Н. В. БАРАНОВСКИЙ, Л. М. КОВАЛЕНКО,
А. Р. ЯСТРЕБЕНЕЦКИЙ

ПЛАСТИНЧАТЫЕ И СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ



МОСКВА
МАШИНОСТРОЕНИЕ
1973

Б 24
УДК 621.565.942/944

Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. **Пластинчатые и спиральные теплообменники**. М., «Машиностроение», 1973, 288 с.

В книге изложены основы теории, расчета и конструирования пластинчатых и спиральных теплообменников для химической и пищевой промышленности. Освещены вопросы теплоотдачи и гидравлических сопротивлений в пластинчатых и спиральных теплообменниках, описаны методы и приведены примеры проектных и проверочных расчетов.

Обобщен опыт конструирования пластинчатых и спиральных теплообменников, а также достижения в этой области как в СССР, так и за рубежом.

Книга предназначена для инженеров, научных работников и конструкторов химической и пищевой промышленности; может быть использована также студентами химико-технологических и машиностроительных втузов.

Ил. 156, табл. 8, список лит. 34 назв.

Редактор инж. ***В. Ф. Дмитриев***

Рецензент д-р техн. наук проф. **Н. Н. Липатов**

$\frac{333-277}{038(01)-73}$ 277—73

ПРЕДИСЛОВИЕ

Теплообменные аппараты различных конструкций широко применяют в химической, нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности.

Стремление интенсифицировать процессы конвективного теплообмена и создать наиболее технологичные в изготовлении и экономичные теплообменные аппараты привело в последние годы к быстрому совершенствованию конструкций теплообменных аппаратов, изготовленных из листов: пластинчатых, пластинчато-ребристых, ламельных и спиральных.

Наиболее прогрессивными в настоящее время являются пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменные аппараты. Узлы и детали их полностью унифицированы, а основные рабочие части изготовляют штамповкой и сваркой. Все это создает возможности экономичного массового изготовления таких аппаратов при минимальной металлоемкости.

Все большее применение в промышленности находят также спиральные и ламельные теплообменники, которые во многих случаях успешно заменяют широко известные кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными из них являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материалов на единицу тепловой производительности аппаратов; надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью к поверхности теплообмена для механической очистки ее от загрязнений; унификация узлов и деталей и технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур и давлений и т. д.

Из-за большого разнообразия требований к теплообменным аппаратам, изменяющихся в конкретных условиях эксплуатации, экономически невыгодно, а часто и вообще невозможно ограничиться какой-либо одной конструкцией теплообменников.

Теплообменные аппараты пластинчатого и спирального типов во многих случаях наиболее эффективно удовлетворяют потребности разнообразных производств.

Потребность нашего народного хозяйства в пластинчатых и спиральных теплообменниках растет, их выпускают в значительном количестве, намечено и дальнейшее увеличение их производства на заводах химического, продовольственного и сельскохозяйственного машиностроения.

В книге предпринята попытка обобщить многочисленные экспериментальные исследования и работы в области теории и расчета пластинчатых и спиральных теплообменных аппаратов, а также опыт их проектирования и изготовления в СССР и за рубежом. Кроме того, обобщены данные по теплопередаче и гидравлическим закономерностям для рассматриваемых аппаратов и предложены рациональные методы расчета аппаратов при проектировании их, а также методы экспериментального исследования теплоотдачи.

На основе многолетнего опыта проектирования большого числа пластинчатых аппаратов различного назначения авторы дают рекомендации по практическому проектированию и испытанию этого вида оборудования.

Примеры расчетов, приведенные в книге, выполнены в Международной системе единиц измерения (СИ).

При подборе примеров авторы стремились дать типовые расчеты реальных объектов, а также дать рекомендации по выбору рациональных конструктивных вариантов для получения оптимальных экономических решений.

Предисловие книги и гл. I—V написаны совместно д-ром техн. наук проф. Н. В. Барановским и канд. техн. наук Л. М. Коваленко, а гл. VI—VII написаны канд. техн. наук доц. А. Р. Ястребенецким.

Глава I ПЛАСТИНЧАТЫЕ И СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ В СОВРЕМЕННОЙ ТЕХНИКЕ

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И ТРЕБОВАНИЯ К НИМ

Процессы теплообмена происходят всюду, где приходится нагревать или охлаждать ту или иную среду с целью ее обработки или для утилизации тепла. Для передачи тепла от среды с высокой температурой к среде с низкой используют теплообменные аппараты разнообразных конструкций.

По способу передачи тепла теплообменные аппараты (их часто называют теплообменниками) можно разделить на две основные группы: поверхностные теплообменники и теплообменники смешения.

В поверхностных теплообменных аппаратах передача тепла от одной среды к другой происходит обычно через металлическую стенку, которую условно принято называть поверхностью теплообмена.

В теплообменниках смешения передача тепла происходит в процессе непосредственного соединения и перемешивания сред, что, очевидно, допустимо лишь при определенных условиях, значительно ограничивающих применение аппаратов такого типа.

В химической промышленности теплообменное оборудование составляет в среднем по весу и стоимости 15—18% от всего оборудования.

В нефтеперерабатывающих и нефтехимических производствах теплообменники являются также одним из основных видов оборудования, и их доля по весу в этих производствах достигает до 50% от всей применяемой аппаратуры.

В химической, пищевой, нефтеперерабатывающей и других отраслях промышленности применяют теплообменные аппараты для рабочих сред с различным агрегатным состоянием и структурой (газ, пар, капельная однофазная жидкость, суспензия, эмульсия и т. д.), причем для удовлетворения запросов производства производительность аппаратов или расход среды должны изменяться в широких пределах.

Учитывая большой диапазон температур и давлений рабочих сред, а также разнообразие их свойств при различных параметрах тепловой обработки, определим следующие основные требования, которым должны удовлетворять современные теплообменные аппараты.

1. Аппарат должен обеспечивать передачу требуемого количества тепла от одной среды к другой с получением необходимых конечных температур и при возможно большей интенсивности теплообмена.

2. При заданных термодинамических параметрах рабочих сред (давлениях, температурах, объемах) и при различном агрегатном состоянии аппарат должен быть работоспособным и достаточно надежным в работе.

3. Аппарат должен работать стабильно при изменении в процессе теплообмена физических (а возможно и химических) свойств рабочей среды: ее вязкости, плотности, теплопроводности, фазового состояния и т. д.

4. Поверхность теплообмена и другие элементы конструкции аппарата, омываемые рабочей средой, должны обладать достаточной химической стойкостью к агрессивному воздействию ее.

5. Для сохранения продолжительной работоспособности в процессе эксплуатации при обработке загрязненной среды или среды, выделяющей отложения на стенках, в конструкции аппарата должна быть предусмотрена возможность осмотра поверхностей теплообмена и доступность их для периодической очистки.

6. Аппарат должен обладать достаточным запасом прочности, гарантирующим его безопасное состояние при напряжениях, возникающих как в результате давления рабочей среды, так и вследствие темпертурных деформаций различных частей теплообменника.

