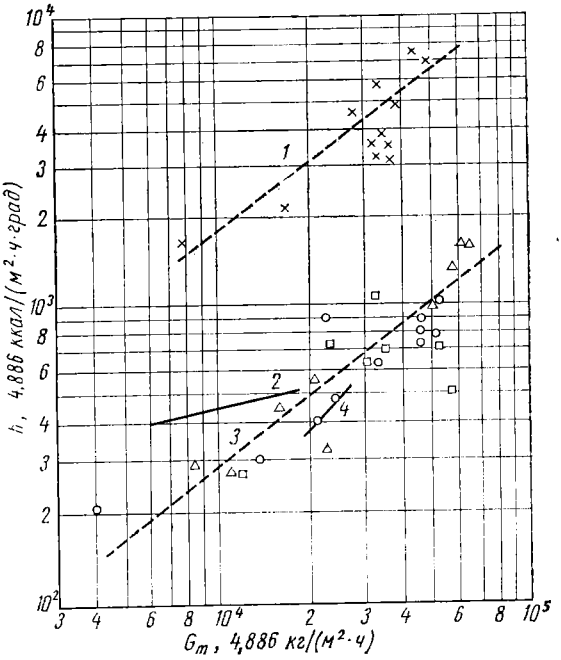


Рис. 13.2. Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации пара, движущегося внутри длинных прямых труб [5]:
1 — для воды; *2* — для метилового спирта; *3* — для органических жидкостей; *4* — для бензола.

Выражение (13.6) является, в частности, весьма удобным, потому что большинство органических жидкостей обладает весьма близкими свойствами, если их вязкость одинакова, так что коэффициент теплоотдачи для этих жидкостей может быть получен путем умножения массового расхода пара на приблизительно один и тот же коэффициент. На рис. 13.2 в одних и тех же координатах приведены данные для воды и некоторых органических жидкостей. Пунктирные линии представляют собой коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные на основании соотношения (13.6). Сплошными прямыми показаны данные исследователей, не использовавших равенство (13.1). Видно, что они лежат в той же области. Заметим, что коэффициент теплоотдачи при конденсации воды примерно в 6 раз выше, чем для органических жидкостей.

Влияние конфигурации труб конденсатора. В обычно применяемых конструкциях пар поступает в конденсатор через горловину с большим проходным сечением и затем обтекает в поперечном направлении пучок горизонтальных труб. Скорость пара во внутренней зоне и на периферии пучка труб сильно отличаются, тогда как вода движется внутри труб с примерно одинаковой умеренной скоростью. Такая конструкция имеет свои достоинства, поскольку определяющим фактором в выборе размеров поверхности охлаждения является

коэффициент теплоотдачи с водяной стороны, который, как правило, значительно ниже коэффициента теплоотдачи со стороны пара и довольно сильно зависит от скорости воды.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных трубах конденсатора определяется толщиной пленки жидкости, покрывающей поверхности труб. На нее, в свою очередь, оказывает влияние скорость пара в межтрубном пространстве, так как пар сдувает конденсат. Кроме того, течение пленки конденсата при взаимодействии с турбулентным потоком пара становится также турбулентным. На толщину пленки оказывают влияние стекание конденсата с одной трубы на другую (стекание переохлажденных капель на расположенные ниже трубы ведет к дополнительному росту теплообменной поверхности) и другие факторы. В случае малых скоростей пара коэффициент теплоотдачи хорошо описывается соотношением (3.32).

КОНДЕНСАТОРЫ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

В настоящее время, видимо, наиболее важной областью применения конденсаторов являются тепловые электрические станции. Этот раздел включает в себя описание типичной конструкции такого агрегата, анализ принципов проектирования и возникающих при этом проблем.

Конструкция. На рис. 1.6 показан внешний вид конденсатора мощной паровой турбины, а на рис. 13.3 даны его разрезы. Поскольку давление пара на выходе из турбины равно примерно 25—50 *мм рт. ст.* (абс), то плотность пара очень мала, а объемные расходы пара чрезвычайно велики. Для уменьшения потерь давления конденсатор обычно устанавливается непосредственно под турбиной и соединяется с ней коротким патрубком, имеющим большее проходное сечение. Корпус турбины разгружается от чрезмерных напряжений, связанных с большим весом конденсатора, с помощью пружинных подвесок. В изображенном на рис. 13.3 конденсаторе пар поступает в конденсатор через широкую центральную горловину и течет вертикально вниз, обтекая при этом в поперечном направлении расположенные горизонтально между трубными досками трубы конденсатора. Водяные камеры расположены с обоих торцов конденсатора. Как видно из продольного разреза (левая часть рис. 13.3), вода течет горизонтально через верхнюю половину пучка труб, затем поворачивает вниз в левой водяной камере и возвращается обратно по нижней части трубного пучка в выходную камеру. Такое расположение позволяет максимально быстро уменьшить объем входящего пара, так как сначала он соприкасается с наиболее холодной водой. В то же время капли переохлажденного конденсата стекают с верхних труб и увеличивают тем самым эффективную поверхность конденсации. Для уменьшения потерь тепла и во избежание насыщения воды кислородом конденсат должен иметь температуру как можно более близкую к температуре пара. В данной конструкции это достигается за счет того, что вода в нижних трубах, расположенных непосредственно над сборником конденсата, имеет наиболее высокую температуру. Перегородки, установленные в конденсаторе вокруг расположенных вертикально в центре конденсатора прямоугольных пучков труб, предназначены для того, чтобы холодный воздух отсасывался по центру. Это важно не только с точки зрения снижения противодавления в турбине, но также и для улучшения работы конденсатора, так как присутствие в паре неконденсирующихся газов снижает эффективную разность температур.

Конструктивные характеристики. Характерные размеры конденсаторов зависят от конкретных условий станции, на которой они будут установлены. Температура и расход охлаждающей воды, ее чистота, потребляемая циркуляционными насосами мощность, стоимость топлива на данной электростанции и многие другие факторы определяют выбор исходных данных для проектирования. Однако практика показала, что для обычных условий оптимальная величина поверхности конденсации составляет примерно 1 $м^2$ на 40—50 *кг* пара в 1 *ч*.

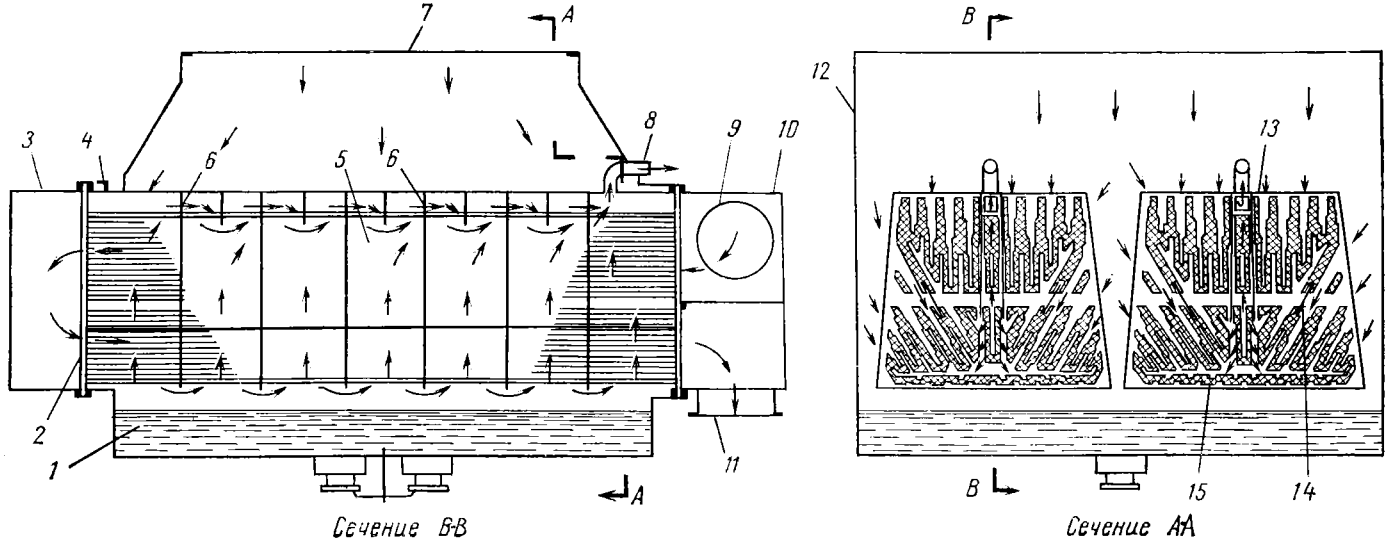


Рис. 13.3. Продольный и поперечный разрезы типичного двухходового поверхностного конденсатора для мощной тепловой электрической станции:

1 — сборник конденсата; *2* — трубная доска; *3* — задняя водяная камера; *4* — компенсатор температурных расширений корпуса; *5* — трубный пучок; *6* — дистанционирующие пластины трубного пучка; *7* — вход пара; *8* — воздушный патрубок; *9* — входной водяной патрубок; *10* — передняя водяная камера; *11* — выходной водяной патрубок; *12* — корпус конденсатора; *13* — опорная пластина трубного пучка; *14* — перегородка; *15* — трубы.

Температурный перепад. Разность температур между паром и охлаждающей водой на входе в конденсатор называют располагаемым перепадом температур. Он обычно составляет примерно 11° С. Величина подогрева охлаждающей воды зависит от ее расхода, мощности циркуляционных насосов и других подобных факторов. Обычно его берут примерно на 3° С меньше температурного напора.

Таблица 13.1

Диапазон длин труб, применяемых в паровых конденсаторах

Теплообменная поверхность конденсатора, $м^2$	Диапазон длин труб различных диаметров d, $м$			
	$d = 15{,}9$ *мм*	$d = 19{,}1$ *мм*	$d = 22{,}2$ *мм*	$d = 25{,}4$ *мм*
9,3	1,8—3,0	1,8—3,0		
93	2,45—4,25	2,45—4,25		
280		3,65—5,5	3,65—5,5	
465		4,25—6,1	4,25—6,1	4,25—6,1
1300		4,9—6,7	4,9—6,7	4,9—6,7
2800			6,7—8,5	6,7—8,5
9300			7,3—9,15	7,3—9,15

Диаметр труб, длина, толщина стенок и материал труб. Наилучшего использования полезного объема конденсатора можно было бы добиться, применяя трубы малого диаметра, так как при этом достигается максимальная величина теплообменной поверхности на единицу объема. Но через конденсатор необходимо пропускать огромные количества воды, которую приходится брать из рек, озер, а иногда даже из морей, т. е. использовать относительно грязную воду и подвергать ее лишь небольшой очистке. В связи с возникающими трудностями, обусловленными закупоркой и загрязнением труб, желательно применять трубы по меньшей мере диаметром около 16 *мм* и предпочтительнее 19 *мм*. В мощных конденсаторах диаметр труб обычно увеличивается приблизительно до 22 и 25 *мм*. При этом увеличение их длины не вызывает чрезмерного роста потерь давления. В табл. 13.1 показаны наиболее часто применяемые диаметры и длина труб для конденсаторов различных размеров. Меньшие значения длины труб относятся к двухходовым агрегатам, большие — к одноходовым.

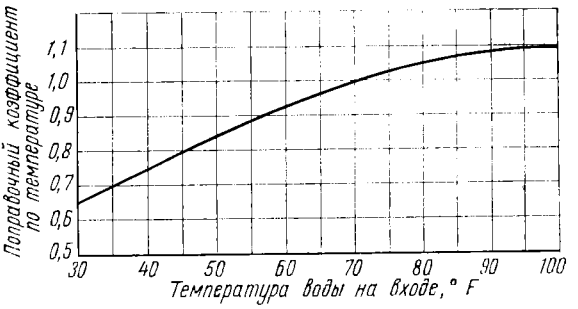
Обычная толщина стенки труб равна 1,245 *мм*. При применении пресной воды обычно используют сплавы меди, такие, как морская латунь (70% меди, 29% цинка и 1% олова). Трубы конденсаторов, охлаждаемых морской водой, обычно делают из никелевых сплавов, таких, как монель-металл. В некоторых случаях выбор материала бывает обусловлен необходимостью минимального загрязнения конденсата [6].

Скорость охлаждающей воды. Коэффициент теплопередачи в конденсаторе определяется главным образом теплоотдачей с водяной стороны, поэтому возникает необходимость повышения скорости охлаждающей воды. Однако повышение скорости связано со значительным увеличением мощности насосов. Для большинства аппаратов оптимальная скорость воды принимается в пределах 1,8—2,4 *м/сек*. Скорость воды выбирают несколько меньшей в тех случаях, когда имеется опасность эрозионного воздействия загрязнений или при охлаждении морской водой, когда эрозионное воздействие ускоряет коррозию. Некоторые конденсаторы работают с повышенными скоростями воды во избежание заноса шламом.

Коэффициент теплопередачи. В конденсаторах, изготовленных в виде горизонтальных пучков гладких круглых труб, где скорости пара достаточно высоки, коэффициент теплопередачи определяется в основном скоростью охлаждающей воды в трубах.

На рис. 13.4 представлена зависимость коэффициента теплопередачи от скорости воды для чистых гладких новых горизонтальных труб при отсут-

ствии всяких загрязнений как с паровой, так и с водяной стороны. Если трубы изготовлены не из морской латуни или имеют толщину стенки, отличную от 1,245 *мм*, необходимо вводить поправочные коэффициенты, представленные в таблице на рис. 13.4. Необходимо отметить, что коэффициент теплоотдачи с водяной стороны слабо меняется с изменением диаметра труб. На рис. 13.4 дан график для поправочного коэффициента по температуре, аналогичного



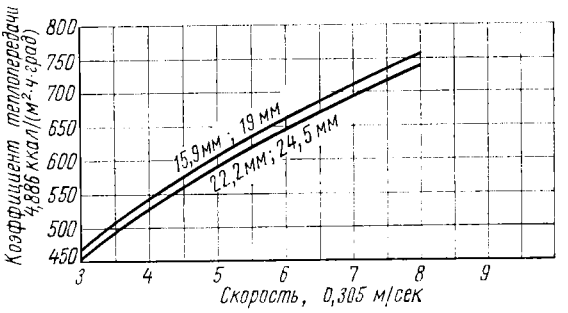


Рис. 13.4. Графики, иллюстрирующие влияние скорости охлаждающей воды на коэффициент теплопередачи для охлаждаемых водой поверхностных конденсаторов с новыми трубами из морской латуни, имеющими чистую блестящую неокисленную поверхность. Толщина стенки трубы 1,245 *мм*, температура охлаждающей воды 21,1° С. Поправочный коэффициент по температуре воды приведен на графике вверху. Поправочные коэффициенты по перепаду температуры в стенке трубы представлены в таблице внизу. Коэффициент теплопередачи рассчитан по среднелогарифмической разности температур (по отношению к площади наружной поверхности трубы).

Материал трубы \ Толщина стенки, *мм*	1,245	1,473	1,651	1,829	2,108
Морская латунь	1,0	0,97	0,93	0,88	0,82
Мышьяковистая медь	1,0	0,97	0,93	0,88	0,82
Алюминий	1,0	0,97	0,93	0,88	0,82
Алюминиевая латунь	0,96	0,93	0,89	0,84	0,78
Муиц-металл	0,96	0,93	0,89	0,84	0,78
Алюминиевая бронза	0,90	0,87	0,84	0,79	0,72
Медно-никелевый сплав (90%, 10%)	0,90	0,87	0,84	0,79	0,72
Медно-никелевый сплав (70%, 30%)	0,83	0,80	0,76	0,71	0,64
Нержавеющая сталь 304	0,58	0,56	0,54	0,51	0,47

приведенному на рис. П3.3. Заметим, что коэффициент теплоотдачи существенно меняется с температурой, что не позволяет извлечь выгоды из снижения температуры охлаждающей воды на входе.

Кривые на рис. 13.4 относятся к чистым поверхностям. Для учета наличия на поверхности трубы пленки грязи, продуктов коррозии или отложений, обычно вводится коэффициент 0,85. Некоторые значения коэффициентов загрязнений для характерных условий расположения станций приведены в табл. П3.4. Следует отметить также, что в теплых районах воду перед подачей в конденсатор хлорируют, чтобы избежать загрязнения конденсатора микроорганизмами. Рост большинства микроорганизмов можно прекратить, если поднять температуру поверхности свыше 50° С, но это обычно неэкономично.

Удаление воздуха. Обычно в паре присутствует неконденсирующийся газ. Он может накапливаться у поверхности конденсации, в результате чего эффективная разность температур снижается. На входе, где парциальное давление неконденсирующегося газа мало по сравнению с полным давлением, концентрация газа вблизи поверхности тоже невелика, но она очень быстро возрастает в направлении потока пара. Вследствие этого входные отверстия труб для отсоса воздуха к эжекторам должны быть расположены в конце

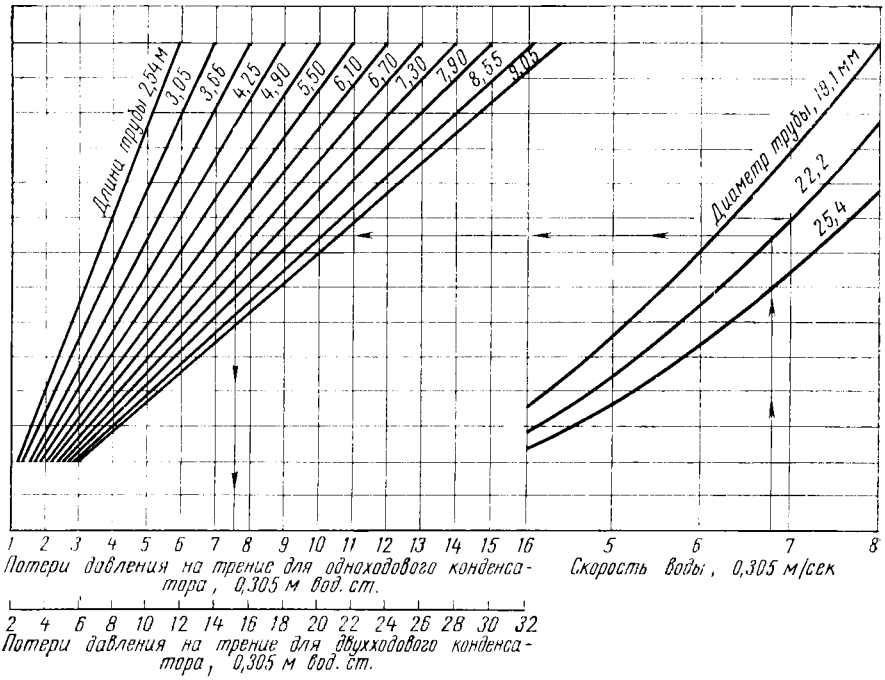


Рис. 13.5. Потери давления охлаждающей воды в трубах (толщина стенки трубы 1,245 *мм*) и водяных камерах больших поверхностных конденсаторов тепловых электрических станций.

парового тракта, там, где плотность газа наиболее высокая. На рис. 13.3 видно, как это выполнено в конкретной конструкции конденсатора. Пар, текущий через конденсатор, захватывает и уносит с собой неконденсирующийся газ, обеспечивая сбор его в нижней части конденсатора. Если скорость пара больше 30 *м/сек*, то исключается возможность образования застойных зон, не считая нескольких последних десятков миллиметров парового тракта.

Чтобы уменьшить размеры и мощность эжекторов, необходимо как можно лучше охлаждать отсасываемый воздух. В конденсаторе на рис. 13.3 для этой цели центральная секция отделена перегородками (воздухоохладителями), и воздух, поднимаясь из нижней части конденсатора, проходит между трубами с холодной водой. При этом из паро-воздушной смеси конденсируется оставшийся пар.

Скорость пара. Обычно для конденсаторов с низким вакуумом (100 *мм рт. ст.*) скорость пара в первом ряду труб составляет 30 ÷ 60 *м/сек*, а для конденсаторов с высоким вакуумом (23 *мм рт. ст.*) она выше — порядка 60—120 *м/сек*. Потери давления с паровой стороны при этих скоростях пара изменяются в пределах от 1,27 до 12,7 *мм рт. ст.*

Перепад давления на водяной стороне. Перепад давления для воды можно рассчитать, пользуясь известными уравнениями гидравлики. Для инженерных расчетов проще воспользоваться номограммой, приведенной на рис. 13.5. В ней учтены местные сопротивления на входе и выходе из трубы

и в водяных коллекторах. Ввиду того, что числа Рейнольдса для приведенного в номограмме диапазона скоростей выше критического значения, влияние температуры воды на сопротивление невелико.

Расчеты на прочность. Вследствие имеющейся разности давлений на корпус конденсатора и трубные доски действуют большие усилия. В паровом пространстве давление составляет примерно 0,02 *атм*, а охлаждающая вода обычно находится под избыточным давлением 0,35—1,75 *атм*, в зависимости от характера насосов, высоты установки конденсатора и его характеристик. Для большей прочности корпусы конденсаторов в их поперечном сечении часто делают круглыми или овальными. Однако для мощных паровых турбин конденсаторы с прямоугольным поперечным сечением получаются более компактными. В этом случае их снабжают мощными ребрами жесткости для предотвращения прогиба корпуса внутрь. Водяные камеры обычно имеют большое число поперечных перегородок для связи трубной доски со стенками водяной камеры и для усиления камеры в механическом отношении. Кроме того, перегородки придают самой водяной камере балочную структуру, являющуюся своего рода несущей конструкцией для трубной доски, что обеспечивает сохранение последней своей формы. Перепад давлений между атмосферой и вакуумом в паровом пространстве компенсируется напряжениями сжатия в трубах конденсатора. Разность расширений труб и корпуса обычно компенсируется с помощью устанавливаемого на корпусе компенсатора в виде двойной диафрагмы.

Между крышкой водяной камеры и трубной доской с определенным шагом устанавливаются стяжные болты для противодействия силам давления воды.

Толщина трубной доски и корпуса зависит от размеров конденсатора и обычно выбирается в соответствии с данными табл. 13.2.

Таблица 13.2

Рекомендуемые толщины корпуса конденсатора и трубных досок

Полная поверхность трубной доски, $м^2$	Толщина трубной доски, *мм*	Толщина корпуса, *мм*	Полная поверхность трубной доски, $м^2$	Толщина трубной доски, *мм*	Толщина корпуса, *мм*
До 1,27	22,2	9,52	3,66—7,42	31,7	15,9
До 1,59			5,47—19,85		
1,27—2,41	25,4	12,7	7,42—18,7	38	19,1
1,59—3,66			19,85 и более		
2,41—5,47	28,6		18,7 и более		22,2

Пример 13.1. *Конденсатор мощной паровой турбины.* Весьма полезно рассмотреть типичные проблемы, возникающие на первой стадии проектирования конденсатора, такие, как оценки его размеров, веса, стоимости. Для примера выберем конденсатор паровой турбины мощностью 225 000 *квт*, подобный изображенному на рис. 13.3. Результаты расчетов приведены в табл. 13.3. Сначала в таблицу заносятся технические условия. Остальные величины рассчитываются или выбираются. Во всех случаях подход к проблеме полностью согласуется с приведенным выше анализом. Например, температура пара на входе и воды на выходе была принята выше значений температуры воды на входе соответственно на 12,34 и 8,33° С. К коэффициенту теплопередачи, взятому по рис. 13.4 для чистой гладкой трубы, была введена поправка на загрязнение в соответствии с табл. П3.4, так как охлаждение производится водой из пруда — охладителя.

Площадь входного сечения трубного пучка, при которой достигалась скорость пара на входе 76 *м/сек* (см. строку 25 табл. 13.3), увеличили в 1,5 раза, чтобы получить надлежащую конфигурацию пучков труб для обеспечения прохода пара, как показано на рис. 13.3. При оценке веса элементов конденсатора вес корпуса был принят вдвое большим, чтобы учесть вес оребрения,

Таблица 13.3

Результаты конструктивных расчетов конденсатора паровой турбины

Конфигурация пучка: двухходовой перекрестный ток, номинальная тепловая мощность $3 \cdot 10^8$ *ккал/ч*. Теплообменная матрица: латунные трубы наружным диаметром 22,2 *мм*, толщина стенки 1,245 *мм*

1. Теплоноситель	Горячий теплоноситель — пар	Холодный теплоноситель — вода	
2. Изменение энтальпии, *ккал/кг*	580	8,34	
3. Поперечное сечение трубы, $м^2$		0,00306	
4. Удельная поверхность, $м^2/м$	0,0699	0,0621	
5. Температура на входе, °С	33,33	21,11	
6. Температура на выходе, °С	33,33	29,44	
7. Подогрев, °С	0	8,33	
8. Разность температур на входе, °С	12,22		
9. Максимальная разность температур, °С	12,22		
10. Минимальная разность температур, °С	3,09		
11. Среднелогарифмическая разность температур, °С	7,21		
12. Плотность (средняя), $кг/м^3$	0,0362	1000	
13. Скорость, *м/сек*	76,2	1,83	Принимается
14. Массовая скорость, $кг/(м^2 \cdot сек)$	2,76	1830	{12}×{13}
15. Полный расход, *кг/сек*	144	10 000	$3 \cdot 10^8/3600 \times \{2\}$
16. Требуемое проходное сечение, $м^2$	52,3	5,50	{15} : {14}
17. Требуемое число труб на один ход		18 000	{16} : {3}
18. Полное число труб		36 000	2×{17}
19. U, $ккал/(ч \cdot м^2 \cdot град)$	1920		Рис. 13.4 с учетом коэффициента загрязнения 0,0002
20. Поверхность конденсации, $м^2$	21 900		$3 \cdot 10^8$: {11}×{19}
21. Поверхность воздухоохладителя, $м^2$	1 100		0,05×{20}
22. Полная поверхность, $м^2$	23 000		{20}+{21}
23. Поверхность на одну трубу, $м^2$	0,640		{22} : {18}
24. Длина трубы, *м*	9,15		{23} : {4}
25. Ширина трубной матрицы, *м*	8,50		1,5×{16} : {24}
26. Полный перепад давления, *м вод. ст.*		5,18	Рис. 13.5
27. Вес труб, *кГ*	232 000		$6{,}42 \times 1{,}09 \times \{18\} \times \{24\}$
28. Поверхность коллектора, $м^2$	52,5		$1{,}5 \times (0{,}875 \times 1{,}4 \times 25{,}4)^2 \times 3600 \times 10^{-6}$
29. Толщина коллектора, *мм*	38,1		Табл. 13.2
30. Толщина корпуса, *мм*	24,0		Табл. 13.2
31. Вес корпуса, *кГ*	32 000		$2 \times \{28\} \times \{29\} \times \frac{7950}{1000}$
32. Высота трубной матрицы, *м*	6,22		{28} : {25}
33. Высота корпуса, *м*	9,30		1,5×{32}
34. Вес корпуса, *кГ*	155 000		$(2 \times 0{,}875 \times 25{,}4/1000) \times 7950 \times$ (поверхность A)
35. Вес труб, коллекторов корпуса, *кГ*	419 000		{27}+{31}+{34}
36. Полный вес конденсатора, *кГ*	680 000		Табл. 8.1

Примечание. Число в фигурных скобках означает номер строки, использованной в данном расчете.

несущей конструкции, входных и выходных фланцев и вспомогательных частей. Интересно отметить, что общий вес труб, трубных досок и корпуса (см. строку 35 табл. 13.3), составляет всего 60% значения, указанного в табл. 8.1. Это связано с тем, что в больших установках материал используется более экономно.

Как видно из табл. 13.3, конденсатор получился весьма громоздким и плохо транспортабельным. Его размеры могут быть уменьшены, если несколько повысить давление в конденсаторе, при этом увеличатся располагаемый перепад температур и плотность пара. Оставленные проходы между пучками для

пропуска пара далеко не являются минимально возможными. Следовательно, размеры конденсатора при надлежащем детальном проектировании могут быть уменьшены.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Некоторые специальные и достаточно интересные проблемы возникают при проектировании конденсаторов для холодильных установок. Выбор типа конденсатора зависит от его мощности и его назначения. Кожухотрубные конденсаторы с водяным охлаждением обычно применяются в больших установках, а конденсаторы из оребренных труб, охлаждаемые воздухом, используются для малых мощностей.

В холодильных системах жидкий хладагент испаряется в испарителе, потом, после сжатия в компрессоре, поступает в конденсатор, где снова переходит в жидкое состояние. Таким образом, количество тепла, отведенное в конденсаторе, больше затраченного на испарение. Дополнительное тепло подводится к рабочему телу в процессе сжатия. При проектировании конденсаторов холодильных установок тепло, отнятое хладагентом от окружающей среды в испарителе, или мощность охлаждения, выражается в «тоннах охлаждения» (тонна охлаждения равна 3000 *ккал/ч*). Интенсивность теплоотвода в конденсаторе можно оценить, если известны температуры испарения и конденсация хладагента. Чтобы облегчить эти расчеты, были разработаны диаграммы, в которых интенсивность теплоотвода в конденсаторе на тонну охлаждения в испарителе дана в функции температуры на входе в компрессор и температуры конденсации. На рис. 13.6 приведена такая диаграмма для фреона-12. При составлении ее считалось, что на входе в компрессор мы имеем насыщенный пар и процесс сжатия происходит адиабатически. Свойства некоторых других хладагентов, например фреона-22 и аммиака, незначительно отличаются от свойств фреона-12, так что этой диаграммой с достаточной точностью можно пользоваться и для этих хладагентов.

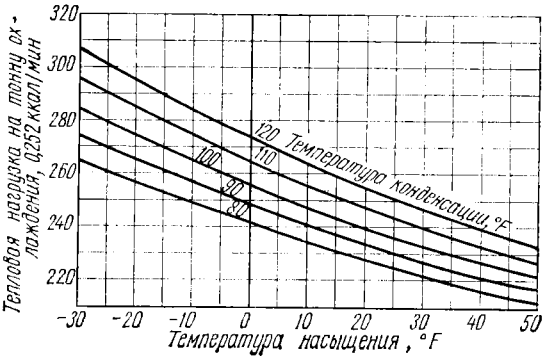


Рис. 13.6. Тепловая нагрузка на тонну охлаждения в испарителе в зависимости от температуры насыщения для конденсаторов с хладагентом фреон-12.

После того как определена тепловая мощность конденсатора, можно приступить к расчету его основных геометрических характеристик, который проводится точно так же, как и в случае описанных выше паровых конденсаторов, хотя коэффициент теплоотдачи при конденсации паров хладагентов значительно ниже [7].

Пример 13.2. *Конденсатор для 10-тонной фреоновой холодильной установки.* Фреон-12 должен испаряться при —22,2° С (1,41 *атм*) и конденсироваться при 32,2° С (8,05 *ата*). Тепло конденсации отводится водой, которая поступает из небольшой градирни с температурой 21,1° С. Выбрана двухходовая кожухотрубная конструкция (количество ходов может быть увеличено). В установке используются латунные трубы диаметром 15,9 *мм*, так как латунь коррозионноустойчива по отношению к воде и фреону и хорошо поддается очистке. Малая величина коэффициента теплоотдачи при конденсации фреона по сравнению с водяным паром приводит к снижению скорости охлаждающей воды в трубах с целью обеспечения оптимальных соотношений между затратами мощности на прокачку воды и стоимостью теплообменника. Обычно при

подогреве охлаждающей воды порядка 4,5° С скорость воды принимается равной 1,5 *м/сек*.

Определим удельный тепловой поток, расход охлаждающей воды, число и длину труб и перепад давления на водяной стороне.

Р е ш е н и е. Тепло, отводимое в конденсаторе на одну тонну охлаждения в испарителе, можно определить из рис. 13.6. При температуре на входе в компрессор, равной —22,2° С, к температуре конденсации, равной 32,2° С, оно составляет 64,8 *ккал/мин*, или 38 800 *ккал/(ч·т)*.

Коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на горизонтальной трубе, определяется выражением (3.32)

$$h_o = 0{,}95 \left(\frac{Lk^3\rho^2 g}{W\mu}\right)^{1/3}.$$

Таблица 13.4

Результаты конструктивных расчетов конденсатора фреона

Конфигурация: четырехходовой теплообменник. Номинальная тепловая мощность 38 800 *ккал/ч*. Теплообменная матрица: латунные трубы наружным диаметром 15,9 *мм* с толщиной стенки 1,24 *мм*

1. Теплоноситель	Горячий теплоноситель — фреон-12	Холодный теплоноситель — водопроводная вода	
2. Изменение энтальпии, *ккал/кг*	31,9	4,44	
3. Проходное сечение одного канала, $м^2$		$124{,}5 \cdot 10^{-6}$	
4. Теплообменная поверхность одного канала, $м^2/м$	0,0498	0,0395	
5. Температура на входе, °С	32,22	21,11	
6. Температура на выходе, °С	32,22	25,55	
7. Прирост температуры, °С		4,44	{5} и {6}
8. Разность температур на входе, °С	11,11		{5}
9. Максимальная разность температур, °С	11,11		{5} и {6}
10. Минимальная разность температур, °С	6,67		{5} и {6}
11. Среднелогарифмическая разность температур, °С	8,66		
12. Давление (среднее), *атм*	8,05	3,52	
13. Плотность (средняя), $кг/м^3$	43,6	1 000	
14. Скорость теплоносителя, *м/сек*	16,78	1,525	Принимается
15. Массовая скорость, $кг/(м^2 \cdot сек)$	732	1 525	{13}×{14}
16. Расход через один канал, *кг/сек*		0,1890	{3}×{15}
17. Суммарный расход, *кг/ч*	1220	8 780	38 800/{2}
18. Число труб на один ход		13,0	{17}/3600×{16}
19. Эквивалентный диаметр проходного сечения канала, *мм*		12,6	
20. Re		20 900	
21. Коэффициент трения		0,029	
22. Коэффициент теплоотдачи, $ккал/(м^2 \times ч \cdot град)$	1 030	5 200	Соотношение (3.22) и рис. П3.2
23. Динамический напор, $кГ/м^2$		109	
24. Термическое сопротивление загрязнений	0,0001		Табл. П3.4
25. $1/h$	0,00097	0,00025	1/{22}
26. Проводимость стенки трубы, $ккал/(м^2 \times ч \cdot град)$	58 600		Табл. П2.1
27. $1/U$	0,00134		{24}+{25}+{25}+1/{26}
28. U, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град)$	745		1/{27}
29. Полная теплообменная поверхность (наружная), $м^2$	6,04		38 800/{11}× ×{28}
30. Поверхность одной трубы, $м^2$	0,116		{29}/4×{18}
31. Длина трубы, *м*	2,33		{30}/{4}
32. Перепад давлений по воде, *атм*	0,253		{21}×{23}×4× ×{31}×10^3/{19}

Примечание. Числа в фигурных скобках означают номер строки, использованной в данном расчете.

В этом равенстве единственная неизвестная величина W/L, т. е. массовый расход конденсата, отнесенный к единице длины трубы, для нижней трубы в пучке. В качестве первого приближения для W/L можно взять отношение общего расхода конденсата к общей длине труб, принимая длину одной трубы в четырехходовом конденсаторе равной 2,44 *м* (четыре хода по 0,61 *м*). При этом получим

$$W/L = \frac{1220 \cdot 4}{52 \cdot 2{,}44} = 38{,}5 \ кг/(ч \cdot м).$$

Теперь можно вычислить h_v, зная, что для конденсирующегося фреона-12 $k = 0{,}0595$ *ккал*/(*м*^{2}·*ч*·*град*), $\rho = 1300$ *кг*/*м*^{3}; $\mu = 0{,}895$ *кг*/(*ч*·*м*):

$$\left(\frac{k^3\rho^2 g 3600^2}{\mu}\right)^{1/3} = \left(\frac{0{,}0595^3 \cdot 1300^2 \cdot 9{,}8 \cdot 3600^2}{0{,}895}\right)^{1/3} = 3700$$

и

$$h_v = 0{,}95 \cdot 3700/3{,}37 = 1030 \ ккал/(ч \cdot м^2 \cdot град).$$

Результаты расчетов приведены в табл. 13.4. Если при принятой длине труб в окончательном варианте конденсатор получается слишком длинным и малого диаметра или, наоборот, слишком коротким и с очень большим числом труб в пучке, а следовательно, с большим числом соединений труб и коллектора, следует изменить число ходов и повторить расчеты. Подобную процедуру необходимо продолжать до тех пор, пока не получатся надлежащие пропорции установки. В нашем случае длина труб получилась 2,33 *м*, что достаточно близко к первоначально принятой длине 2,44 *м*, поэтому повторять расчет нет необходимости.

Расстояние между центрами труб в трубной доске должно быть по меньшей мере в 1,25 раза больше диаметра трубы, чтобы гарантировать ее качественное изготовление на заводе. Иногда для обеспечения надлежащего проходного сечения для пара следует увеличивать расстояние между центрами труб. Эта проблема вряд ли возникнет в рассматриваемом случае, так как используется пучок труб малого диаметра. Тем не менее стоит выполнить соответствующую проверку, полагая, что число Маха в паре может достигать 0,1. Скорость звука во фреоне мала (170 *м*/*сек*) вследствие его большого молекулярного веса. Сопоставив плотность пара и его расход, можно увидеть, что даже сечение площадью около $9{,}3 \cdot 10^{-4}$ *м*^{2} будет вполне достаточным. Поскольку диаметр трубного пучка равен приблизительно 200 *мм*, очевидно, что проходное сечение для пара будет достаточным, а зазор, обычно оставляемый между трубным пучком и корпусом конденсатора для обеспечения сборки, вполне позволит распределить пар по длине конденсатора.

ПОДОГРЕВАТЕЛИ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Регенеративные водоподогреватели используются в мощных электростанциях для того, чтобы повысить к. п. д. цикла и уменьшить размеры основного конденсатора. Второе обстоятельство гораздо важнее, чем это может показаться с первого взгляда, потому что размеры конденсаторов для мощных турбин становятся настолько большими, что появляются серьезные трудности при их монтаже. В этом аспекте отвод трети пара в подогреватели весьма выгоден.

Для подогревателей низкого давления обычно применяют стандартные теплообменники с U-образными трубами, подогреваемая вода течет по трубам, а пар конденсируется на наружной поверхности этих труб. Подогреватели высокого давления, используемые для подогрева воды до высокой температуры, в принципе имеют такую же конструкцию, но при проектировании возникает много весьма сложных прочностных проблем из-за того, что давление воды достигает 350 *атм*, а пара — 70 *атм*. Типичная конструкция, показывающая одно из возможных решений, представлена на рис. 13.7. Следует особо

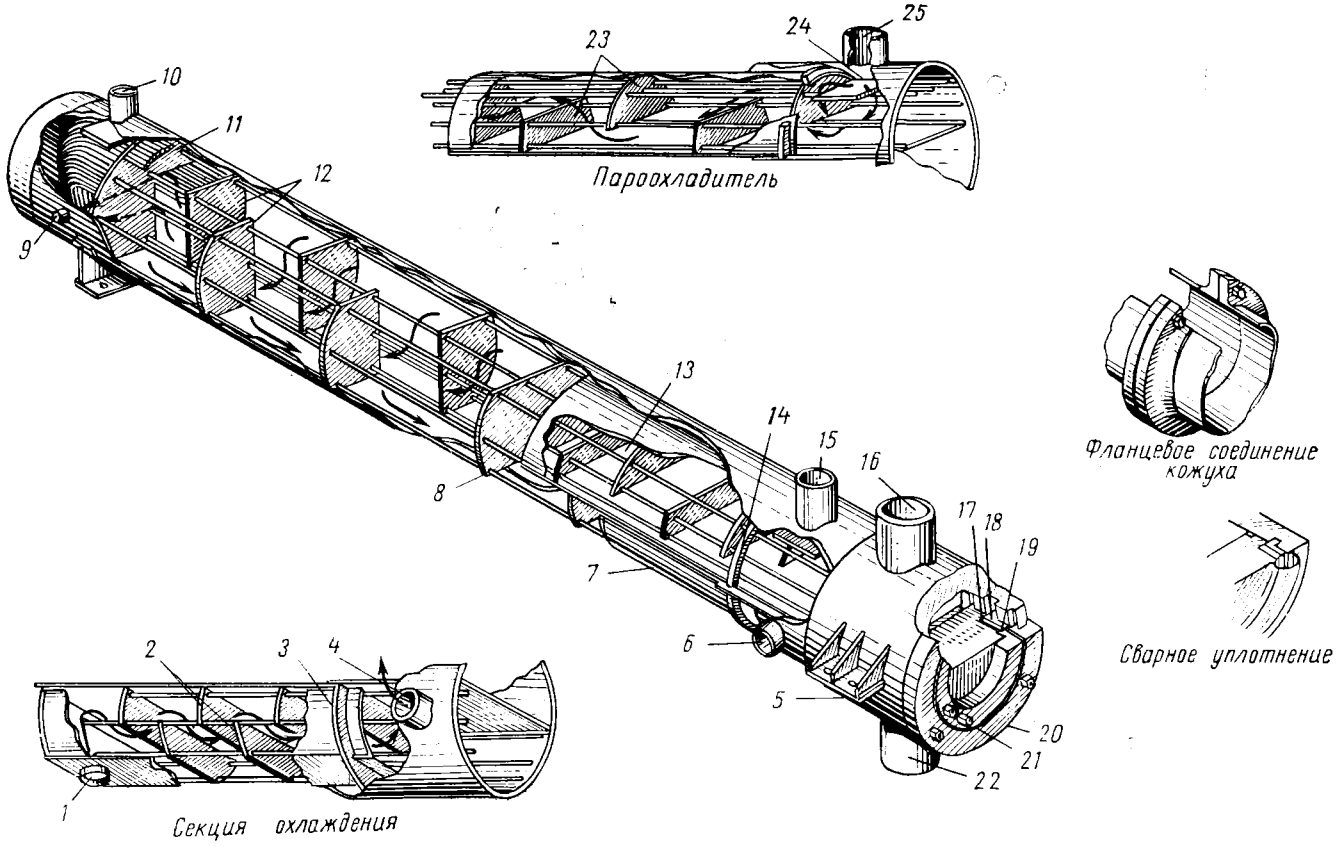


Рис. 13.7. Высокотемпературный горизонтальный подогреватель питательной воды для мощной тепловой электростанции:
1 — вход конденсата; *2* — перегородки; *3* — уплотнительное кольцо; *4* — выход конденсата; *5* — кожух; *6* — выход конденсата; *7* — секция охлаждения; *8* — поддерживающая пластина; *9* — выход воздуха; *10* — вход конденсата; *11* — воздушная перегородка; *12* — поддерживающие пластины; *13* — пароохладитель; *14* — уплотнительное кольцо; *15* — вход пара; *16* — выход питательной воды; *17* — упорное кольцо; *18* — разрезная втулка; *19* — медная прокладка, покрытая железом; *20* — внешнее уплотняющее кольцо; *21* — внутреннее уплотняющее кольцо; *22* — вход питательной воды; *23* — перегородки; *24* — отбойная пластина; *25* — вход пара.

отметить, что для обеспечения большей прочности конструкции трубная доска выполнена как одно целое с цилиндрическим коллектором, и доступ к ней производится через съемную крышку коллектора. В данной конструкции нагрузки, обусловленные высоким давлением, воспринимаются разрезными кольцевыми втулками, а не болтами, как обычно. При сборке подогревателя корпус надвигается на трубный пучок и соединяется при помощи сварки с обечайкой, выполненной заодно с трубной доской. Для защиты труб во время сварки и при разработке, когда шов срезается горелкой, под последним расположено подкладное кольцо. Сварная конструкция такого типа существенно упрощает решение проблем механической прочности конструкции, не затрудняя в то же время сколь-либо серьезно эксплуатацию; чистота поступающей воды настолько тщательно контролируется, что вероятность коррозии или заноса труб подогревателя мала и разборка корпуса исключается.

Показанный на рис. 13.7 подогреватель рассчитан для работы в горизонтальном положении и имеет горизонтальную перегородку, расположенную вдоль пучка труб. Перегретый пар, поступающий в корпус, движется в противотоке с подогреваемой водой, что позволяет использовать перегрев пара. Это является нетипичным, так как большинство подогревателей используют влажный пар и перегородки в них ставятся главным образом для крепления и фиксации положения труб. Вообще, за исключением специальных вопросов, например использования перегретого пара, тепловой расчет подогревателя питательной воды по существу аналогичен расчету конденсаторов.

Подогреватели подобного рода часто применяются и для других целей (при высоких давлениях), например на нефтеперегонных и химических заводах.

РАДИАТОРЫ ДЛЯ КОСМИЧЕСКИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Новая и весьма перспективная область связана с проектированием конденсаторов для энергетических установок космических кораблей, предназначенных для производства электроэнергии для двигателей, управления и систем связи космических аппаратов. Подобные проблемы весьма специфичны, но все-таки интересно проанализировать, в какой степени основные принципы расчета и проектирования теплообменников применимы для данного случая.

В космическом пространстве тепло может рассеиваться только за счет теплового излучения. Поэтому отвод тепла в цикле энергетической установки, вырабатывающей даже лишь несколько киловатт энергетической мощности, уже является серьезной проблемой. Поток излучаемого тепла пропорционален четвертой степени температуры. Чтобы использовать это, предполагается создавать энергетические установки со столь высокой температурой цикла, что поверхность радиатора будет раскалена докрасна. Но даже и при таких условиях весьма трудно создать радиаторы, размеры которых находились бы в приемлемых пределах для запускаемого с Земли корабля. Для примера рассмотрим орбитальную телевизионную релейную станцию, позволяющую принимать передачи непосредственно на домашние приемники. Подобная станция в зависимости от величины обслуживаемого района, числа каналов и некоторых других факторов должна иметь мощность от 20 до 1000 *квт*.

На рис. 13.8 приведены сравнительные размеры радиаторов нескольких различных по мощности энергетических установок, а также размеры типичной ракеты-носителя, чтобы показать всю сложность проблемы вывода такого устройства на орбиту. Хотя сейчас уже разработаны складывающиеся радиаторы, трудности, связанные с обеспечением плотности соединений при высоких температурах, кажутся пока непреодолимыми.

Данные рис. 13.8 соответствуют случаю применения энергетических установок, использующих в качестве теплоносителя калий, кипящий в атомном реакторе. Из реактора калиевый пар поступает в турбину и конденсатор. Если предположить, что конденсация будет происходить при том же давлении, как

и на обычных тепловых энергетических станциях, т. е. примерно при 0,07 *атм*, то температура конденсации составит примерно 540° С.

Движение жидкости в условиях невесомости. Создание свободной поверхности жидкости вызывает ряд проблем. Если в космическом аппарате нет искусственного гравитационного поля, вызванного вращением, то на капли конденсата действуют только силы поверхностного натяжения и гидродинамические силы. Силы поверхностного натяжения обычно значительно меньше гидродинамических.

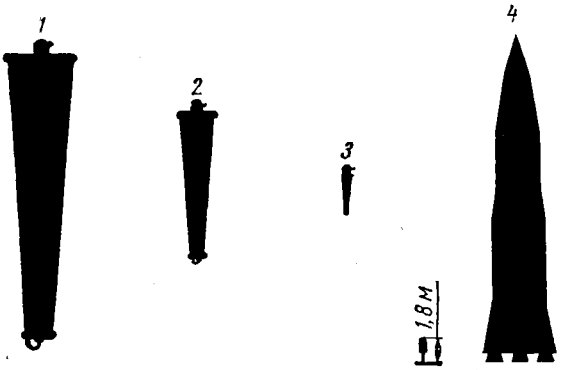


Рис. 13.8. Сравнение размеров радиаторов для трех типичных космических электростанций с ракетой «Атлас»; реактор и защита расположены в эллипсоиде наверху; радиатор имеет форму длинного усеченного конуса:

1 — ядерная энергетическая установка космического корабля мощностью 1 *Мвт*; *2* — ядерная энергетическая установка космического корабля мощностью 200 *квт*; *3* — ядерная энергетическая установка космического корабля мощностью 20 *квт*; *4* — ракета «Атлас».

Одним из методов, обеспечивающих течение конденсата в условиях невесомости в космосе, является применение струйных конденсаторов, в которых струя недогретой жидкости инжектируется высокоскоростным потоком пара и попадает в суживающийся канал. Импульс жидкости и пара обеспечивает течение смеси через диффузор, где и происходит конденсация. Недогрев струи жидкости достаточно высок, так что и на выходе из суживающегося канала в струе жидкости отсутствуют пузыри пара. Затем жидкость подается в радиатор для охлаждения. Существенным недостатком такой системы является то, что средняя температура радиатора будет значительно ниже температуры насыщения на входе в конденсатор.

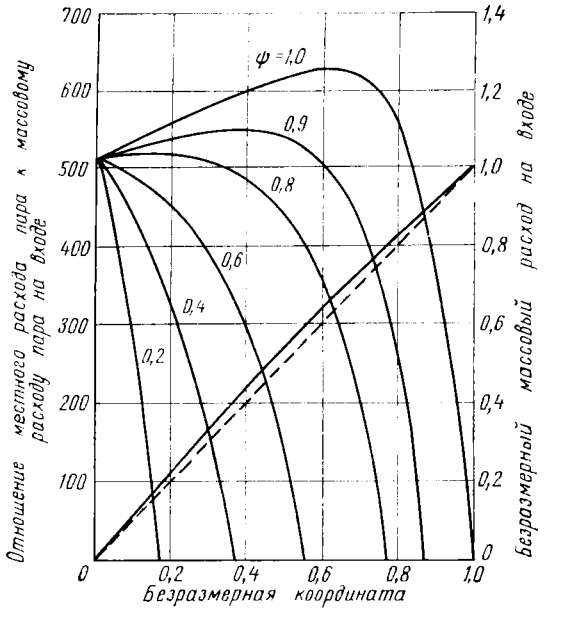


Рис. 13.9. Отношение местного массового расхода к массовому расходу на входе в трубу для потока конденсирующегося калиевого пара, движущегося в трубе с постоянной конусностью при условии постоянного теплового потока на единицу длины трубы. Давление на входе в конденсатор 0,105 *ата*, длина трубы 1,25 *м*, внутренний диаметр входного отверстия 15,2 *мм*, внутренний диаметр выходного отверстия 3,8 *мм*, труба имеет два расположенных с противоположных сторон ребра, расстояние между концами ребер 45,7 *мм*.