7. При данной тепловой нагрузке и других рабочих параметрах аппарат должен иметь возможно меньшие габариты и возможно меньшую удельную металлоемкость.

Требования к теплообменному аппарату не только разнообразны, но отчасти и противоречивы. Например, теплообменник всегда желательно эксплуатировать с возможно большим коэффициентом теплопередачи. Это влечет за собой повышение скорости движения рабочей среды или введение турбулизаторов в поток среды, омывающей рабочую поверхность; при этом часто недопустимо увеличение гидравлических потерь в теплообменниках. Кроме того, желательна возможность разборки рабочей части аппарата для осмотра и очистки поверхности теплообмена от загрязнений, но при этом остается требование надежной герметичности системы каналов, не допускающей даже незначительную утечку рабочей среды из аппарата или проникновение одной среды в другую. Можно привести примеры и других противоречивых требований к теплообменнику.

При создании новых, более эффективных теплообменных аппаратов необходимо стремиться уменьшать удельные затраты материалов (в том числе дефицитных металлов), труда, средств и затрачиваемой при работе энергии по сравнению с теми же показателями теплообменников существующих образцов.

Под удельными затратами для теплообменных аппаратов понимают затраты, отнесенные к тепловой производительности аппарата в заданных условиях

Необходимо также при создании новых конструкций стремиться к повышению интенсивности работы аппарата.

Под интенсивностью процесса в теплообменном аппарате следует понимать количество тепла, передаваемое в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме. Этот же параметр можно определить как удельную тепловую производительность аппарата.

Процесс теплообмена является сложным физическим процессом, зависящим от многих факторов. При заданных значениях поверхности теплообмена аппарата и температурном напоре интенсивность процесса характеризуется коэффициентом теплопередачи, который для плоской стенки определяется формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (1)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей среды к стенке; $\frac{1}{\alpha_1}$ — термическое сопротивление теплоотдаче от горячей среды к стенке; δ — толщина стенки (или слоя осадка); λ — коэффициент теплопроводности стенки (или слоя осадка); $\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — суммарное термическое сопротивление стенки с учетом отложений на ней; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной среде; $\frac{1}{\alpha_2}$ — термическое сопротивление теплоотдаче от стенки к холодной среде.

Анализ уравнения показывает, что коэффициент теплопередачи зависит в основном от значения наибольшего из термических сопротивлений. Поэтому для интенсификации процесса необходимо прежде всего уменьшить термическое сопротивление с той стороны, с которой оно является наибольшим.

Коэффициент теплопередачи всегда меньше любого из коэффициентов теплоотдачи и снижается с увеличением толщины стенки, уменьшением коэффициента ее теплопроводности, а также с увеличением толщины слоев отложений на ней.

Если своевременно не очищать поверхность теплообмена от загрязнений, то тепловая производительность аппарата быстро уменьшится и технологический режим нарушится. Восстановить режим можно путем увеличения расхода рабочей среды и температурного напора, однако это всегда экономически невыгодно, а часто практически невозможно.

Наименьшие затраты труда и средств на очистку поверхностей теплообмена от загрязнений и наилучшие условия поддер-

жания стабильной эффективности обеспечены в разборных конструкциях теплообменных аппаратов.

На интенсивность и эффективность процесса теплообмена влияют также форма поверхности теплообмена, эквивалентный диаметр каналов, шероховатость поверхности, компоновка каналов, обеспечивающая оптимальные скорости движения рабочих сред, средний температурный напор, наличие турбулизующих элементов в каналах, оребрение и другие конструктивные особенности.

Кроме конструктивных методов интенсификации процесса теплообмена, существуют режимные методы, связанные с изменением гидродинамических параметров и режима течения жидкости у поверхности теплообмена. Режимные методы включают подвод колебаний к поверхности теплообмена, создание пульсаций потока, вдувание газов в поток либо отсос рабочей среды через пористую стенку, наложение электрических или магнитных полей на поток, предотвращение отложений загрязнений на поверхности теплообмена путем турбулизирующего воздействия на поток и т. д.

Для получения оптимальных условий процесса теплообмена конструктивные и режимные методы целесообразно использовать совместно, комплексно.

Уменьшение удельных затрат материалов, труда, средств и энергии возможно путем унификации узлов и деталей при изготовлении теплообменных аппаратов широкого размерного ряда, повышения технологичности конструкции, позволяющей организовать серийное механизированное производство теплообменников с использованием наиболее эффективных технологических методов:

штамповки поверхностей теплообмена, сварки и т. д.

В стоимости теплообменных аппаратов основную долю составляет стоимость материалов, из которых изготовлен аппарат. Особенно значительно возрастает стоимость аппаратов при изготовлении поверхности теплообмена из титана, алюминия, нержавеющих сталей, цветных металлов и сплавов, неметаллических материалов и других дорогостоящих материалов.

Повышение экономичности конструкции теплообменника возможно поэтому путем создания более компактных конструкций, снижения удельных весовых показателей и рационального использования различных марок материалов.

Кроме того, компактность конструкции приводит к экономии производственных площадей, занимаемых теплообменной аппаратурой, и повышает экономические показатели производства в целом.

В конечном итоге технико-экономическая эффективность той или иной конструкции теплообменного аппарата определяется стоимостью технологического процесса, осуществляемого в этих аппаратах при высоком качестве получаемого продукта.

При широком распространении теплообменных аппаратов в промышленности даже небольшое усовершенствование их конструкции дает ощутимый экономический эффект.

КЛАССИФИКАЦИЯ И НОМЕНКЛАТУРА СОВРЕМЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В связи с разнообразием требований, предъявляемых в конкретных случаях к теплообменным аппаратам, и разнообразием условий теплообмена в промышленных аппаратах требуется изготовлять и применять аппараты различных типов, причем для каждого типа должен существовать широкий размерный ряд значений поверхностей теплообмена. Для наиболее распространенных типов теплообменников размерные ряды начинаются с нескольких квадратных метров поверхностей теплообмена и доходят до нескольких тысяч квадратных метров ее в одном аппарате.

Размерные ряды теплообменных аппаратов имеют градации также по допустимым давлениям и температурам рабочей среды. Для обеспечения достаточной коррозионной стойкости поверхности теплообмена по отношению к рабочим средам размерные ряды теплообменников, помимо градаций по параметрам, должны иметь градации по маркам материалов, из которых изготовлен аппарат.

Очевидно, что одной универсальной конструкции теплообменного аппарата, которая соответствовала бы всем требованиям различных отраслей промышленности и работала бы при этом достаточно эффективно, существовать не может.

Среди многообразия рабочих условий удается для конкретных отраслей промышленности выявить наиболее часто повторяющиеся условия эксплуатации. Для этих условий создают типовые конструкции теплообменных аппаратов так называемые теплообменные аппараты общего назначения.

Так, например, в химических и пищевых производствах до 70% теплообменников применяют для сред жидкость — жидкость и пар — жидкость при давлениях до 1 МПа (10 кгс/см^2) и температурах до 200° С.

Для этих условий разработаны и серийно изготовляются теплообменные аппараты общего назначения кожухо-трубчатого и спирального типов. В последнее время разрабатываются также более эффективные пластинчатые теплообменные аппараты общего назначения.

Теплообменные аппараты классифицируют по различным признакам.

На рис. 1 представлена классификация и номенклатура теплообменных аппаратов УкрНИИхиммаша для химических производств, в которой за основной признак принята форма и материал поверхности теплообмена.

Приведенная классификация может быть значительно расширена с учетом отдельных конструктивных особенностей.

Наряду с классификацией теплообменных аппаратов по конструктивным признакам целесообразно рассматривать и классификацию по назначению аппарата и роду рабочей среды, по взаимному направлению движения рабочих сред и по характеру температурного режима.

Так, по назначению различают следующие теплообменные аппараты.

1. Для проведения теплопередачи без изменения агрегатного состояния рабочей среды: а) нагреватели; б) холодильники (охладители).

2. Для проведения теплопередачи с изменением агрегатного состояния рабочих сред: а) испарители (кипятильники); б) конденсаторы (дефлегматоры).

3. Для одновременного проведения технологического процесса и теплопередачи: а) реакторы; б) абсорберы; в) теплообменники, встроенные в установки.

По роду рабочих сред различают теплообменники:

1) паро-жидкостные;
2) жидкостно-жидкостные;
3) газо-жидкостные;
4) газо-газовые.

Могут быть и другие варианты в зависимости от возможного сочетания используемых в процессе теплообмена рабочих сред.

По взаимному направлению движения рабочих сред различают теплообменники:

1) прямоточные, в которых обе среды движутся в одном направлении;

2) противоточные, в которых обе среды движутся в противоположных направлениях;

3) перекрестного тока, в которых обе рабочие среды движутся во взаимно перпендикулярных направлениях;

4) смешанного тока, в которых направления потоков рабочих сред возможны в различных сочетаниях (прямоток и противоток).

По характеру температурного режима в теплообменных аппаратах различают:

1) аппараты с установившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена с течением времени не изменяется; такие аппараты называются теплообменниками непрерывного действия;

2) аппараты с неустановившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена изменяется с течением времени; такие аппараты называются теплообменными аппаратами периодического действия.

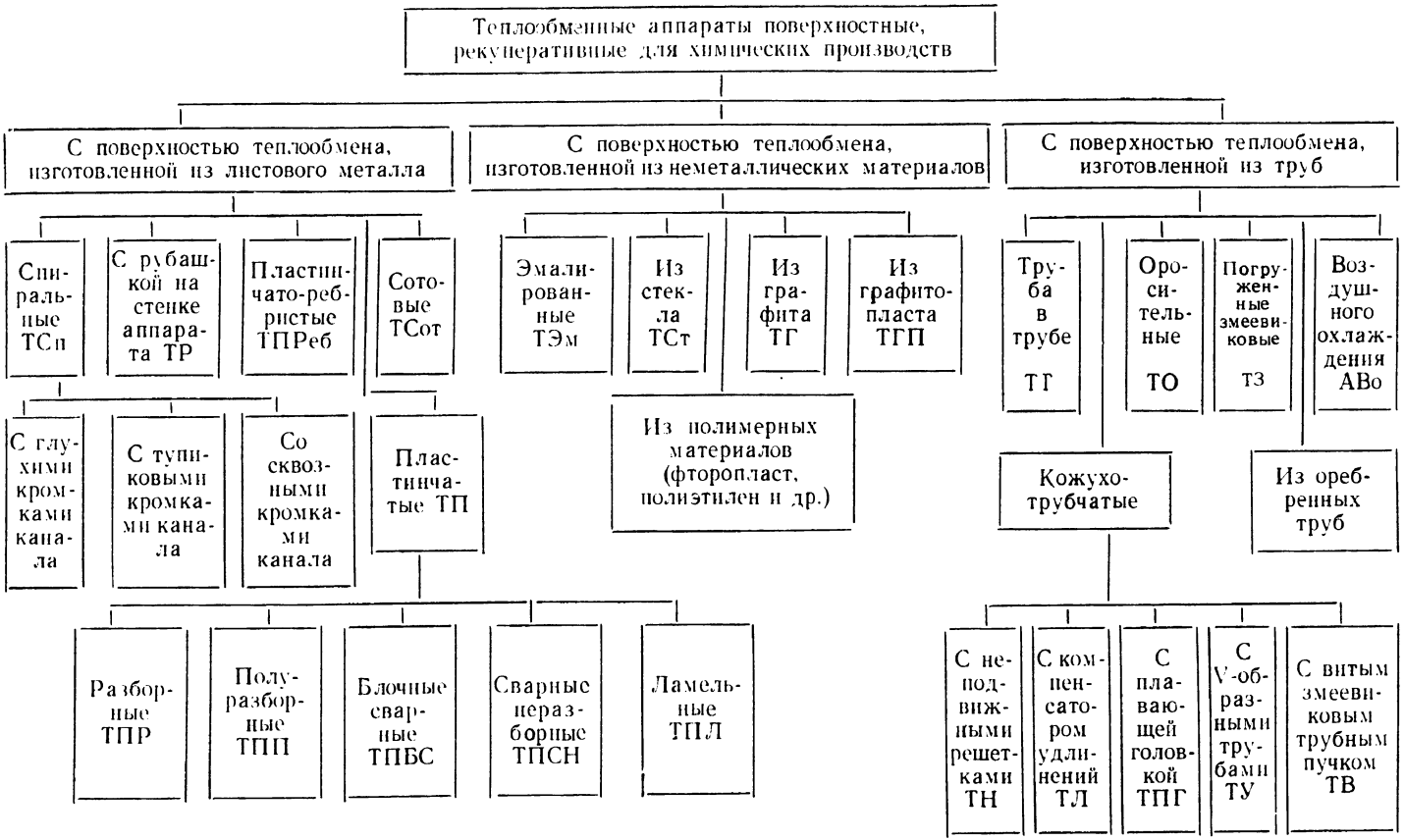


Рис. 1. Классификация теплообменных аппаратов для химических производств

Одним из основных условий высокого технического уровня теплообменной аппаратуры, предназначенной для удовлетворения потребностей промышленности, является достаточно обширная номенклатура по типам, размерам, параметрам, материалам, что позволяет выбрать для конкретных условий оптимальную конструкцию теплообменника.

Наиболее старыми, но часто применяемыми и в настоящее время являются теплообменные аппараты, изготовляемые из труб. Среди этих аппаратов более совершенными являются кожухотрубчатые различных типов. Применение аппаратов с поверхностью теплообмена из труб оправдывает себя при значительных давлениях и температурах рабочих сред: более 1 МПа (10 ат) и более 200° С.

Одним из преимуществ трубчатых теплообменных аппаратов является простота их конструкции. Изготовление таких аппаратов возможно на универсальном оборудовании даже в условиях ремонтных мастерских.