Конденсаторы со свободной поверхностью позволяют повысить температуру радиатора до максимально возможных значений. В этом случае перспективно применение равномерно суживающихся труб: скорость пара остается достаточно высокой почти по всей длине трубы, за исключением небольшого участка в конце, и под действием сил трения между паром и жидкостью конденсат течет к выходу из трубы. Течение конденсирующегося потока в конической трубе чрезвычайно трудно поддается анализу. Почти вся труба занята кольцевым двухфазным потоком и коэффициент трения для пара определяется местным числом Рейнольдса и скоростью жидко

сти (см. рис. 5.15). Для определения числа Рейнольдса, необходимого при расчете местных значений коэффициента трения для каждой фазы, требуются сравнительно несложные аналитические выражения [8]. Мы не имеем возможности проанализировать этот вопрос подробно. Однако на рис. 13.9 приведен характерный график зависимости отношения местной скорости пара к скорости на входе от расстояния. Кривые на этом графике построены для различных значений параметра ψ, который представляет собой просто отношение действительной массовой скорости на входе в конденсатор к ее номинальному значению. Следует отметить, что при номинальном расходе скорость пара высока по всей трубе, кроме последних 5% длины, но если расход пара ниже номинального ($\psi < 1$), то скорость пара быстро падает до нуля задолго до выхода из трубы. Таким образом, конденсатор при частичных нагрузках

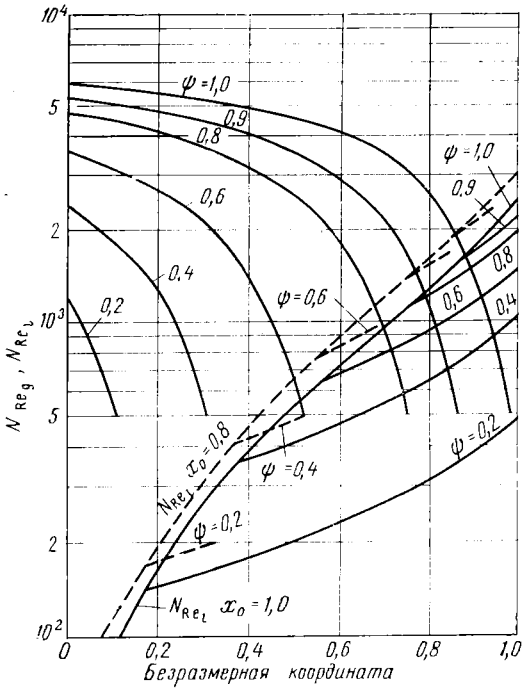


Рис. 13.10. Зависимость местных чисел Рейнольдса для потоков пара и жидкости (верхнее и нижнее семейства кривых соответственно) от безразмерной длины конической трубы. Условия соответствуют рис. 13.9 (x_0 — паросодержание на входе; ψ — безразмерный массовый расход).

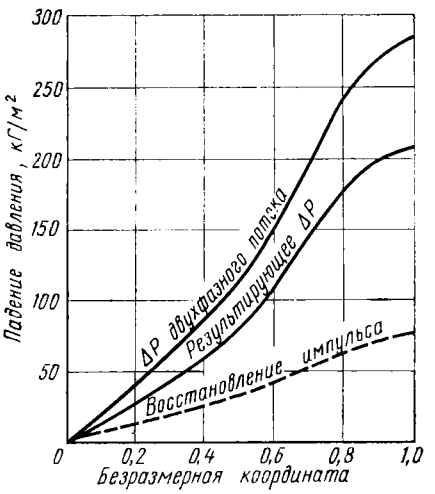


Рис. 13.11. Падение давления по длине конической трубы. Условия соответствуют рис. 13.9.

будет заполняться жидкостью, если только он не был специально спроектирован таким образом, чтобы при уменьшении нагрузки температура в конденсаторе, а следовательно, скорость конденсации, снижалась. (Один из путей осуществления этого требования заключается в установке достаточно мощного отсасывающего насоса для обеспечения опорожнения конденсатора [9].)

На следующем графике (рис. 13.10) представлена зависимость чисел Рейнольдса для жидкой и паровой фаз от координаты вдоль длины трубы. Верхние кривые относятся к пару, нижние — к жидкости. Для жидкости приведены две серии кривых: сплошные для 100% паросодержания на входе и пунктирные для паросодержания 80%. Следует отметить, что в расчетном режиме число Рейнольдса для пара почти по всей трубе выше критического, кроме небольшого участка в конце трубы, в то время как для жидкой фазы имеет место ламинарный режим течения, исключая примерно последние 10% длины трубы. Интересно также отметить, что при принятом условии постоянства теплового потока числа Рейнольдса для жидкости при частичной нагрузке остаются такими же, как и при полной нагрузке, вплоть до точки, где жидкость заполняет трубу и нарушается кольцевой режим течения. Отсюда

ясно, что необходимо применять какие-то меры для снижения теплового потока при частичной нагрузке, чтобы радиатор не заполнялся жидкостью.

На рис. 13.11 показано изменение градиента давления вдоль трубы при расчетных условиях ($\psi = 1$). Кривые приведены для двухфазного течения при наличии и отсутствии восстановления импульса.

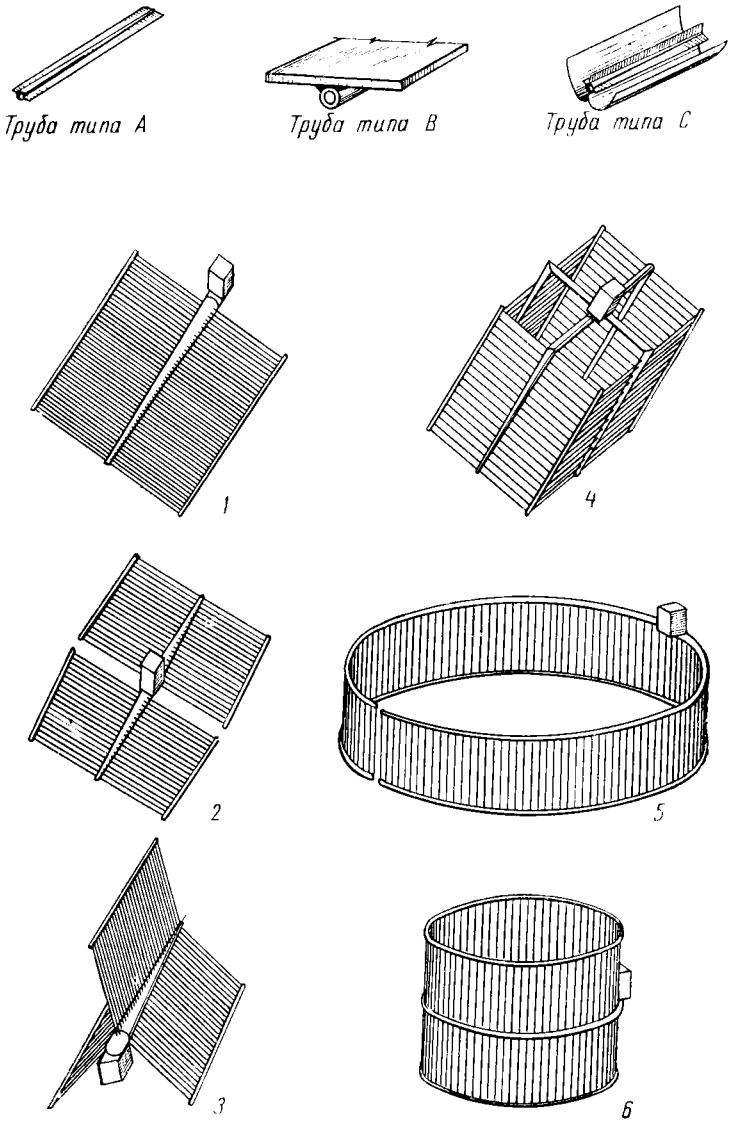


Рис. 13.12. Типичные конструкции оребренных труб и радиаторов для космических аппаратов. Коробочкой указано положение турбин.

Типичные компоновки труб и угловые коэффициенты. По-видимому, первым специальным требованием, предъявляемым к космическим радиаторам, является выбор такого расположения труб на излучательных поверхностях, который обеспечивал бы большие угловые коэффициенты. На рис. 13.12 показано несколько характерных конфигураций, которые представляются наиболее удачными. В конфигурациях *1*, *2* и *3* используются трубы типа *A* с двумя продольными ребрами, расположенными по обе стороны трубы. Угловой коэффициент устройства *3* составляет 0,866, если пренебречь концевыми эффек-

тами, и даже несколько выше, если их учитывать. Аналогичная конструкцио, но с четырьмя панелями труб, расположенными под 90° вокруг центральноrя коллектора, при условии бесконечной длины панелей имеет угловой коэффициент, равный 0,707 (т. е. отношению периметра наружной огибающей к полному периметру панелей труб).

В конструкциях *4*, *5* и *6* используются либо трубы типа *B*, которые припаиваются к корпусу, образуя тем самым общую поверхность излучения, либо трубы типа *C*, т. е. оребренные трубы, снабженные с тыльной стороны рефлектором.

Вероятность попадания метеорита, способного пробить 2,5-*мм* стенку из нержавеющей стали, для поверхности, имеющей общую площадь 9,3 $м^2$, составляет 0,04 в год [10]. Для уменьшения вероятности возникновения течи в конденсаторе в случае пробоя трубы можно применять трубы с развитой поверхностью оребрения, чтобы основная часть поверхности приходилась на ребра. Другой метод заключается в использовании цилиндрических конструкций, подобных конфигурации *5* (см. рис. 13.12), трубы которых снабжены отражателями (трубы типа *C*, см. рис. 13.12). Использование отражателей позволяет получить с тыльной стороны трубы почти столь же эффективный отвод тепла, как и с внешней. Если поверхность отражателя гладкая и блестящая, то около 75% энергии, падающей с тыльной стороны трубы и ребер, зеркально отражается в космическое пространство. Остальные 25% энергии либо поглощаются и потом излучаются вновь, либо диффузно отражаются. Из этих 25% примерно половина излучается в космическое пространство, а половина попадает на поверхность трубы. Таким образом, общая излучательная способность той части поверхности трубы и ребер, которая обращена к отражателю, составляет примерно 85% излучательной способности лицевой поверхности. Компоновки ребер могут быть различными, но наиболее удачной с точки зрения минимума суммарного веса является Т-образная конструкция, аналогичная типу *C* (см. рис. 13.12), но без верхнего ребра, которое оказалось малоэффективным [9]. Следует отметить, что лицевая сторона трубы должна быть толще для обеспечения защиты от метеоритов, так как поверхность, обращенная к отражателю, надежно защищена.

Выбор материала ребра для обеспечения минимального веса. Пригодность различных материалов для изготовления ребер определяется многими факторами: плотностью, теплопроводностью, технологией изготовления и т. п. В идеальном случае коэффициенты температурного расширения материалов ребра и трубы должны быть близкими; материал ребра должен быть достаточно прочен при рабочей температуре и пластичен (чтобы он мог противостоять ударам и вибрациям), кроме того, он должен легко привариваться к металлу трубы. Если материал обладает всеми перечисленными выше качествами, то он тем лучше, чем выше его теплопроводность и меньше плотность. Таким образом, отношение теплопроводности к плотности материала является хорошим критерием для сравнения различных материалов для ребер. Значения этого отношения приведены в таблице П2.2. Интересно отметить, что отношение k/ρ для меди ($k/\rho = 0{,}40$) почти такое же, как для бериллия ($k/\rho = 0{,}50$). Однако медь более доступна, ее нетрудно паять, тогда как бериллий совершенно не сваривается, поэтому она оказывается предпочтительнее бериллия, хотя конструкция с медными ребрами будет иметь несколько больший вес.

Использование покрытий для повышения излучательной способности. В идеальном случае излучательная способность трубы и ребра должна быть равной единице. Близких к единице значений можно добиться, применяя покрытия. Очевидно, что эти покрытия должны быть черными. Пригодными для указанной цели являются, например, черная окись меди или черная окисленная поверхность нержавеющей стали. Опыт показывает, что предварительная пескоструйная обработка поверхности нержавеющей стали до ее окисления ведет к росту ее излучательной способности с 0,8 до 0,9—0,93 вследствие появления микроуглублений, способствующих росту «эффективной излучательной способности». Менее очевидна эффективность покрытий из окиси

циркония. Однако применение окиси циркония открывает очень интересные возможности. Покрытие из окиси циркония белого цвета имеет высокую отражательную способность в видимой части спектра и высокую излучательную способность в инфракрасной области, так что ее можно с успехом использовать для низкотемпературных радиаторов, когда борьба с поглощением солнечной энергии является серьезной задачей. Данные по излучательной способности типичных материалов приведены в таблице П2.3.

Пример 13.3. *Радиатор для космического корабля.* Результаты расчетов, приведенные в табл. 13.5, дают представление о размерах радиатора,

Таблица 13.5

Результаты предварительных конструктивных расчетов цилиндрического радиатора диаметром 3,05 *м*
(конфигурация *6*, см. рис. 13.12)

1. Рассеиваемая мощность, *квт*	860	
2. » » , *ккал/ч*	$7{,}4 \cdot 10^5$	
3. Рассеиваемый тепловой поток (идеальный) при 834° К и температуре окружающей среды 278° К, *ккал/(м²·ч)*	23300	Рис. П3.14
4. Излучательная способность обработанной поверхности	0,92	Принимается
5. Эффективность оребрения	0,90	»
6. Эффективность отражателя	0,87	»
7. Требуемая поверхность, *м²*	40,5	{2}/{3}×{4}×{5}×(0,5+{6}/2)
8. Высота цилиндра для корабля диаметром 3,05 *м*, *м*	4,27	{7}/π×3,05
9. Длина трубы, *м*	2,13	{8}/2
10. Температура пара, °К	834	Задано
11. Плотность пара, *кг/м³*	0,055	[11]
12. Скрытая теплота парообразования, *ккал/кг*	493	[11]
13. Паросодержание, %	91,7	Задано
14. Массовый расход калия, *кг/сек*	0,456	»
15. Объемный расход калия, *м³/сек*	7,45	{15}×{14}/{11}
16. Скорость пара на входе в трубу, *м/сек*	122	Принимается
17. Проходное сечение для пара на входе в трубы, *м²*	0,0610	{15}/{16}
18. Число труб	96	Принимается
19. Проходное сечение на входе в трубу, *м²*	0,00063	{17}/{18}
20. Внутренний диаметр трубы на входе, *мм*	28,2	{19}/0,786
21. Плотность жидкости на выходе из трубы, *кг/м³*	704	
22. Расход жидкости на выходе из трубы, *м³/сек*	0,000647	{14}/{21}
23. Внутренний диаметр трубы, *мм*	7,62	Принимается
24. Сечение трубы на выходе, *мм²*	45,6	$0{,}786 \times \{23\}^2$
25. Суммарное сечение труб на выходе, *м²*	0,00438	$\{24\} \times 96 \times 10^{-6}$
26. Скорость на выходе из трубы, *м/сек*	0,0146	{22}/{25}
27. Размах ребра, *мм*	81,3	3,05×π×1000/2,41×{18}
28. Вид поперечного сечения ребра	Треугольник	
29. $0{,}408\ w\sqrt{h/kb}$ при 90% эффективности	0,5	
30. Эквивалентный коэффициент теплоотдачи, *ккал/(м²·ч·град)*	98	$[(Q/A)_{834^\circ\,К} - (Q/A)_{778^\circ\,К}]$
31. Средняя высота ребра, *мм*	30,5	{27}/2—(15,2+5,1)/2
32. Толщина у основания ребра, *мм*	2,42	$(0{,}408 \times \{31\}/\{29\})^2 \times$ ×{30}/300

Примечание. Числа в фигурных скобках означают номер строки, использованной в данном расчете.

конструкция которого аналогична *6* (см. рис. 13.12). Основными теплоотводящими элементами являются конические трубы с Т-образными ребрами и отражателями, аналогичные типу *С* (рис. 13.12), но у которых отсутствует верхнее ребро.

Полная тепловая нагрузка и рабочая температура радиатора задаются: средний тепловой поток и требуемую поверхность охлаждения можно рассчитать, задаваясь значениями излучательной способности поверхности и эффективностью оребрения, а также эффективностью отражателя. Зная величину

поверхности и выбирая диаметр корабля равным 3,05 *м*, можно найти соответствующую высоту цилиндрической огибающей. Практика показывает, что для данных параметров пара на входе длина трубы должна лежать в пределах от 1,5 до 3 *м*, чтобы получить конструкцию, близкую по весу к минимальной, и оптимальное соотношение между весом труб, ребер, соединительных трубопроводов и защиты аппарата от метеоритов. Таким образом, получаем две панели вертикальных труб при длине трубы 2,1 *м* (см. табл. 13.5, строка 9).

Из-за большого объема пара желательно иметь как можно более высокую скорость пара, но без значительного роста сопротивления. Этому условию удовлетворяет число Маха, примерно равное 0,25 (см. рис. 3.12), чему соответствует скорость пара 120 *м/сек*. Отношение объемного расхода пара к выбранной скорости дает площадь входного сечения труб. Диаметр трубы может быть выбран произвольно. Чем больше диаметр труб, тем прочнее конструкция и тем меньше число соединений труб с коллектором, однако при этом резко возрастает вес метеоритной защиты и ребер. При одном и том же отношении полной поверхности к «уязвимой поверхности» высота ребра пропорциональна диаметру трубы, а вес ребра пропорционален квадрату высоты ребра. Представляется оптимальным принять общее число труб равным 96, по 48 в каждой панели. На основании указанных данных нетрудно определить входной диаметр трубы (строки 15—20). Минимальный внутренний диаметр выходного отверстия трубы по технологическим и конструктивным соображениям выбираем примерно равным 7,6 *мм*. В этом случае скорость жидкости на выходе мала (строка 26), малы и потери давления в конденсатопроводе и облегчается задача опорожнения радиатора в условиях невесомости.

Эффективной поверхностью отвода тепла является огибающая оребрения. Это по существу прямоугольный треугольник с углом при основании 45°. Гипотенуза проходит через верхние ребра, а катеты образуют прямые, соединяющие концы верхних ребер с концом нижнего ребра. Периметр этой огибающей в 2,414 раза больше размаха ребра в верхней полке «Т». Таким образом, высоту ребра можно рассчитать, зная необходимую поверхность, длину трубы и число труб (строка 18).

Поскольку рассчитанная таким образом высота ребра слишком велика и тепловая нагрузка также высока, то можно существенно уменьшить вес конструкции, применив ребра, суживающиеся от основания к вершине. Считая поперечное сечение ребра треугольным, найдем значение параметра $0{,}408\omega \sqrt{h/kb}$, которое дает принятую величину эффективности оребрения 90%, и вычислим эквивалентный коэффициент теплоотдачи (см. табл. 13.5, строка 30), как отношение разности лучистых тепловых потоков при 778 и 834° К к 100° К. Лучший, но значительно более трудоемкий способ расчета состоит в следующем. Задаются толщиной ребра и, зная тепловую нагрузку, приходящуюся на трубу, разбивают ребро на несколько участков и рассчитывают тепловой поток сначала от трубы, а потом от каждого участка, учитывая падение температуры вдоль ребра. Расчет проводится до тех пор, пока высота ребра не будет достаточна для отвода требуемого количества тепла.

Толщина у основания ребра (строка 32) довольно велика. Поэтому для уменьшения веса конструкции целесообразно использовать ребра с меньшей эффективностью, или увеличить число труб, или применить ребра с параболическим поперечным сечением.

Приведенные в табл. 13.5 значения являются первым приближением и они могут быть улучшены, полученные значения могут служить основой для параметрического анализа.

Вследствие высокой теплопроводности жидкого калия коэффициент теплоотдачи при его пленочной конденсации весьма высок [примерно 50 000 *ккал/(м²·ч·град)*], так что падение температуры с паровой стороны будет небольшим. Кроме того, основная доля тепла, поступающего в ребра, выделяется в результате конденсации пара вблизи основания ребра и тепловой поток к ребру по самой стенке вдоль окружности трубы относительно мал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Seban R. A. Remarks on Film Condensation with Turbulent Flow. Trans. ASME, **76**, 299 (1954).
2. Rohsenow W. M. et al. Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent Film Condensation. Trans. ASME, **78**, 1637 (1956).
3. Sparrow E. M., Gregg J. L. A Boundary-Layer Treatment of Laminar-Film Condensation. Journal of Basic Engineering. Trans. ASME, **81—2**, 13 (1959).
4. Sparrow E. M., Gregg J. L. Laminar Condensation Heat Transfer on a Horizontal Cilinder. Trans. ASME, **81**, 291 (1959).
5. Colburn A. P. Problems in Design and Research on Condensers of Vapors and Vapor Mixtures. Proceedings of General Discussion on Heat Transfer, Inst. of ME and ASME, 1951, p. 1.
6. Ristroph J. D., Powell E. B. Contamination of Condensate by Heat-Exchanger-Tube Alloys. Trans. ASME, **75**, 729 (1953).
7. Young F. L., Wohlenberg W. J. Condensation of Saturated Freon-12 Vapor on a Bank of Horizontal Tubes. Trans. ASME, **64**, 787 (1942).
8. Korsmeyer R. B. Condensing Flow in Finned Tapered Tubes. Oak Ridge National Laboratory, ORNL-TM-534, USAEC, 1963.
9. Fraas A. P. The MPRE — A Boiling Potassium Reactor. AIAA paper No. 64-763. Third Biannual Aerospace Power Systems Conference. September 1964.
10. Loeffler I. J. et al. Recent Developments in Space Power System Meteoroid Protection. AIAA paper No. 64-759, Third Biannual Aerospace Power Systems Conference, September 1964.

Глава 14

ТЕПЛООБМЕННИКИ ДЛЯ ЖИДКИХ МЕТАЛЛОВ И РАСПЛАВЛЕННЫХ СОЛЕЙ

Жидкие металлы и расплавленные соли являются отличными теплоносителями для систем, рассчитанных на работу в диапазоне температур 260—1100° С [1—3]. Размеры трубопроводов и основных элементов оборудования, а также затраты мощности на прокачку в случае применения этих теплоносителей значительно меньше, чем при использовании газовых теплоносителей. Толщина стенок трубопроводов и корпусов насосов, теплообменников и других элементов оборудования может быть значительно меньше, чем у аналогичных элементов паросиловой станции высокого давления, работающей в том же диапазоне температур. В случае использования жидких металлов и расплавленных солей отсутствует также проблема коксования, которая ограничивает область применения масел примерно 285° С, а даутерма — 370° С. Однако, с другой стороны, на передний план выступает проблема коррозии, что требует тщательного подхода к выбору конструкционных материалов. Кроме того, система в целом должна быть спроектирована исключительно герметичной, чтобы было сведено к минимуму загрязнение рабочего тела парами воды или кислородом и обеспечена малая скорость коррозии. При надлежащем проектировании, монтаже и эксплуатации подобного рода системы успешно работали при температурах 650° С и выше, скорость коррозии при этом была менее 2,5 *мкм/год*. Теплообменники и системы должны быть спроектированы таким образом, чтобы обеспечивался как их предварительный разогрев, так и хороший дренаж, с тем чтобы избежать трудностей, связанных с замерзанием жидкости.

Первое промышленное применение жидких металлов в теплотехнике относится к 1923 г., когда пары ртути были использованы в цикле электростанции [4]. Расплавленная соль, однако, не использовалась в промышленной практике до 1937 г., когда ее применили в качестве теплоносителя при переработке нефти [5]. Смесь нитрита натрия, нитрата натрия и нитрата калия была с успехом применена на заводе Гудри на установке для крекинга нефти. С тех пор эта же самая смесь использовалась и при решении ряда других задач переработки нефти и химической технологии.

Появление атомных реакторов открыло новую область применения жидких металлов и расплавленных солей как теплоносителей для атомных электростанций [6, 7, 8]. Особенное внимание было уделено жидким натрию, калию, NaK (натрий-калиевому сплаву), литию, свинцу, висмуту, ртути [9], хлоридам и фтористым соединениям щелочных и щелочноземельных металлов [10], а также их гидроокисям. Смесь нитрит натрия — нитрат натрия — нитрат калия не привлекла большого внимания применительно к атомной энергетике, частично потому, что имели место несколько взрывов при использовании этого вещества в ваннах для термообработки при температурах свыше 500° С.

Жидкие металлы характеризуются исключительно высокими коэффициентами теплоотдачи, что позволяет использовать очень компактные теплообменники. Характеристики некоторых разработанных теплообменников на жидких металлах представлены в табл. 14.1 в сравнении с характеристиками более

Таблица 14.1

Сравнение характеристик высокотемпературных теплообменников на жидких металлах и расплавленных солях и теплообменников обычного типа
(данные Окриджской национальной лаборатории)

	Парогенератор для реактора PWR [а]	Теплообменник ART [б] (фториды-NaK)	Радиатор ART [б] (NaK-воздух)	Парогенератор станции Колдер-Холл	Предполагаемый парогенератор для реактора, охлаждаемого сжатым газом
Конфигурация	Прямые трубы в цилиндрическом U-образном корпусе (см. рис. 12.6)	Спиральный пучок труб в сферическом корпусе (см. рис. 2.18)	Круглые трубы с плоскими ребрами (см. рис. 14.12)	Змеевики из оребренных труб в цилиндрическом корпусе (см. рис. 1.5)	Гладкие прямые трубы в цилиндрическом корпусе
Характер наружного обтекания труб	Поперечное	Продольное, противоток	Поперечное, двухходовое	Поперечное	Продольное
Конструкционный материал	Углеродистая и нержавеющая стали	Инконель	Инконель	Углеродистая сталь	1% Cr — 1/2% Mo
Габаритные размеры, *м*	1,22 × 3,05 × × 8,55	—	0,46 × 0,76 × × 1,83	5,28 × 22,3	2,75 × 38,2
Объем теплообменной матрицы, $м^3$	7,9	0,206	1,17	283	119
Наружный диаметр труб, *мм*	19,0	5,8	4,75	38,1 и 50,8	12,7
Средняя длина трубы, *м*	15,25	1,64	0,915	45,8	35,4
Число труб	921	3 120	5 760	450	6538
Вес теплообменной поверхности, *кГ*	9 400	427	1 360	159 000	91 000
Вес корпуса, *кГ*	53 500			163 000	300 000
Суммарный вес, *кГ*	62 900	955	2 000	322 000	391 000
Тепловая мощность, *Мвт*	77	55	55	46	1 320
Среднелогарифмическая разность температур, °С	19,4	75,5	480	63	132
Удельная мощность:					
вт/см³	9,7	266	47	0,16	11,1
вт/(см³·град)	0,50	3,52	0,097	0,0025	0,085
Стоимость агрегата, *долл*	235 585	324 000	320 000	761 000	2 200 000 [г]
Удельная стоимость на единицу веса теплообменной поверхности, *долл/кГ*	24,2 [в]	758	235	4,78	24,2 [в]
Удельная стоимость, *долл/квт*	3,06	5,90	5,82	16,50	1,67
Удельная стоимость при среднелогарифмической разности температур 55,5° С, *долл/квт*	1,07	8,02	50,3	18,7	3,97

Продолжение табл. 14.1

	Парогенератор для реактора PWR	Теплообменник ART (фториды-NaK)	Радиатор ART (NaK-воздух I)	Парогенератор станции Колдер-Холл	Предполагаемый парогенератор для реактора, охлаждаемого сжатым газом
Удельная стоимость на 1 $м^2$, *долл*	279	3 430	232	67,0	238
Площадь поверхности (наружной), $м^2$	841	945	1 390	11 300	9 250
Объем корпуса, $м^3$				463	195

[а] Реактор, охлаждаемый водой под давлением (около Питтсбурга).
[б] Опытный реактор для авиации (Окриджская национальная лаборатория; изготовлены и испытаны отдельные узлы, но не реактор в целом).
[в] Суммарная, включая коллекторы, корпус и т. д.
[г] Стоимость пропорционально пересчитана исходя из стоимости агрегата станции Колдер-Холл.

распространенного теплообменного оборудования. Эти данные приведены потому, что малый вес и небольшие размеры оборудования могут дать ряд существенных преимуществ даже стационарным энергетическим установкам, поскольку размер и вес влияют как на стоимость оборудования, так и на свободу его компоновки. Например, если на атомной электростанции нужно заменить теплообменник, который обладает определенной радиоактивностью, уровень которой требует применения защиты, то компактный агрегат можно будет транспортировать, тогда как подобные операции с крупногабаритным агрегатом могут оказаться практически затруднительными. Заметим, что два типа агрегатов, выбранных для детального анализа в настоящей главе, представляют собой теплообменники с наибольшей удельной мощностью из всех когда-либо изготавливавшихся. Подобные примеры демонстрируют компактность теплообменников, работающих на жидких металлах.

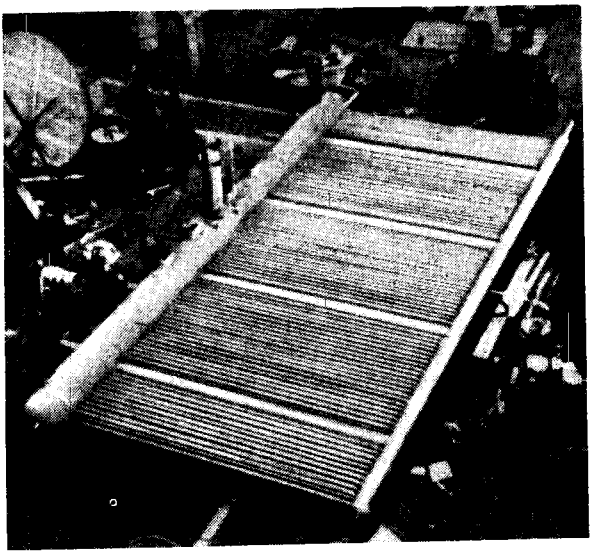


Рис. 14.1. Калиевый парогенератор, рассчитанный на работу в газопламенной топке. Парогенератор цельносварной конструкции из нержавеющей стали, номинальная тепловая мощность 2 500 000 *ккал/ч* при 815 С.

Теплообменники для опытных стендов. Оборудование, необходимое для опытных стендов, предназначенных для отработки отдельных элементов схем, выдвигает ряд интересных конструктивных проблем при проектировании высокотемпературных теплообменников, поскольку высокая степень надежности здесь должна быть достигнута без существенного усложнения оборудования. Характерным в этом отношении является калиевый парогенератор, показанный на рис. 14.1. При расчетных параметрах теплота парообразования, а также

давление паров калия, его плотность и вязкость как в жидком, так и в газообразном состоянии почти такие же, как и у воды при 120° С. Поэтому общие характеристики течения калия должны быть такими же, как и для воды, за исключением возможных ухудшений характеристик, связанных с режимом возникновения активных центров парообразования (см. табл. 5.1).

Показанный на рис. 14.1 парогенератор был спроектирован для работы в газовой топке с вертикальным расположением труб и сборным коллектором большого диаметра (барабаном) в верхней части пучка. Жидкий калий подается снизу в трубы диаметром 25,4 *мм*. В трубах происходит кипение жидкости, и паро-жидкостная смесь поступает в верхний барабан, где происходит сепарация пара и жидкости. Четыре трубы диаметром 127 *мм* выполняют роль опускных труб для возврата жидкости к нижнему, входному, коллектору. Во избежание местного перегрева теплообменной поверхности газовый факел направлен в топке таким образом, чтобы он не «ударял» в трубы, и все тепло передавалось трубам тепловым излучением. Разность температурных расширений подъемных и опускных труб компенсируется продольным изгибом труб в процессе их сжатия.

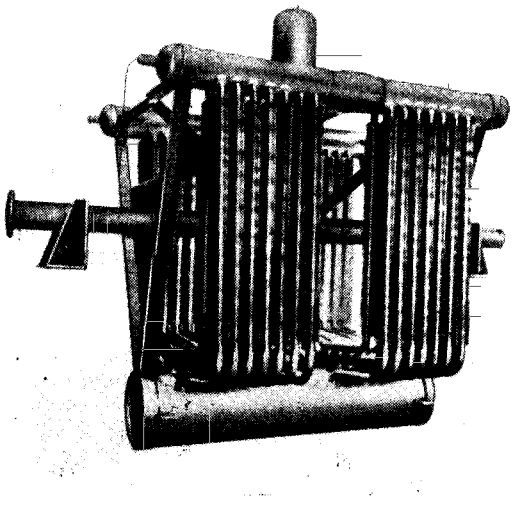


Рис. 14.2. Калиевый конденсатор. Предназначен для совместной работы на опытном стенде с калиевой турбиной и парогенератором рис. 14.1.

На рис. 14.2 показан конденсатор калия для опытного стенда с турбиной, работающей на паре калия; для этого же стенда предназначен и парогенератор, показанный на рис. 14.1. Пар входит в конденсатор через центральную вертикально расположенную трубу в верхней части агрегата, затем по поперечному горизонтальному каналу в центре поступает в каждый из верхних коллекторов и потом идет вниз по трубам. Диаметр этих труб сравнительно велик (около 50,8 *мм*), что связано с низким давлением и, следовательно, с малой плотностью пара, которая близка к плотности пара за последней ступенью турбины обычной паровой электростанции. Конденсат стекает из труб в центральный барабан большого диаметра, расположенный в нижней части конденсатора. Агрегат охлаждается воздухом, трубы снабжены ребрами типа приведенного на рис. 2.7 *д*, *е*. Трубы изогнуты для компенсации относительных температурных расширений.

Агрегат крепится с помощью расположенной в центре мощной горизонтальной трубы с водяным охлаждением, на обоих концах которой закреплены опорные лапы.

Выбор иллюстративных примеров. Большинство программ по созданию новых типов теплообменников сталкивается с важными проблемами, которые трудно было предугадать в процессе общей аналитической разработки конструкций. Особенно это характерно для высокотемпературных теплообменников. Следовательно, в качестве иллюстративных примеров целесообразно в настоящей главе рассмотреть конструкции двух теплообменников, которые были достаточно глубоко исследованы и испытаны [11, 12]. Программа создания этих агрегатов включала в себя их опробование в течение более 60 000 *ч* с целью определения их эксплуатационных характеристик, а также стойкости материалов конструкции [13]. Выбор этих агрегатов представляется целесообразным также потому, что требование высокой эффективности агрегата

фиксирует внимание на многих проблемах, которые могли бы остаться незамеченными в менее напряженных конструкциях, где противоречия между различного рода требованиями не столь остры.

КОМПАКТНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК ТИПА РАСПЛАВЛЕННАЯ СОЛЬ — NaK

В соответствии с одним из разделов программы разработки реактора для авиации была проведена работа по проектированию, изготовлению и испытаниям наиболее компактных, малого веса теплообменников, которые обладали бы высокой надежностью и имели бы приемлемую стоимость [11, 14]. Основу предполагавшейся энергетической установки составлял гомогенный реактор с циркулирующим топливом — смесью фторидов натрия, циркония и урана. Расчетная мощность реактора 60 *Мвт* при максимальной температуре 870° С. Тепло от расплавленных фторидов (топлива) передается сплаву NaK, циркулирующему во вторичном контуре. Для этого служит теплообменник, расположенный внутри защиты реактора. NaK пропускается через радиаторы, где он отдает тепло воздушному потоку, нагнетаемому либо воздуходувками, либо турбокомпрессором.

Одной из общих целей программы было получение максимально возможной температуры воздуха при условии, что мощность на прокачку и потери давления как в первичном, так и во вторичном контуре находятся в допустимых пределах. Многообещающим является теплообменник типа жидкость — жидкость, в котором реализовалась бы разность температур топливо — NaK порядка 25—55° С, а температура жидкости увеличивалась бы на 165—220° С. Этим требованиям лучше всего удовлетворяет теплообменник, выполненный по схеме противотока.

Технология изготовления. Конструкция теплообменника зависит от требований технологии производства, в частности от технологии соединения труб с трубными досками. Наиболее перспективными, по-видимому, являются гелиевоДуговая сварка и высокотемпературная пайка тугоплавким припоем — сплавом железа, хрома, никеля, кремния и бора с точкой плавления около 1100° С. Для осуществления пайки твердым припоем необходима атмосфера водорода при отсутствии влаги (см. гл. 2). В некоторых теплообменниках применена сварка, в других используется пайка, некоторые теплообменники были сначала сварены, а затем пропаяны. Для выявления лучшей технологии были проведены испытания на длительную прочность соединений. Обнаружилось, что повреждения были одинаковыми как в случае сварки, так и в случае пайки — в обоих вариантах имели место случайные свищи. Одной из наиболее существенных конструктивных проблем является вопрос концентрации напряжений в основании сварного шва в трубной доске. На рис. 2.5 показана фотография микрошлифа такого шва, на которой ясно видны места сильной концентрации напряжений на конце трещины, упирающейся в сварочный шов. Хотя влияние такой концентрации напряжений можно уменьшить путем развальцовки трубы в трубной доске, последнюю операцию не всегда легко осуществить при малом диаметре труб. Возникающие в стенке трубы при вальцовке остаточные напряжения сжатия имеют тенденцию к релаксации при высоких температурах, особенно в условиях переменных температурных режимов, связанных с резкими изменениями температуры жидкости, текущей в трубах. Следовательно, имеются весьма веские доводы в пользу припаивания труб к трубной доске твердым припоем. При последнем способе получается хорошее со всех точек зрения металлическое сцепление трубы с трубной доской. Было выявлено, что если трубы свариваются, а затем еще и пропаиваются, то при этом достигается высокая «монолитность» конструкции. Действительно, более 7000 сваренных, а затем пропаянных соединений труб с трубной доской были подвергнуты длительным испытаниям, при этом не обнаружилось ни одного свища [14].

Развитие конструкций. Если агрегат должен иметь оболочку, то чрезвычайно важно свести к минимуму ее вес. Это означает, что весьма существенно получить максимально возможный съем мощности с одного кубического метра объема. Поскольку допустимые напряжения лучших из имеющихся железохромоникелевых сплавов падают очень быстро с ростом температуры свыше 650° С, то перепады давлений ограничивались величиной напряжений, возникающих в корпусе теплообменника и в стенках, разделяющих первичный и вторичный контуры. Конечно, можно попытаться взаимно уравновесить давления, но разность давлений теплоносителей в контурах неизбежно будет высока либо на одном, либо на другом конце противоточного теплообменника, если перепад давления в обоих потоках велик. Указанное обстоятельство накладывает ограничения на скорость течения теплоносителя.

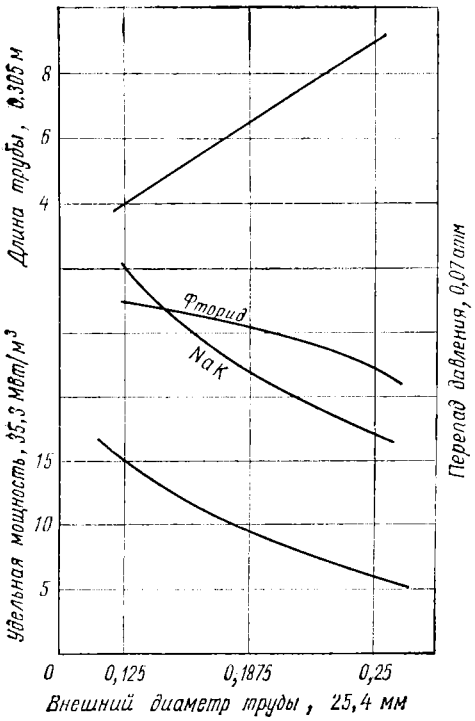


Рис. 14.3. Кривые, иллюстрирующие влияние диаметра трубы на величину достижимой удельной мощности в противоточном трубчатом теплообменнике типа расплавленная соль — NaK. Внешнее обтекание труб продольное. Материал труб — инконель, толщина стенки труб 0,51 *мм*.

Один из путей создания исключительно компактного теплообменника типа жидкость — жидкость — реализация максимально развитой теплообменной поверхности на кубический метр объема теплообменника. Это подразумевает использование тесно расположенных труб малого диаметра. На рис. 14.3 показано влияние диаметра труб на величину удельной мощности, достижимой при заданной разности температур. Преимущества труб малого диаметра и плотной набивки пучка проявляются с особой силой, если теплообменник предназначен для работы на жидких металлах [15], поскольку благодаря их высокой теплопроводности коэффициенты теплоотдачи получаются исключительно высокими, особенно в случае каналов с малым диаметром. В связи с этим возникает вопрос выбора оптимального диаметра труб. Опыт эксплуатации показывает, что для большинства обычных теплообменников нецелесообразно использовать трубы диаметром менее 12,7 *мм* из-за опасности заноса труб и их закупорки. Однако система с жидким щелочным металлом может поддерживаться столь чистой, что вопрос о возможных отложениях на стенках не будет представлять какой-либо проблемы.

На выбор диаметра труб влияет и ряд других факторов, таких, как стоимость и надежность увеличивающегося числа сварных соединений труб с трубными досками в случае применения труб меньшего диаметра, а также стоимость собственно трубной системы. При диаметре труб меньше примерно 19 *мм* стоимость труб пропорциональна скорее их суммарной длине, нежели суммарному весу. Следует заметить, что указываемая обычно стоимость не включает стоимости ревизий, которая, в свою очередь, является функцией прежде всего длины, а не диаметра. Стоимость ревизии примерно удваивает стоимость трубных систем рассматриваемых в данной главе агрегатов.

Анализ характеристик электростанции в целом привел к заключению, что для получения требуемых технико-экономических показателей необходимо использовать трубы диаметром 3,2 — 6,4 *мм*. Обнаружилось, что при столь

малых диаметрах труб и соответственно малом шаге системы труб (расстояние между трубами равно примерно 0,5 *мм*) трудно обеспечить точное дистанционирование труб, надлежащие расстояния между трубами в трубных досках и приемлемые значения перепада давления при поперечном обтекании труб на входе и на выходе теплообменника. Один из путей решения этих проблем состоял в следующем. Трубы вблизи трубной доски выгибали, чтобы развести их одну от другой. В результате площадь трубной доски была примерно в три раза больше площади поперечного сечения трубного пучка. При этом трубу из нечетного ряда пучка выгибали таким образом, что в трубной доске она попадала в один ряд с трубой из четного ряда пучка, тем самым образовывались каналы для поперечного тока жидкости по концам пучка. Спроектированная с учетом этих соображений модель (рис. 14.4) была испытана с целью определения потерь давления.

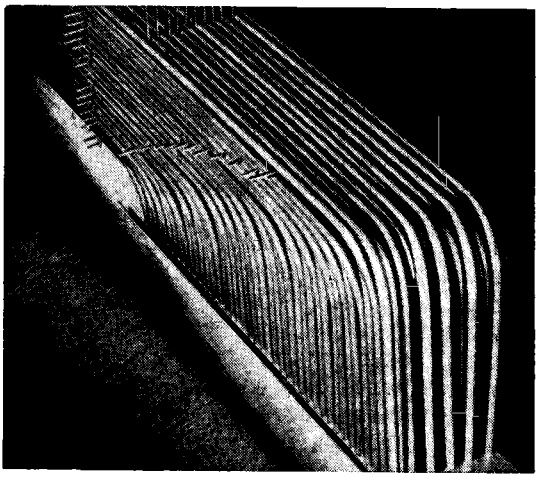
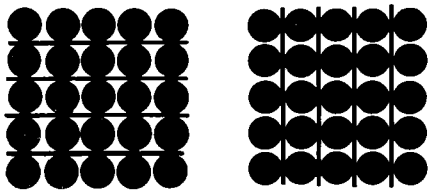


Рис. 14.4. Обдуваемая воздухом опытная модель прилегающей к коллектору зоны компактного теплообменника типа Na — NaK с плоскими проволочными дистанционирующими вставками.

Анализ показал, что представленная на рис. 14.4 конструкция позволяет увеличить удельную мощность теплообменника примерно в четыре раза по сравнению с агрегатом с многоходовым перекрестным током. Это улучшение удельных характеристик частично связано с тесным расположением труб в трубном пучке и частично с устранением перепускных камер с каждой стороны трубного пучка, характерных для многоходовой конструкции.

Дистанционирование труб в конструкции типа показанной на рис. 14.4 может быть осуществлено любым из многих имеющихся способов. Вокруг каждой трубы может быть спирально навита проволока, а сами трубы могут быть расположены по вершинам равностороннего треугольника. Эта схема имеет некоторые недостатки. Одними из главных являются трудности, связанные с креплением проволок к трубам. Было предложено изготавливать трубы со штампованными выступами или ребрами. Однако выявилось, что качество труб при этом будет страдать. Между трубами можно расположить дистанционирующиеся проволочные вставки, как показано на рис. 14.4, 14.5 и 2.18. Горизонтальные и вертикальные вставки располагались в разных плоскостях, с тем чтобы уменьшить загромождение сечения. Расчеты поперечного изгиба труб, а также технологическая практика говорят о том, что дистанционирующие «гребенки» нужно устанавливать вдоль трубы с шагом примерно в 40 диаметров трубы. Загромождение сечения может быть достаточно малым, поэтому рост потерь напора будет вполне допустимым, составляя примерно половину величины падения давления при обтекании идеальной конструкции без дистанционирующих вставок [16].



а *б*

Рис. 14.5. Плоские проволочные дистанционирующие вставки для трубного пучка, аналогичного представленному на рис. 14.4 (диаметр труб 6,35 *мм*, толщина вставки 0,64 *мм*):

а — сечение по горизонтальным вставкам; *б* — сечение по вертикальным вставкам.

Разметка коллектора также выдвигает ряд важных вопросов. Опыт приварки труб к трубной доске свидетельствует о том, что для рассматриваемых труб малого диаметра с тонкими стенками минимальное расстояние между трубами в трубной доске должно быть не меньше 2,5 *мм*. Столь малая величина требует решения ряда сложных конструкторских проблем, связанных с напряжениями в трубной доске. Конструкция должна выдерживать перепад давлений как в рабочих условиях, так и при нерасчетных режимах. Часто имеется возможность спроектировать станцию таким образом, что перепад давлений в трубной доске на высокотемпературном конце теплообменника в обычных условиях будет мал. В результате напряжения в «горячей» трубной доске будут лежать в допустимых пределах, несмотря на малые значения допускаемых напряжений в этом диапазоне температур. Перепад давления и результирующие напряжения в «холодной» трубной доске будут значительно больше, но при этом допускаемые напряжения из-за меньших рабочих температур металла будут больше. Однако обе трубные доски должны быть спроектированы с учетом аварийных обстоятельств, таких, как внезапный останов насоса в любом из контуров или плохое управление процессами, которые приводят к перепадам давлений, значительно превышающим номинальные. Механические расчеты показали, что толщина плоской трубной доски должна быть в пять — восемь раз больше толщины цилиндрических коллекторов, на которые не действуют изгибающие усилия. Кроме того, в результате ползучести и изгиба плоских трубных досок под действием перепада давлений возникает изгиб труб, что, в свою очередь, вызывает появление трещин в сильнонапряженных участках труб вблизи трубных досок. Подобных трудностей можно избежать, применяя цилиндрические коллекторы, поскольку никакая пластическая деформация цилиндрического барабана не изменяет его геометрии и конфигурации труб.

На основе предварительных исследований были спроектированы, построены и испытаны первые агрегаты с трубами наружным диаметром 3,18 *мм*. В течение 3000-часовых испытаний заметного роста перепада давления со стороны жидкости не наблюдалось. Тем самым была продемонстрирована практическая целесообразность использования труб малого диаметра в натриевых и натрий-калиевых контурах.

Некоторые основные принципы детального проектирования. После проведенных испытаний следующим шагом явилась разработка деталей конструкции агрегата. В процессе работы, которая привела к созданию показанного на рис. 2.18 агрегата, со всей очевидностью выявилось, что проблемы, с которыми пришлось столкнуться конструкторам, были действительно очень сложными, поскольку требовалось удовлетворить одновременно многим условиям. Опыт показывает, что основные принципы имеют довольно широкое применение. Поэтому имеет смысл кратко перечислить их.

1. Диаметр труб не должен превышать 6,35 *мм*.

2. Трубы должны быть объединены в трубные пучки, на любом конце каждого трубного пучка расположен коллектор и отводящая труба. Перечисленные элементы размещены внутри корпуса теплообменника, что облегчает сборку и ревизию, а также сводит к минимуму число вводов (сварочных соединений) в корпус, находящийся под давлением.

3. Номинальная разность температурных расширений труб и корпуса должна компенсироваться гибкими элементами.

4. Расстояния между трубами в трубной доске должны составлять не меньше 2,5 *мм* для обеспечения надежной сварки.

5. Если для более свободного размещения труб в трубной доске приходится изгибать трубы, длина плеча между точкой заделки трубы в трубной доске и осью основной части трубы не должна превышать примерно 25 *мм* во избежание чрезмерных изгибающих усилий, возникающих под действием потока теплоносителя на трубы.