Однако для крупносерийного производства широкого типоразмерного ряда поверхностей теплообмена конструкция кожухотрубчатых аппаратов нетехнологична. Коэффициент унификации узлов и деталей размерного ряда этих аппаратов весьма низок ($\sim$0,13), в то время как у пластинчатых на тот же ряд поверхностей он достигает 0,9.

Коэффициентом унификации деталей и узлов размерного ряда теплообменных аппаратов называют отношение количества узлов и деталей, размеры которых одинаковы для всего ряда, к общему количеству узлов деталей, необходимых для изготовления данного размерного ряда аппаратов.

Огромное значение, которое имеет этот показатель при оценке технологичности и экономичности конструкции в условиях современного крупносерийного выпуска оборудования, достаточно очевидно.

Не менее важен и показатель удельной металлоемкости. Если сопоставить вес (или затраты) металла на изготовление теплообменника, приходящийся на единицу его тепловой производительности в одинаковом режиме, то для кожухотрубчатых аппаратов он в 2—3 раза больше, чем для пластинчатых теплообменников новых конструкций.

О ВОЗНИКНОВЕНИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ИХ КОНСТРУКЦИЙ

Пластинчатые теплообменные аппараты являются разновидностью поверхностных рекуперативных теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, изготовленной из тонкого листа. Наиболее широко применяются в промышленности разборные пластинчатые теплообменники. Они состоят из отдельных пластин с прокладками, приспособлены для быстрой разборки

и сборки и вся их теплообменная поверхность доступна для очистки. Полуразборные, сварные блочные и сварные неразборные теплообменники являются разновидностью аппаратов пластинчатого типа.

Пластинчатые теплообменники появились сравнительно недавно и много позднее трубчатых.

В литературе имеются данные, свидетельствующие о том, что принципы устройства пластинчатых аппаратов для нагревания и охлаждения жидкостей в тонком слое и некоторые их конструктивные решения были предложены еще в конце прошлого столетия Драхе (1878 г.), Брейтвишем (1881 г.) и Мальвезиным (1895 г.). В 1917 г. Гаррисоном предложена теплообменная пластина с четырьмя угловыми отверстиями и зигзагообразными каналами с обеих сторон.

Однако промышленное применение разборных пластинчатых аппаратов началось только после 1923 г. в результате усовершенствований, внесенных Зелигманом, использовавшим при разработке конструкции разборного теплообменника принцип устройства фильтр-пресса.

Первоначально пластины для теплообменников отливали из бронзы с последующим фрезерованием на них каналов и отверстий для рабочей среды и канавок для резиновых прокладок. На рис. 2 показана конструкция таких пластин.

Аппарат конструкции Зелигмана (рис. 3) состоит в основном из теплообменных пластин двух видов: толстых бронзовых с фрезерованными каналами с обеих сторон и тонких медных. Каждая толстая пластина имеет четыре угловых отверстия. На поверхности пластины вокруг двух расположенных по диагонали угловых отверстий профрезерованы канавки для уплотнительных резиновых прокладок. По контуру всей пластины также сделана канавка для большой резиновой прокладки, охватывающей всю рабочую поверхность и два других отверстия.

Тонкие пластины гладкие, без прокладок. В собранном виде толстые и тонкие пластины расположены поочередно и установлены в вертикальном положении на станине, состоящей из двух горизонтальных направляющих и двух стоек. Весь набор пластин плотно сжат при помощи винтового зажимного механизма (рис. 4).

Рабочая среда входит в теплообменник через соответствующий штуцер на нажимной плите или на основной неподвижной плите и проходит в продольный канал, выполняющий роль коллектора.

Из коллектора жидкость поступает в плоские каналы в толстых плитах, причем заполняет только одну из систем каналов (каналы левой или правой стороны). Вторую систему каналов заполняет другая рабочая среда. Из межпластинных каналов жидкость попадает в коллектор, противоположный первому по диагонали, и выходит затем из аппарата. Рабочая среда дви-

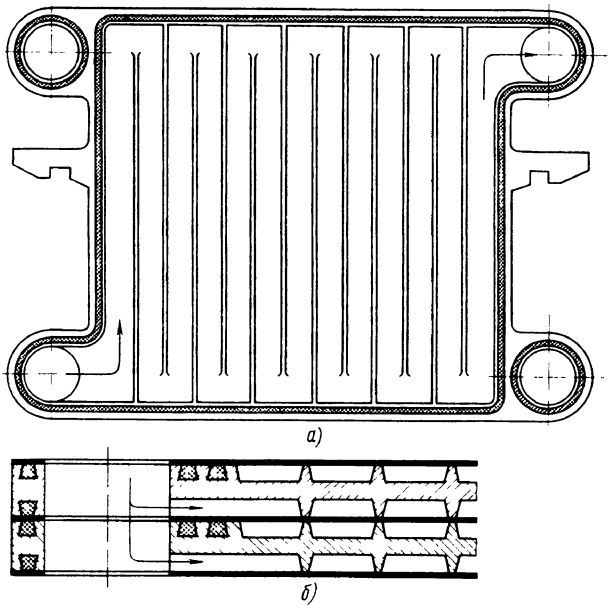


Рис. 2. Пластины из бронзы с фрезерованными каналами:

а — фрезерованная пластина; *б* — группа пластин (разрез)

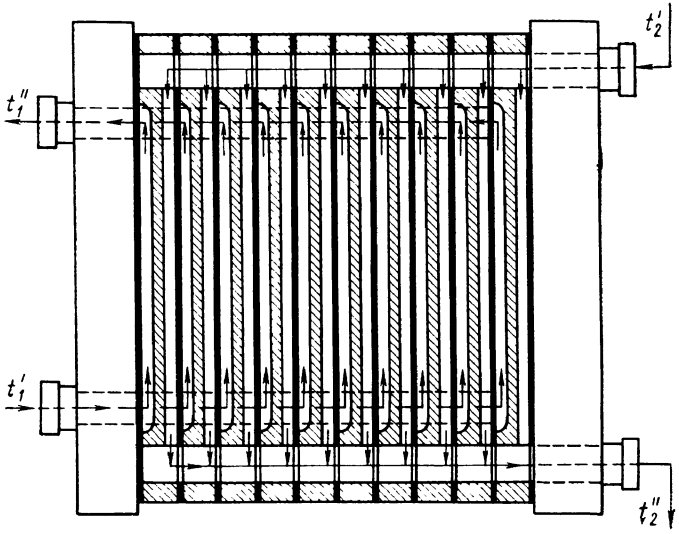


Рис. 3. Схема пластинчатого теплообменника с фрезерованными бронзовыми пластинами

жется через аппарат подобным же образом, омывая обратную поверхность толстых и тонких пластин.

Теплообмен происходит как через толстые, так и через тонкие пластины.

Основной принцип устройства разборных пластинчатых теплообменников сохранился до настоящего времени.

Применение пластинчатых аппаратов в молочной, а затем и в других отраслях пищевой промышленности в различных конструктивных вариантах, построенных по описанной схеме, оправдало себя полностью.

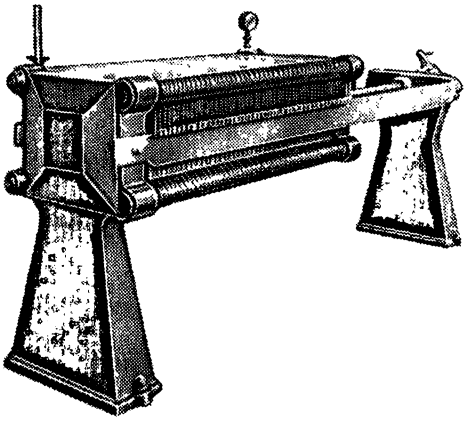


Рис. 4. Пластинчатый теплообменник конструкции Зелигмана

Конструкции фрезерованных пластин «канальчатого» типа были разнообразны. Большое распространение имели не только пластины с зигзагообразными каналами, но и со спиральными, у которых вход жидкости и ее выход расположены в центре пластины и на периферии.

В 1932—1933 гг. в результате работ Фельдмейера и Зелигмана были предложены и затем усовершенствованы штампованные пластины удлиненной формы с теплопередающей стенкой из тонкого волнистого листа. Это была пластина нового типа, поверхность которой омывается одним потоком среды во всю ширину пластины.

Такие пластины можно считать прототипом современных, в конструкции которых теперь наблюдается большое разнообразие форм профиля рабочей поверхности.

Преимущества пластинчатых теплообменников перед другими типами весьма значительны, что дает возможность широко применить их не только в пищевой промышленности, но также и в химической, фармацевтической, гидролизной и металлургической, а также на транспорте.

Последующий прогресс в совершенствовании конструкции пластин выражался в следующем:

а) усовершенствование профиля поверхности пластин с целью повышения эффективности теплоотдачи и уменьшения гидравлических сопротивлений;

б) повышение жесткости тонкой штампованной пластины и пакета пластин в целом путем создания на поверхности элемен-

тов, обеспечивающих взаимную опору пластин по множеству равномерно расположенных точек;

в) повышение коррозионной стойкости и долговечности пластин и прокладок путем освоения листовой штамповки многих марок металлов и применения новых марок резин и резино-асбестовых материалов;

г) повышение технологичности конструкции с постепенным отказом от сварки и переходом на цельноштампованные конструкции из тонкого листа;

д) увеличение единичных размеров гофрированной пластины от 0,2 м^2 в конце сороковых годов до 1,2 м^2 в конце шестидесятых годов, что было обусловлено необходимостью создания крупных аппаратов.

Усовершенствованию подверглись и конструкции рам теплообменников со всеми вспомогательными элементами.

В настоящее время производство пластинчатых теплообменных аппаратов имеется почти во всех крупных промышленно развитых странах мира. Наиболее крупные фирмы, изготовляющие эти аппараты, размещены в Англии, Швеции, США, ФРГ, Франции, Японии, Италии и Дании. Общее число крупных фирм-изготовителей теплообменных аппаратов около 30. В последние годы интенсивно развивается производство пластинчатых теплообменных аппаратов в Польше, Чехословакии и ГДР.

В Советском Союзе первые пластинчатые теплообменники для пищевой промышленности были изготовлены в 1940 г. на Симферопольском машиностроительном заводе.

В послевоенный период производство небольших и средних по размерам пластинчатых аппаратов успешно развивалось на предприятиях отечественного пищевого машиностроения, а с начала 60-х годов налажено производство различных по размерам пластинчатых теплообменников для отраслей химической промышленности.

Пластинчатые теплообменники большой тепловой производительности отечественного изготовления внедрены в технологические линии производства фосфорной и серной кислот, ацетилена и уксусной кислоты, соды, полупродуктов для получения пластмасс, глинозема, кормовых дрожжей и других продуктов микробиосинтеза, производства целлюлозы, спирта, при охлаждении минеральных масел и эмульсий.

Разборные пластинчатые теплообменники имеют более высокие технико-экономические показатели по сравнению с наиболее распространенными кожухотрубчатыми. Однако полная замена кожухотрубчатых теплообменников пластинчатыми во многих случаях невозможна, поскольку область применения пластинчатых теплообменников лимитируется теплостойкостью и коррозионной стойкостью применяемых прокладок.

Прокладки на основе синтетических каучуков могут надежно работать лишь при температурах от минус 20° С до 140—150° С,

что недостаточно для многих процессов с газообразной и парообразной рабочими средами. Разборные пластинчатые теплообменники на рабочие давления свыше 2—2,5 МПа (20—25 ат) также пока не изготовляются.

Для расширения области применения пластинчатых теплообменников на более высокие температуры и давления разрабатываются новые виды прокладок и создаются сварные конструкции, в которых нет прокладок.

Так, еще в 1939 г. Рамэн в Швеции предложил оригинальную конструкцию теплообменника, у которого гладкие пластины попарно сваривались, образуя плоские трубы. Эти плоские трубы закреплялись в сварных трубных решетках и вставлялись в кожух с квадратным поперечным сечением. Такой теплообменник назвали ламельным (lamelle — пластина). Эта конструкция теплообменника является переходной от кожухотрубчатого к пластинчатому. Ламельные теплообменники нашли применение в целлюлозной промышленности и в последние годы их все шире применяют в химической и нефтехимической промышленности. Характерной особенностью этой конструкции теплообменника является возможность механической очистки поверхности теплообмена только с наружной стороны пластин, для чего пучок пластин вынимают из кожуха.

В дальнейшем конструкцию ламельных теплообменников усовершенствовали, что позволило расширить область применения таких аппаратов по давлениям до 4,5 МПа (45 ат), а по температурам до 400° С.

Однако ламельные теплообменники с гладкой поверхностью теплообмена имеют более низкий коэффициент теплоотдачи, чем аппараты из гофрированных пластин, работающие в сравнимых условиях.

Стремление сохранить высокую интенсивность теплоотдачи в ламельных теплообменниках и возможность механической очистки и осмотра поверхности теплообмена, хотя бы со стороны одной из рабочих сред, привело к созданию полуразборной конструкции пластинчатых теплообменников. В этой конструкции гофрированные пластины, напоминающие по внешнему виду пластины разборных теплообменников, сварены попарно. Такие пластины собирают в пакет, устанавливая между смежными парами пластин эластичные прокладки. Таким образом сохраняется разборность поверхности теплообмена на стороне одной из рабочих сред. Если горячую рабочую среду пропускать по сварным каналам, а холодную — по разборным, то температурный предел применения полуразборных пластинчатых теплообменников можно повысить до 200° С.

Стремление увеличить температурный предел использования пластинчатых теплообменников привело к разработке сварных, неразборных теплообменников и блочных сварных пластинчатых теплообменников, работающих без прокладок.

В неразборных пластинчатых теплообменниках отдельные гофрированные пластины сваривают между собой в блоки и получают две системы герметичных каналов для рабочих сред. Недостатком сварных неразборных и блочных пластинчатых теплообменников можно считать невозможность механической очистки и осмотров поверхности теплообмена. Поэтому такие теплообменники применимы для рабочих сред, не дающих труднорастворимых загрязнений поверхности теплообмена, при использовании которых не требуется механическая очистка каналов, а можно ограничиться промывкой их с применением химических средств.