6. Трубные доски необходимо делать выпуклыми, чтобы напряжения, вызываемые давлением, лежали в допустимых пределах.

7. Необходимо обеспечить надлежащие проходные сечения для теплоносителя, текущего снаружи труб, на входе в трубный пучок и на выходе из него.

8. Коллекторы (сборные камеры) должны иметь надлежащее проходное сечение.

9. Стенки корпуса также должны быть криволинейными, чтобы напряжения в них были в допустимых пределах.

10. Толщина стенок корпуса не должна быть чрезмерно большой, чтобы температурные напряжения в них при переходных режимах не были слишком велики.

11. В местах прохода труб, по которым течет теплоноситель, через стенки корпуса теплообменника надлежит устанавливать защитные тепловые рубашки.

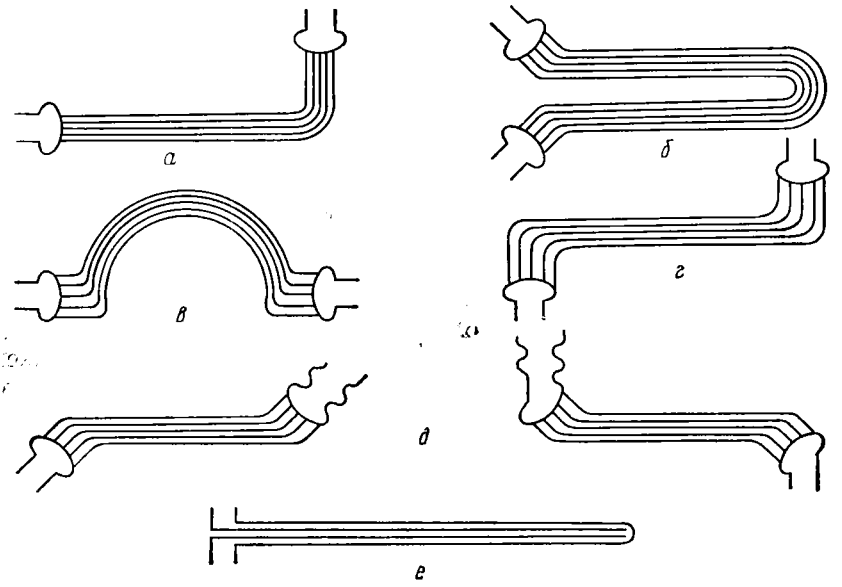


Рис. 14.6. Типы конфигураций трубных пучков и их компоновки с коллекторами. Рассчитаны на продольное внешнее обтекание тесно расположенных труб:

а — конфигурация пучка типа «хоккейная клюшка»; *б* — U-образный пучок; *в* — пучок с трубами, расположенными по дуге окружности; *г* — Z-образный пучок; *д* — конструкции с гибкими элементами между корпусом теплообменника и коллектором; *е* — концентрические трубы.

12. Перетечки жидкости помимо трубного пучка через зазор между пучком и корпусом должны быть менее 10% и желательно менее 5%.

13. Для обеспечения должного распределения скорости и температур жидкости необходимо предусмотреть установку дистанционирующих вставок.

14. Резкие градиенты температуры в корпусе теплообменника, например, в плоскости разделительной перегородки между «холодной» и «горячей» половинами U-образного теплообменника должны быть исключены.

Выбор конфигурации трубного пучка. Анализ соответствующих конструкций, которые удовлетворяли бы указанным выше требованиям, показал, что наибольшие трудности связаны с компенсацией разницы температурных расширений, обеспечением надлежащих расстояний между трубами в трубной доске для надежной сварки, а также с обеспечением приемлемых усилий, возникающих при действии потока жидкости на передние ряды труб. На рис. 14.6 приведены шесть типов теплообменников, удовлетворяющих этим трем основным требованиям. Первый теплообменник типа «хоккейная клюшка» был использован в начале 50-х годов Ноллькой лабораторией атомной энергии для энергетической установки атомной подводной лодки «Си Вулф» (на лодке установлен реактор на промежуточных нейтронах SIR). U-образный тепло-

обменник использовался в качестве парогенератора на атомных электростанциях с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением. Различные варианты теплообменника с трубами, расположенными по дуге окружности, включают в себя и теплообменник с трубами, навитыми по спирали. В любом варианте конструкции этого типа разность температурных расширений труб и корпуса может быть скомпенсирована за счет специально предусмотренного зазора между трубным пучком и корпусом, удлинение труб компенсируется радиальным расширением пучка. Четвертый тип — теплообменники Z-образного типа. В данном случае разность температурных расширений компенсируется короткими изогнутыми участками труб около коллекторов. В пятом типе теплообменника между корпусом и одним из коллекторов имеется гибкий элемент. Этот элемент может быть выполнен в виде сильфона, т. е. работать как на сжатие, так и на изгиб. Шестой тип — теплообменник типа «труба в трубе». Этот теплообменник использовался в качестве ртутного парогенератора для электростанций. Теплоноситель поступает через центральную трубу и возвращается по кольцевому каналу между ней и наружной трубой. В данном теплообменнике термические напряжения, а также напряжения, обусловленные действием потока теплоносителя, сведены к абсолютному минимуму. Недостатком данного типа теплообменника является то, что расстояния между трубами в трубной доске и трубном пучке должны быть довольно большими, а следовательно, достижимая удельная мощность значительно меньше, чем у теплообменников других типов.

Анализ большого числа различных совместных компоновок реактора, теплообменника и защиты говорит о том, что теплообменники типа «хоккейная клюшка» мало привлекательны. Теплообменники с трубами, расположенными по дуге окружности, имеют наименьший вес из всех рассмотренных конструкций. Z-образные теплообменники (см. рис. 14.6) имеют несколько больший вес системы, но они проще в изготовлении. Однако ясно, что разность температурных расширений труб и корпуса в теплообменнике с Z-образным пучком может привести вследствие термических напряжений к появлению трещин в коротких выступающих из трубной доски участках труб. С целью упрощения изготовления для предварительных исследований был выбран именно теплообменник Z-обратного типа. Циклические температурные напряжения в нем — одни из наиболее резко выраженных, поэтому он представляет собой отличный объект для оценки возможностей типичной высокотемпературной конструкции по отношению к подобного рода нагрузкам. Предполагалось, что циклические термические напряжения будут наиболее часто встречающейся причиной аварий в высокотемпературных агрегатах, работающих на жидких теплоносителях. Так оно и оказалось. Конструкция с сильфонными компенсаторами у выходного коллектора показала себя неудовлетворительной, поскольку она должным образом не выдерживала ни напряжений, обусловленных давлением, ни разность температурных расширений.

Пример 14.1. *Конструктивные расчеты.* Поскольку имеются достаточно обширные экспериментальные данные для небольших опытных теплообменников типа расплавленная соль — NaK, аналогичных изображенному на рис. 14.7, *а* теплообменнику Z-образного типа, в табл. 14.2 представлены данные детальных расчетов именно такого типа агрегата. Следует помнить, что для обеспечения хорошей надежности необходимо применять пучки с трубами, расположенными по дуге окружности, поскольку разница в температурных расширениях вызывает чрезвычайно большие изгибающие усилия в коротких участках труб, выступающих из трубной доски. Последнее обстоятельство может привести к повреждению труб под действием циклических термических напряжений. Этот вопрос детально рассмотрен в гл. 7. Рис. 14.7, *б* представлен с одной лишь целью — подчеркнуть значимость указанной проблемы и показать, что повреждения таких труб действительно имеют место в окрестности коллектора. В пучках с трубами, расположенными по дуге окружности, подобных трудностей не возникало, хотя они испытывались в условиях гораздо более жестких температурных циклов.

Таблица 14.2

Сводная таблица результатов расчетов характеристик опытного теплообменника типа расплавленная соль—NaK

(см. рис. 14.7, *а*)

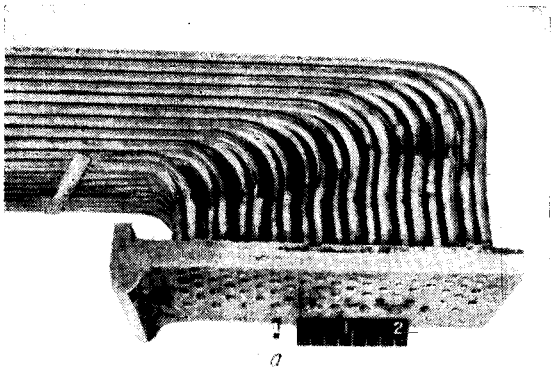
Размерные параметры			
1. Наружный диаметр труб, *мм*	5,83		Задается
2. Внутренний диаметр труб, *мм*	4,58		»
3. Шаг труб, *мм*	6,35		Принимается
4. Схема разбивки трубного пучка	Квадрат		Задается
5. Эквивалентный диаметр сечения снаружи труб, *мм*	1,75		Табл. П4.1
6. Средняя длина трубы, *м*	1,83		Принимается
7. Число труб	100		Задается
8. Тепловая мощность теплообменника, *ккал/ч*	$1{,}29\cdot10^6$		»
Характеристики	**Топливо № 30**	**NaK**	
9. Температура на входе, °С	871	813	Для топлива задается, NaK из {22}
10. Температура на выходе, °С	677	619	Для топлива задается, NaK из {22}
11. Удельная теплоемкость, *ккал/(кг·град)*	0,251	0,25	
12. Плотность, *кг/м*^{3}	3 220	723	
13. Массовой расход, *кг/ч*	26 600	26 650	{8}/194×{11}
14. Массовой расход, *кг/сек*	7,36	7,36	{13}/3600
15. Площадь проходного сечения, *м*^{2}	$13{,}5\cdot10^{-4}$	$16{,}4\cdot10^{-4}$	({3}×$\sqrt{\{7\}}$)^2 ×коэффициент из рис. П4.2
16. Массовая скорость, *кг/(м*^{2}*·сек)*	5 450	4 460	{14}/{15}
17. Re	2 070	120 000	
18. Коэффициент теплоотдачи, *ккал/(м*^{2}*·ч·град)*	10 900	63 500	Рис. П3.2, П3.13 и 14.8
19. Теплообменная поверхность, *м*^{2}	3,34	2,61	{6}×100×$\pi D\times10^{-3}$
20. Перепад температур стенка—жидкость, °С	35,4	7,77	{8}/{18}×{19}
21. Перепад температуры в стенке, °С	14,7		{8}×0,625× ×10^{-3}/2,98×k_w
22. Среднелогарифмическая разность температур, °С	57,9		{20}+{20}+{21}
23. Динамический напор, *кГ/м*^{2}	464	1400	
24. Коэффициент трения	0,040	0,017	
25. Отношение длины к диаметру проходного сечения	1040	400	{6}×10^3/{2} или {5}
26. Гидравлическое сопротивление, *атм*	1,93	0,96	{23}×{24}×{25}

Примечание. Числа в фигурных скобках означают порядковый номер параметра, используемого в расчете.

Детальный конструктивный расчет опытного агрегата начинался с определения коэффициента теплопередачи на основе имеющихся данных по физическим свойствам теплоносителей. Затем были рассчитаны характерные размеры теплообменников с наружным диаметром труб от 4,76 до 7,94 *мм* при различных длинах труб и шагах.

Исследование показало, что никакими способами нельзя получить числа Рейнольдса, значительно превышающие 2000 при частичных нагрузках теплообменника, не имея при этом чрезмерных перепадов давления как со стороны фторида, так и со стороны NaK, при номинальной нагрузке агрегата. Полагали, что прямые проволочные дистанционирующие вставки между трубами будут в достаточной мере турбулизировать поток, что позволит избежать существенного снижения коэффициента теплоотдачи от расплавленного фторида в диапазоне чисел Рейнольдса 1000—6000. Разумеется, необходимо было получить

соответствующие экспериментальные данные. Было принято, что наружный диаметр трубы 6,35 *мм* является оптимальным. Представленные в табл. 14.2 данные рассчитаны для опытного образца. Было изготовлено несколько таких агрегатов. Это были Z-образные теплообменники, аналогичные показанным на рис. 14.6 и 14.7 с дистанционирующими вставками, аналогичными показанным на рис. 14.4 и 14.5. Для накопления опыта изготовления теплообменников и данных по их характеристикам в процессе длительной эксплуатации были изготовлены и испытаны другие агрегаты, несколько отличные по размерам, конфигурации дистанционирующих вставок и т. п.



а

Экспериментальные характеристики. Были проведены исследования характеристик и надеж-

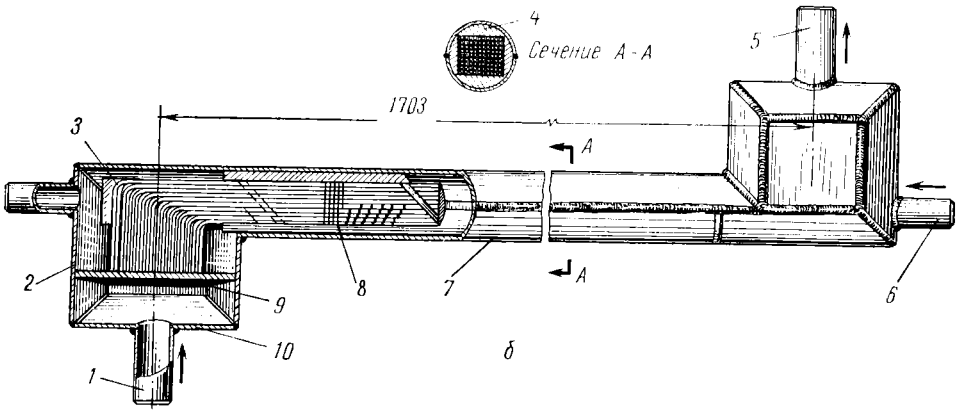


Рис. 14.7. Опытный теплообменник типа «расплавленная соль — NaK» (материал никонель). *а*. Фотография теплообменника (видны деформации труб в зоне «горячей» сборной камеры после воздействия резких циклических термических напряжений); *б*. Схема компоновки теплообменника:

1 — вход NaK; *2* — коллектор соли; *3* — труба; *4* — вкладыши; *5* — выход NaK; *6* — вход соли; *7* — корпус; *8* — дистанционирующие вставки; *9* — трубная доска; *10* — коллектор NaK.

ности работы в условиях длительной эксплуатации двенадцати различных теплообменников, подобных представленному на рис. 14.7 (соответствующие конструктивные характеристики приведены в табл. 14.2). Результаты испытаний были обработаны. Рассчитанные коэффициенты теплоотдачи приведены на рис. 14.8. Данные получены в результате экспериментов на шести различных опытных стендах. Опытные точки лежат более чем на 30% ниже зависимости Диттуса — Болтера. В какой-то степени это явление можно объяснить на основе анализа рис. 14.9, на котором представлены данные по теплоотдаче фторида при течении его в единичной электрически обогреваемой трубе малого диаметра. Из рис. 14.9 следует, что даже при числах Рейнольдса, превышающих 6000, в идеальных условиях единичной круглой трубы коэффициент теплоотдачи к фториду на 12% ниже значения, получающегося из соотношения Диттуса — Болтера. Каких-либо удовлетворительных объяснений данному явлению найти не удалось. Резкое снижение величины коэффициента теплоотдачи при уменьшении числа Рейнольдса с 6000 до 1500 согласуется с данными, полученными на других жидкостях в переходном от турбулентного

течения к ламинарному режиму. При чисто ламинарном течении (числа Re меньше 1500) коэффициент теплоотдачи практически постоянный. Все эти вопросы рассмотрены в гл. 3.

Наиболее интересно то, что данные для внешнего обтекания труб на рис. 14.8 и 14.9 вплоть до чисел Рейнольдса, равных 700, описываются прямой, имеющей тот же наклон, что и идеальная зависимость Диттуса — Болтера. Эти данные ложатся ниже соответствующих опытных значений коэффициентов теплоотдачи к фторидам при течении внутри круглых труб при больших числах Рейнольдса и выше их при малых числах Рейнольдса. Поиски причин такого несоответствия привели к заключению, что при продольном обтекании фторидом корридорного пучка труб, возможно, происходит расслоение потока на отдельные струи. Иными словами, перемешивание струй жидкости, текущих в узкой щели между трубами, и потока жидкости, текущего в относительно свободном пространстве в центре приблизительно квадратного канала, ограниченного четырьмя окружающими трубами, неудовлетворительное. Подобное расслоение потока ведет к уменьшению эффективной разности температур между стенкой трубы и потоком фторида вблизи стенки, следовательно, коэффициент теплоотдачи, рассчитанный на основе измеренной разности температур стенки и в центре свободного потока жидкости, будет ниже, чем в круглом канале при числах Рейнольдса, превышающих 5000.

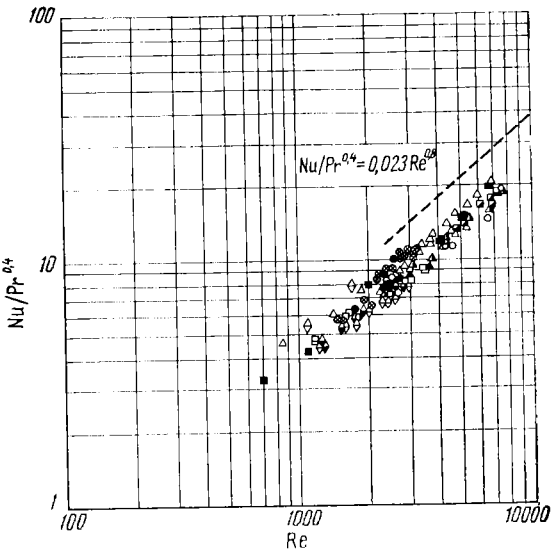


Рис. 14.8. Характеристики теплоотдачи расплавленной соли при внешнем обтекании Z-образных пучков труб (данные получены на 12 различных теплообменниках, испытанных в шести различных системах).

Другое интересное заключение, вытекающее из рис. 14.8, состоит в том, что прямые проволочные дистанционирующие вставки между трубами являются эффективным средством для существенной турбулизации потока. В результате наклон кривой зависимости коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса, характерный для развитого турбулентного течения, сохраняется до чисел Рейнольдса порядка 700. Опыты, проведенные на воде, выявили аналогичное ухудшение характеристик теплоотдачи при наружном обтекании пучка труб по сравнению с течением внутри трубы при повышенных числах Рейнольдса, однако наклон кривой зависимости коэффициента теплоотдачи от числа Рейнольдса при наружном обтекании пучка также сохранялся вплоть до чисел Рейнольдса порядка 700 [12].

Приведенные выше заключения относительно влияния проволочных дистанционирующих вставок на характер течения между трубами вытекают из данных рис. 14.10 по коэффициенту трения для участков между дистанционирующими вставками. Данные представлены как функция числа Рейнольдса в диапазоне его изменения 300—6000. Отклонение экспериментальных точек от идеальных кривых, по-видимому, указывает на наличие расслоения потока как в ламинарной, так и в турбулентной области, причем с уменьшением числа Рейнольдса область ламинарного течения, занимавшая ранее пространство в узких зазорах между трубами, постепенно расширяется, пока не захватит все поперечное сечение.

Был рассмотрен и испытан целый ряд различных конфигураций прямых проволочных дистанционирующих вставок, аналогичных приведенным

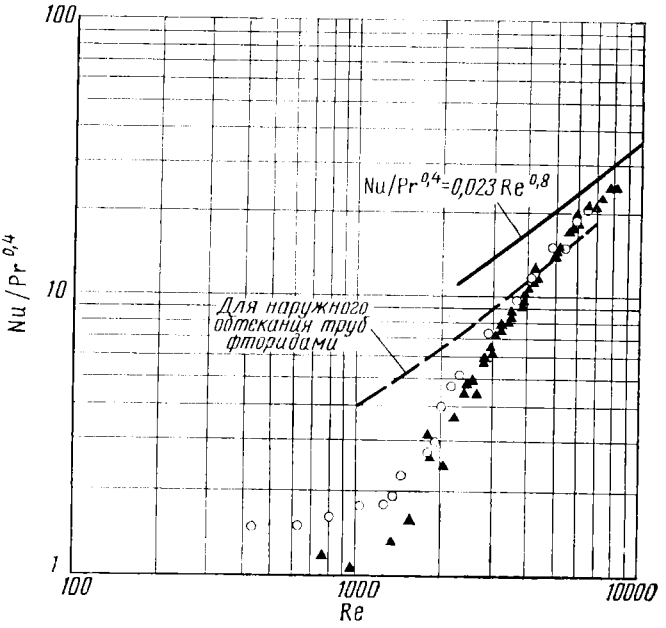


Рис. 14.9. Характеристики теплоотдачи расплавленной соли, использовавшейся в опытах, приведенных на рис. 14.8, при течении ее в круглых трубах.

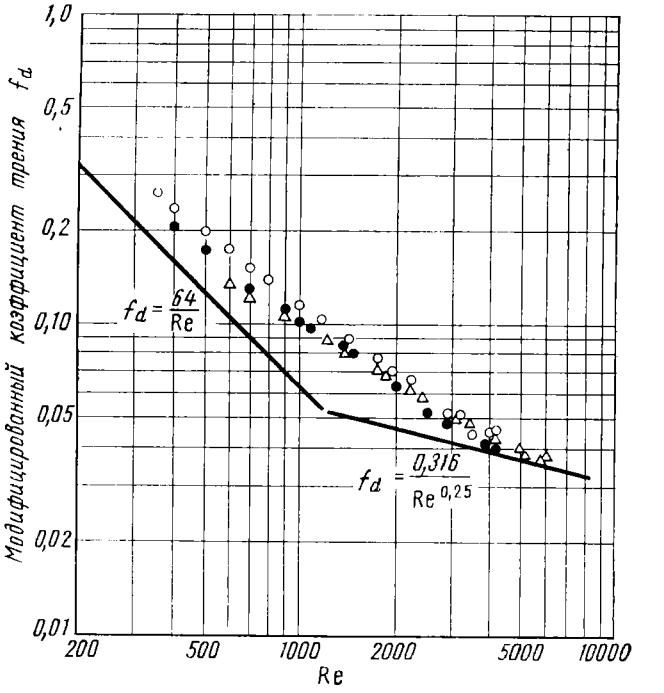


Рис. 14.10. Данные для коэффициента трения при продольном внешнем обтекании пучка из 25 труб с плоскими проволочными дистанционирующими вставками, аналогичными изображенным на рис. 14.5:

○ — ступенчатая дистанционирующая решетка с углом 45°;
● — ступенчатая дистанционирующая решетка с углом 0°;
▽ — V-образная дистанционирующая решетка.

на рис. 14.4 и 14.5, и рассчитаны потери на трение о стенки труб. Соответствующие значения вычитали из полного перепада давлений, с тем чтобы получить потери давления при обтекании только дистанционирующих вставок. Были рассчитаны коэффициенты сопротивления для различного типа вставок, соответствующие данные представлены на рис. 14.11. Конфигурация вставок, соответствующая рис. 14.11, определялась по их виду с торцов. В «плоской» решетке все дистанционирующие проволоки расположены в плоскости, перпендикулярной осям труб. В «ступенчатой» решетке оси дистанционирующих проволок были расположены перпендикулярно трубам, но плоскость решетки, образованной проволоками, была наклонена относительно труб. Ось «наклонных» дистанционирующих вставок располагалась под углом к оси труб, однако концы всех вставок лежали на прямых, перпендикулярных осям труб. В V-образной решетке проволоки располагались ступенями, расходясь от середины пучка так, что торцы проволок как бы образовывали букву V. На основе данных рис. 14.11 был сделан вывод, что наиболее перспективная конфигурация получалась в результате чередования с шагом 230 *мм* в направлении потока ступенчатой решетки с наклоном плоскости решетки 45° и наклонных вставок с углом наклона 45°

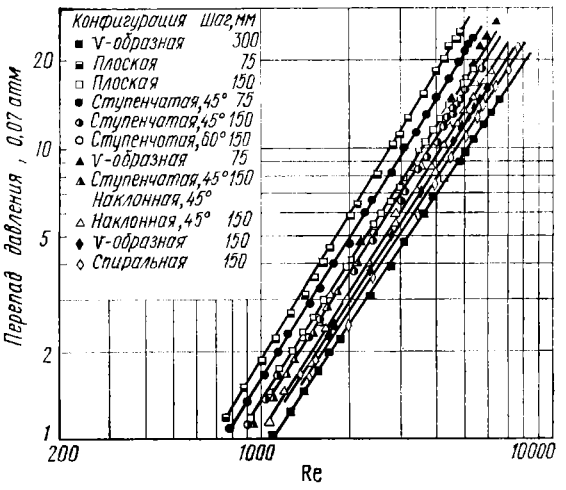


Рис. 14.11. Влияние конфигураций плоских проволочных дистанционирующих вставок (см. рис. 14.5) на величину перепада давлений при продольном внешнем обтекании трубных пучков (данные для одиннадцати различных конфигураций вставок).

РАДИАТОРЫ ТИПА NaK — ВОЗДУХ

Общий подход к проектированию радиаторов типа NaK — воздух для опытных систем с реактором, предназначенным для авиации, весьма близок к принципу проектирования теплообменника типа расплавленная соль — NaK, рассмотренному в предшествующем разделе. Специфические проблемы, характерные для радиатора типа NaK — воздух, частично обусловлены значительно большими разностями температур между двумя теплоносителями, особенно на входе воздуха, и частично большим различием в значениях коэффициентов теплоотдачи, что требует развития теплообменной поверхности с воздушной стороны. Было проведено сравнение характеристик многих типов теплообменных матриц, которые могли быть использованы в данных целях. Результаты этого сравнения довольно сложно привести в настоящей главе. Был рассмотрен широкий диапазон диаметров труб и их шагов, шагов ребер и в каждом случае оценивались характеристики матрицы. Основными критериями при оценке являлись: вес, объем, число соединений труб с коллектором, перепады давлений как со стороны NaK, так и с воздушной стороны, необходимые для обеспечения достаточно эффективного теплообмена при заданных скоростях течения обоих рабочих тел. Здесь достаточно сказать, что из рассматривавшихся четырех основных конфигураций матриц была выбрана представленная на рис. 14.12 комбинация круглых труб с плоскими ребрами. Эта матрица дает наилучшие характеристики агрегата в целом. Кроме того, она и в других отношениях (именно, в смысле эффективности теплообмена, технологичности в изготовлении, веса и способности противостоять термическим напряжениям)

почти не уступает матрицам, имеющим наилучшие показатели по одному из указанных критериев.

Основным фактором, обеспечившим хорошие характеристики данной геометрии, оказалась успешная разработка нового материала ребер. Для обеспечения хороших теплопроводящих свойств и в то же время хорошей стойкости к окислению, а также механической прочности при высоких температурах была разработана двухслойная конструкция, состоящая из медного листа с покрытием из нержавеющей стали-310. Общая толщина ребра составляет 0,25 *мм*, из которых на долю медного «сердечника» приходится 0,15 *мм*; толщина каждого нержавеющего покрытия 0,05 *мм*. Другим важным фактором

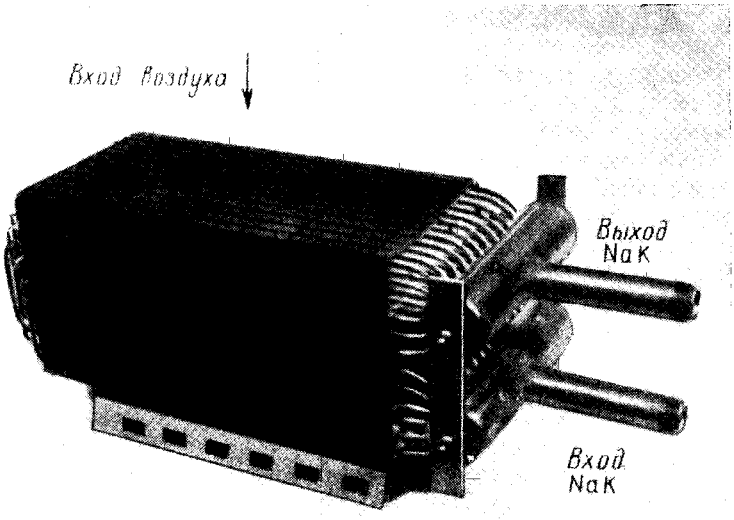


Рис. 14.12. Опытный образец радиатора типа NaK — воздух.

Радиатор трубчатого типа с плоскими ребрами. Размер матрицы 203 × 203 × × 406 *мм*. Внешний диаметр труб 4,76 *мм*, толщина ребер 0,25 *мм*, шаг — 5,9 ребер на 1 *см*.

явилось использование двухходовой схемы по NaK, что приближает конструкцию к чисто противоточной схеме (рис. 14.15).

Пример 14.2. *Конструктивные расчеты*. В табл. 14.3 представлены основные габаритные размеры, а также расчетные характеристики одного из опытных образцов подобного рода теплообменников. При расчетах задавались температурами воздуха на входе и выходе, расходом воздуха, температурой NaK на выходе. Температуру NaK на входе и расход жидкого металла находили в результате расчета. Поскольку определяющим является термическое сопротивление со стороны воздуха, в первом приближении падением температуры в стенке и термическим сопротивлением со стороны NaK можно пренебречь. Таким образом, расчет начинается с определения массовой скорости воздуха и коэффициента теплоотдачи с воздушной стороны, при этом в расчетах используется значение скорости воздуха в загроможденном трубами сечении. Физические свойства брались при средней температуре стенки в трубном пучке, а не при средней температуре воздуха [см. соотношение (3.24)]. При этом величина коэффициента теплоотдачи получается завышенной, поскольку средняя скорость воздуха относительно ребер несколько ниже скорости в загроможденном трубами сечении. С другой стороны, сами трубы обусловливают некоторую дополнительную турбулентность потока, что ведет к росту коэффициента теплоотдачи. Поскольку между ребрами с шагом 51 *мм* в направлении потока имелись свободные промежутки, то в расчетную величину коэффициента теплоотдачи вводили соответствующую поправку согласно рис. П3.8,

Таблица 14.3

Сводные данные результатов расчета характеристик опытного теплообменника типа NaK — воздух

(см. рис. 14.12)

Размерные величины			
1. Наружный диаметр труб, *мм*	4,77		Задается
2. Внутренний диаметр труб, *мм*	3,50		»
3. Шаг трубного пучка, *мм*	17×17		»
4. Разметка пучка	Квадрат		»
5. Толщина ребра, *мм*	0,15Cu+0,1 нержавеющая сталь		»
6. Шаг ребер (число ребер на 1 *см*)	5,9		»
7. Полный размер входного сечения, *мм*	203×406		»
8. Длина воздушного канала, *мм*	203		»
9. Число труб	72,0		6×12
10. Длина труб, *мм*	1066		2×406+254
11. Теплообменная поверхность с воздушной стороны, $м^2$	18,6		{6}×406×2×$\times 4{,}13\times10^{4}\times10^{-6}$
12. Тепловая мощность, *ккал/ч*	567 000		Задается
Характеристики	NaK	Воздух	
13. Температура на входе, °C	802	37,7	{23}; задается
14. Температура на выходе, °C	649	732	»
15. Весовой расход, *кг/сек*	4,13	0,9	{12}/({14}—{13})×$\times$0,25×3600; задается
16. Проходное сечение, $м^2$	0,0007	0,048	{2} и {9}; {1}, {3}, {5}, {6} и {7}
17. G', $кг/(сек\cdot м^2)$	5900	18,8	{15}/{16}
18. d_e, *мм*	3,45	2,89	{2}, {5} и {6}
19. Re	70 000	2170	
20. h, $ккал/(м^2\cdot ч\cdot град)$	78 000	142	Рис. П3.4; П3.13; П3.8
21. Эффективность ребра, %		86,0	Рис. 3.1
22. Среднелогарифмическая разность температур, °C	250		{12}/{20}×{21}×$\times$ {11}
23. Наименьшая разность температур, °C	69,4		
24. f_d	0,020 0,044 (ребра) 0,020 (трубы)		Рис. П3.10
25. Динамический напор, *атм*	0,225	0,0030	
26. Перепад давления, *атм*	1,37	0,0169	{24}×{25}×l/d_e

Примечание. Числа в фигурных скобках означают порядковый номер строки, из которой берется нужный для расчета параметр.

которая учитывала влияние входных эффектов. Величину эффективности ребер брали для эквивалентного круглого ребра, имеющего ту же площадь, что и квадратное ребро проектируемого теплообменника. Рассчитывали среднелогарифмическую разность температур и наименьшую разность температур, после чего определяли расход и температуру NaK на входе, считая течение чисто противоточным.

Перепад давления с воздушной стороны определяли как сумму потерь при поперечном обтекании пучка неоребренных труб и потерь при течении между параллельными пластинами. Потери давления в NaK рассчитывали исходя из величины коэффициента сопротивления при течении жидкости внутри холоднотянутых круглых труб. Потери напора в коллекторах принимали равными динамическому напору на выходе из труб.

Экспериментальные характеристики. На рис. 14.13 и 14.14 представлены экспериментальные характеристики некоторых агрегатов в сравнении с расчет-

ными оценками. Возможно, случайно опытное значение коэффициента теплоотдачи совпало с расчетным (табл. 14.3) с точностью 10%. Интересно отметить, что наклон экспериментальной кривой для коэффициента теплоотдачи с воздушной стороны совпадает с идеальной расчетной зависимостью для турбулентного течения даже при числах Рейнольдса, доходящих до 300. Наклон кривой произведения местного коэффициента теплоотдачи на эффективность ребра более пологий, чем для исходных поверхностей. Подобный ход зависимости характерен для развитых теплообменных поверхностей с коэффициентами эффективности оребрения, существенно меньшими 100%. При поперечном обтекании круглых труб поток турбулизируется, о чем свидетельствуют данные рис. 14.14. Наклон кривой на этом рисунке лежит между соответствующими значениями для турбулентного и ламинарного течений.

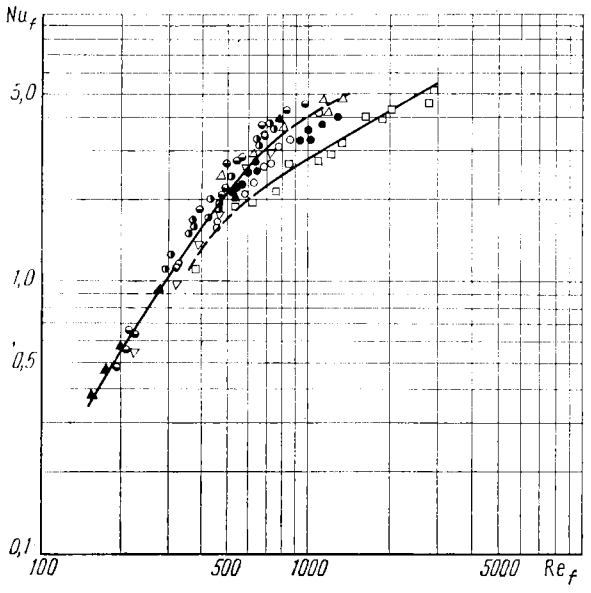


Рис. 14.13. Характеристики теплообмена радиаторов различных серий *Y* типа NaK — воздух.

Измеренный перепад давлений по воздушной стороне примерно на 50% превышает расчетные значения, что, возможно, свидетельствует о допущенной ошибке в расчетах, когда коэффициент сопротивления принимали равным соответствующему значению для гладких тянутых латунных труб. Аналогично в процессе первых длительных испытаний теплообменников перепад давлений со стороны NaK был примерно вдвое больше расчетного. Более того, в ряде случаев наблюдалась тенденция к увеличению этого перепада, после нескольких месяцев работы он удваивался. Указанный эффект, по-видимому, связан с наличием массообмена в контуре NaK. В горячей зоне происходило растворение легирующих компонентов металла с последующим отложением их в виде игольчатых кристаллов на стенках труб радиатора (радиатор представляет собой холодную часть контура NaK). Анализ под микроскопом показал, что эти кристаллы откладывались в довольно широком диапазоне: наличие отложений, по-видимому, увеличивало шероховатость стенок и приводило к росту потерь давления, несмотря на то, что проходное сечение канала не изменялось.

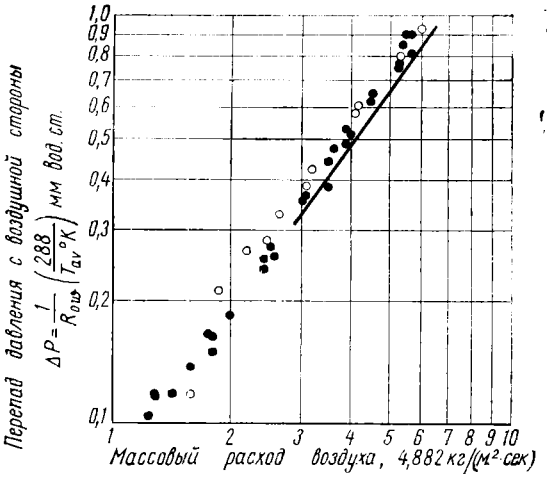


Рис. 14.14. Полный перепад давления с воздушной стороны в радиаторе типа NaK — воздух (см. рис. 14.12):

● — ART-радиатор 1; ○ — ART-радиатор 2; ——— кривая для теплообменников серии *Y* мощностью 1/2 *Мвт*.

Повреждения труб в процессе длительных испытаний. Был изготовлен и испытан ряд радиаторов, аналогичных приведенному на рис. 14.12. В процессе осуществления программы испытаний наблюдались повреждения труб, которые не были связаны с какими-либо температурными напряжениями, рассматривавшимися в процессе первичного расчета конструкции на прочность. Поскольку эти испытания должны были предоставить необходимый материал для проектирования, вопрос о температурных расширениях и температурных напряжениях в радиаторах в целом заслуживает дополнительного анализа. Прежде всего анализ распределения температур в теплообменной матрице в условиях перекрестного тока дает сложное искривленное трехмерное поле

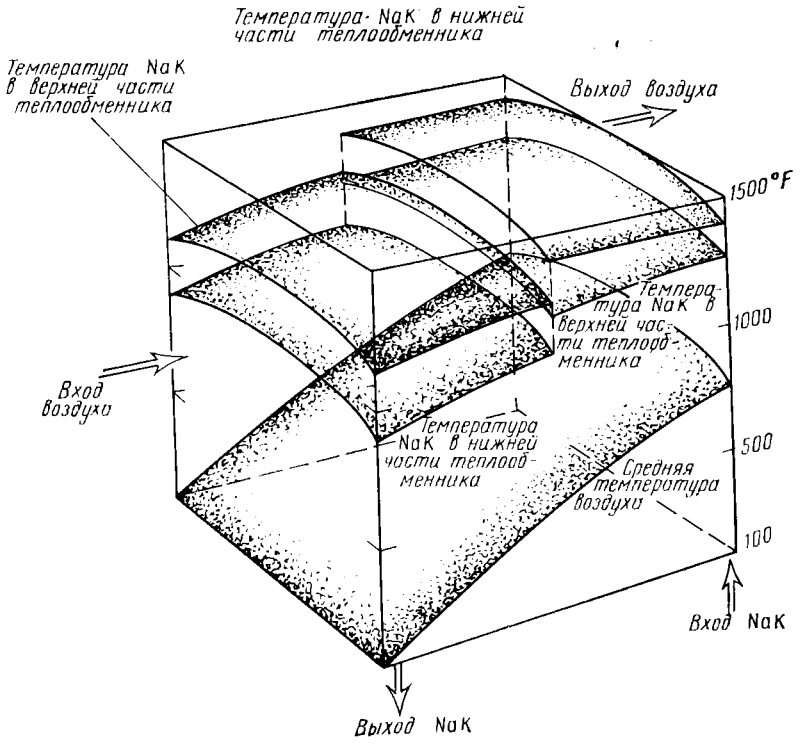


Рис. 14.15. Распределение температур в радиаторе типа NaK — воздух (см. рис. 14.12). Показано влияние двухходового поперечного тока.

температур и сложное распределение напряжений. Характерное распределение температур показано на рис. 14.15. Следует помнить, что теплообменная матрица трехмерная, поэтому температурные расширения происходят не только в направлении потока воздуха, но и в перпендикулярных ему направлениях как вдоль труб, так и вдоль ребер. Значит, необходимо обеспечить свободу температурных расширений между лентами или плоскими ребрами и трубной доской, между отдельными трубами в теплообменной матрице, между трубами и элементами опорной конструкции или перегородками, если в них появится необходимость. Кроме того, должны быть предусмотрены меры на случай изменения распределения температур в связи с изменениями температуры в контуре жидкого металла в переходных процессах. В системе могут наблюдаться «броски» холодной или горячей жидкости, время протекания этой массы жидкости через теплообменную матрицу будет различным в различных ее участках. Другим фактором, который может привести к растрескиванию труб, является закупорка проходного сечения инородным материалом со стороны жидкого металла в высокотемпературной области. Температура в окрестности закупоренной трубы резко снизится, в результате чего эта

труба будет стремиться сжаться относительно остальных труб пучка. Подобного рода явления имели место в действительности, что привело к ряду аварий в радиаторах. Опасным участком, подверженным сильным повреждениям, является место соединения труб с ребрами. Радиальный градиент температур в стенке трубы и вдоль ребра вызывает сильные напряжения, аналогичные напряжениям в ружейном стволе. Ввиду возмущений, вносимых ребрами в температурное поле трубы, и особенно возмущений, связанных с неодинаковым выполнением швов в месте пайки ребер, в матрице будут также иметь место и продольные градиенты температур, а следовательно, и местные изгибы труб и касательные напряжения.

При разработке программы экспериментов для последующих агрегатов было учтено, что наибольшие опасения в надежности работы конструкции связаны с разницей в температурных расширениях ребер и коллектора, поскольку ребра могут быть холоднее коллектора, и эта разность может составить 165° С. Разность в температурных расширениях может привести к изгибу труб (см. рис. 7.10). Разность между средней температурой ребер и средней температурой металла коллектора зависит от тепловой нагрузки радиатора, т. е. от расхода воздуха через радиатор. Наибольшая разность температур имеет место на входе воздуха. В зависимости от протяженности радиатора в направлении потока воздуха (см. рис. 14.15) эта разность может в три раза превысить среднюю. Температурные напряжения, связанные с этой разностью температурных расширений, изменяются одновременно с изменением расхода воздуха. Следовательно, радиатор будет подвергаться воздействию очень резких циклических температурных напряжений в результате включения или прекращения подачи воздуха или просто в результате изменения расхода воздуха. Циклические изменения температуры большой амплитуды (т. е. сильные изменения разностей температур в матрице), безусловно, более серьезны с точки зрения возникающих температурных напряжений, чем температурные циклы малой амплитуды. Неблагоприятное воздействие указанного фактора можно уменьшить, если ребра изготавливать со специальными щелями или промежутками, расположенными с определенным интервалом. Это усовершенствование было осуществлено в более поздних конструкциях радиаторов, причем оно оказалось достаточно эффективным. Последние из испытанных образцов радиаторов успешно выдержали в шесть раз больше резких температурных циклов, чем их ожидается в течение всего расчетного срока службы натурного теплообменника.

Итоговые требования, предъявляемые к конструкциям с точки зрения напряжений. Требования, выработанные на основе конструкторской практики и данных опытной эксплуатации теплообменников, следующие.

1. Конструкция должна быть такой, чтобы область наибольших напряжений (т. е. та область, в которой наиболее вероятно их появление) имела максимально простую геометрию; тогда любая пластическая деформация будет распределяться на большом участке, а не концентрироваться в какой-то локальной зоне.

2. В зоне, в которой будут иметь место пластические деформации, суммарные циклические деформации не должны превышать 10—20% расчетных допускаемых циклических деформаций для данной конструкции.

3. В местах, где определяющими являются статические напряжения, суммарная деформация не должна превышать 0,2%.

4. В местах, где определяющим является срок службы элемента до его разрушения, статические напряжения не должны превышать 50% разрушающего напряжения для номинального срока службы данного элемента конструкции.

КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ РЕАКТОРА АТОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ, ОХЛАЖДАЕМОГО РАСПЛАВЛЕННОЙ СОЛЬЮ

Для стационарных атомных электростанций большой срок службы и надежность эксплуатации являются значительно более существенными факторами, нежели малый размер и вес оборудования. Для иллюстрации некото-

рых, отличных от ранее обсуждавшихся проблем целесообразно рассмотреть пример соответствующего оборудования. Авторами предложена схема электростанции, которая особенно интересна тем, что она позволяет достичь исключительно высокого к. п. д.—55%. Это электростанция с бинарным циклом, включающая в себя реактор, охлаждаемый расплавленными солями. Тепловая мощность реактора 1000 *Мвт*, температура топлива на выходе 980° С. В промежуточном теплообменнике тепло передается инертной соли, температура которой на выходе из теплообменника равна 875° С. Инертная соль является греющим теплоносителем калиевого парогенератора, из которого пар калия с температурой 837° С поступает в турбину. Пройдя турбину, пар калия с температурой 593° С поступает в конденсатор. Выделяющаяся в процессе конденсации скрытая теплота парообразования идет на испарение, перегрев и вторичный перегрев рабочего тела в цикле обычной паросиловой электростанции, рассчитанный на максимальную температуру пара 565° С [17].

При расчете теплообменника типа топливо — инертная соль задавались изменением температуры 55,6° С как для топливного контура, так и для контура инертной соли. Схема теплообменника была выбрана противоточной, использовалась кожухо-трубная конструкция, трубы объединялись в двадцать трубных пучков, расположение труб в пучках — по вершинам равностороннего треугольника. Для обеспечения свободы температурных расширений была выбрана U-образная конструкция. Инертная соль течет внутри труб, а топливо из реактора — снаружи. Для обеспечения надлежащей коррозионной стойкости и механической прочности при высоких рабочих температурах были применены циркониевые трубы с наружным диаметром 9,525 *мм* и толщиной стенки 0,89 *мм*. Представлялось целесообразным взять шаг труб равным 1,25 их наружного диаметра или более.

Совокупность конструктивных требований ограничивала величину потери давления в теплообменнике со стороны инертной соли 0,7 *атм*, и со стороны топлива — 1,05 *атм*.

Пример 14.3. Основные конструктивные характеристики, включая данные по физическим свойствам двух теплоносителей, представлены в табл. 14.4. Расчет сводился к определению расходов топлива и инертной

Таблица 14.4

Характеристики теплообменника для расплавленных солей

Наружный диаметр труб, *мм*	9,525
Внутренний диаметр труб, *мм*	7,75
Толщина стенки трубы, *мм*	0,89
Поперечное сечение трубы, *мм*^{2}	47,2
Наружная поверхность трубы, *м*^{2}/*м*	0,03
Шаг, *мм*	$1{,}25 \times D_{\text{пар}} = 11{,}95$
Разметка пучка	Равносторонний треугольник
Наружное проходное сечение, отнесенное к одной трубе, *мм*^{2}	50,6
Эквивалентный диаметр наружного проходного сечения, *мм*	6,85
Коэффициент теплопроводности стенки трубы, *ккал*/(*м*·*ч*·*град*)	50

	Снаружи труб	Внутри труб
Род жидкости	Топливная композиция	Инертная соль
Температура на входе, °С	982	871
Температура на выходе, °С	927	927
Плотность ρ, *кг*/*м*^{3}	3500	2070
Вязкость μ, *кг*/(*ч*·*м*)	24,4	13,2
Коэффициент теплопроводности k, *ккал*/(*м*·*ч*·*град*)	2,62	3,65
$\text{Pr} = c_p\mu/k$	0,09	1,76
Допустимый перепад давления ΔP, *атм*	0,7	1,05

соли, числа труб и длины труб. Указанные параметры необходимы для оценки размера и стоимости теплообменника.

Расход топлива и соли можно определить из теплового баланса, приравнивая мощность реактора количеству тепла, отводимому этими жидкостями, $Q = Wc_p\delta t$. Мощность, приходящаяся на каждый трубный пучок, равна

$$Q = 50000 \cdot \frac{860}{3600} = 11\,900 \ \textit{ккал/сек}.$$

Следовательно, расход топлива W'_f равен

$$W'_f = \frac{11900}{0{,}33 \cdot 55{,}5} = 650 \ \textit{кг/сек}.$$

Расход инертной соли $W'_s = \frac{11900}{0{,}488 \cdot 55{,}5} = 440 \ \textit{кг/сек}$.

Длина труб зависит от выбранного числа труб, которое, в свою очередь, должно быть связано с заданной величиной перепада давления и требованиями теплообмена. Поэтому следующим этапом расчетов являлось определение надлежащего приближенного значения для числа труб, которое в последующем уточняется в случае необходимости. Первое приближение для числа труб может быть получено исходя из заданной величины перепада давления и массового расхода W'_s внутри труб, с помощью следующего равенства:

$$n = \frac{W'_s}{345}\left(\frac{f_d L}{\rho_s D^5 \Delta P_s}\right)^{1/2},$$

где $[\Delta P] = \textit{атм}$.

Соответствующая длина труб может быть выбрана на основе практических соображений, а величину f_d можно оценить. Если принять длину трубы равной 3,05 *м*, а коэффициент трения 0,025, то в первом приближении число труб при допустимом перепаде давлений 0,7 *атм* составит $n = 1730$. Тогда расходы топлива и инертной соли на одну трубу составят

$$W'_{s,\,\text{тр}} = \frac{440}{1730} = 0{,}255 \ \textit{кг/сек};$$

$$W'_{f,\,\text{тр}} = \frac{650}{1730} = 0{,}375 \ \textit{кг/сек} \ \text{(снаружи трубы)}.$$

Массовые скорости топлива и инертной соли будут соответственно равны

$$G'_s = \frac{W'_{s,\,\text{тр}}}{A_s} = \frac{0{,}255}{47{,}2 \cdot 10^{-6}} = 5{,}4 \cdot 10^3 \ \textit{кг/(м}^2 \cdot \textit{сек)};$$

$$G'_f = \frac{W'_{s,\,\text{тр}}}{A_f} = \frac{0{,}375}{50{,}6 \cdot 10^{-6}} = 7{,}35 \cdot 10^3 \ \textit{кг/(м}^2 \cdot \textit{сек)}.$$

Числа Рейнольдса для топлива и инертной соли следующие:

$$\text{Re}_s = \frac{5{,}4 \cdot 10^3 \cdot 3600 \cdot 7{,}75 \cdot 10^{-3}}{13{,}2} = 11\,450; \quad \text{Re}_f = \frac{7{,}35 \cdot 10^3 \cdot 3600 \cdot 6{,}85 \cdot 10^3}{24{,}4} = 7400.$$

Далее можно рассчитать коэффициенты теплоотдачи как со стороны топлива, так и со стороны инертной соли. Согласно рис. 14.9, коэффициенты теплоотдачи для расплавленных фторидов примерно на 12% ниже расчетных значений, определяемых соотношением Диттуса — Болтера при числах Рейнольдса больше 6000. Следовательно, коэффициенты теплоотдачи могут быть рассчитаны из уравнения

$$\text{Nu} = 0{,}02\,\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,4} \quad \text{или} \quad h = 0{,}02\left(\frac{k}{D}\right)\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,4}.$$

Подставляя численные значения, получаем

$$h_s = 0{,}02\left(\frac{3{,}66}{7{,}75 \cdot 10^{-3}}\right) \cdot (1{,}76)^{0,4} \cdot (11\,450)^{0,8} = 20\,600 \ \textit{ккал/(м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град)};$$

$$h_f = 0{,}02\left(\frac{2{,}62}{6{,}85 \cdot 10^{-3}}\right) \cdot (3{,}09)^{0,4} \cdot (7400)^{0,8} = 14\,900 \ \textit{ккал/(м}^2 \cdot \textit{ч} \cdot \textit{град)}.$$

Проводимость стенки трубы

$$\frac{k_w}{b_w} = \frac{50}{0{,}89 \cdot 10^{-3}} = 56\,500 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град).$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности трубы, равен

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{14\,900} + \frac{1}{56\,500} + \frac{1}{20\,600\,(7{,}75/9{,}525)} =$$
$$= 10^{-4}\,[0{,}671 + 0{,}177 + 0{,}599] = 1{,}447 \cdot 10^{-4},$$
$$U = 6900 \ ккал/(м^2 \cdot ч \cdot град).$$

Требуемая наружная поверхность труб может быть рассчитана из соотношения

$$Q = AU\Delta t_m$$

или

$$11\,900 \cdot 3600 = A \cdot 6900 \cdot 55{,}6,$$

откуда $A = 112 \ м^2$.

Наружная поверхность одной трубы равна

$$A_{тр} = \frac{112}{1730} = 0{,}0645 \ м^2.$$

Длина трубы

$$L = \frac{0{,}0645}{0{,}03} = 2{,}15 \ м.$$

Точное значение перепада давления теперь можно рассчитать из соотношения

$$\Delta P = f_d \frac{G'^2}{2g\rho} \frac{L}{D}.$$

Перепад давления для инертной соли, если принять $f_d = 0{,}033$, равен

$$\Delta P_s = 0{,}033 \frac{(5400)^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2070} \cdot \frac{2{,}15}{7{,}75 \cdot 10^{-3} \cdot 10^4} = 0{,}65 \ атм,$$

а для топлива, с внешней стороны труб, при $f_d = 0{,}035$

$$\Delta P_f = 0{,}035 \frac{(7350)^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 3500} \cdot \frac{2{,}15}{6{,}85 \cdot 10^{-3} \cdot 10^4} = 0{,}86 \ атм.$$

Таким образом, расчетные перепады давления для инертной соли и топлива близки друг к другу и не превышают допустимых значений. Поэтому выбранное в качестве первого приближения количество труб 1730 вполне приемлемо. Если бы перепады давлений сильно отличались от заданных значений, то расчеты можно было бы повторить для другого числа труб. Если бы при выбранном числе труб, перепад давлений внутри труб удовлетворял требуемым значениям, а снаружи труб сильно отличался, то можно было бы изменить шаг между трубами.

Поскольку была выбрана U-образная конструкция теплообменника, длина пучка будет примерно 1,1 *м*, а число отверстий в трубной решетке — 3460.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lyon R. N. et al. Liquid Metals Han book. ONR, AEC, Bureau of Ships, Supt. of Documents, Wash. D.C., June 1952.
2. Jackson C. B. et al. Liquid Metals Handbook, Sodium-NaK Supplement, July 1955.
3. MacPherson H. G. et al. Molten-Salt Reactor Program Quarterly Progress Report for Period Ending July 31, 1960, ORNL-3014. Oak Ridge National Laboratory, USAEC.
4. Emmet W. L. R. The Emmet Mercury Vapor Process. Trans. ASME, 46, 253 (1924).

5. Kirst W. E., Nagle W. M., Cartner J. B. A New Heat Transfer Medium for High Temperatures. Trans. AIChE, **36**, 371 (1940).
6. Lykoudis P. S., Touloukian Y. S. «Heat Transfer in Liquid Metals». Trans. ASME, **80**, 653 (1958).
7. Brown H. E. et al. «Temperature and Velocity Distribution and Transfer of Heat in a Liquid Metal». Trans ASME, **79**, 279 (1957).
8. Harrison W. B., Menke J. R. «Heat Transfer to Liquid Metals Flowing in Asymmetrically Heated Channels». Trans. ASME, **71**, 797 (1949).
9. Johnson H. A. et al. «Heat Transfer to Lead-Bismuth and Mercury in Laminar and Transition Pipe Flow.» Trans. ASME, **76**, 513 (1954).
10. Douglas T. B. «Specific Heats of Liquid Metals and Liquid Salts.» Trans. ASME, **79**, 23 (1957).
11. Fraas A. P. Design Precepts for High Temperature Heat Exchangers. Nucl. Sci Engng, **8**, 22 (1960).
12. Yarosh M. M. Evaluation of the Performance of Liquid Metal and Molten Salt Heat Exchangers. Nucl. Sci. Engng, **8**, 32 (1960).
13. MacPherson R. E. et al. Development Testing of Liquid Metal and Molten Salt Heat Exchangers». Nucl. Sci. Engng, **8**, 14 (1960).
14. Fraas A. P. Reliability as a Criterion in the Design of Space Power Plants. Paper presented at the Joint SAE-ASME Meeting in New York, April, 1964.
15. Friedland A. J., Bonilla C. F. Analytical Study of Heat Transfer Rates for Parallel Flow of Liquid Metals Through Tube Bundles. J. of AIChE, **7**, 107 (1961).
16. Le Tourneau B. W. et al. Pressure Drop for Parallel Flow through Rod Bundles. Trans. ASME, **79**, 1751 (1957).
17. Chambers W. R., Fraas A. P., Ozisik M. N. A Potassium-Steam Binary Vapor Cycle for Nuclear Power Plants. ORNL-3584, Oak Ridge National Laboratory, USAEC, May, 1964.

Глава 15
ГРАДИРНИ

Градирни находят широкое применение для отвода отработанного тепла в промышленных процессах, в холодильных установках или системах кондиционирования воздуха в тех случаях, когда их использование оказывается дешевле и удобней отвода тепла в атмосферу или передачи его воде ближайшего водоема. Выбор градирни в качестве охлаждающего устройства в большинстве случаев определяется технико-экономическим расчетом, однако быстрый рост энергетических систем после второй мировой войны привел к тому, что возможности прямоточного водоснабжения в ряде районов оказались недостаточными, и, несмотря на большую свободу в выборе участков для строительства мощных электростанций, не оставалось ничего другого, как строить большие градирни. Особенно ярко эта тенденция проявилась на юго-западе США.

Расчет градирен в значительно большей степени основан на использовании эмпирических зависимостей, чем расчет любых других видов теплообменников. В самом деле, здесь настолько много факторов, не поддающихся учету, что некоторые инженеры считают расчет градирен чем-то вроде черной магии. Большая часть затруднений возникает из-за повышенной чувствительности градирен к изменениям в атмосфере. Если ветер незначителен или если его совсем нет, то при некоторых условиях совместное влияние рельефа окружающей местности и находящихся поблизости зданий может привести к рециркуляции воздуха через градирню и, следовательно, к ухудшению ее работы. Влияние окружающей среды на работу градирни в такой степени зависит от местных топографических условий, преобладающего направления ветра, погоды и тому подобных факторов, что предсказать его результат трудно.

Но вследствие чего одна и та же градирня может работать совершенно по-разному в зависимости от места, где она установлена? Учитывая все эти, а также и другие трудности, авторы стремились в данной главе не только изложить основные закономерности, но и показать их использование при составлении технических условий, выборе градирен и их приемочных испытаниях.

ТИПЫ ГРАДИРЕН

Градирни явились дальнейшим развитием брызгальных бассейнов и возникли в результате усилий создать охладительные устройства, занимающие меньше места. В связи с этим следует отметить, что охладительный эффект небольшого брызгального бассейна (на единицу площади) может быть увеличен примерно в 20 раз путем установки несложного разбрызгивающего устройства и примерно в 10 раз — постройкой градирни. Дополнительное преимущество градирен перед брызгальными бассейнами заключается еще и в том, что при одинаковой тепловой нагрузке они требуют примерно в пять раз меньшего расхода воды, поэтому их можно спроектировать таким образом, чтобы почти устранить потери воды, связанные с уносом капель ветром.

Градирни с естественной тягой. Градирня простейшего типа представляет собой небольшой брызгальный бассейн, окруженный стенками, которые снаб-

жены изнутри наклонными жалюзи (рис. 15.1). В градирнях этого типа воздух изменяет направление, проходя через жалюзи при входе и при выходе из башни, а капли воды, находящиеся во взвешенном состоянии, ударяясь о жалюзи, выпадают из потока воздуха и стекают обратно в бассейн у основания башни.

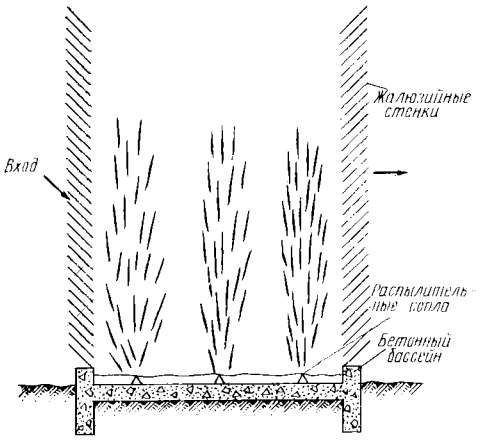


Рис. 15.1. Разрез градирни простейшего типа, представляющей собой брызгальный бассейн, огражденный жалюзийными стенками.

Требуемое количество перекачиваемой воды может быть уменьшено, а охладительный эффект на единицу площади основания градирни увеличен, если в вытяжной башне разместить горизонтальные щиты, уменьшающие среднюю скорость падения капель воды и увеличивающие тем самым время, в течение которого капля при падении ее через башню находится в потоке охлаждающего воздуха. Еще одно преимущество щитов заключается в том, что они дают возможность организовать противоток и, следовательно, получить более низкую температуру воды на выходе. Осуществление противотока реализуется с помощью использования разбрызгивателей воды низкого давления, размещаемых в верхней части башни, и с помощью упомянутых уже горизонтальных щитов; кроме того, конструкция стен башни должна быть такой, чтобы воздух входил в башню горизонтально, а выходил из нее вертикально (рис. 15.2). Положительной особенностью такого устройства является то, что направленное вертикально вверх движение воздуха также уменьшает скорость падения капель воды и тем самым увеличивает площадь эффективной поверхности теплообмена при любой скорости воды. В градирнях этого типа поверхности, находящиеся внутри башни, называются *заполнением*, или *насадкой*, и располагаются ступенчато, так что капля воды может пролететь вниз только на незначительное расстояние, после чего она снова ударяется о поверхность насадки. На рис. 15.3 показано несколько типичных решеток (щитов), сделанных из брусков секвойи и прикрепленных на гвоздях к балкам сечением 25,4 × 50,8 *мм*.

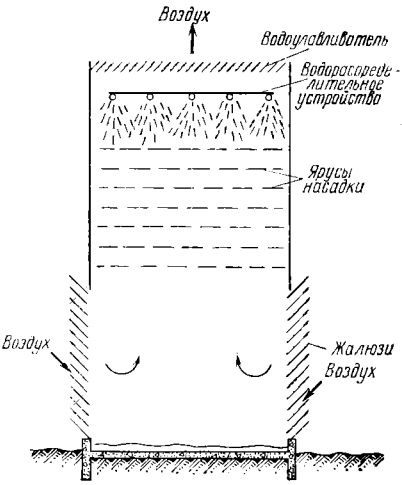


Рис. 15.2. Разрез градирни с естественной тягой, снабженной насадкой для увеличения эффективной поверхности капель воды путем многократного разбрызгивания.

Увеличение температуры воздуха по мере его движения снизу вверх внутри башни приводит к возникновению естественной конвективной тяги, которая особенно полезна в случае, когда скорость ветра невелика.

В мощных установках, при использовании большого количества градирен типа показанных на рис. 15.2, их можно расположить близко друг к другу, в длинный ряд, направление которого перпендикулярно господствующему направлению ветра. Такое расположение бывает особенно эффективным в прибрежных районах, где ветры дуют преимущественно с суши на море или с моря на сушу.

В Великобритании построены большие градирни с естественной тягой, высота которых составляет около 100 *м*. Как видно на рис. 15.4, эти градирни похожи на гигантские дымовые трубы, поставленные своим основанием на кольца из тонких стоек. Воздух входит через кольцевой зазор, образованный этими стойками, нагревается, проходя через насадки, расположенные

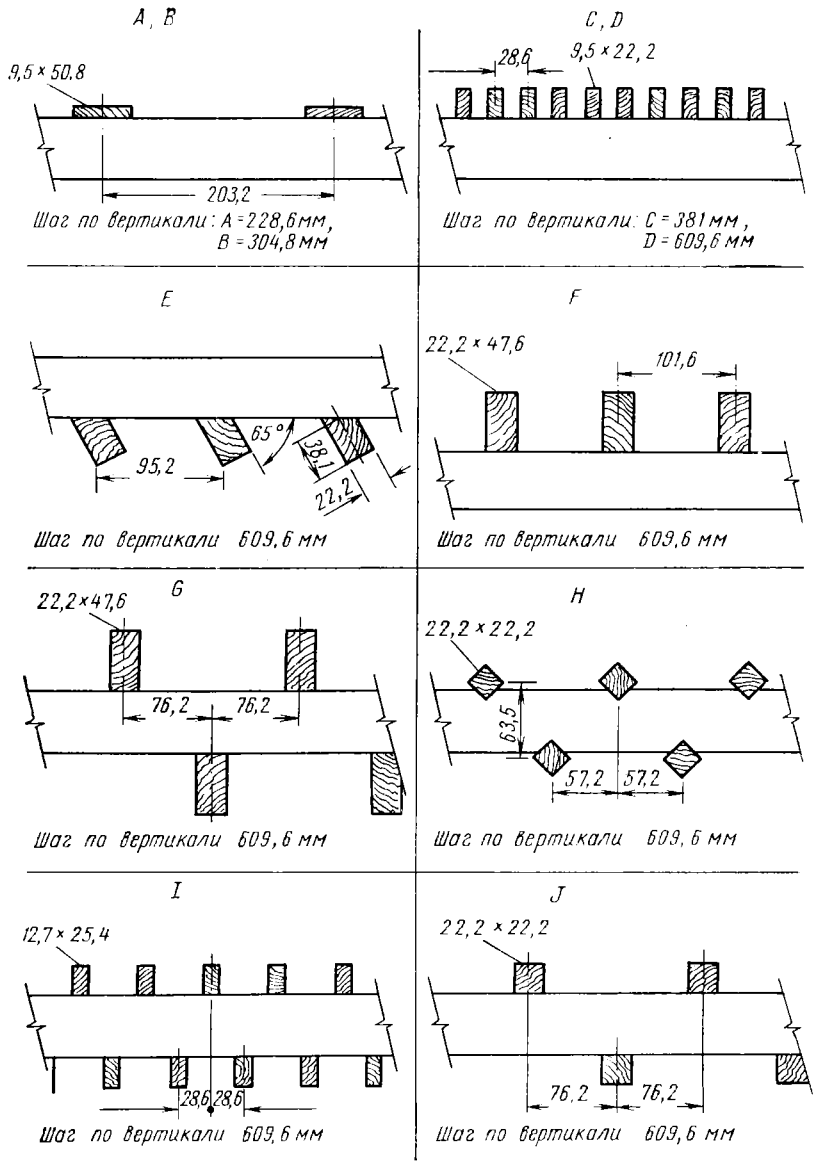


Рис. 15.3. Геометрические характеристики наиболее часто применяемых деревянных насадок для градирен (размеры в миллиметрах) [6].

у основания башни (рис. 15.5), и затем поднимается в верхнюю часть градирни под действием сил естественной конвекции. Градирни такого типа целесообразно строить в местностях, где температура окружающего воздуха редко превышает 27° С и где в течение всего года дует довольно сильный ветер. Кроме того, показателями к применению больших градирен с естественной тягой являются также большая разность температур воды (и, следовательно, существенное увеличение температуры воздуха), отсутствие необходимости в малой высоте зоны охлаждения, большие тепловые нагрузки в зимнее время

и низкие капитальные затраты [2]. Вытяжные башни градирен делаются из железобетона с толщиной стенки всего 50—80 *мм*. Градирни имеют форму гиперболоида, которая достигается при помощи двух слоев прямых стальных арматурных стержней, расположенных таким образом, что, будучи отклонены в противоположных направлениях от вертикали, они образуют сетку. Такое расположение облегчает постройку градирни и, кроме того, придает сооружению прочность.

Градирни с искусственной вентиляцией. Охладительный эффект градирни, размеры которой заданы, может быть увеличен путем установки вентилятора,

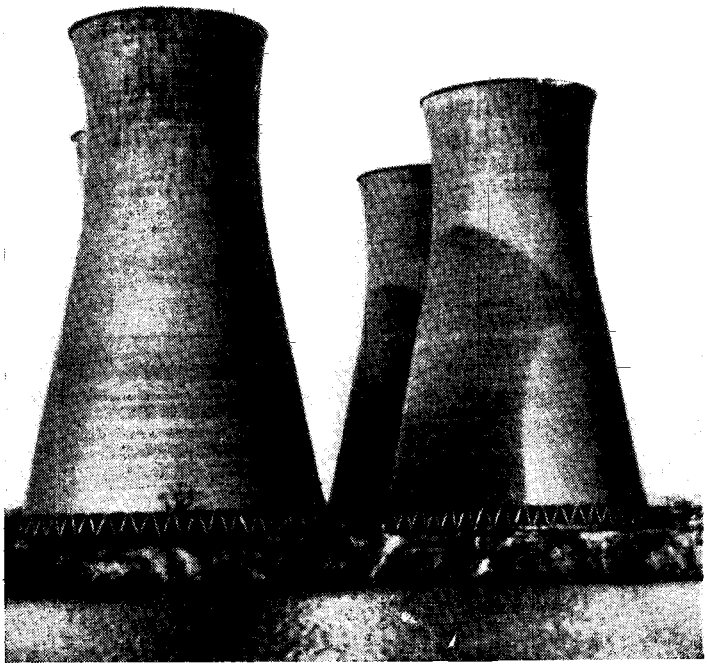


Рис. 15.4. Большие градирни с естественной тягой, построенные для мощной английской электростанции. Вытяжные башни гиперболические, из бетона; гидравлическая нагрузка каждой градирни около 13 000 $м^3/ч$.

как это показано на рис. 1.19 и 15.6. Добавочные затраты на вентилятор и потребляемую им мощность обычно оказываются больше, чем выигрыш за счет уменьшения удельных капитальных затрат (т. е. общей величины затрат, отнесенной к охладительному эффекту). Вентиляторы могут быть установлены или у основания градирни снаружи, при этом поток воздуха направляется горизонтально внутрь (*нагнетательная вентиляция*), или в верхней части градирни, при этом они засасывают воздух вверх через башню и выбрасывают его наружу (*вытяжная вентиляция*) (см. рис. 1.19 и 15.6). В первом варианте легче обеспечить надежную работу вентиляционной установки, однако в большинстве случаев предпочитают второй вариант — не только потому, что при его использовании снижается чувствительность градирни к направлению ветра, но и потому, что при выбросе воздуха вверх строго по вертикали уменьшается рециркуляция через градирню влажного теплого воздуха, возникающая под воздействием неблагоприятного направления ветра или других атмосферных условий. (Вопрос рециркуляции рассматривается в последнем разделе данной главы.) Для сведения к минимуму затрат энергии применяются большие тихоходные вентиляторы. В установках с нагне-

на ее сооружение (это не относится к местностям, в которых большая высота башни необходима из-за рельефа местности, близости других строений и т. п.).

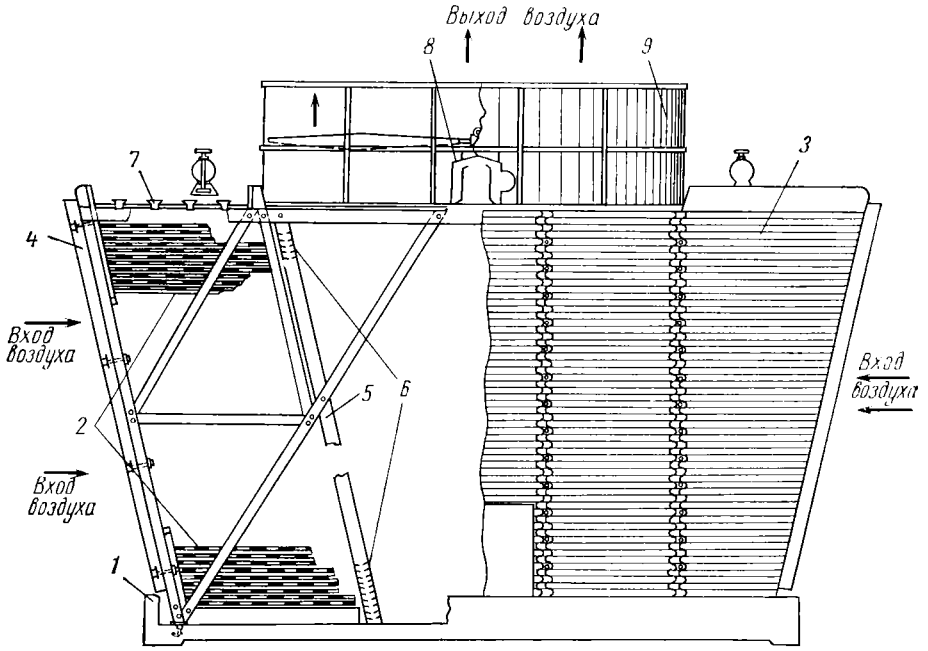


Рис. 15.6. Вертикальная градирня с вытяжной вентиляцией, выполненная из дерева и волнистых асбоцементных листов:

1 — водосборный бассейн; *2* — насадки; *3* — обшивка из волнистых асбоцементных листов; *4* — жалюзи из волнистых асбоцементных листов; *5* — деревянные стойки; *6* — водоотделители; *7* — система гравитационного водораспределения; *8* — привод вентилятора; *9* — выводная трубка вентилятора.

ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Главная функция градирни заключается в снижении температуры горячей воды до величины, определяемой соображениями целесообразности. Уменьшение температуры потока воды, проходящего через градирню, называется *шириной зоны охлаждения*. Охлаждение воды достигается частично за счет повышения температуры окружающего воздуха, а частично за счет испарения некоторой доли потока горячей воды. Соотношение между количеством тепла, затрачиваемого на увеличение температуры воздуха, и количеством тепла на испарение воды зависит от влажности воздуха, поступающего в градирню. Другой и, по-видимому, наиболее важной величиной, характеризующей работу градирни, является разность между температурой охлажденной воды и температурой воздуха на входе в градирню, измеренной по мокрому термометру. Эта последняя представляет собой ту минимальную температуру, до которой можно охладить воду в идеальной установке. Для каждой реально существующей градирни эта разность температур, известная под названием *высоты зоны охлаждения*, изменяется в зависимости от температуры воздуха по мокрому термометру, скорости потока воды и тепловой нагрузки.

Тепловой баланс. Поскольку количество воды, уносимое воздухом в виде взвешенных капель, обычно пренебрежимо мало, а теплоемкость воды постоянна, то произведение перепада температур воды Δt_w на расход воды L_w равно произведению прироста энтальпии воздуха ΔH_a на расход воздуха G, т. е.

$$\Delta t_w L_w = \Delta H_a G, \qquad (15.1)$$

где расход воды и расход воздуха выражены в килограммах в час на 1 $м^2$ площади горизонтального поперечного сечения вертикальной градирни.

Энтальпия влажного воздуха является почти исключительно функцией температуры по мокрому термометру. Это верно до такой степени, что на психометрических диаграммах обычно наносятся только линии постоянных температур по мокрому термометру. Температуры воздуха на входе и на выходе, измеренные по мокрому термометру, являются хорошим критерием прироста энтальпии воздуха. Температура по сухому термометру имеет значение главным образом с точки зрения расхода воды.

Теплопередача. Тепловой баланс, выраженный уравнением (15.1), не содержит членов, определяющих размеры градирни. Если рассматривать градирню как совокупность насадок, в которых тепло передается через поверхность водяной пленки, а площадь последней зависит от расходов воды и воздуха и от геометрии насадки, то следует учитывать два способа передачи тепла воздуху: обычную теплоотдачу при конвекции и теплоотдачу при испарении. Оказалось, что интенсивность отдачи тепла испарением с поверхности водяной пленки аналогична коэффициенту теплоотдачи конвекцией, так как обе эти величины зависят от скорости, с которой происходит перемешивание тонкого слоя газа, непосредственно примыкающего к поверхности теплообмена, с основным потоком воздуха, проходящим над этой поверхностью. Экспериментальные данные показывают, что коэффициент теплоотдачи испарением приблизительно равен коэффициенту теплоотдачи конвекцией h, деленному на теплоемкость воздуха [3], т. е. что коэффициент теплоотдачи при испарении может быть приблизительно выражен зависимостью $K = h/c_p$.

Было показано [4], что для любого элемента объема вытяжной башни dV, имеющего площадь поверхности a, можно записать следующую зависимость между теплом, отдаваемым 1 *кг* воды, с одной стороны, и потерями тепла при испарении, с другой:

$$dt_w L_w = [h(t_w - t_a) + K\Delta H_v(x_s - x)]\, a\, dV, \tag{15.2}$$

где ΔH_v — теплота парообразования, x_s — содержание водяного пара в насыщенном влажном воздухе и x — фактическое содержание водяного пара в потоке воздуха, проходящем через градирню.

Уравнение (15.2) можно преобразовать к другому, более традиционному виду [4], если заменить h на $c_p K$, принять, что энтальпия насыщенного влажного воздуха при температуре воды в данной точке $H_s = c_p t_a + \Delta H_v x_s$, а средняя энтальпия потока воздуха в данной точке $H_a = c_p t_a + \Delta H_v x$ (пренебрегая энтальпией перегрева пара, содержащегося во влажном воздухе) и пренебречь разностью расходов воды на входе и на выходе, являющейся следствием испарения:

$$dt_w L_w = K(c_p t_w - c_p t_a + \Delta H_v x_s - \Delta H_v x)\, a\, dV = K(H_s - H_a)\, a\, dV. \tag{15.3}$$

Полезный температурный напор. Соотношение (15.3) справедливо для любой точки внутри градирни. Чтобы получить представление о работе градирни в целом, необходимо произвести интегрирование, подобно тому как это делается при определении среднелогарифмического температурного напора в обычных теплообменниках. Исследуя уравнение (15.3), можно видеть, что величины H_s и H_a зависят от температуры воды, а другие члены этого уравнения — нет. Перегруппировав соответствующим образом члены уравнения и выполнив интегрирование в интервале между условиями на входе и условиями на выходе, получим

$$\int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{H_s - H_a} = \int_0^V \frac{Ka\, dV}{L_w} = \frac{KaV}{L_w}, \tag{15.4}$$

где V — активный объем градирни в кубических метрах на единицу площади горизонтального поперечного сечения. Энтальпия насыщенного влажного воздуха нелинейно зависит от температуры, что не дает возможности использовать упрощения, допускаемые, как правило, при анализе работы обычных теплообменников. Характер проблемы отчетливо выявляется при

рассмотрении рис. 15.7. На этом рисунке представлены энтальпия насыщенного влажного воздуха в функции температуры воды в данной точке и фак-

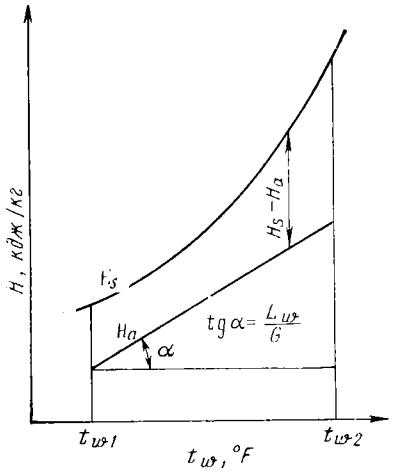


Рис. 15.7. Графики, характеризующие влияние температуры воды на разность энтальпии воздуха, проходящего через градирню с противотоком, и энтальпии насыщенного влажного воздуха, взятой при температуре воды в данной точке.

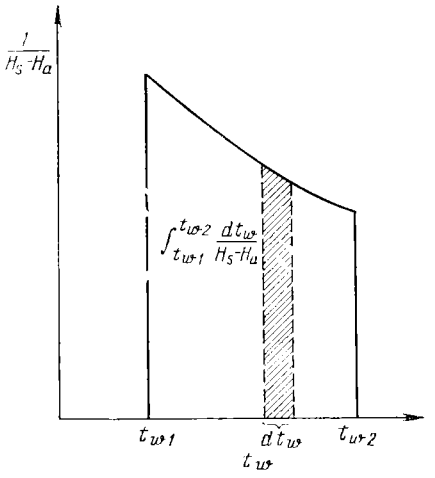


Рис. 15.8. Величина $1/(H_s - H_a)$ в функции температуры воды в данной точке (для градирен с противотоком).

гическая энтальпия влажного воздуха, проходящего через башню. Поскольку теплоемкость воды практически постоянна и поскольку количество тепла, отдаваемое водой, равно количеству тепла, воспринятому воздухом, при любом изменении температуры воды, то фактическая энтальпия влажного воздуха H_a линейно зависит от температуры воды в данной точке. Так как вывод уравнения для среднелогарифмического температурного напора основан на существовании линейной зависимости между энтальпией и температурой обоих теплоносителей, то использовать среднелогарифмическую разность энтальпий нельзя. Очевидно, следует интегрировать уравнения (15.4) с использованием графических или числовых методов.

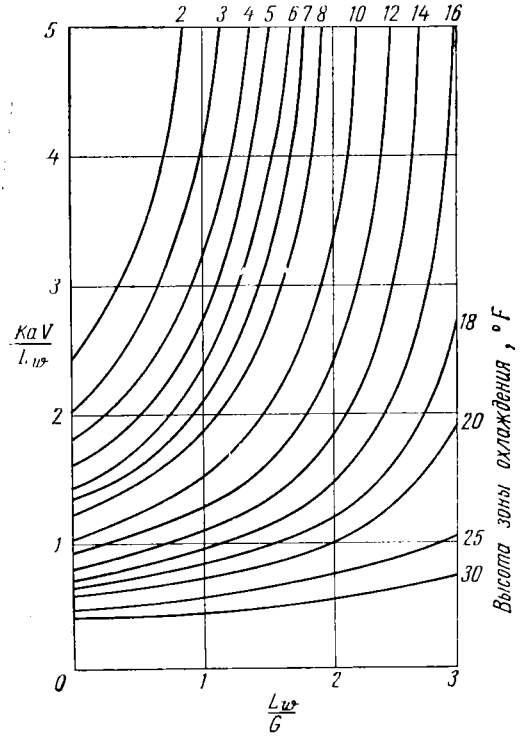


Рис. 15.9. Иллюстрация одного из способов графического определения характеристики градирни [4].

Характеристики градирни. Анализируя рис. 15.7 и уравнение (15.4), можно видеть, что расстояние по вертикали между двумя кривыми на рис. 15.7 представляет собой разность энтальпий $H_s - H_a$, стоящую под знаком интеграла в уравнении (15.4). Можно построить еще одну кривую (рис. 15.8) для $1/(H_s - H_a)$ в функции температуры воды в данной точке и найти значение интеграла, вычислив площадь под этой кривой. Полученная

величина KaV/L_w, известная под названием *характеристики градирни*, является, таким образом, функцией температур воздуха на входе и на выходе, измеренных по мокрому термометру, и начальной и конечной температур воды. Эти температуры могут быть выражены через высоту и ширину зоны охлаждения и отношение расхода воды к расходу воздуха. Если нужно произвести серию расчетов для различных условий, то большую экономию времени можно получить, используя кривые типа тех, которые изображены на рис. 15.9. Такие кривые следует построить для всех типичных комбинаций температуры воздуха по мокрому термометру и ширины зоны охлаждения в интересующей нас области; таким образом, для быстрого и точного расчета понадобится набор из 50—100 кривых.

Количество тепла, которое может быть передано в единице объема градирни, зависит от геометрии насадки и системы

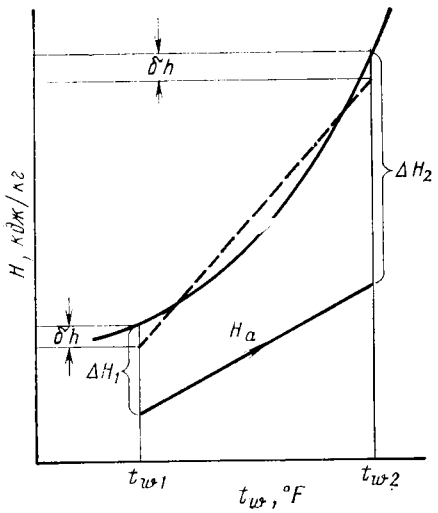


Рис. 15.10. Аппроксимирование кривой для H_s прямой линией для упрощения расчетов:
——— — действительный ход H_s; — — — — аппроксимирующая прямая.

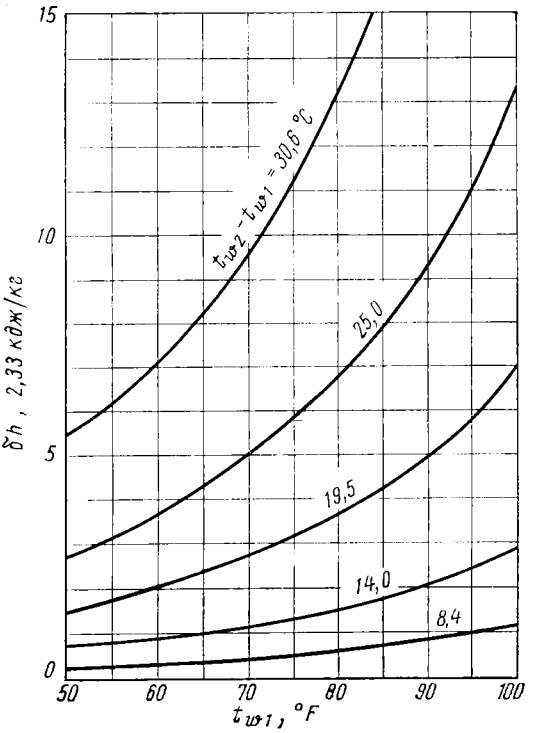


Рис. 15.11. Значения поправки к энтальпии δh [6].

распределения воды. Определить суммарную эффективную площадь поверхности теплообмена очень трудно, поскольку не существует надежного способа вычисления средней поверхности капель, образующихся при разбрызгивании или распылении воды. Величина a обычно колеблется в пределах от 5 до 15 $м^2/м^3$.

Если в распоряжении расчетчика нет набора кривых, показанного на рис. 15.9, то при необходимости исследовать несколько вариантов графическое или численное интегрирование уравнения (15.4) становится чрезвычайно трудоемким. Применение метода среднелогарифмической разности энтальпий, основанного на использовании разности энтальпий на входе и выходе, даст заниженное значение характеристики градирни KaV/L, однако можно заменить кривую для H_s на рис. 15.7 прямой линией таким образом, чтобы площадь под этой прямой равнялась площади под кривой, как это показано на рис. 15.10 [5]. Положение этой прямой можно определить аналитически, введя поправку к энтальпии δh:

$$\delta h = \frac{H_{s1} + H_{s2} - 2H_{sm}}{4},$$

где H_{s1} и H_{s2} — значения H_s соответственно на выходе и входе воздуха, а H_{sm} — значение H_s, вычисленное по средней температуре воды $(t_{w1} + t_{w2})/2$.

Если теперь ΔH_1 и ΔH_2 представляют собой разности энтальпий H_s и H_a на входе и на выходе (см. рис. 15.10), то приближенное значение среднелогариф-

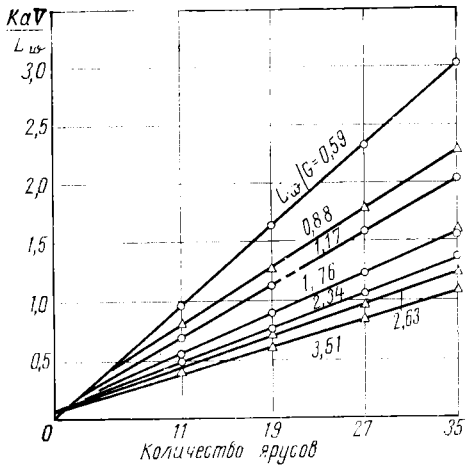


Рис. 15.12. Графики, характеризующие влияние количества ярусов насадки (или высоты градирни на величину характеристики градирни для насадки типа А (см. рис. 15.3) [6] (температура по мокрому термометру 23,9° С; ○ — $G = 8300$ кг/(м²·ч); △ — $G = 5600$ кг/(м²·ч)).

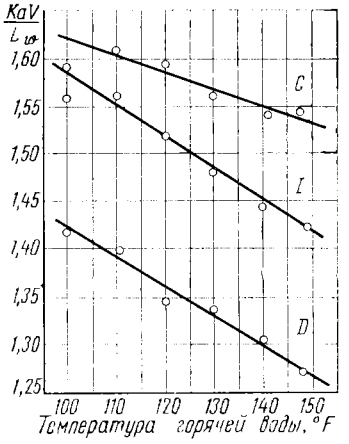


Рис. 15.13. Графики, характеризующие влияние начальной температуры воды на величину характеристики градирни для насадок типов C, D и I (см. рис. 15.3) [6] [температура по мокрому термометру 23,9° С; $L_w = 9800$ кг/(м²·ч); $G = 8300$ кг/(м²·ч)].

мической разности энтальпий может быть записано следующим образом:

$$\Delta H_m = \frac{\Delta H_2 - \Delta H_1}{2{,}3 \log [(\Delta H_2 - \delta h)/(\Delta H_1 - \delta h)]}. \qquad (15.5)$$

На графике рис. 15.11 приведены значения поправки к энтальпии δh в функции конечной температуры воды при различных значениях ширины зоны охлаждения.

Характеристика градирни может быть найдена из выражения

$$\frac{KaV}{L_w} = \frac{t_{w_2} - t_{w_1}}{\Delta H_m}. \qquad (15.6)$$

Ошибка при определении характеристики градирни с помощью скорректированного метода среднелогарифмической разности энтальпий невелика, и, как правило, приемлема.

Влияние геометрии насадки. В работе [6] опубликованы интересные сведения о работе насадок с различными геометриями, показанных на рис. 15.3. Один из наиболее важных выводов, сделанных в этой работе, заключается в том, что при заданной геометрии насадки характеристика градирни KaV/L_w почти прямо пропорциональна высоте оросителя. Это явление иллюстрируется рис. 15.12, где по оси абсцисс отложена высота оросителя, выраженная количеством ярусов насадки. Перестройка данных рис. 15.12 в логарифмическую систему координат показала, что характеристика градирни изменяется пропорционально некоторой степени отношения расходов L_w/G, так как полученные экспериментальные данные о работе насадок могут быть с достаточной степенью точности описаны выражением

$$\frac{KaV}{L_w} = 0{,}07 + AN \left(\frac{L_w}{G}\right)^{-n}, \qquad (15.7)$$

где N — количество ярусов насадки, а A и n — постоянные, зависящие от геометрии насадки. В табл. 15.1 приведены значения этих постоянных для насадок, приведенных на рис. 15.3, вычисленные для температуры горячей воды 48,9° С.

Таблица 15.1

Значения A и n в уравнении (15.7)

Тип насадки	A	n	Тип насадки	A	n
A	0,060	0,62	F	0,100	0,51
B	0,070	0,62	G	0,104	0,57
C	0,092	0,60	H	0,127	0,47
D	0,119	0,58	I	0,135	0,57
E	0,110	0,46	J	0,103	0,54

Может оказаться, что различные побочные воздействия меняют характер зависимости величины характеристики градирни от температуры воды на входе, что на рис. 15.7 не отражено; при этом величина отклонения существенно зависит от геометрии насадки. На рис. 15.13 приведены данные для трех типичных случаев. Следует отметить, что изменение величины характеристики градирни может при этом достигать 15%.

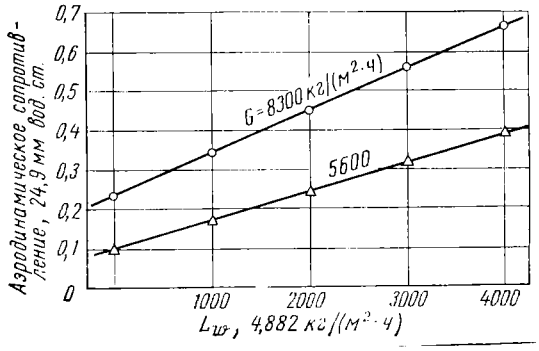


Рис. 15.14. Графики, характеризующие влияние гидравлической нагрузки градирни на ее аэродинамическое сопротивление для насадки типа H (см. рис. 15.3) [6] (температура по мокрому термометру 23,9° С, температура горячей воды 48,9° С).

Аэродинамическое сопротивление. Аэродинамическое сопротивление градирни с принудительной вентиляцией зависит как от геометрии насадки, так и от расхода воды, поскольку суммарная площадь поверхности падающих капель воды может оказаться значительно больше, чем суммарная площадь поверхности насадки. Это значит, что в выражение для аэродинамического сопротивления должны входить два члена: первый, являющийся функцией геометрии насадки и расхода воздуха, и второй, являющийся функцией геометрии насадки и обоих расходов — как воздуха, так и воды. На рис. 15.14 приведены кривые, полученные экспериментальным путем для градирен с насадками, показанными на рис. 15.3. Из анализа этих кривых следует, что результаты эксперимента могут быть достаточно точно описаны выражением вида

$$\frac{\Delta P}{N} = BG^2\frac{0{,}0675}{\rho_a} + CL_w G_{eq}^2\frac{0{,}0675}{\rho_a}\sqrt{\text{средняя длина свободного падения}}, \qquad (15.8)$$

где ΔP — перепад давлений воздуха в фунтах на квадратный фут; ρ_a — плотность сухого воздуха в фунтах на кубический фут; B и C — постоянные, приведенные в табл. 15.2 *. Величина средней длины свободного падения представляет собой среднее расстояние по вертикали (в футах), которое пролетает капля воды между ударами о ярусы насадки. Этот множитель является функцией как площади живого сечения насадки, так и шага решеток по вертикали. Значения средней длины свободного падения даны в табл. 15.2 применительно

* Формула (15.8) носит эмпирический характер, поэтому в этой формуле и в табл. 15.2 сохранена британская система единиц.— *Прим. перев.*

Таблица 15.2

Значения коэффициентов B и C в уравнении (15.8)

Насадка	Шаг насадки по вертикали, *фут*	Делитель, учитывающий живое сечение насадки	Средняя длина свободного падения, *фут*	$B\times10^8$	$C\times10^{12}$
A	0,75	0,250	3,00	0,34	0,11
B	1,00	0,250	4,00	0,34	0,11
C	1,25	0,333	3,75	0,40	0,14
D	2,00	0,333	6,00	0,40	0,14
E	2,00	0,404	4,95	0,60	0,15
F	2,00	0,219	9,13	0,26	0,07
G	2,00	0,292	6,85	0,40	0,10
H	2,00	0,550	3,64	0,75	0,26
I	2,00	0,444	4,50	0,52	0,16
J	2,00	0,292	6,85	0,40	0,10

к геометрии насадок на рис. 15.3. Величина G_{eq} представляет собой эквивалентный массовый расход воздуха, соответствующий относительной скорости воздуха и падающих капель воды, и, следовательно, зависящий как от расхода воздуха, так и от средней длины свободного падения. Взаимосвязь величин G_a, G_{eq} и средней длины свободного падения показана на рис. 15.15.

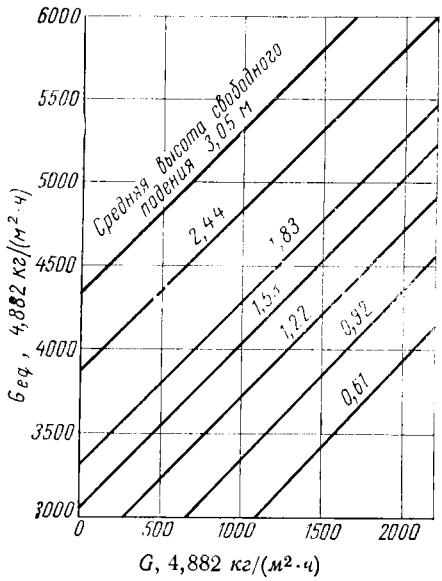


Рис. 15.15. Графики, характеризующие влияние расхода воздуха и средней длины свободного падения водяных капель на эквивалентный расход воздуха при противотоке [6].

Влияние условий расчета на размер градирни. Размер градирни зависит от ширины зоны охлаждения, температуры по мокрому термометру

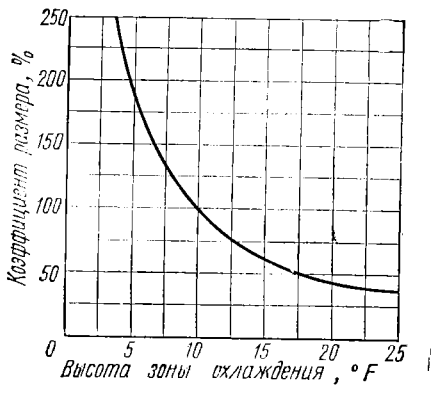


Рис. 15.16. Кривая, характеризующая влияние высоты зоны охлаждения на относительные размеры градирни при температуре по мокрому термометру 23,9° С и ширине зоны охлаждения 14° С [4].

и высоты зоны охлаждения; неявным образом эти зависимости содержатся в уравнении (15.4). Чтобы выявить основной характер этих зависимостей, были проделаны вычисления размеров ряда градирен по отношению к размерам некоторой эталонной установки, рассчитанной на следующие условия: температура по мокрому термометру 23,9° С, ширина зоны охлаждения 14° С, высота зоны охлаждения 5,6° С. На рис. 15.16 видно, что при заданной температуре воздуха на входе, измеренной по мокрому термометру, и заданной ширине зоны охлаждения размер градирни изменяется в широких пределах в зависимости от принятой в расчете высоты зоны охлаждения. Кривая на рис. 15.16 еще раз подтверждает, как трудно снизить температуру жидкости

на выходе до значений, близких к температуре газа на входе. Рис. 15.17 показывает влияние температуры воздуха на входе, измеренной по мокрому термометру, на размеры градирни, необходимые для достижения эталонных значений высоты и ширины зоны охлаждения. Рис. 15.18 иллюстрирует влияние ширины зоны охлаждения на относительные размеры градирни.

Практические ограничения расходов воздуха и воды. Глубина охлаждения, достигаемого в градирне, в условиях, представляющих для нас наибольший интерес, нечувствительна к величинам расхода воды и воздуха, если отношение этих расходов сохраняется постоянным. Рассматривая рис. 15.7, можно сделать вывод, что при заданных параметрах воздуха на входе энтальпия воздуха на выходе зависит от отношения L_w/G, которое совпадает с характеристикой обычного теплообменника. Поэтому естественно стремление увеличивать расход воды через градирню до величин, при которых еще не возникают трудности, связанные с распределением потока воды, и мощность, потребляемая вентилятором, не является еще чересчур большой. Для капельно-пленочных градирен требования компромисса между капитальными затратами и расходом энергии на привод вентилятора обычно ведут к ограничению мощности вентилятора и, следовательно, максимального расхода воздуха, величиной около 8900 *кг/(м²·ч)* (на единицу площади основания). Затруднения с распределением воды по насадкам возникают, как показывает практика, обычно при расходах воды, превышающих примерно 14600 *кг/(м²·ч)* (на единицу площади основания), поскольку при чрезмерном увеличении расхода воды она вместо того, чтобы разбрызгиваться, начинает сливаться каскадом, в результате чего уменьшается эффективная площадь ее поверхности. Это явление называется затоплением. С другой стороны, если уменьшить расход воды примерно до 3000 *кг/(м²·ч)* или меньше, то сила поверхностного натяжения заставит жидкость сливаться непрерывными тонкими струями. Это приведет к плохому распределению воды по насадкам и, следовательно, к заметному ухудшению работы градирни. Ограничения, налагаемые на величину расхода воды описанными явлениями, конечно, зависят от внутренней геометрии градирни, но приведенный выше диапазон является наиболее характерным.