Наряду с пластинчатыми теплообменниками, изготовляемыми из листовых материалов, в технике существуют и успешно применяются пластинчато-ребристые и спиральные конструкции теплообменников.

При совершенствовании современных типов теплообменников, изготовляемых из листовых материалов, наряду с интенсификацией процесса и повышением его энергетической эффективности, необходимо иметь в виду также повышение тепловой производительности аппаратов.

Следует отметить и необходимость использования новых материалов, обладающих лучшими свойствами и повышающих технико-экономический уровень теплообменного оборудования.

Поскольку новые материалы такие, как сплавы цветных металлов, нержавеющие стали, мельхиор и др., значительно дороже обычно применяемой углеродистой стали, то целесообразно вспомогательные элементы, например, раму теплообменника выполнять из более дешевых, но прочных конструкционных углеродистых сталей, а поверхность теплообмена, соприкасающуюся с рабочими средами, максимально разгрузить от силовых нагрузок и тем самым ее облегчить и уменьшить расход ценных материалов для нее. При таком разделении функции элементов теплообменника для изготовления поверхности теплообмена становится экономически выгодно применять наиболее стойкие в коррозионном отношении материалы, несмотря на их высокую удельную стоимость.

Отказ от использования бесшовных труб малых диаметров для изготовления поверхностей теплообмена и замена их тонким листом также дает большой экономический эффект, поскольку стоимость 1 м^2 таких труб в несколько раз выше стоимости 1 м^2 тонкого листа из металла той же марки. Само изготовление листа взамен труб малых диаметров намного производительнее и разгружает металлургическую промышленность от производства наиболее трудоемких профилей проката.

В области технологии изготовления теплообменной аппаратуры использование методов листовой штамповки и сварки повышает производительность труда и способствует созданию аппаратов интенсивного действия.

Глава II УСТРОЙСТВО СОВРЕМЕННЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Определяющей особенностью устройств пластинчатых теплообменных аппаратов является конструкция и форма поверхности теплообмена и каналов для рабочей среды. Поверхность теплообмена образуется из отдельных пластин, а каналы для рабочей среды имеют щелевидную форму. Рабочая среда движется у поверхности теплообмена тонким слоем, что способствует интенсификации процесса теплоотдачи. Формы пластин и профили их поверхности очень разнообразны, а конструкции довольно сложны и иногда мало похожи на пластины, поэтому название «пластина» строго говоря, по отношению к некоторым конструктивным формам должно рассматриваться как условное.

Пластины располагают параллельно друг другу, причем между рабочими поверхностями двух смежных пластин создается небольшой зазор, образующий канал для рабочей среды, подвергаемой нагреванию или охлаждению.

В простейшем случае пластины могут быть плоскими, с гладкими стенками и иметь прямоугольную, квадратную, круглую либо другую форму.

Простейший теплообменник должен иметь не менее трех пластин, образующих два канала, по одному из которых течет горячая рабочая среда, а по другому — холодная (рис. 5).

В промышленных аппаратах число пластин бывает большим и рабочие среды движутся по множеству параллельных каналов сразу.

Уже на основании общего принципа конструирования пластинчатого теплообменника можно сделать заключение о некоторых его особенностях, весьма важных для практики. Малая толщина пластин и параллельная расстановка с малыми промежутками между пластинами позволяет разместить в пространстве рабочую поверхность теплообменника наиболее компактно с такой «плотностью», которая недостижима в других типах жидкостных теплообменников. Это, в конечном счете, приводит к тому, что пластинчатые теплообменные аппараты обладают при равной тепловой нагрузке значительно меньшими габаритными размерами и металлоемкостью, чем аппараты типа «труба

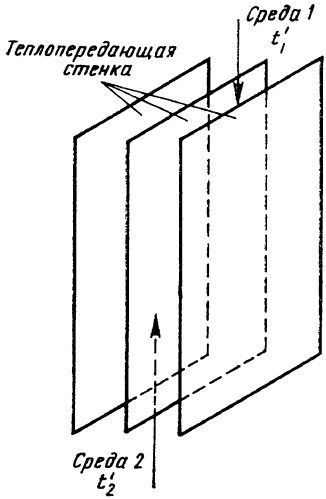


Рис. 5. Схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообменника

в трубе», кожухотрубчатые и другие, обладающие достаточно высокой эффективностью теплообмена.

Разборные пластинчатые теплообменники

При тепловой обработке многих рабочих сред на теплопередающих стенках остаются различные отложения, которые препятствуют процессу теплопередачи. Кроме того, при тепловой обработке термически нестойких продуктов на стенках образуется пригар. В этих случаях необходимо часто разбирать аппарат для очистки поверхности теплообмена от слоя пригара, осадка или остатков продукта под надежным визуальным контролем.

В некоторых случаях в связи с изменением технологического режима возникает необходимость перекомпоновки поверхности теплообмена, изменения числа параллельно включенных каналов в соответствии с изменившимися расходами рабочих сред либо некоторое увеличение, либо уменьшение общей поверхности теплообмена.

В химических производствах иногда наблюдается интенсивное коррозионное или эррозионное неравномерное разрушение поверхности теплообмена только на определенных неблагоприятных участках, в связи с чем возникает необходимость замены поверхности теплообмена на этих участках.

Во всех подобных случаях наиболее рациональной, а часто и незаменимой является конструкция пластинчатых теплообменников, которые имеют легко разборную, состоящую из отдельных, сомкнутых элементов, поверхность теплообмена.

Пластины в этих аппаратах имеют прокладки для уплотнения межпластинных каналов при сборке всей системы.

Для выявления особенностей разборных пластинчатых теплообменников рассмотрим схему (рис. 6).

Аппарат состоит из группы теплообменных пластин *15*, подвешенных на верхней горизонтальной штанге *7*.