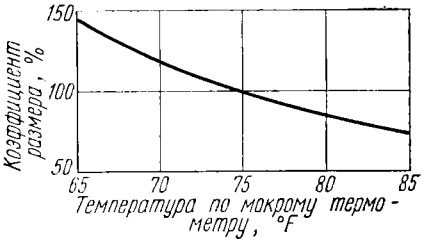


Рис. 15.17. Кривая, характеризующая влияние температуры окружающего воздуха, измеренной по мокрому термометру, на относительные размеры градирни при высоте зоны охлаждения 5,6° С и ширине зоны охлаждения 14° С [4].

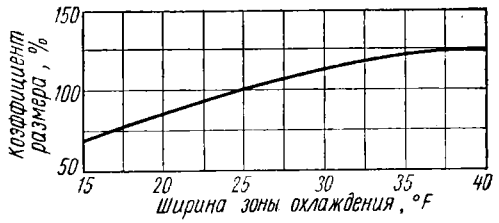


Рис. 15.18. Кривая, характеризующая влияние ширины зоны охлаждения на относительные размеры градирни при температуре по мокрому термометру 23,9° С и высоте зоны охлаждения 5,6° С [4].

Потери воды. Потери воды в градирне зависят не только от тепловой нагрузки, но также и от отношения количеств тепла, отводимого за счет нагрева воздуха и за счет испарения воды. В хорошо спроектированных градирнях количество тепла, теряемое в виде уноса, обычно составляет меньше 1% всего расхода воды. Таким образом, потери воды ΔW_w могут быть выражены через расход воздуха и содержание водяного пара в воздухе на входе и на выходе:

$$\Delta W_w = W_a (x_2 - x_1). \qquad (15.9)$$

Если воздух, входящий в градирню, насыщен водяным паром, то на его нагревание может затрачиваться до 1/3 всего тепла, отводимого от воды, и баланс

сместится в сторону процессов испарения. В этом случае потери воды составят только около двух третей от той величины потерь, которая имела бы место, если бы все тепло передавалось испарением. С другой стороны, при нерасчетных условиях (низкие нагрузки при малом перепаде температур и очень сухом воздухе) в результате испарения воды температура воздуха по сухому термометру может даже понизиться, так что тепло фактически будет отводиться от воздуха, а не подводиться к нему, и количество тепла, выделяющееся при испарении, окажется больше, чем тепловая нагрузка градирни.

Солесодержание добавочной воды. Если, как это обычно и бывает, в добавочной воде имеется заметная концентрация солей, то она увеличивается по мере испарения воды. Чтобы избежать образования накипи на поверхностях, находящихся внутри градирни, лучше всего спустить часть воды и таким образом уменьшить концентрацию солей. Эта операция аналогична продувке котлов. При помощи подобного способа концентрацию солей можно поддерживать на уровне, при котором нежелательные отложения не образуются. В некоторых случаях оказывается целесообразным использовать установки для смягчения добавочной воды.

В зависимости от схемы включения можно забирать холодную воду из бассейна у основания башни и подавать ее насосами в теплообменники, находящиеся в другом месте станции или, наоборот, горячую жидкость со станции подавать насосами в трубные пучки, расположенные у основания градирни так, чтобы падающая вода, достигая основания градирни, непосредственно охлаждала бы их.

Рециркуляция. Как уже упоминалось в данной главе, при определенных атмосферных условиях часть теплого влажного воздуха, покидающего градирню, может рециркулировать через нее и тем самым ухудшить ее работу. Если большое количество градирен расположено в длинный ряд, подобное явление возникает при направлении ветра, параллельном ряду. Была предпринята попытка установить роль различных факторов в этом явлении, для чего разработали детальную методику испытаний, основанную на использовании портативной аппаратуры, и провели испытания тридцати градирен различных типов [8]. Были приложены максимальные усилия, чтобы получить данные, поддающиеся сравнению (следует учесть, что диапазон испытываемых установок был очень широк: градирни с нагнетательной и вытяжной вентиляцией, прямоточные и противоточные, с длиной вытяжной башни от 10 до 100 *м*, шириной от 4 до 20 *м*, с высотой основания от 6 до 17 *м* и высотой выводной трубы вентилятора от 1,2 до 5 *м*).

Результаты испытаний [9] показали, что в градирнях с нагнетательной вентиляцией рециркуляция примерно вдвое больше, чем в градирнях с вытяжной вентиляцией. Поскольку большинство исследуемых градирен имели естественную тягу, данные об испытаниях этих градирен были нанесены на графики в виде функций нескольких переменных. Единственными факторами, влияние которых на рециркуляцию резко выражено, оказались расход воды и длина башни (для случая, когда много градирен расположено в ряд, за длину башни принимается длина всего ряда). Анализ данных испытаний показал, что влияние указанных двух факторов может быть достаточно хорошо учтено путем введения поправки в температуру по мокрому термометру. На рис. 15.19 приведены значения этой поправки для ширины зоны охлаждения 11,2° С и высоты зоны охлаждения 5,6° С. Таблица в подписи под рисунком содержит коэффициенты, при помощи которых по данным рис. 15.19 можно найти значения поправки для других значений ширины и высоты зоны охлаждения. Следует обратить внимание на то, что на рисунке даны две кривые: одна соответствует рекомендуемой, другая — максимально допустимой величине рециркуляции.

Компромиссы расчета. При расчете градирни обычно возникает необходимость принятия компромиссных решений не только в отношении собственно детального расчета, но и в отношении выбора его условий. Стоимость градирни, затраты на подпитку и на привод вентилятора при заданной высоте

зоны охлаждения должны быть тщательно сопоставлены с эффектом, который может быть получен при уменьшении ее. Это в особенности относится к установкам кондиционирования воздуха, у которых самая большая нагрузка

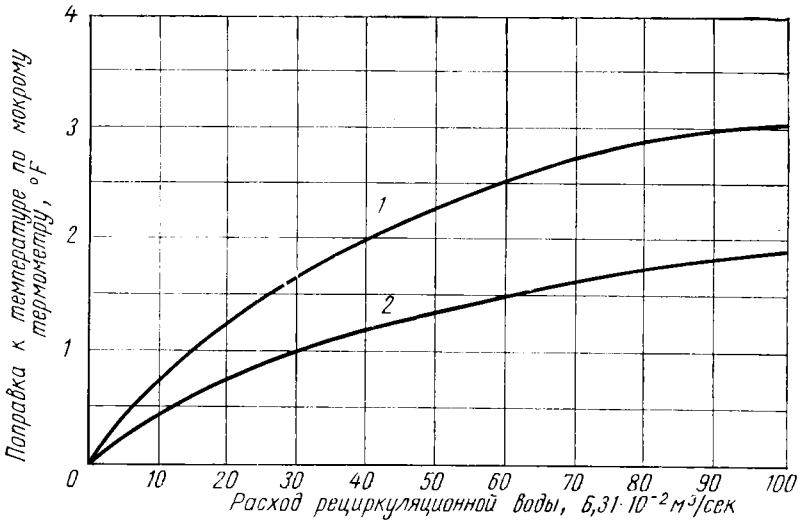


Рис. 15.19. Допустимая величина потерь на рециркуляцию [9]:

1 — максимально допустимая средняя величина рециркуляции; *2* — рекомендуемая величина рециркуляции. Кривые построены для ширины зоны охлаждения 11° С и высоты зоны охлаждения 5,6° С. Допустимые потери на рециркуляцию для других значений ширины и высоты зоны охлаждения могут быть найдены при помощи поправочных коэффициентов, приведенных в таблице.

Коэффициенты для пересчета

Высота зоны охлаждения, °С \ Ширина зоны охлаждения, °С	2,8	5,6	8,4	11,2	13,8	16,7	19,5	22,2	25,0	27,6
2,8	0,29	0,47	0,64	0,80	0,97	1,14	1,30	1,47	1,63	1,80
3,3	0,31	0,49	0,68	0,85	1,03	1,20	1,37	1,56	1,73	1,91
3,9	0,33	0,51	0,71	0,89	1,08	1,25	1,44	1,63	1,83	2,01
4,4	0,35	0,53	0,74	0,93	1,12	1,30	1,50	1,70	1,91	2,10
5,0	0,37	0,55	0,76	0,97	1,16	1,35	1,56	1,77	1,97	2,18
5,6	0,39	0,57	0,78	1,00	1,20	1,40	1,62	1,83	2,04	2,25
6,1	0,41	0,59	0,81	1,04	1,24	1,45	1,66	1,88	2,09	2,31
6,7	0,43	0,61	0,84	1,07	1,27	1,49	1,70	1,92	2,13	2,36
7,2	0,45	0,63	0,86	1,10	1,30	1,52	1,74	1,96	2,17	2,40
7,8	0,46	0,65	0,88	1,13	1,33	1,55	1,77	1,99	2,21	2,44
8,4	0,47	0,67	0,90	1,15	1,36	1,57	1,80	2,02	2,25	2,47
8,9	0,49	0,69	0,93	1,18	1,39	1,61	1,83	2,06	2,29	2,52
9,4	0,51	0,70	0,95	1,20	1,42	1,61	1,86	2,10	2,33	2,57
10,0	0,52	0,72	0,97	1,22	1,44	1,66	1,89	2,13	2,37	2,61
10,5	0,53	0,74	0,99	1,24	1,46	1,68	1,92	2,16	2,40	2,64
11,2	0,54	0,75	1,00	1,26	1,48	1,70	1,95	2,19	2,43	2,67
11,7	0,55	0,77	1,02	1,28	1,50	1,73	1,98	2,22	2,46	2,70
12,2	0,56	0,79	1,04	1,30	1,52	1,76	2,00	2,25	2,49	2,73
12,8	0,57	0,80	1,05	1,31	1,54	1,78	2,02	2,27	2,52	2,76
13,3	0,58	0,81	1,06	1,32	1,56	1,80	2,04	2,29	2,54	2,79
13,8	0,58	0,82	1,07	1,33	1,57	1,82	2,06	2,31	2,56	2,81

на градирни и самые тяжелые условия работы имеют место в течение сравнительно небольшого количества дней в году, и если расчетные условия будут несколько смягчены по сравнению с наиболее тяжелыми условиями, это может привести к существенному снижению стоимости градирни.

Определение размеров градирни. На практике используются различные методы расчета градирен, многие из которых включают в себя использование диаграмм.

Лицам, не обладающим достаточным опытом в расчете градирен и не имеющим под рукой других справочных материалов, кроме приведенных в этой книге, но желающим составить себе приблизительное представление о размерах и стоимости градирни с вытяжной вентиляцией, можно рекомендовать следующий порядок расчета.

1. Выбрать условия расчета, т. е. начальную и конечную температуры воды и начальную температуру воздуха, измеренную по мокрому термометру.

2. По образцу рис. 15.7 составить диаграмму энтальпия — температура. Выбрать конечную энтальпию воздуха таким образом, чтобы наклон прямой, соответствующей энтальпии воздуха, был равен наклону кривой, соответствующей энтальпии влажного насыщенного воздуха, при конечной температуре воды. (Хотя это решение и является произвольным, оно обычно дает приемлемые результаты, поскольку в большинстве случаев желательно, чтобы движущая сила переноса тепла была минимальной у основания башни. В то же время увеличение энтальпии воздуха должно быть по возможности максимальным, чтобы свести к минимуму расход энергии на вентиляцию.)

3. По образцу рис. 15.8 построить кривую $1/(H_s - H_a)$ в функции температуры воды.

4. Пользуясь формулой Симпсона, определить площадь под кривой, полученной в п. 3, и по этой площади найти требуемую величину характеристики градирни.

5. По рис. 15.3 выбрать геометрические параметры насадки и найти в табл. 15.1 их основные характеристики.

6. Пользуясь рис. 15.13, оценить влияние, оказываемое на характеристику градирни KaV/L_w отклонением начальной температуры воды от величины 48,9° С, для которой вычислены данные табл. 15.1.

7. Пользуясь кривой для энтальпии воздуха (п. 2), определить величину L_w/G, упоминавшуюся при рассмотрении теплового баланса (она равна углу наклона прямой энтальпии воздуха).

8. Подставить полученные ранее значения KaV/L_w, A, L_w/G и n в уравнение (15.7), с помощью которого определить количество ярусов насадки и, следовательно, высоту оросителя.

9. По величине L_w/G, определенной в п. 7, найти расход воздуха при расходе воды 12 000 *кг*/(*м*²·*ч*). Если полученная величина расхода воздуха превышает 7800 *кг*/(*м*²·*ч*), найти то значение расхода воды, которое соответствует расходу воздуха 7800 *кг*/(*м*²·*ч*).

10. Подобрать размеры градирни в плане, исходя из площади поперечного сечения, найденной в п. 10, таким образом, чтобы сторона градирни, направление которой совпадает с господствующим направлением ветра, была не меньше высоты оросителя, но не больше примерно 12 *м*. Полную высоту градирни следует принять равной высоте оросителя плюс размер градирни в направлении господствующего ветра, увеличенный в 1—1,5 раза.

Оценка результатов приемочных испытаний. В большинстве случаев градирня бывает закончена и готова к приемочным испытаниям в период, когда по условиям погоды температура по мокрому термометру значительно ниже, чем та критическая температура, на которую градирня рассчитана. Поэтому в результате испытаний необходимо внести поправки, чтобы установить, удовлетворяет ли градирня расчетным условиям. Для введения таких поправок можно использовать уравнение (15.4), которе положено в основу стандартного корректировочного метода, принятого в Cooling Tower Manufacturers Institute [11].

Затраты. Из всего изложенного следует, что оценить предварительно стоимость градирни трудно, поскольку эта стоимость является функцией многих переменных. Следует заметить, что единственным параметром, с помощью которого можно наилучшим образом определить размеры градирни и ее стоимость, является, по-видимому, расход воды.

Пример 15.1. Определить размеры градирни. Градирня предназначена для охлаждения воды с температурой 48,9° С при высоте зоны охлаждения 5,6° С и при начальной температуре воздуха по мокрому термо-

метру 23,9° С. Расход воды равен 443 000 *кг/ч*. Отношение L_w/G принять равным 1,25.

1. Определить характеристику градирни, пользуясь методом численного интегрирования.

2. Определить характеристику градирни, пользуясь методом среднелогарифмической разности энтальпий, с введением поправок по энтальпии и без их введения.

3. Выбрать геометрическую форму и размер насадки по рис. 15.3 и, пользуясь данными, приведенными в табл. 15.1, определить количество ярусов насадки и, следовательно, высоту оросителя.

4. Приняв допустимый расход воды через градирню равным примерно 10 400 *кг/(м²·ч)*, определить расход воздуха и поперечное сечение насадки.

Р е ш е н и е. При высоте зоны охлаждения 5,6° С и температуре по мокрому термометру 23,9° С конечная температура воды составит 29,5° С. Следовательно, ширина зоны охлаждения равна 48,9—29,5 = 19,4° С.

На рис. 15.20 представлены значения H_s, H_a и $1/(H_s - H_a)$ в функции температуры воды в данной точке. Кривые на рис. 15.20 построены по значениям энтальпии насыщенного влажного воздуха H_s при температуре воды в данной точке. Энтальпия потока воздуха H_a при увеличении температуры воды возрастает линейно, поэтому полный прирост энтальпии вычислен как $\Delta H = (L_w/G)\,\Delta t_w = 1{,}25 \cdot 19{,}4 \cdot 4{,}2 = 102$ *кдж/кг* *. Поскольку воздух входит в градирню с температурой по мокрому термометру 23,9° С, начальная его энтальпия равна 89,7 *кдж/кг*, а конечная, следовательно, 89,7 + 102 = 191,7 *кдж/кг*. По этим значениям энтальпий вычислены H_s и H_a и $1/(H_s - H_a)$.

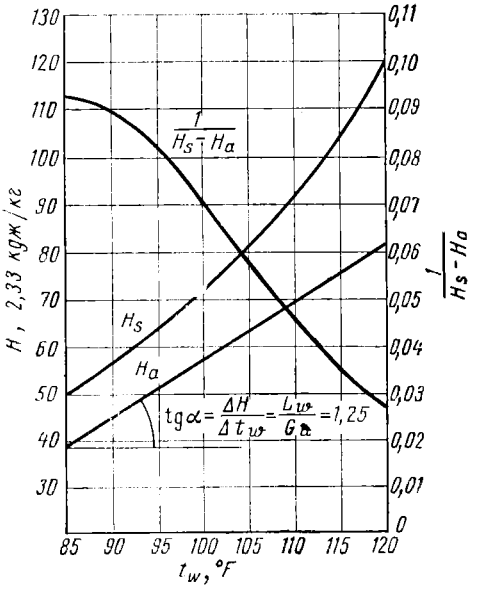


Рис. 15.20. Кривые, иллюстрирующие пример 15.1.

Величина площади под кривой $1/(H_s - H_a)$ на рис. 15.20 соответствует характеристике градирни KaV/L_w. В табл. 15.3 приведены результаты численного определения характеристики градирни, основанного на использовании метода численного интегрирования. Полученная величина KaV/L_w равна 2,184.

Для сопоставления можно вычислить характеристику градирни методом среднелогарифмической разности энтальпий. Разность энтальпий по кривым H_s и H_a составляет: на выходе $\Delta H_2 = 278 - 191{,}7 = 86{,}3$ *кдж/кг*; на входе $\Delta H_1 = 115 - 89{,}7 = 25{,}3$ *кдж/кг*. Найденная по рис. 15.11 для конечной температуры воды 29,5° С и для ширины зоны охлаждения 19,4° С поправка к энтальпии δh равна 10 *кдж/кг*. Уточненное значение среднелогарифмической разности энтальпий (с учетом поправки) будет

$$\Delta H_m = \frac{86{,}3 - 25{,}3}{2{,}3 \lg (86{,}3 - 10)/(25{,}3 - 10)} = 37{,}8 \text{ кдж/кг}.$$

Отсюда уточненное значение характеристики градирни есть

$$\frac{KaV}{L_w} = \frac{19{,}4 \cdot 4{,}2}{37{,}8} = 2{,}15,$$

* Здесь и дальше множитель 4,2 представляет собой удельную теплоемкость воды в системе СИ. При выводе уравнения (15.1) теплоемкость была опущена для упрощения дальнейших выкладок.— *Прим. перев.*

Таблица 15.3

Определение характеристики градирни методом численного интегрирования
(к примеру (15.1))

Температура воды, °С	H_s	H_a	H_s-H_a	$\frac{1}{H_s-H_a}$	Среднее значение $\frac{1}{(H_s-H_a)}$
29,4	49,43	38,61	10,82	0,0924	0,0913
32,2	55,93	44,86	11,07	0,0902	0,0863
35,0	63,32	51,11	12,11	0,0824	0,0758
37,8	71,73	57,36	14,43	0,0692	0,0628
40,6	81,34	63,61	17,73	0,0564	0,0504
43,3	92,34	69,86	22,48	0,0444	0,0395
46,1	104,98	76,11	28,87	0,0346	0,0308
48,9	119,54	82,36	37,18	0,0270	

Примечание. Для перевода значений энтальпий, приведенных в таблице, в килоджоули на килограмм нужно данные столбцов 2, 3 и 4 умножить на 2,33, а данные столбцов 5 и 6 разделить на 2,33.

т. е. уточненное значение характеристики градирни менее чем на 2% отличается от значения, полученного методом численного интегрирования.

Без учета поправки δh среднелогарифмическая разность энтальпий составляла бы

$$\Delta H_m = \frac{86,3-25,3}{2,3\lg\frac{86,3}{25,3}} = 49,5 \quad кдж/кг,$$

откуда

$$\frac{KaV}{L_w} = \frac{19,4\cdot 4,2}{49,5} = 1,645.$$

Отметим, что среднелогарифмическая разность энтальпий, вычисленная без учета поправки, в нашем случае дает значение характеристики градирни, которое на 24% меньше уточненного ее значения.

Следующим этапом расчета является выбор геометрической формы и размеров насадки по рис. 15.3 и нахождение значений A и n по табл. 15.1. Выбираем насадку типа C и из соотношения (15.7) получаем

$$\frac{KaV}{L_w} = 0,07 + 0,092N\left(\frac{L_w}{G}\right)^{-0,6}.$$

Подставляя в это равенство значения KaV/L_w и L_w/G, находим

$$2,184 = 0,07 + 0,097N\,(1,25)^{-0,6}.$$

Поскольку заданная в расчете начальная температура воды равна той, для которой вычислены данные табл. 15.1, вводить поправку на температуру воды по рис. 15.13 не надо. Решая предыдущее уравнение, получаем количество ярусов насадки, равное 25. Так как вертикальный шаг заполнения типа C равен примерно 0,38 *м*, высота оросителя равна $25\cdot 0,38 = 9,5$ *м*.

Следующий этап — вычисление расхода воздуха и размера башни. Поскольку заданное значение L_w/G равно 1,25, расход воздуха при $L_w = 104\,000$ *кг/(ч·м²)* (площади основания) составит

$$G = \frac{10\,400}{1,25} = 8300 \quad кг/(ч\cdot м^2).$$

Для полного расхода воды 443 000 *кг/ч* необходимая площадь основания равна $\frac{443\,000}{8300} = 53,3$ *м²*.

Необходимую площадь поперечного сечения градирни можно получить, взяв размеры основания равными 6,8 × 7,8 *м*. Полную высоту градирни можно принять равной высоте оросителя плюс одна—полторы глубины в направлении преобладающего ветра, т. е.

$$9{,}5 + 1{,}5 \cdot 6{,}8 = 19{,}7 \text{ м}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Nance G. R. Fundamental Relationships in the Design of Cooling Towers. Trans. ASME, **61**, 721 (1939).
2. Hubenthal J. W. A Comparison between European and United States Cooling Towers. Cooling Tower Institute Bulletin TPR-123, Houston, Texas, 1962.
3. London A. L. Mason, W. E., Boelter M. K. Performance Characteristics of a Mechanically Induced Draft Counterflow Packed Cooling Tower. Trans. ASME, **62**, 41 (1940).
4. Lichtenstein J. Performance and Selection of Mechanical Draft Cooling Towers. Trans. ASME, **65**, 779 (1943).
5. Berman L. D. Evaporative Cooling of Circulating Water. Pergamon Press, 1961.
6. Kelly N. W., Swenson L. K. Comparative Performance of Cooling Tower Packing Arrangements. Chem. Engng Progr., **52**, 263 (1956).
7. Lichtenstein J. Recirculation in Cooling Towers. Trans. ASME, **73**, 1037 (1951).
8. Willa J. L. et al. Instrumenting a Field Study of Industrial Water-Cooling Tower Performance. Trans. ASME, **79**, 1679 (1957).
9. «Recirculation». Cooling Tower Institute Bulletin PFM-116, Houston, Texas, 1958.
10. Larinoff M. W. Cooling Towers for Steam-Electric Stations—Selection and Performance Experience. Trans. ASME, **79**, 1685 (1957).
11. «Acceptance Test Procedure for Industrial Water-Cooling Towers, Mechanical Draft Type». Cooling Tower Institute Bulletin ATP-105, Houston, Texas, 1959.
12. Katell S., Faber J. H. An Economic Evaluation of Cooling Water Costs. Cost Engng, **2**, 70 (1957).

Глава 16

ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

При разработке новых теплообменников проводятся разнообразные их испытания. Они включают в себя как исследования характеристик теплообмена, гидравлического сопротивления и распределения скорости и температуры на небольших моделях, так и проведение опытов на больших натурных аппаратах. Выбор программы испытаний, постановка экспериментов и их проведение, анализ и интерпретация полученных результатов — все это связано с множеством сложных проблем. Необходимо достичь оптимального соотношения между затратами на проведение испытаний с одной стороны, и ценностью получаемой информации — с другой. В данной главе очерчен круг задач, связанных с этим вопросом, указаны некоторые подходы к их решению, доказавшие свою эффективность, а также приведено описание некоторых полезных методов испытаний.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НА МОДЕЛЯХ

После ряда проектных разработок и предварительного выбора конструкции нового типа теплообменника, которая ляжет в основу создаваемого аппарата, инженер сталкивается с необходимостью принять трудное решение. Он знает, что существует некоторая неопределенность в значениях используемых в расчетах коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов гидравлических потерь. С одной стороны, если исходить из наиболее неблагоприятного случая накапливания всех ошибок, иногда можно получить увеличение стоимости теплообменника на пятьдесят процентов; с другой стороны, ошибочный выбор размеров приведет к неправильным характеристикам. Это может потребовать не только дополнительных расходов, но и ощутимо сказаться на показателях работы в целом всего предприятия, в схему которого он включен. Стоимость оборудования для испытаний, предназначенного для проведения всей программы экспериментов на больших аппаратах, может стать огромной. Только стоимость необходимого источника тепловой энергии может значительно превосходить стоимость теплообменника. К счастью, многочисленные эксперименты показали, что ряд важных испытаний может быть проведен на соответствующих уменьшенных моделях [1 — 4]. Действительно, часто на таких моделях удается провести более полные испытания, причем с существенно меньшими затратами, чем на натурных теплообменниках. Модели могут быть построены более быстро и в них легче внести в случае необходимости какие-либо изменения, тем самым можно сберечь много драгоценного времени.

Подобие полей течения и коэффициентов теплоотдачи. Правильно поставленные эксперименты на модельном теплообменнике позволяют разобраться в основных соотношениях и особенно в принципах подобия. Потеря напора и теплообмен определяются числами Нуссельта, Прандтля, Рейнольдса и Маха. В натурных теплообменниках часто используются токсичные или опасные с точки зрения техники безопасности вещества типа ртути, водорода или серной кислоты. В тех случаях, когда необходимо сделать простую и недорогую

модель, не прибегая к особым мерам, обеспечивающим ее герметичность, может оказаться предпочтительным проводить эксперименты с жидкостью, отличной от той, которая используется в натурном аппарате. Аналогично поступают и тогда, когда важно достичь высоких значений чисел Рейнольдса и (или) Маха, которые не могут быть иным способом получены с помощью существующего оборудования [5]. Из анализа основного соотношения теплообмена $(hd/k) = 0{,}023\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}4}$ видно, что если числа Прандтля и Рейнольдса одинаковы для модели и натуры, то коэффициент теплоотдачи может быть просто пересчитан в соответствии с изменением коэффициента теплопроводности жидкости. Заметим, что число Прандтля для всех газов в рассматриваемом диапазоне температур лежит в пределах $\pm 20\%$ от некоторого среднего значения. Следовательно, в качестве рабочего тела для теплообменника может быть выбран любой имеющийся газ вместо того, который используется в натурном аппарате (например, в модели может быть использован воздух вместо гелия). Для большинства обычных водных растворов и жидких легких углеводородов число Прандтля меняется с температурой столь же существенно, как и от жидкости к жидкости. Поэтому, подбирая соответствующую температуру, часто можно одну жидкость имитировать другой. Жидкие металлы составляют самостоятельный класс рабочих тел и их теплообменные характеристики не могут быть имитированы водой или углеводородами.

Подобие при кипении и конденсации. Коэффициенты теплоотдачи при кипении жидкости и конденсации пара зависят от таких факторов, как теплота парообразования, смачивание, поверхностное натяжение и отношение плотностей паровой и жидкой фаз. Вследствие этих зависимостей при моделировании парогенераторов и конденсаторов с особой тщательностью необходимо подойти к замене одной рабочей жидкости другой. По крайней мере для обеих жидкостей должны быть приблизительно одинаковыми отношение удельных объемов паровой и жидкой фаз, характеристики смачиваемости, теплоты парообразования.

Выбор размеров модели. Как правило, в больших теплообменниках имеет место вынужденное конвективное течение обоих потоков теплоносителей. В большинстве теплообменников применяются матрицы из множества расположенных в определенном порядке трубок. Первый обычный шаг — уменьшение размера опытного аппарата путем выбора некоторого типичного для матрицы теплообменного аппарата трубного пучка. При равенстве чисел Рейнольдса, одинаковом распределении потоков и геометрическом подобии проходных сечений различие коэффициентов теплообмена для пучков с сотней или десятью тысячами трубок должно быть очень незначительным. Подобие геометрических размеров предполагает, что все размеры в сечении могут быть уменьшены, например трубки диаметром 25,4 *мм* могут быть заменены трубками диаметром 6,35 *мм*. Если это сделать и использовать в модели ту же самую жидкость, что и в натурном аппарате, то для достижения равенства чисел Рейнольдса необходимо, чтобы массовый расход жидкости в модели был обратно пропорционален размеру трубок, т. е.

$$\frac{G_{\text{мод}}}{G_{\text{натур}}} = \frac{d_{\text{натур}}}{d_{\text{мод}}}. \tag{16.1}$$

При заданных подогревах рабочей жидкости, числе Рейнольдса и величине l/d для количества тепла, передаваемого от одной среды к другой и приходящегося на одну трубку, можно записать

$$\frac{Q_{\text{мод}}}{Q_{\text{натур}}} = \frac{Gd^2_{\text{мод}}}{Gd^2_{\text{натур}}}. \tag{16.2}$$

Подстановка G из (16.1) дает

$$\frac{Q_{\text{мод}}}{Q_{\text{натур}}} = \frac{d_{\text{мод}}}{d_{\text{натур}}}. \tag{16.3}$$

Следовательно, мощность теплового источника для опытной установки прямо пропорциональна эквивалентному диаметру проходного сечения, а массовый расход должен быть обратно пропорционален этому диаметру. При работе с газами это зачастую приводит к увеличению давления, поскольку увеличение скорости может привести к проблемам обеспечения прокачки или к трудностям, обусловленным сжимаемостью. Выбор параметров модели обычно определяется имеющимся экспериментальным оборудованием. Для достижения нужных чисел Рейнольдса в модели может оказаться более удобным увеличить проходное сечение, если имеются в распоряжении большие низконапорные вентиляторы; уменьшение сечения может привести к необходимости использования новых высоконапорных вентиляторов для получения надлежащих чисел Рейнольдса. Обеспечение мощности источника (или стока) тепла также может быть связано с осложнениями: стоимость источника тепла может намного превысить стоимость остального экспериментального оборудования. Именно по этой причине часто в качестве источника тепла используют пар от промышленных установок.

Иногда целесообразно использовать в модели трубки намного большего диаметра, чем в натурном аппарате, если необходимо детально исследовать распределение температур для случая такой сложной геометрии, как оребренная трубка. Увеличение размеров проходного сечения в модели при использовании лишь малого числа трубок может позволить провести детальное исследование распределения температур и потоков, которое было бы совершенно неосуществимо в натурном аппарате.

Анализ геометрического подобия. Весьма важно установить, до какой степени должно сохраняться геометрическое подобие между экспериментальной моделью и натурным аппаратом. Поперечные сечения теплообменной матрицы несомненно должны быть геометрически подобны. Для пучка труб отношение диаметра трубы к шагу должно быть сохранено как в направлении поперек, так и вдоль потока. Если имеются ребра, то их эффективность должна быть почти такой же, как и в натурном аппарате, и, следовательно, материал ребра и его толщину следует выбрать так, чтобы параметр $\omega\sqrt{h/kb}$ был примерно одним и тем же в модели и в натурном аппарате. Если необходимо сравнить системы с таким сложным оребрением, как приведено на рис. 2.8, то особое внимание следует уделить выполнению условия идентичности состояния поверхностей модели и натурного аппарата, одинаковой степени отклонений от правильных геометрических форм, а также детального подобия геометрической конфигурации.

Важно, чтобы отношение длины трубок к диаметру было достаточно большим, тогда ошибка в поправках на входные участки будет невелика. Натурные аппараты, в которых отношение длины к диаметру равно 300, можно без труда смоделировать установкой, имеющей это отношение всего лишь 100; вводя небольшую поправку, удается достаточно надежно оценить параметры натурного аппарата. Однако нецелесообразно выбирать отношение длины к диаметру в модели в интервале 10—20, если в натурном аппарате необходимо иметь это отношение больше 10 (или наоборот), поскольку слишком велико будет влияние входных участков. При введении поправки на входные эффекты ошибка может стать сравнимой с ошибками аналитических оценок, и, следовательно, постановка эксперимента уже потеряет смысл.

Влияние большой разности коэффициентов теплоотдачи. Достаточно проанализировать смысл общего коэффициента теплопередачи, чтобы понять определяющую роль при постановке исследований того теплоносителя, на стороне которого тепловая проводимость меньше. Например, для радиатора автомобиля, где происходит передача тепла от воды к воздуху, необходимо, чтобы у опытной модели было выдержано точное геометрическое подобие с воздушной стороны, поскольку даже при развитой поверхности произведение коэффициента теплоотдачи к воздуху на эффективность ребра и на площадь теплообменной поверхности обычно меньше, чем произведение коэффициента теплоотдачи на площадь поверхности со стороны воды. В подобных случаях часто

Таблица 16.1

Параметры экспериментальных модельных и натурных теплообменников

Параметр		Рекуперативный теплообменник для передвижной газовой турбины [а]	Холодильник для Merlin Aircraft Engine [б]	Кожухотрубный теплообменник [в]	Топливный элемент для реактора с газовым охлаждением [г]	Теплообменник типа расплавленная соль—NaK [д]
Мощность, *квт*	Исследуемый элемент (И. э.)	58,6	12,3	10	11,8	$2{,}4\cdot10^3$
	Натурный аппарат (Н. а.)	$176\cdot10^3$	600	1200	146,5	$55{,}7\cdot10^3$
Размер теплообменной матрицы, *м*	И. э.	0,213× ×0,231× ×0,08	0,08×0,08× ×0,22	0,076× ×0,152× ×0,127	⌀0,0965× ×1,016	0,0635× ×0,0635× ×1,651
	Н. а.	2,54×2,54× ×0,3	0,216×0,3× ×0,22		⌀0,0965× ×1,016	0,0635× ×1,27× ×1,651
Геометрия теплообменной матрицы	И. э.	Оребренная пластина	Сплющенная оребренная труба	Трубный пучок	Пакет из 7 стержней	Трубный пучок
	Н. а.	То же	То же	То же	То же	То же
Холодная среда	И. э.	Воздух	H_2O—гликоль	Вода	Воздух	NaK
	Н. а.	»	H_2O—гликоль	»	Гелий	NaK
Эквивалентный диаметр, *мм*	И. э.	2,54	2,03	7,11	27,9	4,57
	Н. а.	2,54	2,03	5,08—25,4	27,9	4,57
Отношение *l/d* (на один ход)	И. э.	30	37	20	35	360
	Н. а.	120	105	50—400	35	360
Число ходов	И. э.	1	2	1	1	1
	Н. а.	2	4	1—4	1	1
Максимальная температура, °С	И. э.	107	38	38	204	816
	Н. а.	316	66	149	593	816
Максимальное давление, *атм*	И. э.	1,2	1,4		1,2	4,9
	Н. а.	7,03	3,5		21,1	4,9
Массовая скорость, *кг/(см²·ч)*	И. э.	20,5	244	390	17,8	1960
	Н. а.	20	365	980	23,5	1960
Число Рейнольдса	И. э.	8400	3000	500	75 000	120 000
	Н. а.	8000	4000	500	75 000	120 000
Горячая среда	И. э.	Пар	Воздух	Турбинное масло	Отсутствует	Расплавленная соль
	Н. а.	Продукты сгорания	Воздух и газоль	Углеводороды		То же
Эквивалентный диаметр, *мм*	И. э.	—	4,32	6,86	—	5,08
	Н. а.	—	4,32	5,08—25,4	—	5,08
Отношение *l/d*	И. э.	—	50	20	—	325
	Н. а.	—	50	10—100	—	325
Число ходов	И. э.	—	1	1	—	1
	Н. а.	—	1	1—20	—	1
Максимальная температура, °С	И. э.	—	135	65,6	—	871
	Н. а.	—	343	232	—	871
Максимальное давление, *атм*	И. э.	—	1,05		—	4,92
	Н. а	—	3,16		—	4,92
Массовая скорость, *кг/(см²·ч)*	И. э.	—	12,2	488	—	2440
	Н. а.	—	13,6	488	—	2440
Число Рейнольдса	И. э.	—	4000	500	—	4000
	Н. а.	—	4500	500	—	4000

[а] [3] (см. также рис. 11.3).
[б] См. рис. 6.22.
[в] [2].
[г] [6] (см. также рис. 6.27).
[д] [4] (см. также рис. 2.18 и 14.6).

оказывается более целесообразным и правильным использование пара в качестве греющего агента, а не горячей воды, особенно тогда, когда по оценкам проводимость с водяной стороны в пять и более раз больше проводимости со стороны воздуха (в расчет последней при этом закладывается площадь поверхности со стороны воды) [3]. В частности, это справедливо в тех случаях, когда, как и в рассматриваемом нами, теплоноситель на стороне более высокого коэффициента теплоотдачи движется по длинным гладким трубам, для которых достаточно надежно можно рассчитать коэффициент теплоотдачи и ввести соответствующие поправки. Таким образом можно оценить характеристики оребрения специальной геометрии на стороне низкого коэффициента теплоотдачи; это позволит определить влияние турбулизаторов или прерывистых поверхностей, что нельзя сделать аналитическим путем.

Влияние тепловых потерь на размер модели. Тепловые потери обязательно следует принимать во внимание при выборе размеров небольшой модели. Проведение исследований и анализ результатов наиболее просты в том случае, когда аппарат достаточно велик, чтобы при теплоизоляционном покрытии в несколько дюймов тепловые потери составляли не более нескольких процентов тепловой нагрузки теплообменника. Если специальные задачи делают необходимым использовать меньшие аппараты, то для поддержания в них достаточно низкого уровня тепловых потерь можно установить охранные нагреватели между внутренним и внешним слоями тепловой изоляции. Однако для каждого такого нагревателя потребуются реостат и относительно большое число контрольных термопар, которые позволяли бы следить за тем, чтобы благодаря охранным нагревателям не было искажения температурного профиля и не осуществлялся подвод тепла к системе вместо уменьшения тепловых потерь от теплообменника.

Типичные случаи. В табл. 16.1 для ряда типичных теплообменников приведены некоторые оптимальные параметры соответствующих моделей. Заметим, что в каждом из них мощность модельной установки составляет менее 10% мощности натурной. В большинстве случаев опыты проводились с целью получить характеристики для целого семейства данных натурных аппаратов. В табл. 16.1 сопоставлены основные параметры опытных и натурных теплообменников. Уменьшение мощности было достигнуто (по крайней мере отчасти) с помощью уменьшения размера теплообменной матрицы. Часто дальнейшее уменьшение мощности достигалось за счет уменьшения разности температур, а в одном случае эффективное уменьшение мощности было достигнуто в результате применения воздуха при атмосферном давлении вместо гелия при высоком давлении. Это дало возможность уменьшить тепловой поток в 20 раз, сохранив неизменным подогрев на единичном отрезке приведенной длины (отношении длины к диаметру) по сравнению с натурным теплообменником. Интересно заметить, что во всех случаях, кроме одного, режим течения для одного или обоих теплоносителей соответствовал переходной области (диапазон чисел Рейнольдса от 500 до 5000). Опыты на моделях имеют особую важность, поскольку нет другого надежного способа выявить влияние отклонений в геометрии, свойственных интересующим нас теплообменникам, в этой переходной области течения.

В принципе проведение опытов на модели обычно сводится к созданию небольшого элемента теплообменной матрицы с теми же проходными сечениями, что и в натуре; при этом соотношение потоков теплоносителей такое же, каким оно было бы, если бы этот элемент не был изолирован от остальной части теплообменника.

КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Измерения температуры. При исследовании теплообменников обычно приходится производить большое число измерений температуры. Хотя можно удовлетвориться четырьмя значениями температуры (для теплоносителей на входе и выходе с горячей и холодной стороны), обычно желательно, если не необходимо, проводить дополнительные измерения температуры, отчасти

для контроля за первичными приборами, а отчасти для оценки температурного распределения. Например, в одноходовом теплообменнике с поперечным током температура теплоносителя на выходе существенно изменяется по сечению. Хотя смесительная камера или участок смешения собственно канала могут быть установлены за теплообменником, тем не менее необходимо измерить температурный профиль по сечению для уверенности в том, что смешение прошло достаточно полно и что в плоскости измерений сформировалось однородное распределение температуры.

Термопары. Термопары — несомненно наиболее распространенные приборы для измерения температуры. При правильной установке они являются относительно недорогими датчиками, позволяющими достаточно точно определять температуру; показания термопар могут быть выведены на центральный щит. Их тепловая инерция мала; следовательно, запаздывание их сигнала по отношению к изменениям температуры намного меньше, чем для других пирометрических устройств [7]. Термопары более удобны для измерения температур металлических поверхностей по сравнению с другими приборами; тем не менее трудно установить их таким образом, чтобы они показывали истинную температуру металлической поверхности. Термоэлектродные провода обычно выводятся в поток газа, и потому они играют роль ребер и могут вызвать существенное местное искажение температуры поверхности по отношению к остальной ее части. Даже если использовать плоские термопары и на некотором расстоянии выводить их вдоль потока, они могут явиться причиной возникновения местной турбулентности, которая приведет к заметной ошибке в показаниях. Наиболее надежно можно измерить температуру толстой металлической поверхности: в стенке высверливают отверстие, в которое помещают термопару, как указано на рис. 16.1; при таком расположении термопары не вносят возмущений в поток теплоносителя вдоль теплопередающей поверхности, а отток тепла по термоэлектродным проводам практически не оказывает влияния на результаты измерения температуры в данной точке [8]. Однако стенки большинства теплообменников слишком тонки для такого способа заделки термопары. Поэтому обычно не представляется возможным определить значения коэффициентов теплоотдачи к каждому теплоносителю, а удается лишь непосредственно измерить общий коэффициент теплопередачи.

Косвенный метод определения коэффициента теплоотдачи с одной стороны сводится к изменению скорости течения теплоносителя с этой стороны при фиксированной скорости с другой. Этот метод особенно эффективен, если применять его для теплообменника, у которого тепловая проводимость с одной стороны существенно меньше, чем с другой, и с его помощью находить коэффициент теплоотдачи с той стороны, где проводимость меньше, например, со стороны воздуха в теплообменнике типа вода — воздух.

Измерения температур там, где тепловые потоки близки к нулю (например, в районе входа и выхода потоков теплоносителей), могут быть выполнены с помощью термопар или какого-либо термометра, заделанных в стенку или в наконечник, расположенный в потоке теплоносителя. Если допустима значительная тепловая инерция, то термопара может непосредственно крепиться к стенке трубки с помощью хомутиков или зачеканиваться. На длине 2—5 *см* термопары должны плотно прилегать к трубке и быть теплоизолированы, чтобы не играть роль ребра. Надежный способ такого крепления приведен в нижней левой части рис. 16.2.

Батарея термопар. Иногда удобно соединить термопары для того, чтобы можно было получать непосредственно разность между температурами на входе и выходе, производя лишь один отсчет вместо двух. В этом случае ошибка измерения разности температур может быть уменьшена вдвое. При желании можно использовать батарею из 5—10 термопар. Их можно объединить в пучок или сгруппировать так, чтобы они показывали среднюю по сечению температуру. Сигнал, попадающий на потенциометр, увеличивается прямо пропорционально числу последовательно соединенных термопар, а ошибка отсчета

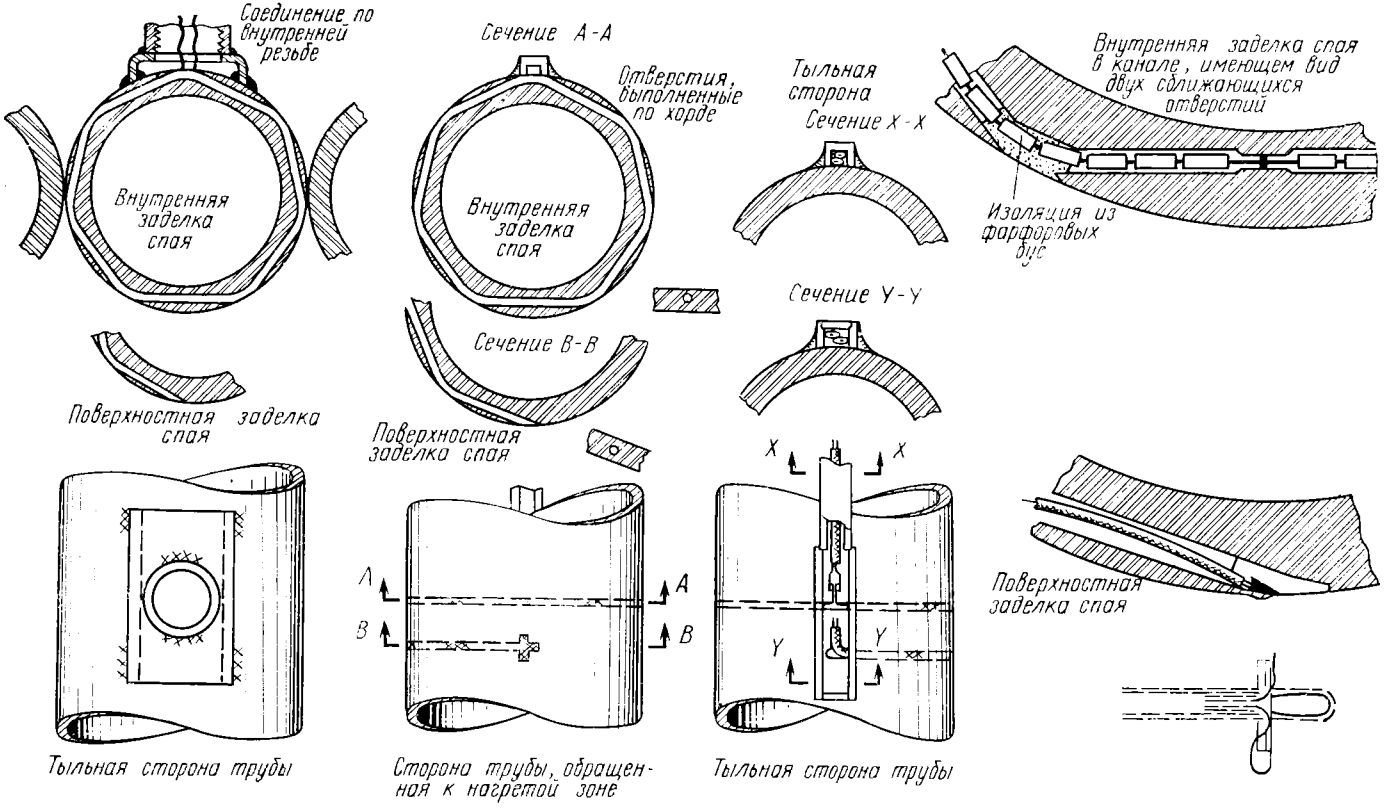


Рис. 16.1. Схематическое изображение способа заделки термопар в парогенерирующих трубках для определения истинной температуры металла в топочном объеме

обратно пропорциональна числу термопар в батарее. Такое соединение следует использовать при проведении экспериментов с теплообменниками типа воздушного радиатора автомобиля, у которых перепад температур для воды может составлять всего около 5°. При использовании батареи из 10 термопар можно получить термо-э. д. с., эквивалентную разности температур в 50° С, которая позволяет произвести отсчет с точностью не хуже 1% (т. е. 0,05° С).

Ошибки, обусловленные лучистыми потерями. Если необходимо измерить температуру газа выше 200° С, то существенную роль может сыграть подвод или отвод тепла за счет лучистого теплообмена [9—11]. При температуре около 500° С такие ошибки могут достигать 15° С. Они могут быть уменьшены, если термопары располагать внутри радиационного экрана, состоящего из 1—4 концентрических стальных трубочек, направленных вдоль потока газа. Эти трубочки должны иметь достаточно большое отношение длины к диаметру, чтобы угол, под которым открытый конец внутренней трубочки виден из точки расположения спая термопары, был мал по сравнению с полным телесным углом. Поскольку излучательная способность серебра составляет всего лишь 0,03, ошибка, обусловленная лучистыми потерями, может быть существенно уменьшена за счет заделки ее в одиночную серебряную трубочку. Отличный способ подготовки термопар состоит в том, что расплющенная серебряная трубочка диаметром 3,2 *мм* одевается на королек, который предварительно был выполнен достаточно массивным, а затем сошлифован до получения плоского диска с толщиной, немного превышающей диаметр проводов [10].

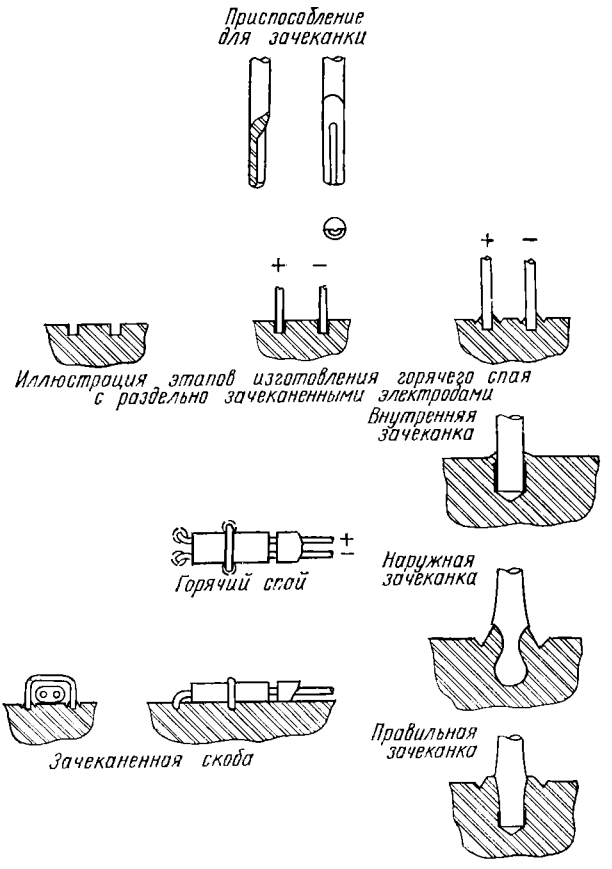


Рис. 16.2. Схематическое изображение способа заделки термопар в трубопроводах в изотермической или близкой к изотермической зоне. (Диаметры просверленных отверстий должны быть немного больше диаметра проволоки, а глубина сверления должна составлять около полутора диаметров проволоки. Они должны быть расположены на минимальном расстоянии друг от друга.)

Было установлено, какую ошибку дают термопары такого типа с серебряными, золотыми и платиновыми экранами. Некоторые из этих данных приведены на рис. 16.3 наряду с соответствующими значениями для незащищенных термопар, а также для термопар с набором экранов из нержавеющей стали, о которых речь шла несколько выше.

Инфракрасные пирометры. Одной из наиболее важных сфер применения инфракрасных пирометров являются такие эксперименты, в которых измеряется распределение температуры. Если температура поверхности превышает 200° С (и поверхность можно наблюдать визуально [12—14]), то с помощью

инфракрасного пирометра можно получить детальное распределение температуры без лишних затрат времени и средств на размещение большого числа термопар. Пирометры некоторых типов могут быть наведены на любую точку в поле видимости, в которой измеряется температура. Некоторые такие пирометры в интервале от комнатной температуры до 800° С имеют чувствительность до 1,5° С и могут визироваться на площадку всего лишь 1,5 *мм* в диаметре. Как видно из рис. 16.4, инфракрасная техника позволяет выполнять фотографии больших поверхностей; при таком способе можно достичь точности, близкой к той, которая указывалась выше. В любом случае в нескольких точках в поле видимости должны быть установлены термопары для получения опорных значений. При эксплуатации подобного оборудования требуется высокая квалификация, поскольку приходится сталкиваться со многими тонкими эффектами. Например, излучательная способность поверхности может изменяться в зависимости от угла визирования или появления в небольших количествах окислов или заносов.

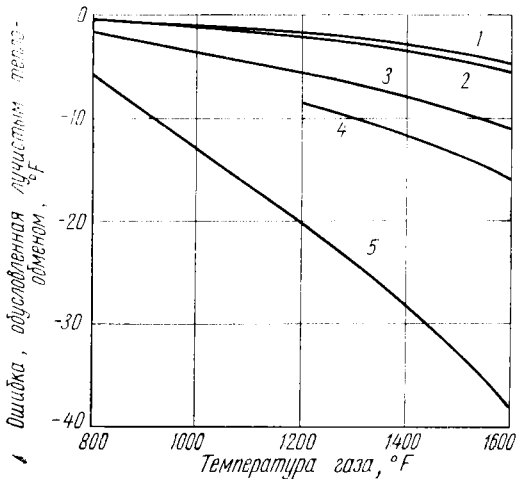


Рис. 16.3. Графики, характеризующие влияние температуры на ошибку, связанную с лучистым теплообменом, для ряда типичных термопар [10], (массовый расход газа 0,0029 *кг*/(*сек*·*см*^{2}), разность температур между газом и стенкой 110° С):

1 — спай с серебряным экраном; *2* — экран из трех стальных трубочек; *3* — экран из одной стальной трубочки; *4* — платиновый экран; *5* — голый спай в основном металле.

На рис. 16.4 представлена фотография в инфракрасных лучах, выполненная для температурных измерений. На ней приведено распределение температур в наземной опытной модели радиатора, предназначенного для космической энергетической установки. (На рис. 1.18 представлена одна панель такой модели.) О влиянии температуры на яркость изображения можно судить исходя из того, что температуры основания и вершины ребер отличаются примерно на 14° С. Следует отметить весьма однородное распределение температур. Свыше тысячи термопар потребовалось бы для того, чтобы получить хотя бы минимально необходимую информацию, но даже этого числа не хватило бы, чтобы получить столь подробную картину; кроме того, они были бы весьма неудобны в эксплуатации.

Измерение давления. Падение давления в теплообменнике — обычно столь же важный фактор, как и теплообменные характеристики. Экспериментальное оборудование может быть подобрано таким образом, чтобы поперечное сечение трубопровода было таким же, как и входное сечение исследуемой теплообменной матрицы; в этом случае можно ограничиться простым измерением статического давления в трубе. В противном случае необходимо учитывать различие динамического давления за счет изменения размера проходного сечения. Конечно, желательно установить перед теплообменной матрицей прямую трубу длиной по меньшей мере десять диаметров, чтобы обеспечить однородное распределение скорости по сечению трубопровода. Если необходимо получить особенно достоверные данные о падении давления, можно использовать пьезометрическое кольцо, т. е. ряд соединенных между собой отверстий для отбора статического давления, выполненных по периметру трубы в плоскости, перпендикулярной направлению потока. Перепад давления в теплообменнике можно измерять непосредственно с помощью манометра или дифференциального датчика типа трубки Бурдона.

Измерение расхода. Для измерения расходов применяют множество приборов. Как для газов, так и для жидкостей используют трубку Вентури, осо-

бенно при достаточно больших размерах проходного сечения. Если в качестве одного теплоносителя служит воздух, то наиболее простой и точный способ измерения его расхода состоит в установке сопла за воздухозаборным сечением. Это позволяет избежать ошибок, обусловленных турбулизацией потока и плохим распределением скоростей за изгибом труб и другими сложными геометрическими конфигурациями [15]. Из тех же соображений воздуходувка устанавливается на выходе из теплообменника во избежание турбулизации потока и искажения распределения скоростей на входе в теплообменник.

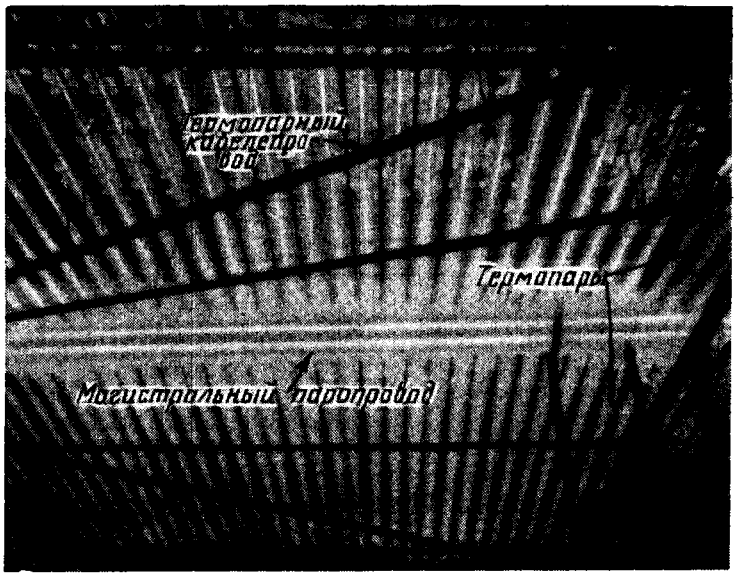


Рис. 16.4. Фотография, выполненная с помощью поляроидной чувствительной пленки с использованием инфракрасного излучения от двустороннего пакета труб с продольными ребрами, в которых происходит конденсация паров калия при температуре 427° С. (Для сравнения укажем, что человеческий глаз в состоянии различить цвет темно-красного каления при температуре около 550° С.) На фото представлен вид снизу на почти горизонтальные трубные пучки, конфигурация которых представлена на рис. 13.12 (*1*). Блики на ребрах вызваны отражением от магистрального паропровода.

Иногда используются трубки Пито, особенно если нельзя гарантировать действительно однородное распределение скоростей в теплообменной матрице. Конечно, условия такого рода должны быть исключены, иначе это намного усложнит обобщение экспериментальных данных и внесет ошибки, обусловленные влиянием распределения потоков и температуры.

Некоторые виды расходомеров, использующих плавающие в потоке жидкости под действием динамических сил элементы (ротаметры), имеют привлекательные особенности. Они широко используются для измерений расходов как жидкостей, так и газов, однако предпочтительнее использовать их для измерения расходов жидкости в диапазоне от ~ 4 до ~ 400 *л/мин*.

Шаровой расходомер, использующий шарик в изогнутой трубке из стекла или пластика, характеризуется меньшим падением давления, чем ротаметры; он обеспечивает хорошую точность в интервале умеренных расходов [16]. Их градуировку нетрудно осуществить с помощью весового (или объемного) метода на воде. При использовании в этих целях воды иногда наиболее удобно применять весовой метод, например при исследовании небольших конденсаторов.

Стабилизация температуры. При подготовке опытов по определению характеристик теплообмена одновременно с разработкой методики экспериментов необходимо выбрать такое оборудование, которое бы упростило проведение экспериментов и обработку опытных данных. В зависимости от размеров теплообменника, аккумулирующей способности различных элементов установки и тепловых потерь необходимо выдерживать режим от 15 *мин* до нескольких часов в каждой точке; такая стабилизация необходима для получения равновесных условий и надежных, воспроизводимых результатов. Один из способов, позволяющих убедиться в действительном достижении равновесия, состоит в том, что отсчеты производятся с интервалом в 5—15 *мин* при фиксированном тепловом режиме и фиксированном режиме течения. Измерения необходимо продолжать до тех пор, пока три последовательных замера не дадут мало различающиеся между собой значения температуры в различных точках системы. При проектировании установки следует предусмотреть оборудование, упрощающее стабилизацию такого рода. Например, если используется вода из общей магистрали, то важно, чтобы давление ее не было подвержено колебаниям за счет изменений расхода воды на другие нужды. При использовании комнатного воздуха необходимо обратить внимание на то, чтобы не было колебаний температуры в комнате. Известные затруднения могут быть вызваны колебаниями давления пара или напряжения в сети питания электронагревателей.

Нестационарные методы. Иногда для избежания длительного выдерживания режима в целях стабилизации представляется возможным использование нестационарных методов, если имеется соответствующая регистрирующая аппаратура [17]. Эти методы требуют тщательного анализа аккумулирующих способностей различных элементов системы, чтобы по скорости изменения температуры можно было судить об интенсивности теплообмена.

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Результаты экспериментов могут быть обработаны и представлены по-разному, в зависимости от сферы их приложения. В ряде случаев предпочтительнее представлять результаты в наиболее общем виде, например в виде зависимости фактора Колберна от числа Рейнольдса (см. рис. 11.5). Иногда более удобно просто представить полное количество отводимого тепла в функции скорости течения теплоносителя. Один из наиболее удобных способов представления экспериментальных результатов состоит в построении графика (см. рис. 11.10); это позволяет сразу выбрать соответствующий размер теплообменника, не выполняя сложных вычислений и не вводя при этом дополнительных ошибок.

Тепловые балансы. Вероятно, наиболее эффективным способом анализа экспериментальных данных по теплообмену является метод теплового баланса, согласно которому проводится сравнение количеств тепла, отдаваемого горячим теплоносителем и поглощаемого холодным теплоносителем. Разность этих двух величин можно сопоставить с расчетными тепловыми потерями. Если, как это часто и бывает, указанная разность не соответствует тепловым потерям, то ошибку следует связывать с неточным измерением или скорости потока, или разности температур потока теплоносителя. Поэтому целесообразно использовать как можно более точные приборы для измерения этих параметров. Различные температуры и изменения температуры для надежности можно сопоставлять между собой. Необходимо проанализировать, в какой мере изменение температурного уровня или скорости потока скажется на нарушении теплового баланса. Существенными факторами могут быть условия эксперимента и характер приближения к экспериментальной точке (с увеличением или уменьшением скорости течения, повышением или понижением температуры и т. п.) Нельзя указать для этого какие-то общие правила выбора оптималь-

ных условий; только опыт и интуиция при отыскании источников ошибок могут помочь уменьшить затраты времени на тщательную отладку и тарировку установки и многократную проверку работы оборудования.

Корреляция данных. Всегда важно установить связь между экспериментально найденными характеристиками теплообменника и аналитическими оценками. Это желательно сделать отчасти для проверки как конструкции установки, так и экспериментальной методики, а отчасти для того, чтобы облегчить инженеру выполнение последующих работ такого рода.

Существенную роль может сыграть сопоставление полученных результатов эксперимента с другими данными, относящимися к подобным теплообменникам.

При обработке экспериментальных данных необходимо обращать внимание на такие факторы, как существенное различие физических свойств теплоносителя при температуре в ядре свободного потока и при температуре стенки. Поэтому прежде всего необходимо установить в какой степени изменяются физические свойства теплоносителей в интервале температур, характерном для данного эксперимента.

ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ ПОТОКОВ

При разработке натурных теплообменников иногда целесообразно провести исследование гидродинамики входного участка теплообменника или другого участка сложной конфигурации, чтобы определить общее распределение потока или падение напора. Опыты такого рода можно проводить на простых моделях, поскольку не требуется осуществлять подвод или отвод тепла. Необходимо лишь геометрическое подобие модели и натурного аппарата и обеспечение соответствующего диапазона чисел Рейнольдса. Следовательно, эти опыты можно выполнять с водой или воздухом вместо тех теплоносителей, работа с которыми вызвала бы затруднения. Особенно для подобных целей подходит воздух, небольшие утечки которого не приведут к осложнениям. Кроме того, стоимость модели будет невелика. Если нет резкого отрыва потока, то для определения направления течения, а также распределения скоростей можно использовать трубки Пито. При наличии отрыва необходимо произвести «визуализацию» течения, используя для этого пучок нитей, которые с помощью изоляционной ленты крепятся к стенкам канала или закрепляются на проволочном зонде, обладающем возможностью перемещаться в поле течения. Можно использовать дым, но это довольно сложно, а результаты обычно бывают неудовлетворительны. Струи дыма за счет турбулентности настолько быстро рассеиваются, что подобный метод применим только при относительно низких числах Рейнольдса и простых геометрических конфигурациях. Любой из этих способов пригоден в том случае, если модели выполнены из прозрачного пластика типа люцита.

Для некоторых способов визуализации течения вода является лучшим рабочим телом, чем воздух. Если существенны трехмерные эффекты, достаточно просто проследить путь потока и установить характер турбулентности с помощью маленьких пузырьков воздуха или частиц, находящихся во взвешенном состоянии. Для двумерного течения существует прекрасный способ наблюдения за поведением потока. На поверхность воды, протекающей через исследуемую модель канала, наносится порошкообразный алюминий. Если не надо производить фотографирования потока, то можно использовать самую простую установку. Однако для получения картины такого качества, как приведенная на рис. 3.10 и 11.2, надо серьезное внимание обратить на конструкцию экспериментальной установки и ее монтаж. Проведение экспериментов требует терпения и искусства. Модели должны быть достаточно большими, чтобы силы поверхностного натяжения не искажали картины течения. Это означает, что ширина канала в любом месте не должна быть меньше 12 *мм*. Для более качественного диспергирования порошка лучше всего добавлять в воду небольшое количество моющего средства. Картина течения будет сильно

искажена также и поверхностными волнами, если скорости течения превышают 0,3 *м/сек*. Поэтому затрудняется работа при числах Рейнольдса, намного превышающих 5000. Следует обратить внимание на включение в схему перед исследуемым участком надежного отстойника; длинный матерчатый мешок во входном трубопроводе может оказаться полезным в этом отношении. Для качественной фотосъемки дно канала следует покрыть черной тканью или черной бумагой, которая может удерживаться на месте с помощью стеклянной пластины. Время экспозиции не должно быть ни слишком большим, ни слишком малым; можно воспользоваться надежным правилом: $0 = D/8V$, где 0 — выдержка, *сек*; D — поперечный размер оптического препятствия; V — скорость воды (см. [1], гл. 11).

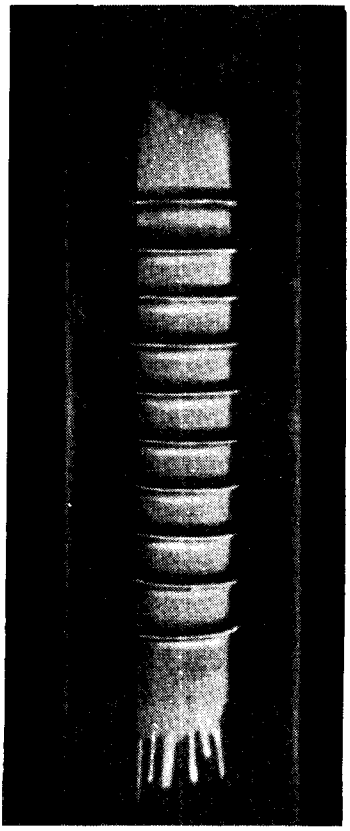


Рис. 16.5. Области торможения, выявленные яркими полосами флюоресцирующего порошка. Воздух протекает по кольцевому каналу между стеклянной трубкой диаметром 50,8 *мм* и стальным стержнем диаметром 25,4 *мм*, снабженными турбулизаторами в виде колец из проволоки диаметром 2,16 *мм*, расположенных с шагом 12,7 *мм*. В результате завихрений флюоресцирующий порошок собирается в зоне торможения непосредственно за каждым турбулизатором.

Иногда необходимо провести детальное исследование течения в пограничном слое. Только что описанный метод, использующий распыленный в воде порошкообразный алюминий, оказался эффективным для изучения поведения потока жидкости, обтекающего ребра в поперечном направлении (см. рис. 3.21). Анемометры с нагретой проволочкой доказали свою эффективность при исследовании тонкой структуры турбулентного потока, но с ними очень трудно работать, и потому они скорее могут быть использованы опытным экспериментатором, чем специалистами, проектирующими теплообменники. Для решения некоторых задач полезным может оказаться введение красящего вещества. Следы раствора иода можно ввести в крахмальный раствор, что даст резко очерченный след, распространяющийся по потоку от места впрыска. Перемещение и скорость размытия окрашенного пятна позволяют судить о характере и интенсивности турбулентных токов в данной окрестности. Добавлением в раствор крахмала малого количества тиосульфата натрия, реагирующего с иодом, можно добиться обесцвечивания окрашенного пятна, что позволяет производить многократное впрыскивание без потери прозрачности массы жидкости.

Другой метод визуализации течения, который доказал свою эффективность при исследовании тонкой структуры течения при обтекании различных турбулизаторов и дистанционирующих элементов для труб, состоит в нанесении на поверхность флюоресцирующей краски, разведенной на тяжелом автотракторном масле [18]. Краска собирается в зонах торможения и отчетливо выделяется при освещении ультрафиолетовыми лучами. На рис. 16.5 представлена типичная фотография, полученная этим методом.

Интересный метод, использующий свойство двойного лучепреломления некоторых растворов красящих веществ, был применен для исследования ламинарного течения. Используя поляризованный свет, можно получить интерференционную картину, подобную той, которая получалась при фотоанализе упругих напряжений [19]. После математической обработки полученных результатов можно определить структуру течения.

ИСПЫТАНИЯ КОНСТРУКЦИИ

Испытания отдельных элементов теплообменника, таких, как корпус или днище, могут быть проведены различными методами. Вероятно, наиболее распространенный подход — создание уменьшенной или полномасштабной модели испытываемого конструкционного элемента и исследование распределения напряжений с помощью тензодатчиков. Могут быть использованы датчики длиной всего лишь 6 *мм*. В одном из случаев на модели сложного корпуса в 1/5 натуральной величины было размещено 1300 тензодатчиков; стоимость таких испытаний составляла примерно 3% стоимости самой конструкции, но в результате значительно возросло доверие к предлагаемой конструкции.

Как корпуса теплообменников, так и сами теплообменники в собранном виде часто подвергаются гидравлическим испытаниям, являющимся частью обычных испытаний, в которых проверяется способность конструкции выдерживать расчетные давления. Эти испытания обычно проводятся при давлении, превышающем расчетное на 40%. Показания тензодатчиков во время этих испытаний могут использоваться для проверки расчетов, особенно наиболее напряженных участков или участков сложной конфигурации, трудно поддающихся анализу.

Испытания на давление обычно сопровождаются проверкой герметичности для того, чтобы убедиться в плотности соединений отдельных частей и в том, что фланцевые соединения спроектированы таким образом, что они не только могут выдерживать перегрузки, но и различные деформации под действием давления не приводят к появлению течей.

ИСПЫТАНИЯ НА ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Испытания на длительную прочность бывают нужны для компактных теплообменников, предназначенных для космических установок или автомобильных двигателей. Вибрации, механические или термические напряжения могут привести к разрушениям такого рода, которые не удается обнаружить при всех предварительных испытаниях. Испытания на длительную прочность должны быть тщательно продуманы: конструкцию следует подвергать точно тем же самым циклам механических и термических напряжений, которые присущи натурному аппарату. В тех случаях, когда в высокотемпературных теплообменниках играют роль процессы релаксации, интервал времени между циклами может быть сделан намного меньше соответствующего времени для натурных аппаратов, если это оправдано данными по релаксации. Например, если существенную роль играют высокотемпературные напряжения, то обычно бóльшая часть пластической деформации, обусловленной тепловым циклом, происходит в течение 15—20 *мин*, так что продолжительность цикла в 1 *ч* оказалась бы достаточной для моделирования циклов в натурных аппаратах продолжительностью двадцать четыре часа и более.

Весьма целесообразными могут оказаться испытания, связанные с анализом воздействия заносов трубы на надежность работы теплообменника. В таких опытах внимание должно быть направлено на достаточно хорошее моделирование рабочих условий в натурном аппарате.

ИСПЫТАНИЯ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ

Одной из наиболее сложных проблем при изготовлении и монтаже теплообменников является обнаружение и определение места маленьких течей и их устранение. Большие течи выявить нетрудно, а незначительную течь обычно сложно обнаружить и еще сложнее точно установить ее место и, следовательно, трудно устранить ее. Для некоторых жидкостей типа кислот, расплавленных металлов, радиоактивных жидкостей и газов необходима очень высокая

степень герметичности. В силу особенностей таких систем может возникнуть необходимость в опрессовке их газом, при этом утечки должны составлять не больше 10^{-5} *см*^{3}/*сек*, т. е. около 1 *см*^{3} в день. Для определения того, удовлетворяет ли испытуемый аппарат столь жесткому требованию, необходимо ставить специальные опыты [20].

Отыскание течей с помощью мыльных пузырей. Простой, но в то же время чувствительный и эффективный способ обнаружения небольших течей и определения их положения состоит в опрессовке узлов воздухом при давлении 0,35—0,7 *атм* и нанесении на них мыльного раствора. После выполнения указанных операций проводят тщательный осмотр поверхности в целях обнаружения крошечных пузырьков. Промышленностью выпускаются готовые специальные мыльные растворы.

Более чувствительный метод отыскания течи — опрессовка воздухом аппарата и погружение его в горячую воду, содержащую небольшое количество моющего средства для уменьшения поверхностного натяжения. Этот метод достаточно чувствителен для обнаружения отдельных течей со скоростью всего 10^{-5} *см*^{3}/*сек*, т. е. течей, дающих в 1 *мин* лишь один пузырек диаметром около 1 *мм*.

Определение скорости натекания. Если необходима бо́льшая герметичность, то аппарат может быть откачан и затем определена скорость натекания. Технические условия могут потребовать, чтобы скорость натекания была меньше 10^{-3} *мм* в 1 *ч* при давлении порядка 10^{-2} *мм рт. ст.* Следует заметить, что скорость натекания (роста давления) в системе при заданной объемной скорости присосов не зависит от самого давления в интересующем нас диапазоне разряжений, т. е. при давлении в системе от 10^{-2} до 1 *мм рт. ст.* Если же при вакуумных испытаниях скорость натекания превышает указанную величину, то необходимо найти основную течь (или течи) и устранить ее.

Гелиевые течеискатели. Обнаружение течи с помощью гелия — один из наиболее чувствительных методов обнаружения течи. Он основан на использовании гелия, вытекающего из маленького зонда; последний перемещается вдоль тех поверхностей, в которых вероятно наличие течи. Когда зонд оказывается в районе неплотности, гелий проникает в вакуумную систему вместе с воздухом, в нее натекающим. Но даже малую долю гелия нетрудно определить с помощью масс-спектрометра, расположенного на линии, ведущей к вакуумному насосу. Сигнал резко увеличивается, когда зонд приближается к неплотности.

Промышленные гелиевые течеискатели достаточно чувствительны, они обнаруживают течь гелия всего 10^{-10} *см*^{3}/*сек*. Скорость натекания других газов должна быть обратно пропорциональна корню квадратному из молекулярного веса. Объемная скорость присосов для жидкостей намного меньше, чем для газов, по крайней мере в тысячу раз.

Галоидные течеискатели. Метод в какой-то степени аналогичен методу гелиевого течеискателя. Он основан на обнаружении в газе галогенидов или галоидных соединений. Исследуемый объем заполняют галогенидом или галоидным соединением под давлением. Датчик, или «носик», соединяющийся с всасывающей стороной небольшого вентилятора, перемещается вдоль поверхности, в которой подозревается течь; в этот носик попадет вытекающий газ или пар. Воздух, засасываемый вентилятором через «носик», подается в горелку, пламя которой обычно бесцветно. Небольшое количество галоидов окрашивает пламя в зеленый цвет, что указывает на течь. Такой метод достаточно чувствителен, чтобы обнаружить течь порядка 10^{-4} *см*^{3}/*сек*.

При проведении описанных выше испытаний на герметичность обычно необходимо сначала проверить отдельные элементы установки. При этом отверстия обычно закрывают специально сделанными для этой цели заглушками. Матрицы теплообменников и корпус можно проверять на герметичность раздельно. После проверки всех элементов собирают аппарат, выполняют необходимые соединения и проводят окончательную проверку на герметичность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lane R. A., Morrison E. L. Southwark Station Boiler Air-Flow Model Tests and Operation Results. Trans. ASME, **71**, 941 (1949).
2. Omohundro G. A., Bergelin O. P., Colburn A. P. Heat Transfer and Fluid Friction During Viscous Flow Across Banks of Tubes. Trans. ASME, **71**, 27 (1949).
3. Kays W. M., London A. L. Heat Transfer and Flow-Friction Characteristics of Some Compact Heat Exchanger Surfaces. Trans. ASME, **72**, 1075 (1950).
4. McPherson R. E. et al. Development Testing of Liquid Metal and Molten Salt Heat Exchanger. Nucl. Sci. and Engng, **8**, 14 (1960).
5. Chapman D. R. Some Possibilities of Using Gas Mixtures Other than Air in Aerodynamic Research. NACA Technical Report No. 1259, 1956.
6. Hoffman H. W., Wantland J. L., Stelzman W. J. Heat Transfer with Axial Flow in Rod Clusters. International Developments in Heat Transfer, part three, ASME, 1961, p. 553.
7. Hornfeck A. J. Response Characteristics of Thermometer Elements Trans. ASME, **71**, 121 (1949).
8. «Steam». The Babcock and Wilcox Co., thirty-seventh edition, 1955.
9. Rohsenow W. M., Hunsaker J. P. Determination of the Thermal Correction for a Single Shielded Thermocouple. Trans. ASME, **69**, 699 (1947).
10. Dahl A. I., Fiock E. F. Shielded Thermocouples for Gas Turbines. Trans. ASME, **71**, 121 (1949).
11. Bartas J. G., Mayer E. Estimation of Temperature Patterns in Multiply Shielded Systems. Trans. ASME, **79**, 1722 (1957).
12. Bibliography of Temperature Measurement, U.S.N.B.S. monograph. No. 27 (1960).
13. McDaniel G. W., DiMattia A. P. Inspecting Infrared Optical Materials and Systems by Means of the Evaporograph. Applied Optics, **1**, 483 (1962).
14. Camac M., Feinberg R. M. High-Speed Infrared Bolometer. Rev. Scient. Instrum. **33**, 964 (1962).
15. Linford A. Flow Measurement and Meters, second edition. E. and F. N. Spon, London, 1961.
16. Shulman H. L., Van Wormer K. A., Jr. Flow Measurement with Ball Flow Meters. J. of AIChE, **4**, 380 (1958).
17. Kays W. M., London A. L., Lo R. K. Heat Transfer and Friction Characteristics for Gas Flow Normal to the Tube Banks — Use of a Transient-Test Technique. Trans. ASME, **76**, 387 (1954).
18. Loving D. L., Katzoff S. The Fluorescent Oil Film Method and Other Techniques for Boundary Layer Flow Visualization. NASA Memo 3-17-59L, March 1959.
19. Peebles F. N., Prades J. W. Two-Dimensional Laminar-Flow Analysis Using a Doubly Refracting Liquid. J. of AIChE, **5**, 225 (1959).
20. Steckelmacher W. Leak Detection, Nucl. Engng, **4**, 450 (1959).

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — площадь, *фут*^{2}

a — площадь поверхности на единицу объема, *фут*^{2}/*фут*^{3}

b — толщина, *дюйм*

C — коэффициент

c_p — теплоемкость, БТЕ/(*фунт*·°F)

D — диаметр, *фут*

D_e — эквивалентный диаметр некруглых поперечных сечений, *фут*

d — диаметр, *дюйм*

d_e — эквивалентный диаметр некруглых поперечных сечений, *дюйм*

E — модуль упругости, *фунт*/*дюйм*^{2}

F — коэффициент геометрической формы (для передачи тепла излучением)

$\mathcal{F}$ — коэффициент передачи тепла излучением (включает ε и F)

f_d — фактор трения в потоке (отнесенный к эквивалентному диаметру канала)

f_r — фактор трения в потоке (отнесенный к эквивалентному радиусу)

G — массовая скорость, *фунт*/(*фут*^{2}·*ч*)

G' — массовая скорость, *фунт*/(*фут*^{2}·*сек*)

G'_{tr} — массовая скорость при переходе от ламинарного к турбулентному течению (при Re $\approx$ 2000) в трубах круглого сечения с внутренним диаметром 1 *дюйм*, *фунт*/(*фут*^{2}·*сек*)

$\Delta t_{макс}$ — наибольшая разность температур, °F

g — ускорение силы тяжести, *фут*/*сек*^{2}

H — энтальпия, БТЕ/*фунт*

ΔH_p — изменение энтальпии для подогрева жидкости до температуры кипения, БТЕ/*фунт*

Gr — число Грасгофа

ΔH_v — энтальпия испарения, БТЕ/*фунт*

ΔH_s — энтальпия перегрева, БТЕ/*фунт*

h — коэффициент теплоотдачи, БТЕ/(*ч*·*фут*^{2}·°F)

$\Delta t_{вх}$ — разность температур на входе, °F

J — модуль Колберна

J' — модифицированный модуль Колберна

J — механический коэффициент теплоты, (*фут*·*фунт*)/БТЕ

K — коэффициент передачи энтальпии h/c_p, *фунт*/(*фут*^{2}·*ч*·*фунт*)

k — коэффициент теплопроводности, БТЕ/(*ч*·*фут*·°F)

L — длина, *фут*

L_w — массовая скорость воды в градирнях, *фунт*/(*ч*·*фут*^{2})

l — длина, *дюйм*

СЛРТ — среднелогарифмическая разность температур, °F

$\Delta t_{мин}$ — наименьшая разность температур, °F

M — молекулярный вес

Nu — число Нуссельта

N — число единиц в ряду (пучке и пр.)

n — число единиц в серии

P — давление, *фунт*/*фут*^{2}

Pr — число Прандтля

p — давление, *фунт*/*дюйм*^{2}

ΔP — потери давления, *фунт*/*фут*^{2}

Δp — потери давления, *фунт*/*дюйм*^{2}

$\Delta p'$ — потери давления, *дюйм вод. ст.*

Pe — число Пекле

Q — тепловой поток, БТЕ/*ч*

q — динамический напор, *фунт*/*фут*^{2}

R — радиус, *фут*

r — радиус, *дюйм*

R_h — гидравлический радиус, *фут*

r_h — гидравлический радиус, *дюйм*

Re — число Рейнольдса

R_g — газовая постоянная 1544/M, *фут*/°R

R_u — универсальная газовая постоянная, (*фут*·*фунт*)/(*фунт*·*моль*·°R)

S — напряжение, *фунт*/*дюйм*^{2}

s — шаг, *дюйм*

T — температура, °R

t — температура, °F

δt — повышение (или понижение) температуры, °F

Δt — разность температур, °F

Δt_m — среднелогарифмическая разность температур, °F

U — коэффициент теплопередачи между двумя потоками, БТЕ/(*ч*·*фут*²·°F)

u — коэффициент теплопередачи однослойной или многослойной стенки между двумя потоками, БТЕ/(*ч*·*фут*²·°F)

V — скорость теплоносителя, *фут/сек*

v — удельный объем, *фут*³/*фунт*

W — массовой расход, *фунт/ч*

w — ширина (или высота) ребра, *дюйм*

w' — ширина (или высота) ребра, *фут*

X — паросодержание (отношение веса пара к весу смеси)

x — влажность, *фунт* (воды)/*фунт* (сухого воздуха)

x_s — влажность насыщенного воздуха, *фунт* (воды)/*фунт* (сухого воздуха)

α — коэффициент теплового расширения, *дюйм*/(*дюйм*·°F)

δ — прогиб, *дюйм*

ε — излучательная способность

η — эффективность нагревания (охлаждения)

φ — поправочный температурный коэффициент для h

μ — вязкость, *фунт*/(*ч*·*фут*)

ν — кинематическая вязкость, *фут*²/*ч*

ρ — плотность, *фунт*/*фут*³

σ — отношение плотности газа к плотности воздуха при стандартных условиях

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Проектирование теплообменников общего назначения часто затрудняется отсутствием необходимых данных по физическим свойствам того или иного теплоносителя. В данном разделе представлены почти исчерпывающие данные для многих газов и жидкостей, применяемых в качестве теплоносителей, в широком интервале температур. Если имеются определенные данные для теплоносителей, не включенных в прилагаемые таблицы, не относящиеся к заданному интервалу температур, то, используя таблицу для аналогичных теплоносителей, легко получить требуемые характеристики методом интерполяции.

Из физических свойств, влияющих на теплопередачу, только вязкость и давление паров значительно зависят от температуры. На рис. П2.2 и П2.3 показано влияние температуры на указанные свойства. Давление оказывает малое влияние, кроме области, близкой к состоянию насыщения. Поэтому все характеристики приведены для условий атмосферного давления, за исключением рис. П2.4—П2.6. Как видно из этих трех рисунков, удельная теплоемкость и теплопроводность (так же, как и плотность) изменяются в широких пределах при изменении давления в области, близкой к состоянию насыщения.

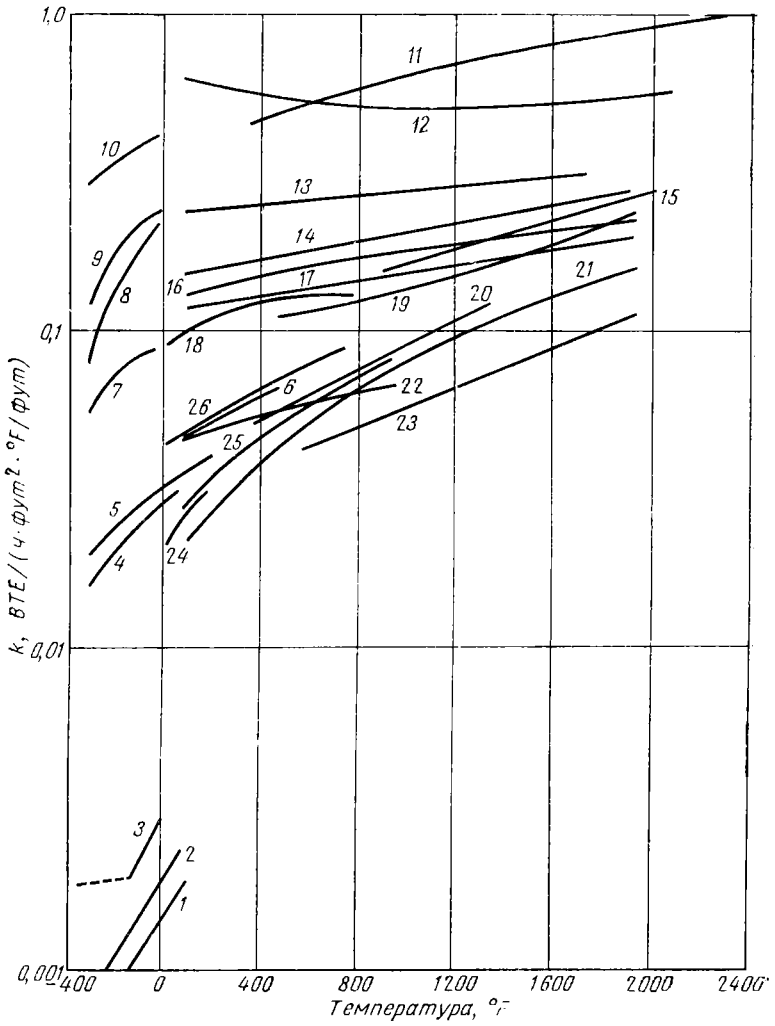


Рис. П2.1. Влияние температуры на теплопроводность теплоизоляционных материалов (данные заимствованы из литературных источников [4, 14 и 8] гл. 16):

1 — изоциановый пенопласт; *2* — полистироловый пенопласт; *3* — пеностекло; *4* — шелк (0,1 *г/см*³); *5* — хлопчатобумажная ткань (0,08 *г/см*³); *6* — многослойное асбестовое полотно (20 слоев в дюйме); *7* — асбест (0,464 *г/см*³); *8* — картон из стекловолокна (0,176 *г/см*³); *9* — пробковый картон (0,11 *г/см*³); *10* — стеклянный блок экспандированный (0,168 *г/см*³); *11* — высококачественный огнеупорный кирпич; *12* — алюмосиликатный кирпич (максимальная температура нагрева 1815° С); *13* — алюмосиликатный кирпич (максимальная температура нагрева 1650° С); *14* — алюмосиликатный кирпич (максимальная температура нагрева 1540° С); *15* — каолиновый изоляционный кирпич; *16* — диатомитовый кирпич (огнестоек до температуры 1375° С); *17* — высокопрочный динасовый кирпич; *18* — асбест (0,576 *г/см*³); *19* — циркониевые гранулы (1,8 *г/см*³); *20* — каолиновая порода; *21* — микрокварцевое волокно для покрытий (0,048 *г/см*³); *22* — диатомитовая земля, асбест и связующее (0,288 *г/см*³); *23* — алюмосиликатный картон; *24* — размолотая пробка (0,160 *г/см*³); *25* — минеральная вата (рыхлая) (0,160 *г/см*³); *26* — обожженная инфузорная земля для изоляции трубопроводов (0,208 *г/см*³).

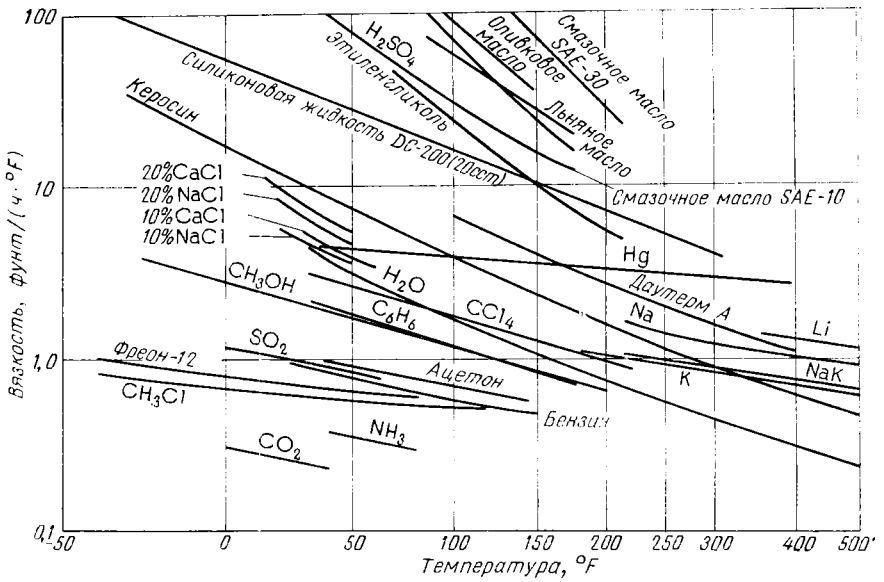


Рис. П2.2. Графики, иллюстрирующие влияние температуры на вязкость различных жидкостей (данные заимствованы из литературных источников [1—5] и [11—14] данного приложения).

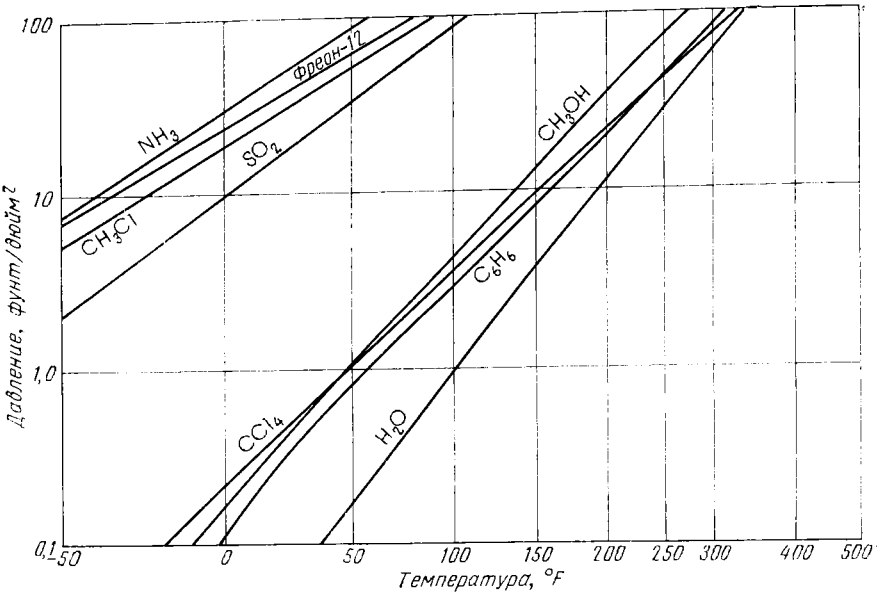


Рис. П2.3. Графики, иллюстрирующие влияние температуры на упругость паров наиболее распространенных жидкостей (данные заимствованы из литературных источников [1—4] и [11—14] настоящего приложения).

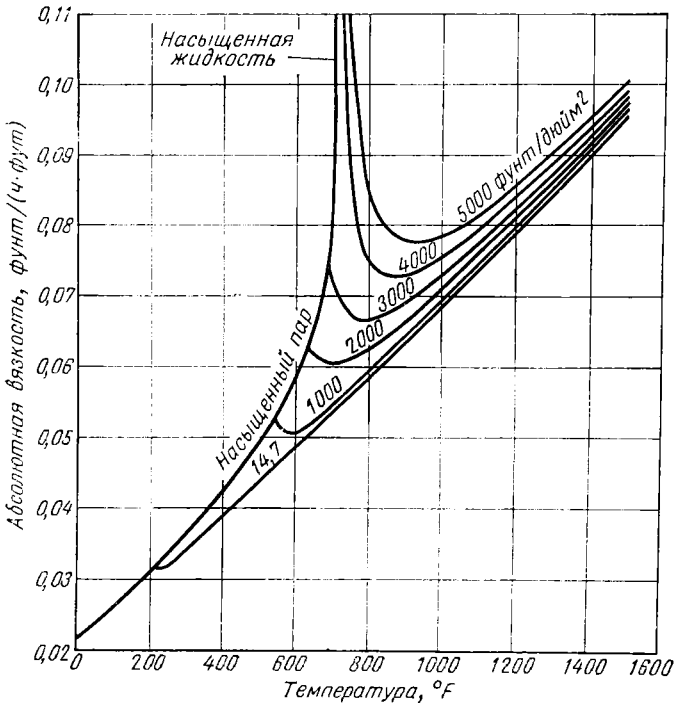


Рис. П2.4. Графики, иллюстрирующие влияние температуры и давления на вязкость пара.

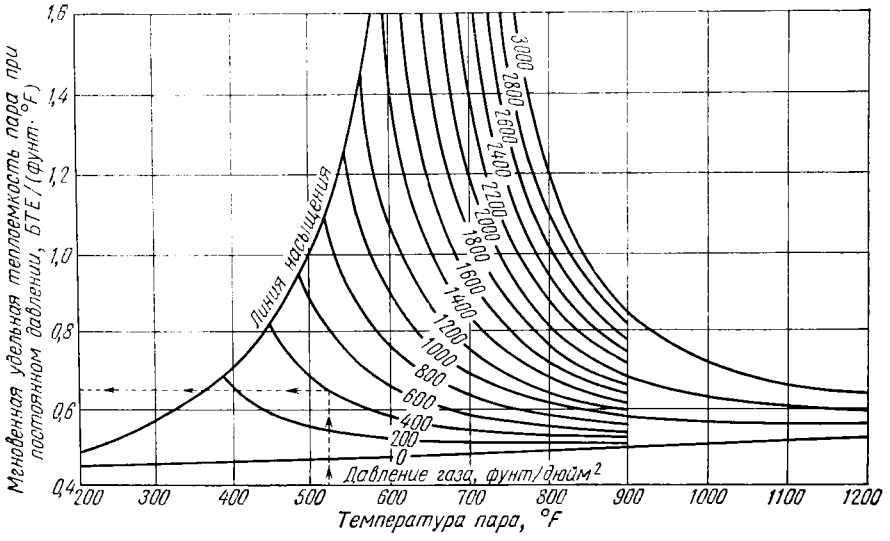


Рис. П2.5. Графики, иллюстрирующие влияние температуры и давления на удельную теплоемкость пара.

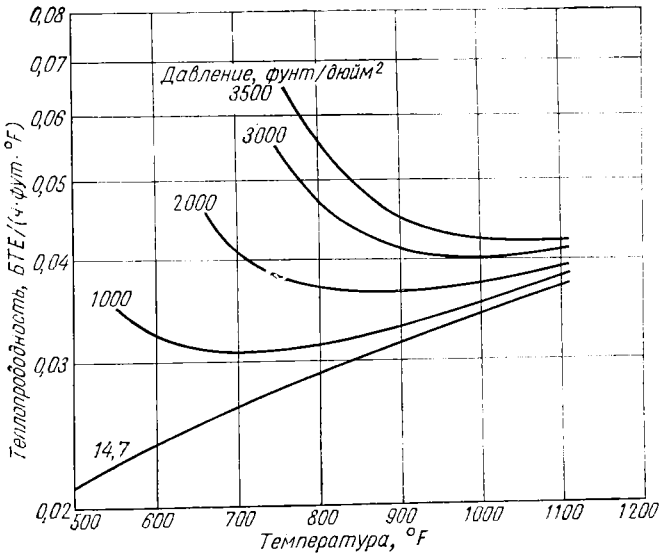


Рис. П2.6. Графики, иллюстрирующие влияние температуры и давления на теплопроводность пара.