Концы верхней и нижней штанг закреплены в неподвижной плите (передней стойке) *3* и на задней стойке. При помощи нажимной плиты *8* и винта *10* пластины в собранном состоянии сжаты в один пакет. На схеме для более ясного изображения потоков рабочих сред показаны только пять пластин в раздвинутом положении. В рабочем положении пластины плотно при-

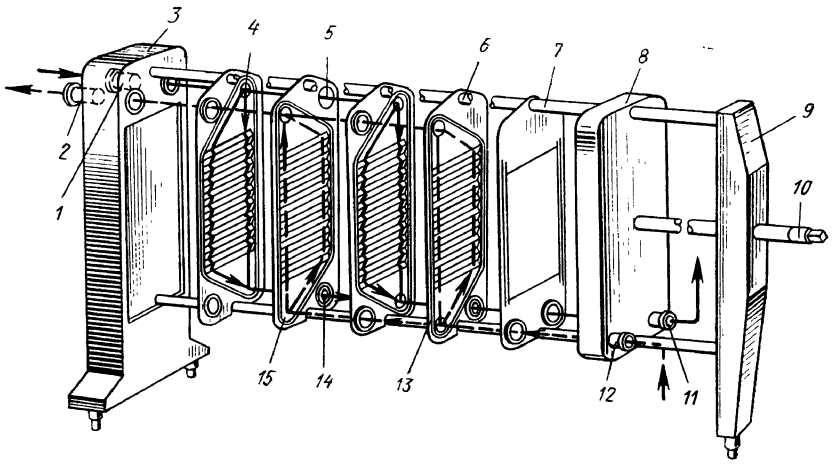


Рис. 6. Схема современного пластинчатого аппарата:

1, 2, 11, 12 — штуцера; *3* — передняя стойка; *4* — верхнее угловое отверстие, *5* — кольцевая резиновая прокладка; *6* — граничная пластина; *7* — штанга; *8* — нажимная плита; *9* — задняя стойка, *10* — винт, *13* — большая резиновая прокладка, *14* — нижнее угловое отверстие, *15* — теплообменная пластина

жаты друг к другу на резиновых прокладках *13* и *5*. Группа таких пластин в рабочем положении наглядно показана на рис. *7*.

Каждая пластина имеет прокладки двух назначений: а) большая резиновая кольцевая прокладка, ограничивающая на лицевой стороне пластины канал для соответствующего потока рабочей среды и охватывающая также два угловых отверстия (с одной стороны пластины или по диагонали), через которые происходит приток среды в межпластинный канал и сток из него; б) две малые резиновые прокладки, изолирующие два остальных отверстия и создающие транзитный проход для второй рабочей среды.

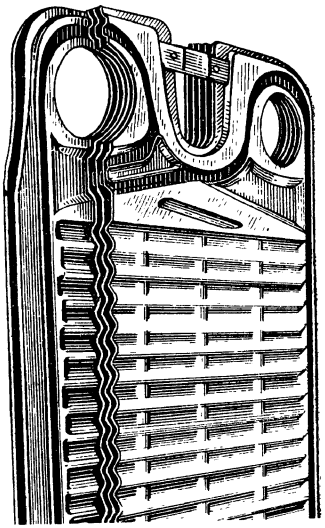


Рис. 7. Пластины в рабочем положении

Система уплотнительных прокладок разборного пластинчатого теплообменника построена так, что после сборки и сжатия пластин в аппарате образуются две системы герметичных каналов, изолированных одна от другой металлической стенкой и прокладками: одна для горячей рабочей среды, другая для холодной. Одна из этих систем состоит из нечетных каналов между пластинами, а другая из четных, благодаря чему потоки горячей и холодной рабочих сред чередуются. Обе системы межпластинных каналов соединяются со своими кол-

лекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред, расположенными на плитах.

Холодная рабочая среда входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной плите (например, штуцер *1*), и через верхнее угловое отверстие *4* (в первой слева пластине) попадает в продольный коллектор, образованный угловыми отверстиями пластин после их сборки. По коллектору холодная среда доходит до пластины *6*, имеющей глухой угол (без отверстия), и распределяется по нечетным межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок *5* и *13*. При движении вверх по межпластинному каналу среда обтекает волнистую поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны горячей средой. Затем подогретая среда выходит в продольный коллектор, образованный нижними угловыми отверстиями *14*, и выходит из аппарата через штуцер *11*.

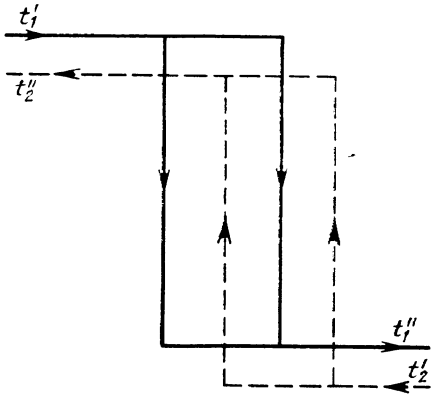


Рис. 8. Условная плоская схема движения рабочих сред через теплообменник

Горячая рабочая среда движется в аппарате навстречу холодной. Она поступает в штуцер *12*, проходит через нижний коллектор, распределяется по четным каналам и движется по ним вверх. Через верхний коллектор и штуцер *2* охлажденная горячая среда выходит из теплообменника.

Изображенной перспективной схеме движения рабочих сред через теплообменник из пяти пластин соответствует условная плоская схема, показанная на рис. 8. В реальных аппаратах число пластин бывает большим.

Полуразборные пластинчатые теплообменники

Задача создания разборной поверхности теплообмена, доступной для осмотров и механической очистки, очень сложна. Резина и другие эластичные материалы, используемые для изготовления прокладок в узлах уплотнения, имеют ограниченную тепловую и коррозионную стойкость, и прокладки являются наименее износоустойчивым элементом конструкции теплообменника. Поэтому разборные соединения пластин рационально применять лишь при безусловной их необходимости.

В промышленности часто бывает, что одна из рабочих сред, участвующих в теплообмене, обычно не оставляет на поверхно-

сти теплообмена загрязнений, требующих разборки аппарата для их механической очистки. Примерами таких аппаратов являются нагреватели, использующие в качестве одной из сред конденсирующийся пар; холодильники газов, минеральных и органических кислот, щелочей и некоторых растворов солей и другие аппараты.

Для таких условий целесообразно применять кожухотрубчатые теплообменники с неподвижными трубными решетками типа ТН, с компенсатором удлинений типа ТЛ, с U-образными трубами типа ТУ. Разработаны также и новые более эффективные конструкции полуразборных пластинчатых теплообменников.

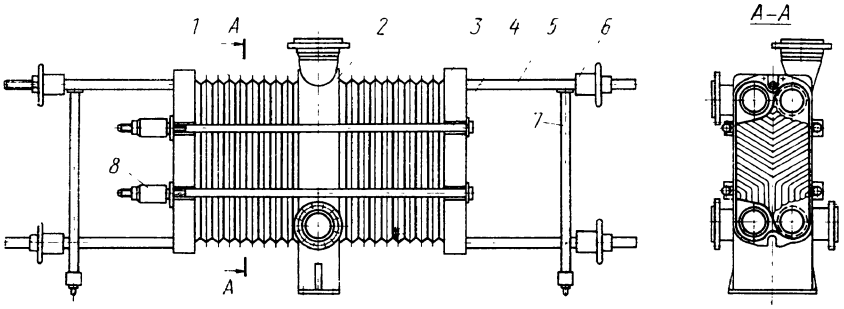


Рис. 9. Пластинчатый полуразборный двухсекционный конденсатор на раме с центральной неподвижной опорой:

1 — секция пластин; *2* — центральная неподвижная плита; *3* — нажимная плита; *4* — стяжка, *5* — штанга; *6*, *8* — нажимные гайки, *7* — стойка

Рассмотрим устройство полуразборного пластинчатого конденсатора, конструкция которого типична для крупных промышленных аппаратов.