Таблица П2.1

Физические свойства типичных конструктивных материалов при 70° F (21° C) [19]

Материал	Теплопроводность, БТЕ/(ч·фут·°F)	Коэффициент линейного теплового расширения×10⁶, дюйм/(дюйм)·°F	Модуль упругости ×10⁻⁶, фунт/(дюйм²)	Плотность, фунт/фут³	Предел пластичности, фунт/дюйм²	Относительное линейное удлинение, % на 2 дюйма
1	2	3	4	5	6	7
Алюминий:						
технический, чистый (1060-H-12)	134	12,7	10,0	170	13 000	12,0
сварочный сплав (6061-T6)	90,0	12,5	10,6	173	38 000	18,0
литье в форме (108F)	73,0	12,0		175	14 000	2,5
литье под давлением (360F)	65,0	11,4	10,3	166	25 000	2,5
Бериллий:						
технический, чистый	92,0	6,9	37,0	114	20 000	0,5
2% Be, 0,4% Ni, 97% Cu	54,0	9,2	18,0	515	90 000	4,0
Керамика (техническая плотная):						
окись алюминия	2,3	4,9	50,0	235	200 000	0
окись бериллия	44,0	5,0	39,0	180	100 000	0
плавленый кварц	0,62	0,3	10,4	137	160 000	0
графит (ДГУ)	60,0	1,5	1,3	108	1 420	0
стекло пирекс	0,66	1,9	9,8	138	100 000	0
карбид вольфрама (К-94)	53,0	3,0	80,0	880	325 000	0
Ниобий	30,0	3,9	12,0	535	30 000	20,0
Медь:						
электролитическая холоднотянутая	225	9,5	17,0	556	45 000	6,0
адмиралтейский сплав (28% Zn—1% Sn)	70,0	11,2	15,0	530	20 000	65,0
латунь (65% Cu, 35% Zn)	60,0	10,0	15,0	530	60 000	8,0
медно-никелевый сплав (70% Cu, 30% Ni)	18,0	9,0	22,0	560	70 000	15,0
алюминиевая бронза (10% Al)	45,0	9,2	18,0	475	25 000	30,0
Железо:						
серый чугун	31,0	5,8	13,2	480	15 000	0,2
малоуглеродистая сталь	28,0	6,4	29,5	490	39 000	66,0
«кролой» (сплав, содержащий 1% Cr и 2% Mo)	27,0	6,4	29,5	490	45 000	70,0
нержавеющая сталь (тип 304)	10,0	9,5	28,0	500	34 000	63,0
Свинец (технический, чистый)	20,0	16,3	2,6	700	800	30,0
Сварочный магниевый сплав (AZ61A-F)	35,0	14,4	6,5	113	31 000	16,0
Молибден (0,5% Ti, 0,1% Zr)	85,0	2,7	50,0	637	130 000	4,0
Никель:						
технический, чистый	35,0	7,2	30,0	555	50	35,0
монель-металл (67% Ni, 30% Cu)	14,5	7,8	26,0	550	35 000	40,0
инконель (хромоникелевая сталь)	9,0	6,4	31,0	530	35 000	50,0
хастеллой-B	6,5	5,6	31,0	576	60 000	45,0
Тантал	31,5	3,5	27,0	1040	40 000	25,0
Титан	12,0	4,8	15,5	273	80 000	20,0
Вольфрам	116	2,4	50,0	1200		
Цирконий	10,0	3,0	11,0	406	20 000	35,0

Таблица П2.2

Отношение теплопроводности к плотности типичных материалов, применяемых для изготовления ребер
[1, 16, 18, 19]

Материал	100° F	500° F	1000° F	Материал	100° F	500° F	1000° F
Алюминий (1060-H-12)	0,79	0,77		Никель	0,104	0,078	0,071
Бериллий	0,81	0,63	0,51	Магний	0,31		
Чугун	0,065	0,057	0,050	Молибден	0,13	0,12	0,11
Ниобий	0,056	0,062	0,067	Малоуглеродистая сталь	0,057	0,051	0,043
Медь	0,40	0,40	0,40				
Графит (ATJ)	0,55	0,40	0,30	Нержавеющая сталь	0,02	0,022	0,024

Таблица П2.3

Излучательная способность типичных поверхностей

Металлы	Температура, °F							
	100	200	300	400	500	1000	2000	5000
	Коэффициент лучеиспускания, %							
Алюминий полированный (98% чистоты)	4	4	4	5	5	8	17	26
Алюминий окисленный	20	20	21	22	23	33		
Медь полированная					2	4	6	
Медь темная, окисленная	92	91	90	89	83	77		
Хром листовой, полированный	8	11	14	15	17	27	37	45
Золото электролитическое, полированное	2	2	2	2	2	3	62	
Железо и сталь, чистое полированное железо	6	6	6	7	8	12	22	35
Железо и сталь, чугун полированный	21	21	21	21	21			
Железо и сталь, полированная сталь	7	7	8	9	10	14	23	37
Железо и сталь, необработанная стальная плита	94	95	95	96	97	98		
Железо и сталь, чугун окисленный	58	61	62	64	66	75		
Железо и сталь, матовое ковкое железо окисленное	95	95	95	95	95			
Железо и сталь, окисленная сталь после длительного нагрева при температуре темно-красного каления	85	88	90	92	93	96		
Свинец чистый, полированный	5	5	6	7	8			
Магний полированный	7	7	10	12	13	18	23	26
Молибден полированный	6	6	6	7	8	11	18	43
Никель электролитический	4	4	5	5	6	10	16	28
Платина чистая, полированная	4	5	5	6	6	10	19	27
Платина темно-серая	93	93	94	95	96	97	97	97
Родий полированный	5	6	7	7	7	8	9	16
Кремний полированный	72	72	72	72	72	72	72	72
Серебро полированное или напесенное	1	1	2	2	2	3	3	4
Тантал полированный	6	6	7	7	7	7	9	25
Теллурий полированный	22	28	33	37	39	45	48	51
Вольфрам полированный	2	2	2,5	3	3,5	7,5	15	35
Ванадий полированный	8	10	12	15	17	23	31	39
Цинк чистый, полированный	2	2	2	2	3	4	6	50
Цинк матовый	21	21	21	21	21			
Сплавы, латунь полированная	10	10	10	10	10			
Сплавы, латунь окисленная	46	48	50	53	56	75		
Сплавы, нихромовая проволока, блестящая	65	65	66	66	67	71	79	
Сплавы, нихромовая проволока, окисленная	95	95	96	96	97	98		
Сплавы, стеллит (Cr, Mo, Co)	12	12	13	13	14	18	24	28

Пигменты	Температура, °F						
	−250	125	750	1500	2000	2500	5000
	Коэффициент лучеиспускания, %						
Ацетиленовая сажа	97	99	99				99
Кобальтовая синь (Co_2O_3)	94	87	86				97
Красная окись железа (Fe_2O_3)	91	96	70				59
Хромовая зелень (Cr_2O_3)	92	95	67				55
Белила (Al_2O_3)	94	98	79				12
Белила (Al_2O_3)				38	46	46	
Белила (ZrO_2)	95	95	77				16

Продолжение табл. П2.3

Краски	Температура, °F				
	100	200	500	1000	5000
	Коэффициент лучеиспускания, %				
Лаки и масла, темная блестящая поверхность	89				
Светлый лак на полированной меди, два тонких слоя	65	62	58		
Белый лак на полированной меди, толстый слой	92	92			
Алюминиевая краска, Al-лак, нанесенный двумя слоями на полированную медь	26	26	26	25	

Прочие материалы	Температура, °F						
	100	500	1000	1500	2000	2500	5000
	Коэффициент лучеиспускания, %						
Белая бумага	95						
Асбестовая бумага	93	94	94				
Черный бархат	97						
Обычный огнеупорный кирпич					59		
Белый огнеупорный кирпич		89	63		29		
Сорок различных огнеупоров			63—84		77—91		
Белый мрамор	95	94	93				
Глазурованный фарфор	92	99					
Стекло пирекс		94	75				
Лед	92—96 при 0°C						
Полированный графит	42	97	97				
Спрессованный графит		49	44		64		73

Цифровые данные заимствованы из «Infernat. J. Heat and Mass Transfer», 5, 67—76 (1962).

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица П3.1

Идеальные числа Нуссельта для областей ламинарного течения, в которых вязкость постоянна и распределение температур в поперечном сечении не изменяется в направлении потока, например при $\frac{X}{L}\left(\frac{1}{\mathrm{RePr}}\right) > 1{,}0$

Форма сечения канала	Постоянная температура стенки	Постоянный тепловой поток	Форма сечения канала	Постоянная температура стенки	Постоянный тепловой поток
Круглое	3,66	4,36	Прямоугольное:		
Равносторонний треугольник	2,35	3,0	$a/b =$ 2,0	3,4	4,1
Квадратное	2,9	3,6	4,0	4,7	5,3
Прямоугольное:			10,0	6,1	6,8
$a/b = 1{,}5$	3,1	3,8	Параллельные плоские пластины	7,6	8,2

Таблица П3.2

Уравнения для естественной конвекции

[см. гл. 3, уравнение (3.30)]

Данные могут быть обобщены с помощью уравнения вида

$$Nu = c\,[GrPr]^n;$$

$$\frac{hL}{k} = c\left[\left(\frac{L^3\rho^2\beta\Delta t g 3600^2}{\mu^2}\right)\left(\frac{c_p\mu}{k}\right)\right]^n.$$

где Δt — разность температур между поверхностью и окружающей средой, °F; L — характеристический размер, *фут*; c_p, k, ρ, μ и β вычисляются при среднеарифметическом значении температуры поверхности и температуры окружающей среды (β — объемный коэффициент расширения среды).

Геометрия	GrPr	c	n
Вертикальные пластины или цилиндры большого диаметра, (L — длина, *фут*)	Ламинарный: 10^4—10^9 Турбулентный: 10^9—10^{12}	0,59 0,13	1/4 1/3
Горизонтальные цилиндры (L — наружный диаметр, *фут*)	Ламинарный: 10^3—10^9	0,53	1/4
Горизонтальные пластины квадратного сечения: горячая пластина обращена вверх или холодная пластина обращена вниз (L — длина стороны, *фут*)	Ламинарный: $2\cdot10^7$ Турбулентный: $2\cdot10^7$—$3\cdot10^{10}$	0,54 0,14	1/4 1/3
Горизонтальные пластины квадратного сечения: горячая пластина обращена вниз или холодная вверх (L — длина стороны, *фут*)	Ламинарный: $3\cdot10^5$—$3\cdot10^{10}$	0,27	1/4

Естественная конвекция в жидких металлах (Na, NaK, Pb, Bi, Pb — Bi и Hg) от горизонтальных цилиндров в области ламинарного течения характеризуется соотношением

$$Nu = 0{,}53\left[\frac{Pr}{0{,}952 + Pr}\right]^{1/4}(GrPr)^{1/4}.$$

Таблица П3.3

Упрощенные уравнения для естественной конвекции атмосферного воздуха

(Уравнения применимы к воздуху при температурах 38—815° С и к CO, CO_2, N_2 к отходящим топочным газам и для воздуха при стандартном атмосферном давлении

$$\rho^2\beta g\cdot 3600^2/\mu^2 = \begin{cases} 4{,}2\cdot10^6 \text{ при } 0^\circ\text{ F} \\ 1{,}8\cdot10^6 \text{ при } 100^\circ\text{ F} \\ 0{,}16\cdot10^6 \text{ при } 500^\circ\text{ F} \end{cases}$$

Геометрия	Коэффициент теплоотдачи, БТЕ/(*фут*$^2\cdot$ч$\cdot$°F)
Вертикальные пластины или цилиндры большого диаметра (L — длина, *фут*)	10^4—10^9, $h = 0{,}29\,(\Delta t/L)^{1/4}$ 10^9—10^{12}, $h = 0{,}19\,\Delta t^{1/3}$
Горизонтальные цилиндры (D — наружный диаметр, *фут*)	10^3—10^9, $h = 0{,}27\,(\Delta t/D)^{1/4}$ 10^9—10^{12}, $h = 0{,}18\,\Delta t^{1/3}$
Горизонтальные пластины квадратного сечения: горячая пластина обращена вверх или холодная пластина обращена вниз (L — длина стороны, *фут*)	10^5—$2\cdot10^7$, $h = 0{,}27\,(\Delta t/L)^{1/4}$ $2\cdot10^7$—$3\cdot10^{10}$, $h = 0{,}22\,\Delta t^{1/3}$
Горизонтальные пластины квадратного сечения: горячая пластина обращена вниз или холодная пластина обращена вверх (L — длина стороны, *фут*)	$10\cdot10^5$—$3\cdot10^{10}$, $h = 0{,}12\,(\Delta t/L)^{1/4}$

Таблица П.3.4

Коэффициент загрязнения * для теплообменной аппаратуры

Вещество	Коэффициенты загрязнения для воды			
	При температуре греющей среды до 240° F и температуре воды 125° F, и меньше		При температуре греющей среды 240—400° F ** и температуре воды выше 125° F	
	Скорость воды $\leq$ 1 *м/сек*	Скорость воды $>$ 1 *м/сек*	Скорость воды $\leq$ 1 *м/сек*	Скорость воды $>$ 1 *м/сек*
Морская вода	0,0005	0,0005	0,001	0,001
Дистиллированная вода	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
Подготовленная питательная вода котлов	0,001	0,0005	0,001	0,001
Вода в рубашках двигателей	0,001	0,001	0,001	0,001
Водопроводная или колодезная вода	0,001	0,001	0,002	0,002
Вода градирен и брызгальных бассейнов:				
обработанная	0,001	0,001	0,002	0,002
необработанная	0,003	0,003	0,005	0,004
Продувочная вода котлов	0,002	0,002	0,002	0,002
Речная вода	0,002	0,001	0,003	0,002

	Коэффициенты загрязнения для других веществ при температуре греющей среды 240—400° F
Промышленные масла:	
чистое смазочное	0,001
машинное и трансформаторное	0,001
растительное	0,003
масло для закалки	0,004
топливное	0,005
Промышленные газы и пары:	
органические пары	0,0005
пар (не содержащий масла)	0,0005
пары спиртов	0,0005
выхлопной пар (с примесью масла) поршневых машин	0,001
пары хладагентов (конденсирующихся в поршневых компрессорах)	0,002
воздух	0,002
коксовый газ и другие горючие промышленные газы	0,01
выхлопные газы дизелей	0,01
Промышленные жидкости:	
органические	0,001
охлаждающие жидкости (нагрев, охлаждение или испарение)	0,001
Рассол	0,001

* Коэффициент загрязнения $= \frac{1}{u}$, ($ч \cdot фут^2 \cdot °F/БТЕ$).

** Значения в третьей и четвертой колонках взяты для температур греющей среды 240—400° F. Если температуры греющей среды превышают 400° F, эти значения должны быть соответственно модифицированы.

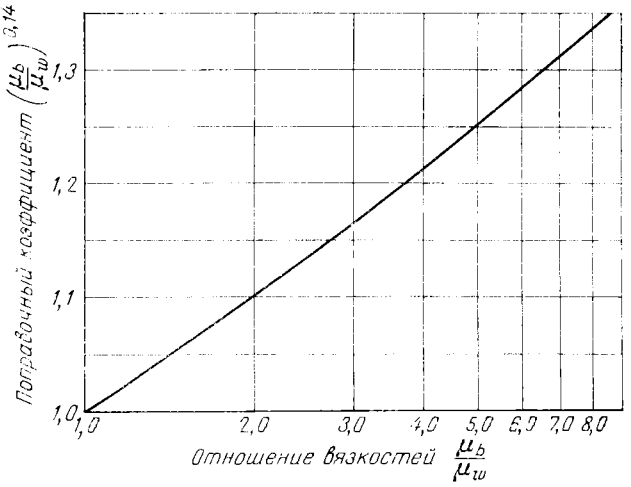


Рис. П3.1. Поправочный коэффициент вязкости для случаев, когда вязкость у стенки существенно отличается от вязкости в основном потоке.

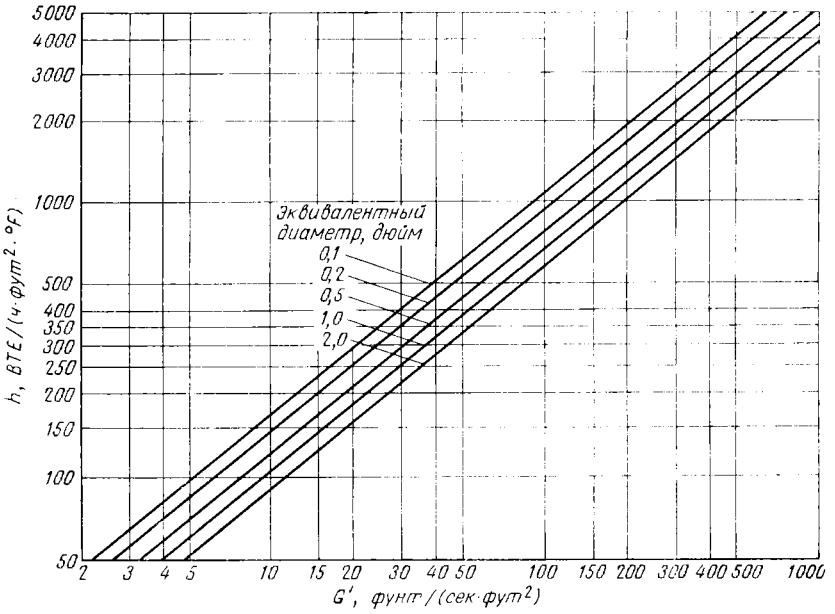
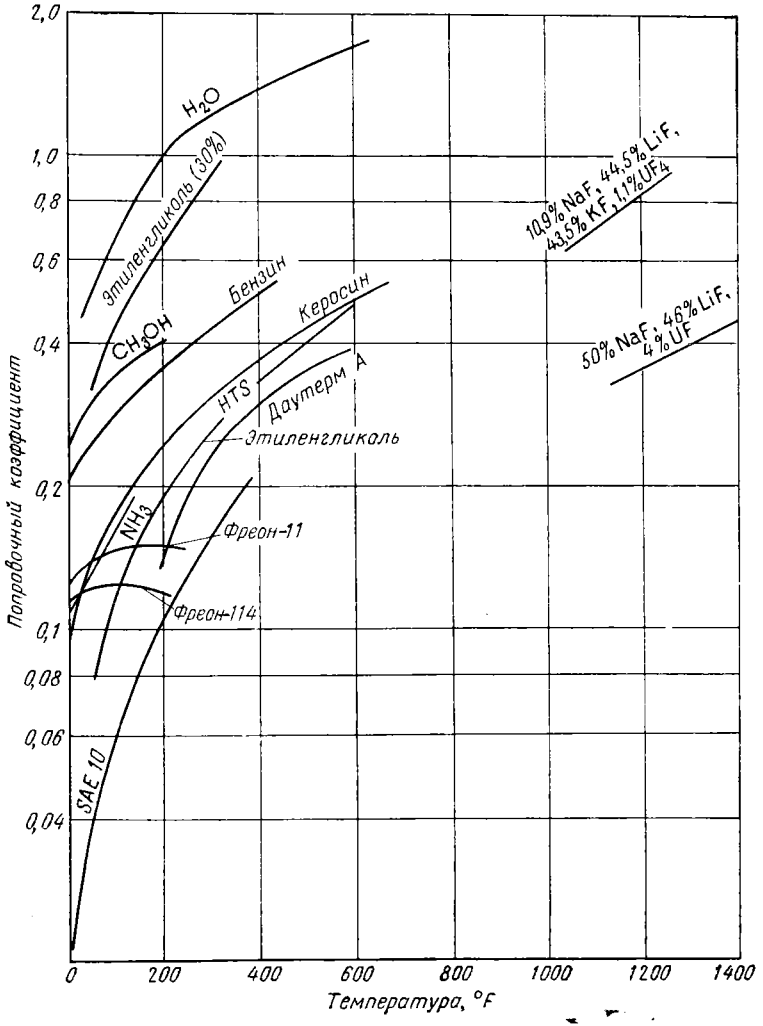


Рис. П3.2. Коэффициенты теплоотдачи для воды при 93,3° С при турбулентном течении.



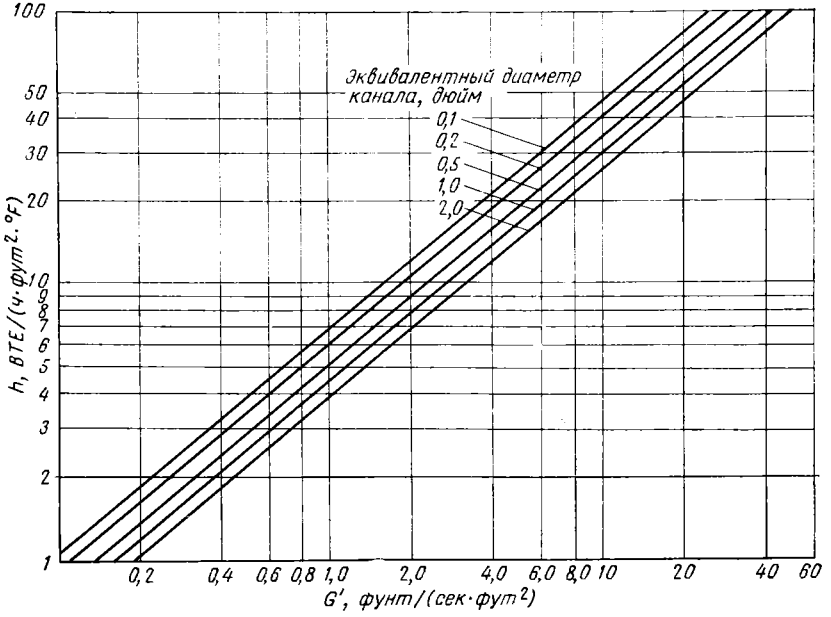
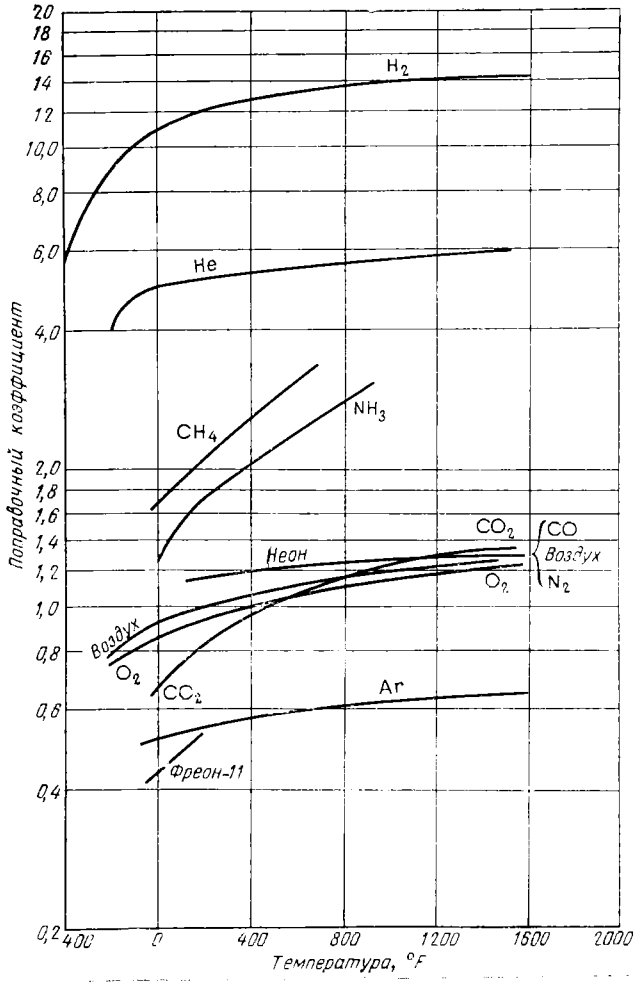


Рис. П3.3. Поправочные коэффициенты для рис. П3.2, позволяющие получить коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении для типичных жидкостей.

Рис. П3.4. Коэффициент теплоотдачи для воздуха при 93,3° С при турбулентном течении



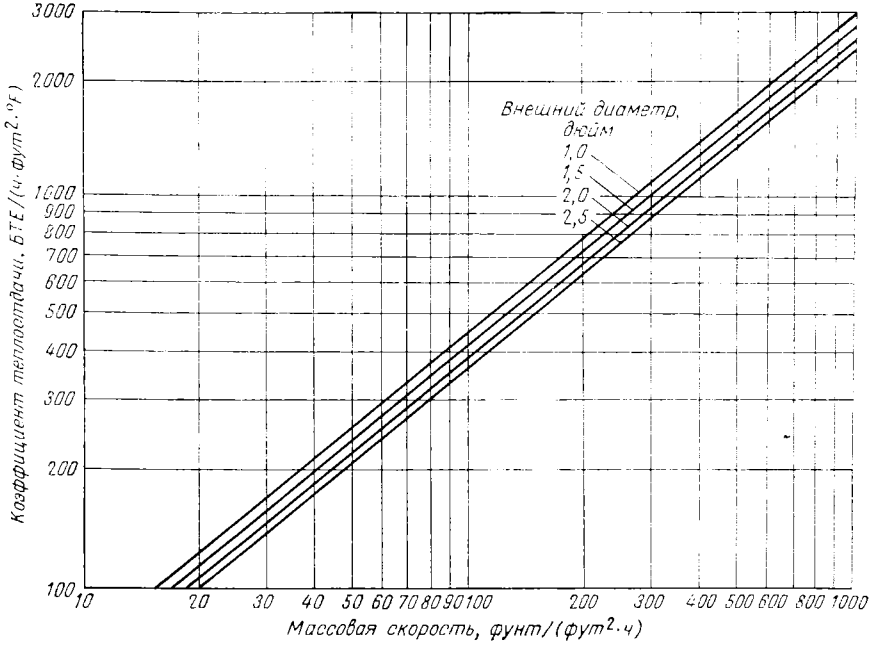


Рис. П3.5. Поправочные коэффициенты к данным рис. П3.4 для получения коэффициентов теплоотдачи при турбулентном течении для наиболее часто применяемых газов.

Рис. П3.6. Коэффициент теплоотдачи для перегретого пара при $c_p\mu^{0,2} = 1,0$ (коэффициент теплоотдачи прямо пропорционален $c_p\mu^{0,2}$, поэтому для прочих условий величина этого параметра может быть получена с помощью рис. П3.7).

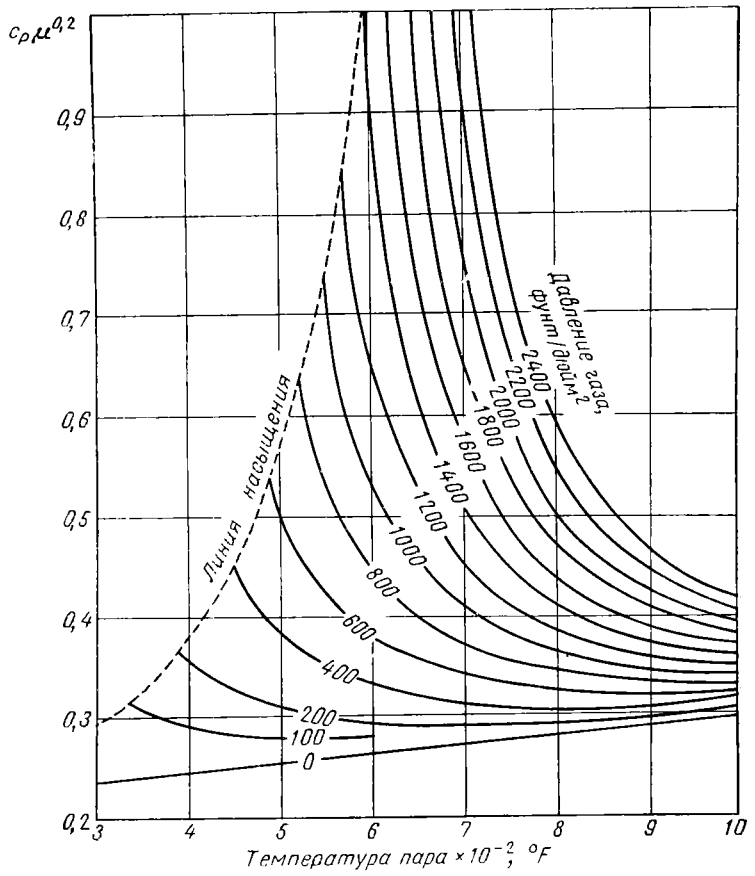


Рис. П3.7. Влияние давления и температуры перегретого пара на параметр $c_p\mu^{0,2}$.

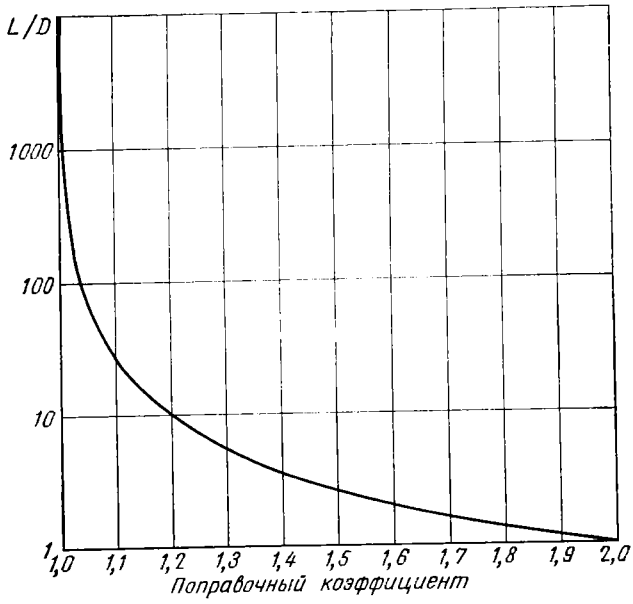


Рис. П3.8. Поправочный коэффициент к данным рис. П3.2, П3.4 и П3.6 для получения среднего коэффициента теплоотдачи в районе входа в условиях турбулентного течения.

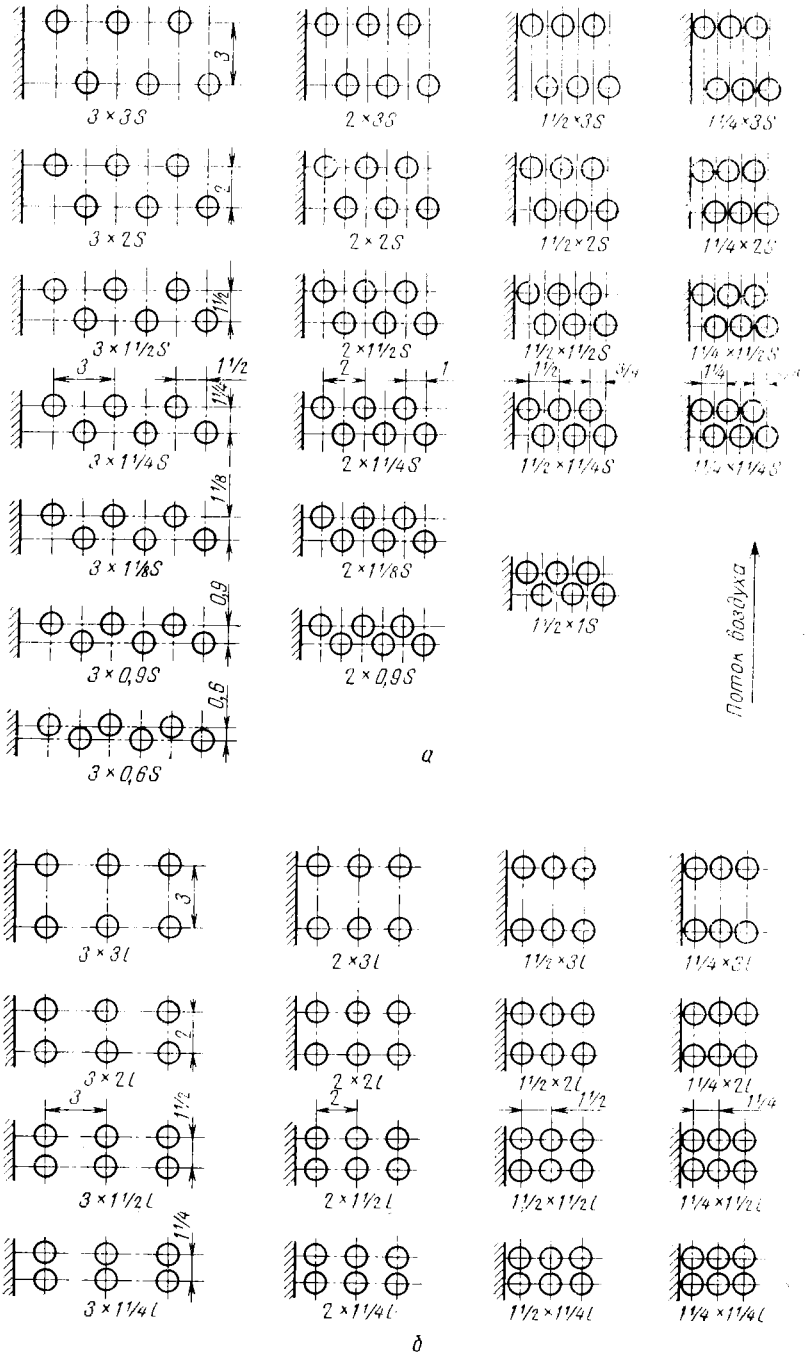


Рис. П3.9. Схемы расположения труб в пучках, используемые для получения данных для рис. 5.11 и 5.12:

а — шахматное расположение; *б* — коридорное расположение. (На схемах показаны только 3 трубы в каждом из 2 рядов. Испытанные трубные пучки состоят из 10 рядов, включающих по 9 труб. Расстояния между трубами даны в диаметрах труб.)

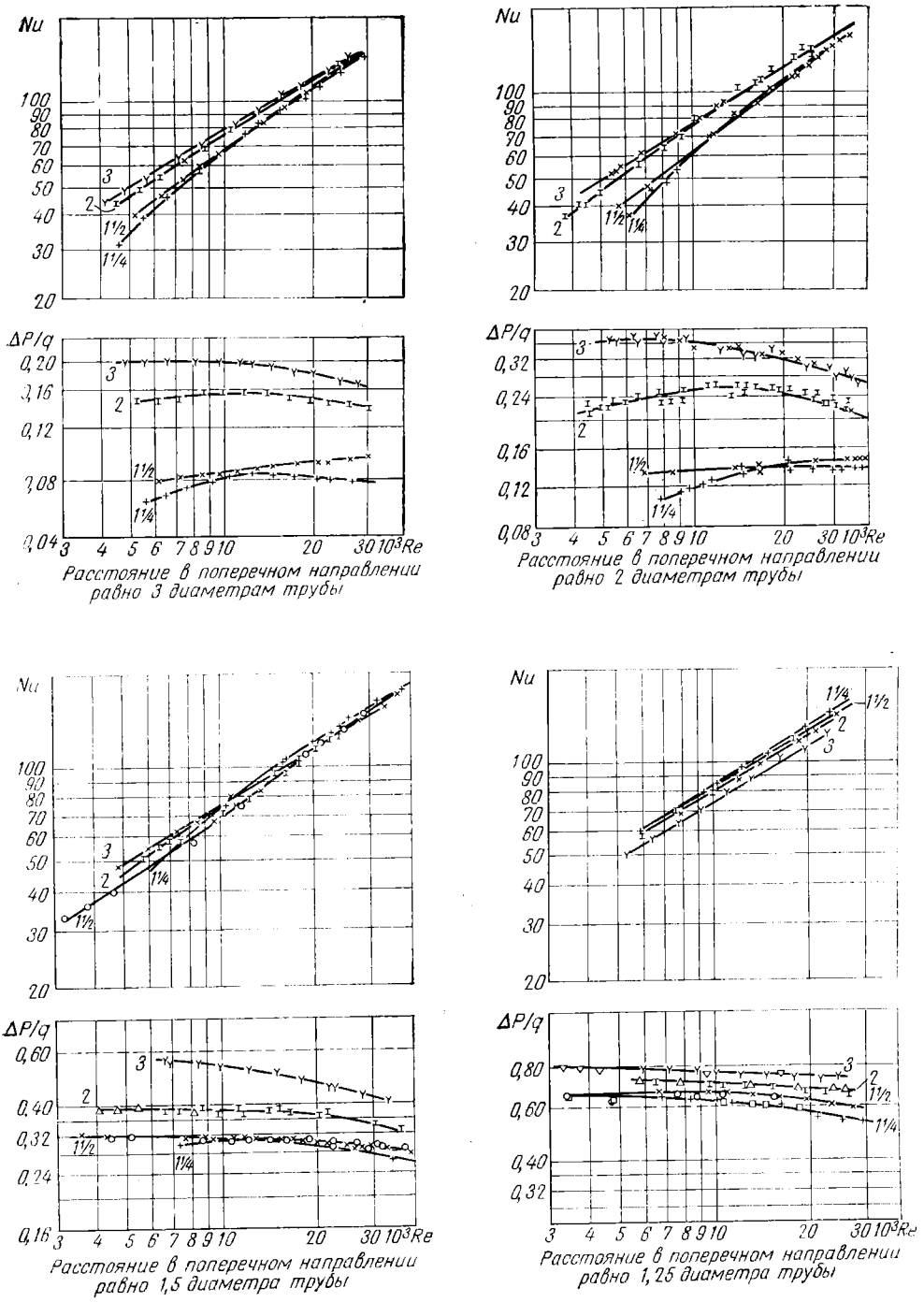
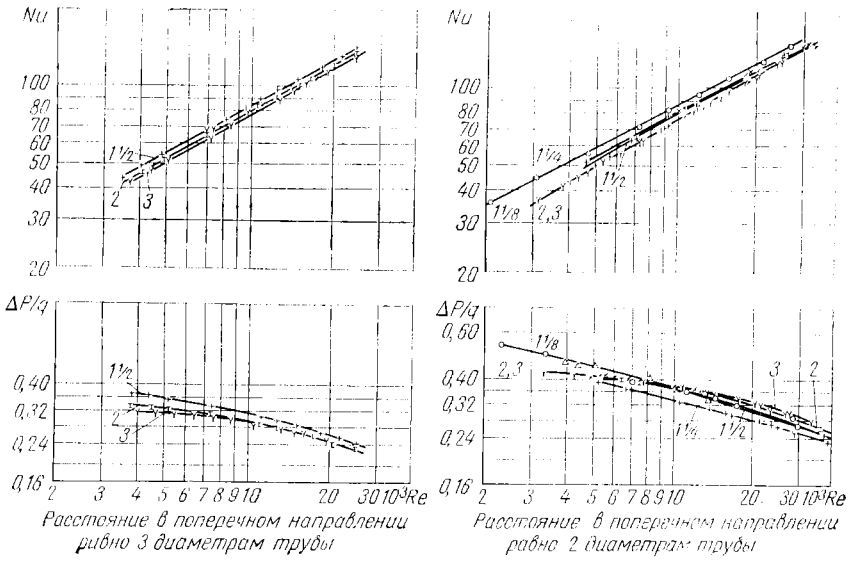


Рис. П3.10. Числа Нуссельта и потери нап ра для условий перекрестного обтекания пучков гладких труб с коридорным расположением. Re и $\Delta P/q$ отнесены к диаметру трубы, а массовая скорость вычислена для сечения в месте минимального расстояния между трубами; $\Delta P/q$ представляет собой отношение потери давления в пучке к динамическому напору. Цифры на кривых обозначают шаг в направлении, параллельном потоку, в диаметрах трубы.



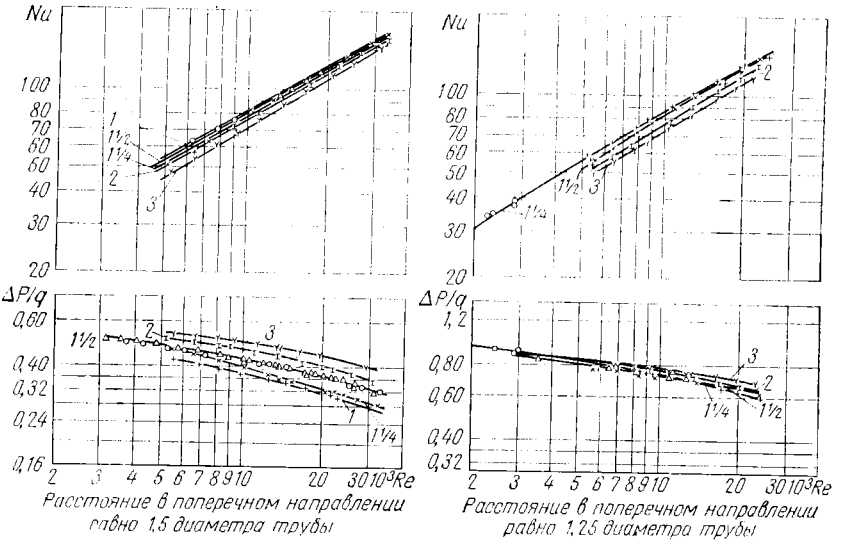


Рис. П3.11. Числа Нуссельта и потери напора для условий перекрестного обтекания пучков гладких труб с коридорным расположением. Re и $\Delta P/q$ отнесены к диаметру трубы, а массовая скорость вычислена для сечения в месте минимального расстояния между трубами; $\Delta P/q$ представляет собой отношение потери давления в пучке к динамическому напору. Цифры на кривых обозначают шаг в направлении, параллельном потоку, в диаметрах трубы.

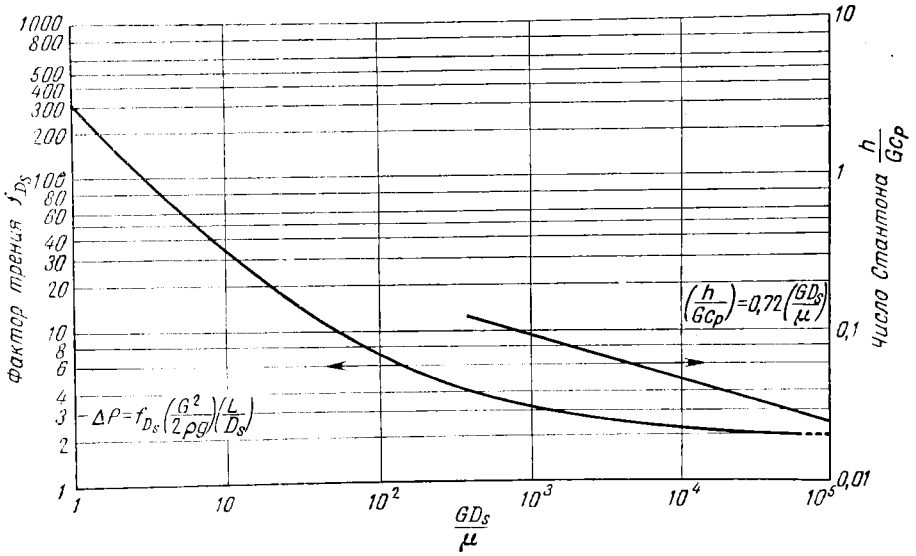


Рис. П3.12. Число Стантона и фактор трения для течения через слой свободно засыпанных сферических тел. (D_s — диаметр сферы, G — номинальная массовая скорость, отнесенная к полному поперечному сечению засыпки.)

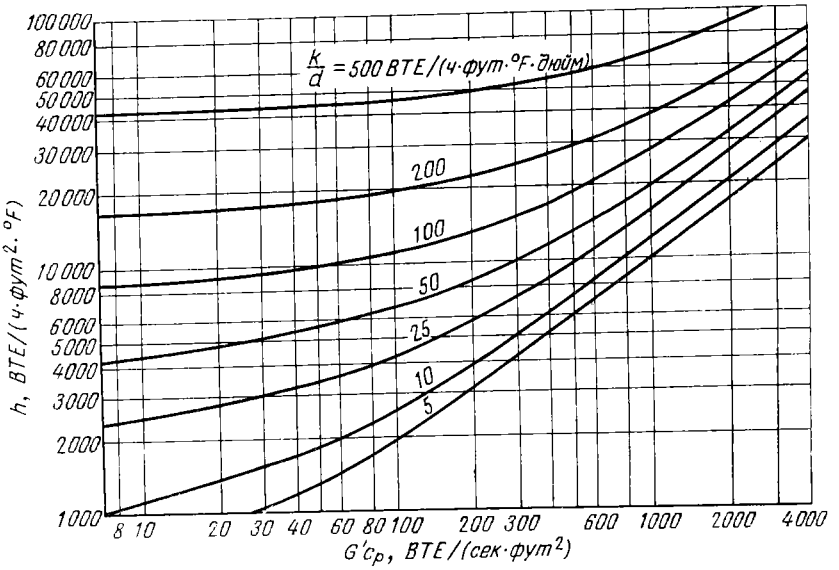


Рис. П3.13. Коэффициент теплоотдачи для жидких металлов, движущихся по трубам круглого сечения [на основе уравнения (3.28)].

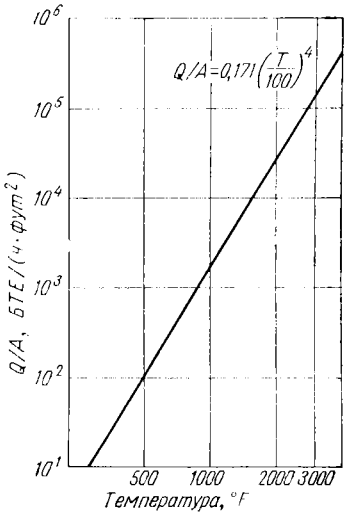


Рис. П3.14. Тепловой поток излучения от поверхности с излучательной способностью, равной 1 [на основе уравнения (3.5)].

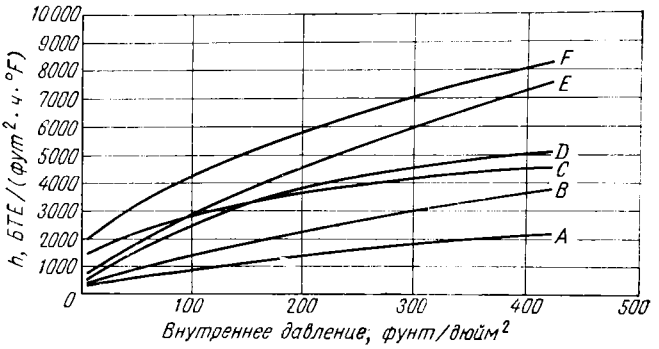


Рис. П3.15. Графики, иллюстрирующие влияние шероховатости поверхности, температуры и внутреннего давления на теплоотдачу от внутренних поверхностей алюминиевых соединений (сплав 7075T6):

Кривая	Шероховатость поверхности, *мкм*	$t_{ср}$, °F	Q/A, БТЕ/(фут^2·ч)	Число испытаний	Образец
A	3050—3050	200	9 050—14 200	14	1 и 2
B	254—3050		12 000—16 200	15	15 и 1
C	254—254		12 500—14 700	8	15 и 16
D	3050—3050	400	30 000—43 300	14	1 и 2
E	254—3050		44 100—72 800	15	15 и 1
F	254—254		54 900—63 100	8	15 и 16

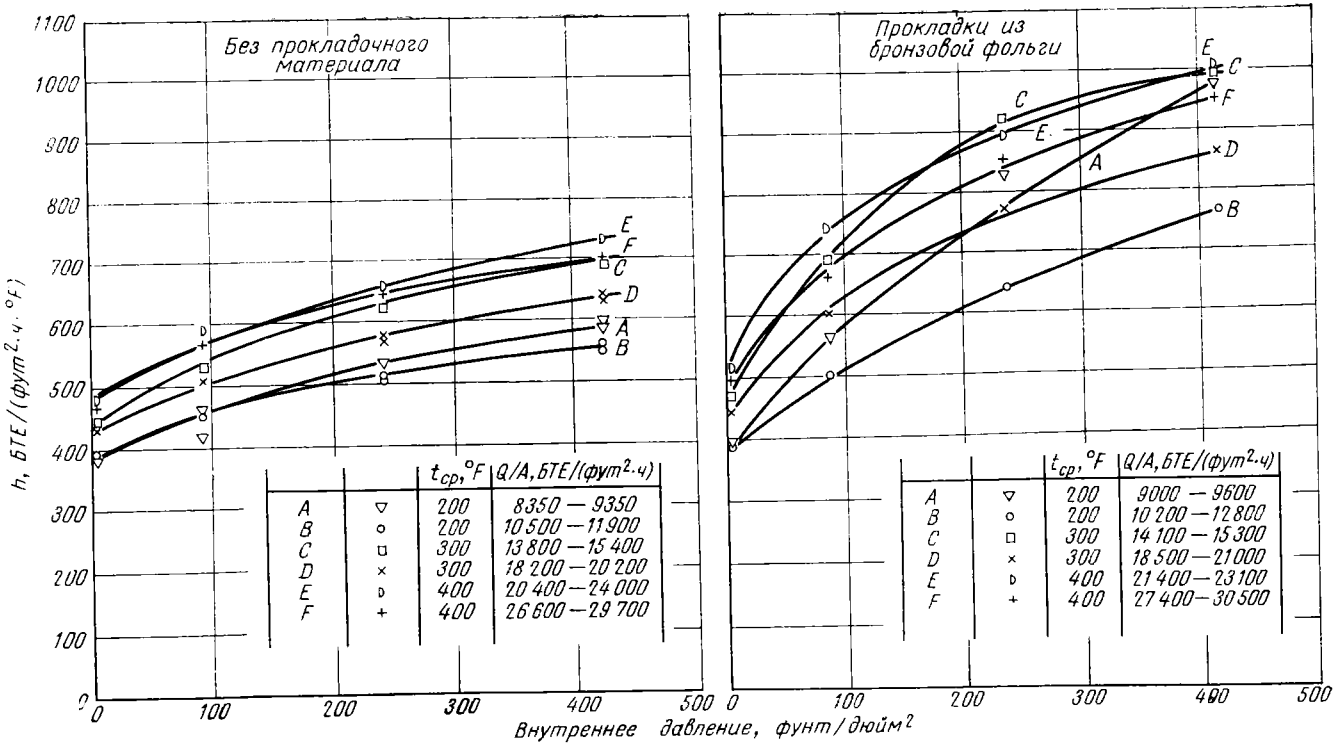


Рис. П3.16. Влияние температур, теплового потока и внутреннего давления на коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности из нержавеющей стали, имеющий шероховатость 2540 *мкм* при наличии и отсутствии бронзовой прокладки между поверхностями.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПУЧКОВ ТРУБ И ТРУБНЫХ РЕШЕТОК

На графике П4.1 представлены эквивалентные диаметры каналов для осевого потока в межтрубном пространстве пучка труб для случая, когда поверхность кожуха, омываемая потоком, мала по сравнению с поверхностью всего пучка. Так, например, площадь омываемой стенки кожуха из 100 труб составляет всего около 5% наружной поверхности труб; для пучков, содержащих менее 100 труб, должны быть внесены некоторые поправки.

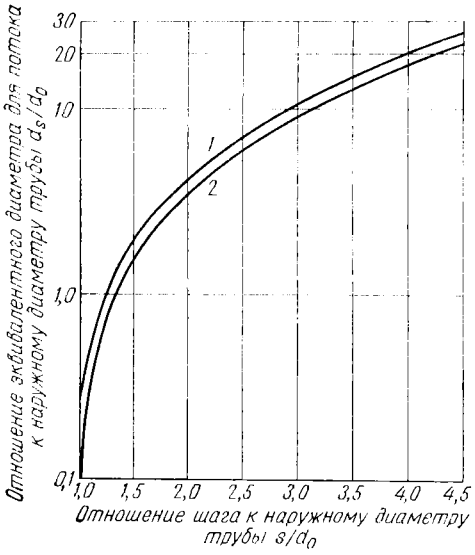


Рис. П4.1. Эквивалентный диаметр канала при осевом потоке в межтрубном пространстве пучка параллельных труб:
1 — данные для размещения труб по углам квадрата $\left[\frac{d_s}{d_0} = 1{,}102\left(\frac{s}{d_0}\right)^2 - 1\right]$; *2* — данные для размещения труб по углам равностороннего треугольника $\left[\frac{d_s}{d_0} = 1{,}271\left(\frac{s}{d_0}\right)^2 - 1\right]$.

Рис. П4.3 может служить наглядным пособием при выборе модели размещения труб в коллекторе. Схема каждого ряда труб около наружного периметра наибольшего пучка, который вмещается внутрь каждой из серии круговых огибающих, показана толстыми или тонкими линиями в чередующемся порядке соответственно возрастающему диаметру этих огибающих. За единицу измерений принято расстояние между центрами труб. Все размеры и площади даны в этих единицах.

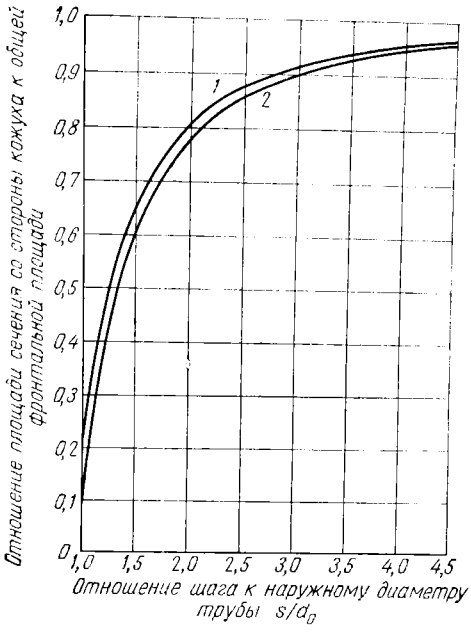


Рис. П4.2. Отношение площади сечения канала со стороны кожуха при осевом потоке к суммарной площади поперечного сечения параллельного пучка труб:
1 — расположение труб по углам квадрата $\left[\frac{A_{\text{потока}}}{A_{\text{полн}}} = 1 - 0{,}907\left(\frac{d_0}{s}\right)^2\right]$; *2* — расположение труб по углам равностороннего треугольника $\left[\frac{A_{\text{потока}}}{A_{\text{полн}}} = 1 - 0{,}786\left(\frac{d_0}{s}\right)^2\right]$.

На рис. П4.4 даны аналитические уравнения для определения координат осевых линий отверстий и радиусов окружностей около отверстий моделей трубной решетки при расположении труб в решетке по сторонам равносторонних треугольников. Имеется четыре вида расположения осевой линии трубных решеток на площади трубной доски,

при котором получаются практически применяемые пучки. При первом (см. рис. П4.4) центр окружности совпадает с центром центральной трубы. При втором центр окружности находится посредине между центрами двух центральных труб. В третьем центр окружности лежит на пересечении осевых линий трех центральных труб. Четвертый аналогичен третьему, за исключением того, что осевая линия смещена, в результате чего имеет место асимметричное размещение труб в модели.

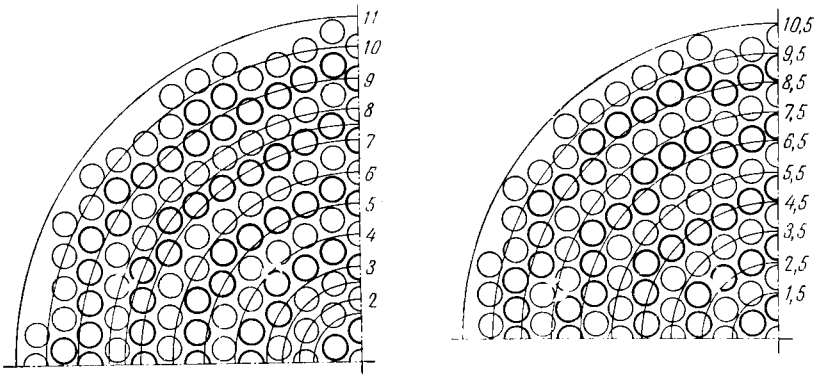


Рис. П4.3. Геометрия трубной решетки с расположением отверстий по углам равностороннего треугольника.

Геометрические характеристики (за единицу принято расстояние между центрами труб)

Радиус	Площадь круга	Количество труб в круге	Идеальное количество труб в круге	Неиспользованная площадь, %
4	50,2	55	62,7	12,3
5	78,6	85	90,7	4,5
6	113,1	121	130,8	7,5
7	154,0	161	177,8	9,4
8	201,0	211	232,3	9,2
9	254,0	265	294,3	12,0
10	314,0	337	363,0	7,2
11	381,0	415	440,0	5,7

Примечание. Неиспользованная площадь $=\dfrac{\text{Идеальное количество труб} - \text{количество труб}}{\text{Идеальное количество труб}}$

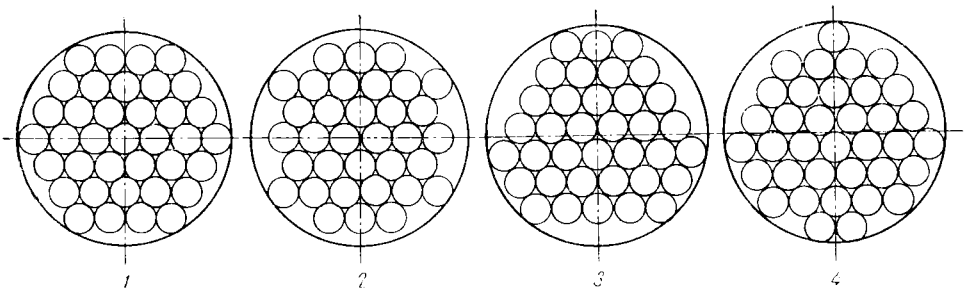
Геометрические характеристики (за единицу принято расстояние между центрами труб)

Радиус	Площадь круга	Количество труб в круге	Идеальное количество труб в круге	Неиспользованная площадь, %
1,5	7,07	7	8,18	14,4
2,5	19,6	19	22,7	16,3
3,5	38,5	37	44,5	16,9
4,5	63,7	61	73,7	17,2
5,5	95,2	91	110,0	17,3
6,5	132,6	139	153,2	9,3
7,5	177,0	187	204,3	8,5
8,5	227,0	241	262,0	8,0
9,5	284,0	301	323,6	7,0
10,5	346,0	367	400,0	8,3

Первая конфигурация применяется чаще всего отчасти из-за того, что для нее достигается наиболее симметричное размещение труб, отчасти потому, что изготовление и контроль значительно упрощаются при совмещении центральных отверстий трубы и трубной решетки. Конфигурация 1 дает один из двух типов моделей, в зависимости от четного или нечетного числа труб в решетке. Эти два типа моделей представлены на рис. П4.3, где помещены также их геометрические параметры.

Так как иногда приходится использовать модель трубной решетки с количеством труб, отличающимся от указанного в конфигурации 1, в табл. П4.1 включены трубные решетки с минимальным диаметром, выраженным через расстояние между трубами при симметричном размещении труб, количество которых может изменяться от одной до 564 штук. Порядковые номера конфигураций размещения труб, указанные на рис. П4.4, для каждого отдельного случая приведены в табл. П4.1 вместе с количеством труб, заключенных в каждом круге с диаметром, равным отношению D/S.

На рис. П4.5 представлена диаграмма площади наружной поверхности труб на единицу объема пучка труб; табл. П4.2 может оказаться полезной при расчете межтрубных перегородок кожухотрубных теплообменников.



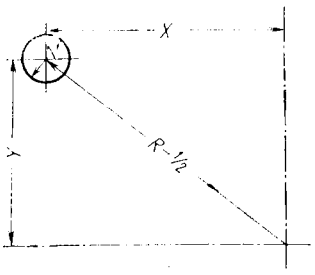


Рис. П4.4. Четыре типа трубных решеток при размещении труб по схеме равносторонних треугольников, различающихся положением центра описанной окружности. Приведены координаты трубных отверстий в пределах наружного периметра модели:

$(R - 1/2)^2 = X^2 + Y^2$, где X — функция P; Y — функция Q; P — количество труб в ряду; Q — количество рядов (за первый ряд принят самый длинный, расположенный рядом с горизонтальным диаметром).

Координаты трубных отверстий по наружному периметру модели трубной решетки: $Y_U = Y$ в верхнем полукруге; $Y_L = Y$ в нижнем полукруге;

X	$1/2\ (P-1)$	$1/2\ (P-1)$	$1/2\ (P-1)$	$1/2\ (P-1)$
Y_U	$\sqrt{3}/2\ (Q-1)$	$\sqrt{3}/2\ (Q-1)$	$\sqrt{3}/6\ (3Q-2)$	$\sqrt{3}/4\ (2Q-1)$
Y_L	$\sqrt{3}/2\ (Q-1)$	$\sqrt{3}/2\ (Q-1)$	$\sqrt{3}/6\ (3Q-1)$	$\sqrt{3}/4\ (2Q-1)$

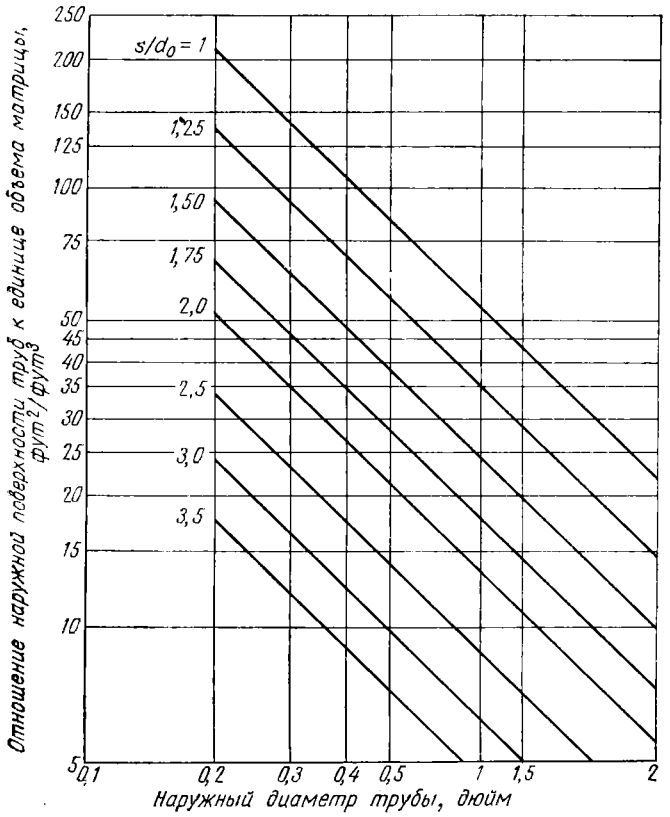


Рис. П4.5. Площадь наружной поверхности труб, отнесенная к единице объема, как функция диаметра труб и шага при их размещении по схеме равносторонних треугольников.

Таблица П41.

Диаметр огибающей трубной решетки и количество труб при основных конфигурациях расположения, показанных на рис. П4.4

(D — диаметр огибающей трубной решетки; S — расстояние между центрами труб; N — количество труб)

N	Конфигурация	Минимальное значение D/S	N	Конфигурация	Минимальное значение D/S	N	Конфигурация	Минимальное значение D/S
1	1	1,0	168	3	14,316	372	2	21,074
2	2	2,0	170	2	14,528	376	2	21,224
3	3	2,154	174	3	14,614	378	3	21,232
4	2	2,732	176	4	14,812	379	1	21,298
7	1	3,000	178	2	14,892	380	4	21,366
8	2	3,646	187	1	15,000	382	4	21,390
10	2	4,000	188	4	15,344	384	3	21,428
12	3	4,056	190	4	15,414	390	3	21,526
14	2	4,606	199	1	15,422	392	2	21,664
19	1	5,000	202	2	15,798	394	4	21,802
22	2	5,582	206	2	15,934	396	2	21,808
23	4	5,770	208	2	16,000	397	1	21,880
24	2	6,000	211	4	16,100	400	2	21,952
27	3	6,034	212	2	16,132	406	2	22,00
31	1	6,292	213	3	16,144	409	1	22,072
38	2	7,244	217	4	16,256	421	1	22,166
42	3	7,430	219	3	16,275	426	3	22,572
44	4	7,764	220	2	16,524	433	1	22,634
48	2	8,000	225	3	16,534	434	2	22,794
55	1	8,812	230	2	16,716	437	4	22,858
56	2	8,810	235	1	16,874	442	2	22,932
57	4	8,858	241	1	17,000	447	3	23,030
60	2	8,938	246	3	17,290	450	2	23,114
61	1	9,000	253	1	17,370	453	3	23,120
63	3	9,082	254	2	17,644	455	4	23,288
64	2	9,186	258	2	17,704	459	3	23,300
69	3	9,326	262	2	17,822	461	4	23,422
70	2	9,660	264	2	18,000	463	4	23,466
73	1	9,718	270	3	18,010	465	3	23,480
74	2	9,888	274	4	18,198	468	2	23,606
76	2	10,000	276	3	18,244	472	2	23,650
85	1	10,166	283	1	18,436	475	1	23,716
88	2	10,644	284	2	18,578	476	2	23,870
92	2	10,848	288	2	18,692	480	2	23,914
96	4	11,038	295	1	18,776	482	2	24,000
102	3	11,264	301	1	19,000	483	4	24,060
104	2	11,536	306	3	19,148	499	1	24,066
109	1	11,584	313	1	19,330	504	3	24,438
110	2	12,000	316	2	19,520	506	2	24,516
114	3	12,016	321	3	19,584	511	1	24,580
121	1	12,136	324	2	19,736	514	2	24,644
126	2	12,532	325	1	19,862	518	2	24,812
129	3	12,718	327	3	19,904	520	4	24,848
130	2	12,790	329	1	19,994	522	3	24,860
131	4	12,906	330	2	20,000	524	4	24,974
133	4	12,948	333	3	20,008	526	4	25,016
135	4	13,032	337	1	20,078	528	3	25,028
136	2	13,124	339	3	20,218	530	2	25,062
139	1	13,166	349	1	20,288	534	3	25,110
141	3	13,220	351	4	20,640	540	3	25,194
151	1	13,490	352	2	20,672	547	1	25,332
154	2	14,000	361	1	20,698	550	2	25,556
156	3	14,012	362	1	20,944	559	1	25,576
158	2	14,076	364	2	20,974	562	2	25,880
163	1	14,111	367	1	21,000	564	4	25,934

В этом приложении дана таблица совместимости различных материалов и теплоносителей. Всего рассмотрено 18 видов конструкционных материалов и более 100 теплоносителей.

Таблица 115.1

Совместимость конструкционных материалов с различными веществами

№	Вещество	Концентрация, %	Температура, °С	Углеродистая сталь	Медь	Томпак	Муц-металл	Морская бронза	Медь — кремний	Медь (90) — никель (10)	Медь (70) — никель (30)	Алюминий	Нержавеющая сталь 304	Нержавеющая сталь 316	Никель	Монель-металл	Никобелль	Хастеллой	Титан	Цирконий	Тантал
1	Азотистая кислота	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	—	—	—	*A*
2	Азотная кислота	50	93	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	*D*	*A*	*B*	*A*
3	Аминацетат	100	21,1	*B*	*A*	*A*	*C*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
4	Аммиак (безводный)	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
5	Анилин	100	21,1	*A*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
6	Ароклор	100	21,1	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
7	Ацетальдегид	100	21,1	*A*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	—	*A*
8	Ацетат натрия	10	21,1	*D*	*B*	*E*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
9	Ацетилен	100	21,1	*A*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*E*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
10	Ацетон	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
11	Бензальдегид	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	—	*A*
12	Бензойная кислота	10	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
13	Бензол	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
14	Бикарбонат калия	30	93	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*A*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	—	*A*
15	Борная кислота	10	21,1	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	—	*A*
16	Бутадиен	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
17	Бутан	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
18	Бутилацетат	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
19	Бутиловый спирт	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
20	Бутилхлорид	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
21	Винилхлорид (безводный)	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
22	Вода (водопроводная)	100	21,1	*C*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
23	Вода (морская)	100	21,1	*C*	*B*	*B*	*C*	*A*	*B*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*	*B*	*A*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*
24	Гексан	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
25	Гидроокись алюминия	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*B*	*D*	*A*	*A*	*A*	*A*
26	Гидроокись кальция	10	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
27	Гидроокись лития	10	93	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	—	*A*
28	Гидроокись магния	10	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
29	Гидроокись натрия (едкий натр)	50	149	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*
30	Глицерин	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
31	Двуокись серы (безводная)	100	149	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
32	Двуокись углерода (влажная)	100	21,1	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
33	Дибутилфталат	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
34	Дифенил	100	71	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
35	Дихлорбензол	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
36	Дихлордифторметан (фреон-12)	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	—	*A*
37	Диэтаноламин	100	29,4	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
38	Диэтиленгликоль	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	—	*A*
39	Диэтиловый эфир	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
40	Живица	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
41	Жирные кислоты	100	204	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*A*	*D*	*A*	*B*	*C*	*B*	*A*	*B*	—	*A*
42	Изопропиловый спирт	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
43	Иод	20	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*D*	—	*A*
44	Карбонат калия (поташ)	40	93	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
45	Креозот	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
46	Ксилол	100	93	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—
47	Лимонная кислота	20	21,1	*D*	*C*	*C*	*D*	*C*	*C*	*C*	*C*	*A*	*C*	*B*	*B*	*B*	*A*	*C*	*A*	*A*	*A*
48	Льняное масло	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
49	Металлиламин	100	21,1	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
50	Метан	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
51	Метиленхлорид (безводный)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
52	Метиловый спирт	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*
53	Метилхлорид (безводный)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
54	Молочная кислота	50	21,1	*D*	*B*	*B*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*A*	*B*	*C*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
55	Нафта	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
56	Нафталин	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	—	*A*
57	Нитрат натрия	40	21,1	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
58	Нитрат серебра	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*D*	*D*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*
59	Окись дифенила	100	29,4	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
60	Олеиновая кислота	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*

	Вещество	Концентрация, %	Температура, °С	Углеродистая сталь	Медь	Томпак	Муцц-металл	Морская бронза	Медь — кремний	Медь (90) — никель (10)	Медь (70) — никель (30)	Алюминий	Нержавеющая сталь 304	Нержавеющая сталь 316	Никель	Монель-металл	Инконель	Хастеллой	Титан	Цирконий	Тантал
61	Пропиленгликоль	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
62	Пиридин	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
63	Серная кислота (аэрированная)	60	93	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*D*	*A*	*A*
64	Сульфат аммония	10	21,1	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*D*	*C*	*C*	*B*	*A*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*
65	Сульфат железа(II)	10	21,1	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	*B*	*A*	—	*A*
66	Сульфат железа(III)	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	*A*	*A*	—	*A*
67	Сульфат магния	30	93	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*A*	*A*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*
68	Сульфат натрия	10	93	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
69	Сульфат никеля	10	93	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*
70	Сульфат цинка	20	21,1	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*A*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	—	*A*
71	Сульфит аммония	10	21,1	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*C*	*D*	*D*	*D*	--	*A*	—	—	*A*
72	Тетрахлорид углерода (сухой)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*
73	Тетрахлорэтилен	100	21,1	*A*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	—	*A*	—	*A*
74	Толуол	100	93	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
75	Трихлорэтилен (безводный)	100	66	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
76	Угольная кислота	100	21,1	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
77	Уксусная кислота (аэрированная)	100	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*C*	*B*	*A*	*A*	*D*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*
78	Уксусный ангидрид	100	21,1	*D*	*B*	*C*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*B*
79	Фенол	10	49	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*A*	—	*A*
80	Формальдегид	50	93	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
81	Фосфорная кислота (аэрированная)	50	93	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*D*	*D*	*B*	*A*	*C*	*D*	*B*
82	Фталевый ангидрид	100	149	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	—	*A*
83	Фтористоводородная (плавиковая) кислота (аэрированная)	40	21,1	*D*	*C*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*D*	*A*	*D*	*D*	*D*
84	Фурфурол	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
85	Хлор (сухой)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*B*	*A*	*A*
86	Хлорбензол (сухой)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*	*B*	*B*	—	*A*
87	Хлордифторметан (фреон-22)	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
88	Хлорид алюминия	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*B*	*D*	*A*	*A*	*A*	*A*
89	Хлорид аммония	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*
90	Хлорид бария	30	21,1	*B*	*B*	*B*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*
91	Хлорид железа (III)	20	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*A*	*D*	*A*
92	Хлорид кальция	20	21,1	*B*	*B*	*B*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
93	Хлорид лития	10	93	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
94	Хлорид магния	30	21,1	*B*	*B*	*B*	*D*	*C*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*A*	*B*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*
95	Хлорид никеля	20	21,1	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*B*	*D*	*B*	*D*	*A*	*A*	*A*	*A*
96	Хлорид серебра	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*B*	*B*	*A*
97	Хлорид цинка	10	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*B*	*A*	*D*	*B*	*D*	*D*	*A*
98	Хлористоводородная (соляная) кислота (аэрированная)	38	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	—	—	*A*
99	Хлорная кислота (безводная)	100	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*B*	*B*	*B*	*D*	*D*	*D*	—	—	—	*A*
100	Хлороформ (сухой)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*B*	*B*	*A*	*A*
101	Хромовая кислота	20	21,1	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*D*	*C*	*B*	*D*	*D*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*
102	Щавелевая кислота	10	21,1	*D*	*B*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*C*	*B*	*C*	*B*	*B*	*B*	*B*	*D*	*B*	*A*
103	Этан	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	--	*A*
104	Этаноламин	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	*A*
105	Этаноламин	100	93	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	—	—	*A*
106	Этилацетат (безводный)	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	—	*A*
107	Этилен	100	21,1	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	*A*	—	*A*
108	Этиленгликоль	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	--	*A*
109	Этиловый спирт	100	21,1	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*B*	*A*	*A*	*A*

Примечание. Совместимость: *A* — очень хорошая; *B* — хорошая; *C* — удовлетворительная; *D* — неудовлетворительная; *E* — взрывается; *I* — воспламеняется.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ

В этот раздел включены данные и диаграммы для использования при анализе напряжений в теплообменных аппаратах. На рис. П6.2 представлены данные по напряжениям трубной решетки, базирующиеся на зависимостях, приведенных в гл. 7. Диаграмма на на рис. П6.3 для труб, нагруженных по типу консольных балок, может быть применена

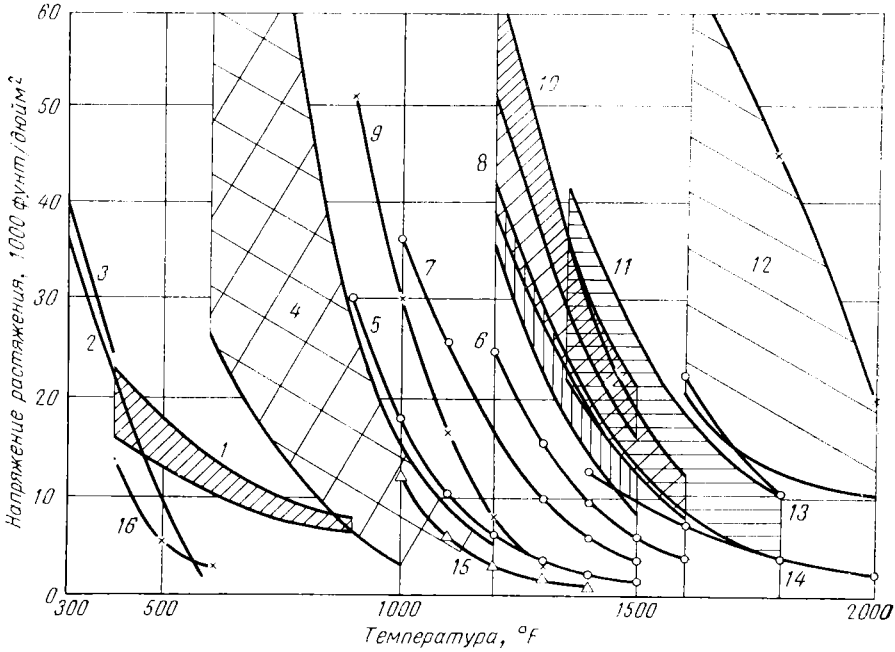


Рис. П6.1. Напряжение различных материалов на разрыв по прошествии 1000 часов как функция температуры:

1 — металлокерамика, полученная спеканием порошка алюминия; *2* — алюминиевый сплав; *3* — патронная латунь; *4* — титановые сплавы; *5* — сталь с добавкой 0,5% хрома и 0,5% молибдена; *6* — нержавеющая сталь-316; *7* — нержавеющая сталь-304; *8* — термически обработанные сплавы; *9* — сталь с добавкой 1,25% Cr и 0,5% Mo; *10* — термически обработанные сплавы на основе никеля; *11* — сплавы на основе кобальта; *12* — молибденовые сплавы; *13* — металлокерамика К-161-В; *14* — литье из нержавеющей стали типа 14; *15* — углеродистая сталь; *16* — экспериментальное литье на основе магниевого сплава.

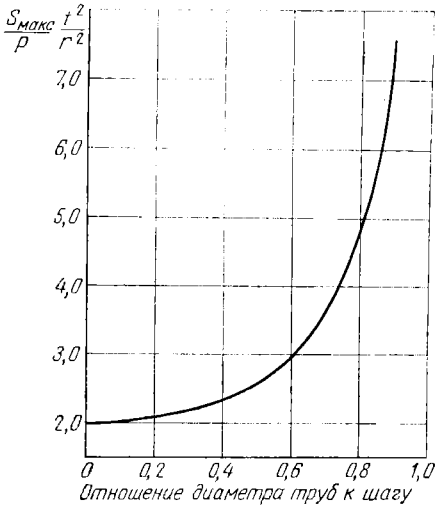
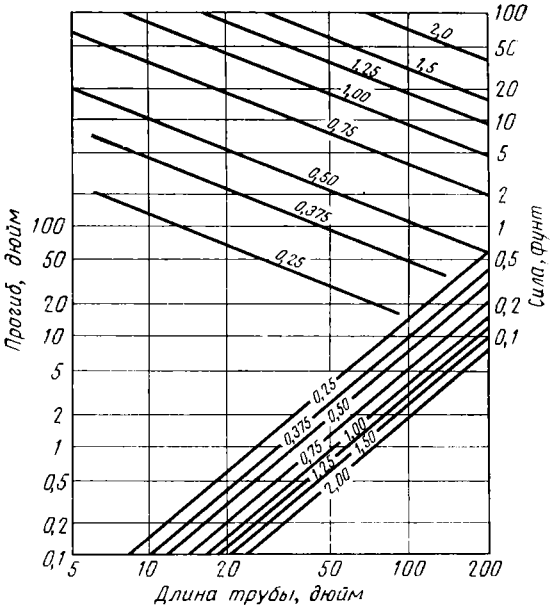


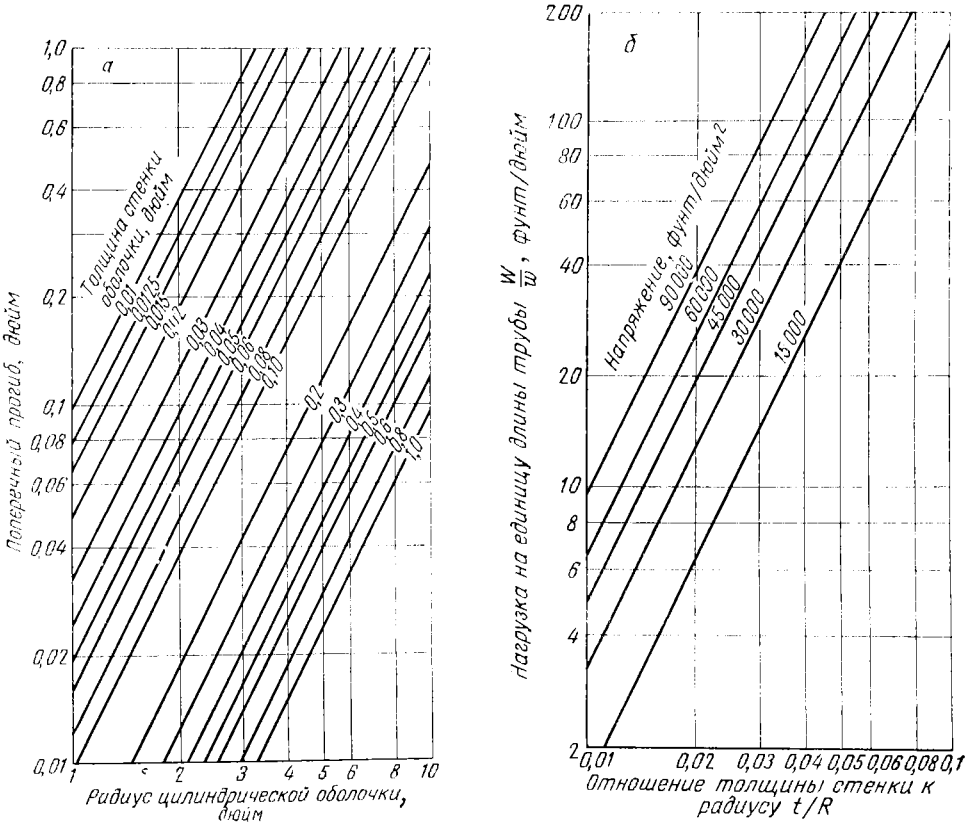
Рис. П6.2. График, иллюстрирующий влияние отношения диаметра труб к шагу на максимальное напряжение трубной решетки, в которой трубы размещены по углам равностороннего треугольника.

также (с определенным приближением) для расчета напряжений и прогибов при других типах нагрузок (для расчета, например, бокового смещения одного конца трубы, в то время как оси всего пучка труб остаются параллельными).

Прогиб и напряжение цилиндрических оболочек, вызванные нормальными нагрузками, в большой степени зависят от условий нагружения на концах и ряда геометрических факторов. Некоторые данные для определения величины прогиба и напряжения могут быть выведены для многих случаев на основании рис. П6.4 для одного из идеальных условий, а именно полого цилиндра с равномерно распределенной по всей длине нагрузкой под действием поперечных сил.

Рис. П6.3. Прогиб и напряжение при изгибе для труб различных диаметров [наружный диаметр (*дюйм*) указан на рисунке], нагруженных по типу консольной балки. (Эти данные могут быть использованы при более сложных видах нагрузок: например, если труба закреплена с одного конца, то при увеличении длины в четыре раза напряжение остается неизменным, а изгиб увеличивается в два раза.)





ис. П6.4. Поперечный прогиб (*а*) и максимальное напряжение при изгибе (*б*) цилиндрической оболочки с открытыми торцами под действием поперечной нагрузки. (Для труб, имеющих радиус больше 10 *дюйм*, прогиб может быть определен как 1/10 радиуса и 1/100 толщины стенок.)

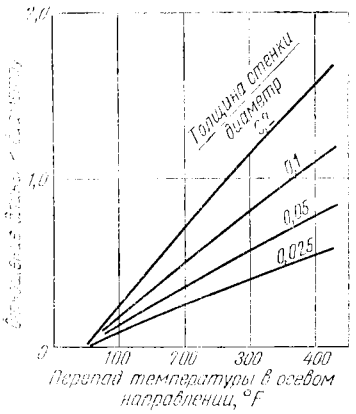


Рис. П6.5. Диапазон отношений длины к диаметру втулки-компенсатора тепловых удлинений (изготовленной из углеродистой стали), допускающих усилие на сдвиг 10 000 *фунт/ дюйм*^{2}.

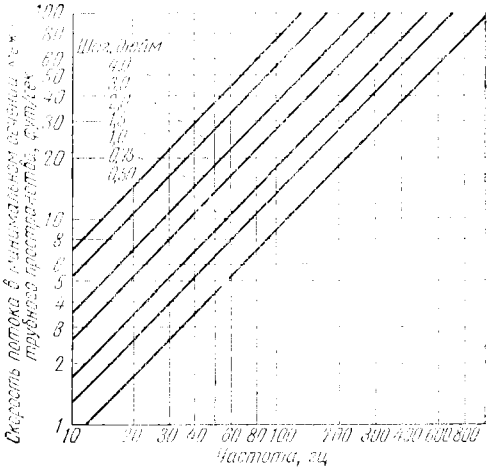


Рис. П6.6. Зависимости между скоростью потока жидкости, минимальной частотой пульсаций и шагом между трубами при поперечном обтекании пучка труб (при критерии Струхаля Sh = 0,5).

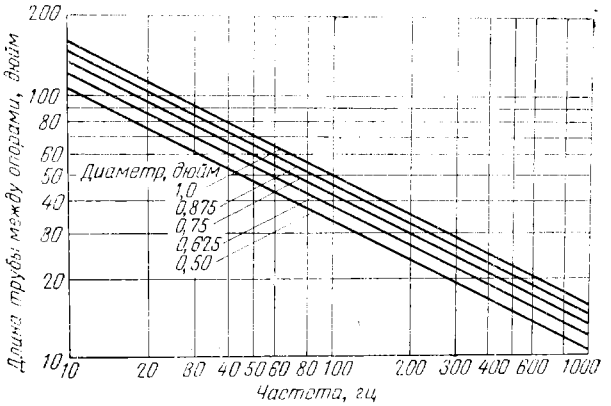


Рис. П6.7. Соотношение между собственной частотой колебания гладких пустых труб из железо-хромо-никелевого сплава, диаметром и длиной труб между закрепленными концами для первой моды колебаний. Для сплошных балок, покоящихся на нескольких опорах без закрепления на промежуточных опорах, частота колебаний вдвое меньше (см. табл. П6.3).

Таблица П6.1

Максимальные рабочие давления, рекомендуемые для стальных труб

Наружный диаметр труб, *дюйм* \ Толщина стенок, *дюйм*	0,025	0,035	0,049	0,065	0,083	0,095	0,109	0,125
1/8	6000	8430	11750					
3/16	4000	5610	7850					
1/4	2980	4200	5890	7850				
5/16	2410	3370	4710	6290	8010			
3/8	1990	2800	3920	5240	6660	7640	8720	9990
13/32	1845	2585	3620	4800	6130	7015	8050	9235
7/16	1715	2400	3360	4500	5720	6550	7940	8580
1/2	1490	2100	2940	3925	5000	5720	6540	7500
9/16	1330	1870	2620	3490	4450	5090	5810	6660
5/8	1200	1680	2350	3140	4000	4580	5230	6000
11/16	1090	1530	2135	2835	3620	4145	4755	5455
3/4	1000	1400	1960	2600	3320	3800	4360	5000
7/8	860	1200	1680	2225	2845	3255	3740	4285
1	750	1050	1470	1950	2490	2850	3270	3750
$1\frac{1}{8}$	665	935	1310	1735	2215	2535	2910	3330

Примечание. Величина нагрузок дана в фунтах на квадратный дюйм, исходя из допустимого напряжения 15 000 *фунт/дюйм*^{2} (1050 *кГ/см*^{2}). Для определения разрушающего давления эту величину следует умножить на 3,3. Формула Барлоу имеет вид $P = \frac{2\,St}{OD}$, где P — разрушающее давление; S — напряжение в волокне; t — толщина стенок, *дюйм*, OD — наружный диаметр, *дюйм*.

Уравнения для определения температурного градиента и температурных напряжений

Приводятся уравнения для различных обычно применяемых простых форм. Эти уравнения могут быть также использованы для определения приближенной величины напряжений для большинства сложных форм. Уравнения напряжений позволяют определить максимальное тепловое напряжение, вызываемое упругой деформацией.

1. Тепловыделение в центре пластины для плоских пластин

$$\Delta T = \frac{p\omega^2}{4k}; \quad S = \frac{\Delta T}{2}\,\frac{E\alpha}{1-v} = \left(\frac{p\omega^2}{8k}\right)\left(\frac{E\alpha}{1-v}\right),$$

где k — коэффициент теплопроводности, БТЕ/(*ч*·*фут*·°F) [1,4882 *ккал*/(*ч*·*м*·° C)]; P — эквивалентное количество тепла, образовавшегося на единицу объема, БТЕ/(*ч*·*фут*^{3}) [8, 9 *ккал*/(*ч*·*м*^{3})]; S — напряжение, *фунт/дюйм*^{2} (0,07 *кГ/см*^{2}); E — модуль упругости, *фунт/дюйм*^{2} (0,07 *кГ/см*^{2}); ω — толщина, *фут* (0,305 *м*); ΔT — перепад температуры, °F (0,555° C); v — коэффициент Пуассона; α — коэффициент теплового расширения, *дюйм/дюйм*.

2. Для плоских пластин при равномерном тепловыделении

$$\Delta T = \frac{p\omega^2}{8k}; \quad S = \frac{2}{3}\,\Delta T\,\frac{E\alpha}{1-v} = \frac{2}{3}\left(\frac{p\omega^2}{8k}\right)\left(\frac{E\alpha}{1-v}\right).$$

3. Для квадратных балок при равномерном тепловыделении

$$\Delta T = \frac{p\omega^2}{12k}; \quad S = \frac{5}{8}\,\frac{\Delta T E\alpha}{1-v} = \frac{5}{12}\left(\frac{p\omega^2}{8k}\right)\left(\frac{E\alpha}{1-v}\right).$$

Эти формулы являются не абсолютно точными, а лишь приближенными.

4. Для стержня при равномерном тепловыделении

$$\Delta T = \frac{pR^2}{4k}; \quad S = \frac{\Delta T}{2}\,\frac{E\alpha}{1-v} = \frac{pR^2}{8k}\,\frac{E\alpha}{1-v}.$$

5. Для цилиндра при тепловыделении на одной поверхности

$$\Delta T = \frac{q}{2{,}74k}\lg\frac{D_2}{D_1} = \frac{0{,}287p\,(D_2^2 - D_1^2)}{R}\lg\frac{D_2}{D_1};\quad S = \Delta T\left(\frac{E\alpha}{1-v}\right)f_1 = \left(\frac{q}{k}\frac{E\alpha}{1-v}\right)f_2,$$

где q — тепловыделение на единицу длины, БТЕ/*фут* (0,826 *ккал/м*).

Таблица П6.2

Параметры f_1 и f_2

D_1/D_2	Тепловой поток			
	в трубах		в межтрубном пространстве	
	f_1	f_2	f_1	f_2
0,2	0,730	0,0933	0,270	0,0345
0,3	0,686	0,067	0,317	0,0303
0,4	0,645	0,047	0,358	0,0261
0,5	0,610	0,0337	0,390	0,0216
0,6	0,575	0,0234	0,420	0,0171
0,7	0,555	0,0158	0,442	0,0125
0,8	0,535	0,0095	0,465	0,0082
0,9	0,515	0,0045	0,485	0,0042
1,0	0,5		0,5	

Таблица П6.3а

Собственные частоты колебаний для характерных видов вибрации сплошных стальных балок с равными расстояниями между опорами

(Балка защемлена с двух концов, частота колебаний выражена в $C = fL^2/r$, где f — собственные частоты, *гц*; L — расстояние между опорами, *дюйм*; r — радиус вращения, *дюйм*. Балка имеет постоянное сечение)

Количество опор k	$C/10^4 = (fL^2/r)\cdot 10^4$				
	Моды колебаний				
	1	2	3	4	5
1	72,36	198,34	388,75	642,63	959,98
2	49,59	72,36	160,66	198,34	335,20
3	40,52	59,56	72,36	143,98	178,25
4	37,02	49,59	63,99	72,36	137,30
5	34,99	44,19	55,29	66,72	72,36
6	34,32	40,52	49,59	59,56	67,65
7	33,67	38,40	45,70	53,63	62,20
8	33,02	37,02	42,70	49,59	56,98
9	33,02	35,66	40,52	46,46	52,81
10	33,02	34,99	39,10	44,19	49,59
11	32,37	34,32	37,70	41,97	47,23
12	32,37	34,32	37,02	40,52	44,91

Таблица П6.3б

Поправочный коэффициент частот колебаний для различных металлических материалов

(E — модуль Юнга материала, *фунт/дюйм*^{2} (0,07 *кГ/см*^{2}); ρ — плотность материала, *фунт/фут*^{3} (0,016 *г/см*^{3}); $E_s = 30\cdot 10^6$ *фунт/дюйм*^{2} — модуль Юнга для стали; $\rho_s = 490$ *фунт/фут*^{3} — плотность стали)

Материал	$K_m = \left(\frac{E}{\rho}\frac{\rho_s}{E_s}\right)^{1/2}$			
Сталь				1,000
Алюминиевые сплавы 2S, 3S, 4S, 17S, 24S, 25S, 51S, 52S				0,985
Латунь, бронза, медь				0,673
Никель				0,940
Монель-металл				0,872
Магний				0,965
Титан	°F	°C	Ti-50A	Ti-75A
	80°	26,7°	0,985	0,975
	200°	93,3°	0,966	0,945
	400°	204,4°	0,932	0,910
	600°	315,6°	0,896	0,873
	800°	426,7°	0,866	0,835
	1000°	537,8°	0,828	0,784

ЛИТЕРАТУРА

1. Standards of the Tubular Heat Exchanger Manufaturers Association. New York, 1959.
2. Heat Exchangers. The Patterson-Kelley Co., East Stroudsburg Pennsylvania, 1960.
3. Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe. Crane Co., technical paper No 410, Chicago, 1957.
4. Scott R. B. Cryogenic Engineering, D. Van Nostrand Co., 1959.
5. Lane J. A., et al. Fluid Fuel Reactors, Addison-Wesley Co., 1958.
6. Hilsenrath J., Touloukian Y. S. The Viscosity, Thermal Conductivity and Prandtl Number for Air, O_2, N_2, NO, H_2, CO, CO_2, H_2O, He and Ar. Trans. ASME, **76**, 967 (1954).
7. Reid R. C., Sherwood T. K. The Properties of Gases and Liquids. McGraw-Hill Book Co., 1958.
8. Vines R. G. Measurement of the Thermal Conductivities of Gases at High Temperatures. J. of Heat Transfer, Trans. ASME, **82-2**, 48 (1960).
9. Keyes F. G., Sandell D. J., Jr. New Measurements of the Heat Conductivity of Steam and Nitrogen. Trans. ASME, **72**, 767 (1950).
10. Keenan J. H., Kaye J. Gas Tables. John Wiley and Sons, Inc., 1948.
11. Weatherford W. D., Jr., et al. Properties of Inorganic Energy — Conversion and Heat Transfer Fluids for Space Applications. U.S. Air Force, WADD technical report, 61—96, 1961.
12. Handbook of Chemistry and Physics (44th ed). The Chemical Rubber Publishing Co., Cleveland, 1962.
13. Lange N. A. Handbook of Chemistry (10th ed). McGraw-Hill Book Co., 1961.
14. Perry J. H. et al. Chemical Engineers Handbook (4th ed). McGraw-Hill Book Co., 1963.
15. U.S. Atomic Energy Commission. Reactor Handbook, Materials, vol. 1. Interscience Publishers, Inc., New York, 1960.
16. Metals Handbook. American Society for Metals (8th ed), vol. 1, 1961.
17. Nickel and Nickel-Base Alloys, technical bulletin T-13. The International Nickel Co., New York, 1948.
18. Alcoa Aluminum Handbook. Aluminum Co. of America, Pittsburgh, 1962.
19. Marks L. S. Mechanical Engineers Handbook (6th ed). McGraw-Hill Book Co., 1958.
20. Chilton C. H. Cost Engineering in the Process Industries. McGraw-Hill Book Co., 1960.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГЛАВА 1. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ 5

ГЛАВА 2. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКОВ 23

ГЛАВА 3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ГИДРОДИНАМИКА . . 39

ГЛАВА 4. ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКА 72

ГЛАВА 5. ТЕПЛООТДАЧА ПРИ КИПЕНИИ И УСТОЙЧИВОСТЬ ТЕЧЕНИЯ 85

ГЛАВА 6. ПРОБЛЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕЧЕНИЯ 117

ГЛАВА 7. АНАЛИЗ НАПРЯЖЕНИЙ 139

ГЛАВА 8. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА И ОЦЕНКИ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКА 160

ГЛАВА 9. ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ЖИДКОСТЬ—ЖИДКОСТЬ 169

ГЛАВА 10. ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ГАЗ—ГАЗ 187

ГЛАВА 11. ТЕПЛООБМЕННИКИ ТИПА ЖИДКОСТЬ—ГАЗ 207

ГЛАВА 12. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ 226

ГЛАВА 13. КОНДЕНСАТОРЫ 245

ГЛАВА 14. ТЕПЛООБМЕННИКИ ДЛЯ ЖИДКИХ МЕТАЛЛОВ И РАСПЛАВЛЕННЫХ СОЛЕЙ 267

ГЛАВА 15. ГРАДИРНИ 291

ГЛАВА 16. ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ 310

ПРИЛОЖЕНИЯ 326

А. ФРААС, М. ОЦИСИК

**РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

Редактор В. А. Кузьмичева
Художественный редактор А. С. Александров
Художник С. А. Киреев
Технический редактор Е. И. Мазель Корректор Е. П. Ильянкова

Сдано в набор 15.IX 1970 г. Подписано к печати 12.II 1971 г. Формат 70×108/16.
Бумага типографская № 1 Усл. печ. л. 31,5 Уч.-изд. л. 32,82 Тираж 5000 экз.
Цена 2 р. 76 к. Зак. изд. 2005. Зак. тип. 510

Атомиздат, Москва, К-31, ул. Жданова, 5/7

Московская типография № 16 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР. Москва, Трехпрудный пер., 9

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

На складах Союзкниги и Атомиздата имеются следующие книги:

Алами Р., Ажерон П. **Отвод и преобразование тепла в ядерных реакторах.** Перев. с франц. 1961, 220 стр., 1 р. 09 к.

Боуэн Дж., Мейстерс Е. **Управление ядерными реакторами.** 1961, 95 стр., 30 коп.

Вопросы теплофизики ядерных реакторов. Сб. статей МИФИ. 1968, 143 стр., 51 коп.

Гольденблат И. И., Николаенко Н. А. **Расчеты температурных напряжений в ядерных реакторах.** 1962, 280 стр., 1 р. 44 к.

Джекобс Л. и др. **Основы ядерной науки и реакторы.** Перев. с англ. 1962, 280 стр., 1 р. 44 к.

Жидкие металлы. Сб. статей 1963, 327 стр., 1 р. 27 к.

Исследование напряжений и прочности корпуса реактора. Сб. статей. 1968, 280 стр., 1 р. 84 к.

Комаровский А. И. **Предварительно напряженный железобетон в строительстве ядерных установок.** 1968. 138 стр., 81 коп.

Крауч Х. Ф. **Ядерные корабельные силовые установки.** Перев. с англ. 1961, 270 стр., 60 коп.

Мальцев Е. Д. **Опреснение соленых вод.** 1965, 92 стр., 43 коп.

Марген П. **Выбор оптимальных вариантов в реакторостроении.** Перев. с англ. 1961, 100 стр., 10 коп.

Методы испытаний деталей и материалов машин и приборов. Сб. статей. Вып. I. 1961, 106 стр., 30 коп.

Петунин Б. В. **Теплоэнергетика ядерных установок.** 1960, 232 стр., 88 коп.

Стерман Л. С. **Тепловая часть атомных электростанций.** 1963, 158 стр.,60 коп.

Эллис Р. Х. **Ядерная техника для инженеров.** Перев. с англ. 1961, 252 стр., 60 коп.

Энергетические реакторы. Сборник. Перев. с англ. 1959, 118 стр., 52 коп.

Заказы на книги принимает магазин № 8 (Москва, Центр, ул. Петровка, 15, Книжный магазин № 8, Книга—почтой) или Атомиздат (Москва, К-31, ул. Жданова, 5/7, Атомиздат).

АТОМИЗДАТ

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ

В 1971 году выйдет в свет книга

КРАМЕРОВ А. Я. **Вопросы конструирования ядерных реакторов.** 1971, 30 л., 3 р. 20 к., в переплете. 3-3-15.

Автор книги уже известен читателю по книге «Инженерные расчеты ядерных реакторов» (А. Я. Крамеров, Я. В. Шевелев. Атомиздат, 1964). Настоящая книга является продолжением первой. В ней рассматриваются основные типы ядерных реакторов: водо-водяной, с графитовым и тяжеловодным замедлителями, с жидким топливом, на быстрых нейтронах. Систематизированы и обсуждаются типичные черты и варианты конструкций отдельных узлов и систем реакторов различных типов, в том числе тепловыделяющие элементы и их сборки, рабочие органы, приводы и каналы системы управления и защиты, системы перегрузки топлива, корпуса и уплотнения реакторов и т. д. Особое внимание уделено выявлению типичных вариантов конструкций, обсуждению обстоятельств, подлежащих учету при проектировании.

Книга рассчитана на научных работников, инженеров и конструкторов, а также на студентов, специализирующихся по реакторостроению. Она будет понятна всем, кто знаком с основами физики реакторов и описаниями некоторых их проектов.

План 1971 года п. 27.

Заказы на книги принимают книжные магазины, распространяющие научно-техническую литературу.
В Москву заказы направляйте по адресу:

Москва, Центр, ул. Петровка, 15,
Книжный магазин № 8.

АТОМИЗДАТ