Аппарат предназначен для конденсации пара или паро-газовых смесей при избыточном давлении рабочей среды от 1 до 16 ат и температуре от 30 до 200° С. Аппарат может применяться как нагреватель жидкой или газообразной среды при условии, что хотя бы одна из рабочих сред не оставляет на поверхности теплообмена загрязнений, которые трудно удалить химической промывкой.

На рис. 9 показан общий вид полуразборного пластинчатого конденсатора. Конденсатор представляет собой две секции пластин *1*, установленных на раме аппарата симметрично по обе стороны от центральной неподвижной плиты *2*. Рама аппарата состоит из верхних и нижних штанг *5*, закрепленных в центральной плите и концевых стойках *7*. По верхним штангам могут перемещаться подвижные нажимные плиты *3* и стягивать секции пластин при помощи стяжек *4* и нажимных гаек *6* и *8*. На центральной неподвижной плите размещены штуцера для подвода и отвода рабочих сред.

Основным элементом полуразборного аппарата являются узлы попарно сваренных пластин (рис. 10). Каждый такой узел имеет две различные по конструкции пластины (*1* и *2*), соединенные между собой посредством контактно-шовной электросварки. Каждая пара пластин на подвеске подвешивается на верхнюю штангу и может по ней перемещаться. По контуру каждой пластины выштампован U-образный паз. Правая пластина по форме является «зеркальным» отображением левой.

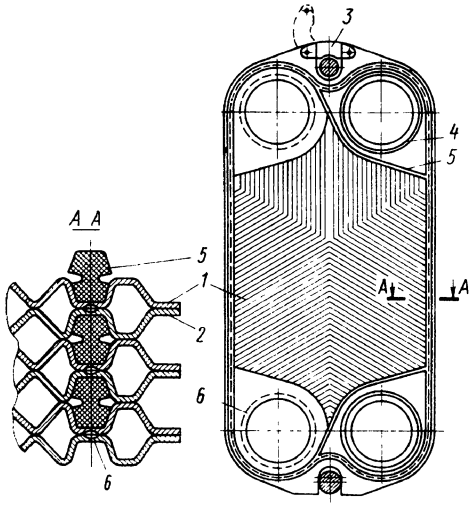


Рис. 10. Конструкция попарно сваренных пластин полуразборного аппарата:
1 — правая пластина; *2* — левая пластина; *3* — подвеска; *4* — малая прокладка; *5* — большая прокладка; *6* — штриховая линия — линия контактного шва попарной сварки пластин

При сборке под сварку двух пластин вершины U-образных пазов прилегают друг к другу. Штриховая линия *6* на рис. 10 показывает места попарной сварки пластин для получения неразборного щелевидного канала. Смежные с неразборным каналы делают разборными для чистки от загрязнений. Для этого узлы из попарно сваренных пластин соединяют в пакет и уплотняют разборные каналы посредством резиновых прокладок *4* и *5*. Форма пазов под резиновые прокладки разборных каналов, как показано на рис. 10, получается шестиугольной. При сжатии пакета паз уменьшается в направлении продольной оси. В замкнутых пазах подобной конструкции прокладка работает в условиях самоуплотнения, что позволяет эксплуатировать эту конструкцию при больших давлениях. Поверхность пластин гофрирована. Гофры имеют в поперечном сечении вид равнобедренного треугольника. По углам пластины расположены отверстия большого диаметра, что способствует эффективной работе аппарата при больших расходах пара, газа и других рабочих сред с высоким удельным объемом.

При попарной сварке пластин заваривают кромки только двух угловых отверстий. Кромки остальных двух отверстий образуют вход и выход в межпластинный неразборный канал.

Резиновые прокладки на стороне разборных каналов размещают аналогично размещению их в разборных пластинчатых теплообменниках.

Пластины собирают таким образом, чтобы вершины гофр на сопрягаемых поверхностях были обращены в противоположные стороны.

На рис. 11 показана схема движения рабочей среды в конденсаторе. Узлы из попарно сваренных пластин с резиновыми прокладками в пазах, обращенных в сторону подвижных плит, устанавливают на раму аппарата. При сборке конденсатора резиновые прокладки попадают в закрывающие их со всех сторон пазы. Образуются две системы каналов, изолированных друг от друга стенками пластин.

Пар или горячая рабочая среда подводится в аппарат через верхний штуцер на центральной плите, соединенный с тройником, в котором рабочая среда разделяется на два равных потока, направляемые в верхние коллекторы обеих секций. Из кол-

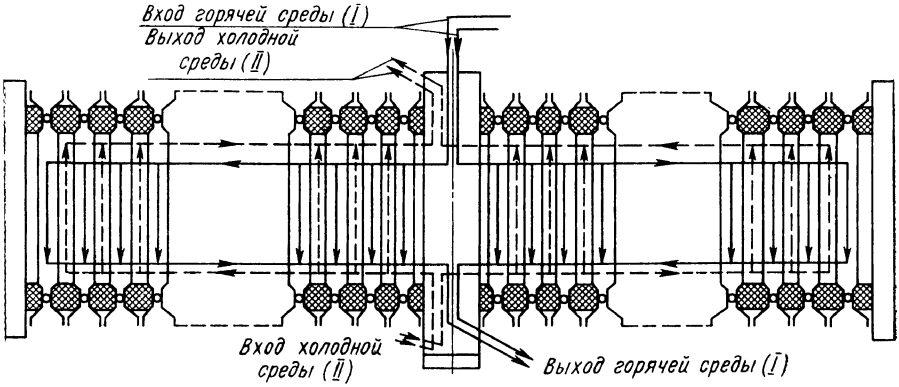


Рис. 11. Схема движения рабочих сред в полуразборном пластинчатом конденсаторе

лектора пар попадает в расположенные параллельно неразборные щелевидные каналы, где конденсируется на поверхности пластин. Конденсат стекает из щелевидных каналов в нижний коллектор и через нижний штуцер выводится из аппарата.

Охлаждающая вода (или нагреваемая рабочая среда) подается во второй нижний штуцер на центральной плите, заполняет нижние коллекторы по обе стороны от центральной плиты и поднимается по щелевидным каналам разборной стороны поверхности теплообмена.

Нагретая среда накапливается в верхнем коллекторе и через штуцер выводится из аппарата.

При необходимости применения многоходового теплообменника со стороны одной из рабочих сред или со стороны обеих сред устанавливают в пакетах концевые пластины с заглушенным на одном из углов отверстием. Соответственно необходимые штуцера размещают на подвижных плитах. На подвижных плитах возможна также и установка кранов для продувки соответствующих коллекторов или для выпуска из аппарата рабочей среды. Полуразборные пластинчатые теплообменники этой кон-

струкции имеют ряд поверхностей теплообмена, который можно создать из унифицированных узлов. Этот ряд может охватывать диапазон от 3 до 300 м^2.

Блочные пластинчатые теплообменники

Блочные сварные пластинчатые теплообменники предназначены для подогрева и охлаждения жидкой рабочей среды, а также для конденсации паров под давлением в условиях, при которых рабочая среда не образует на поверхностях теплообмена трудно-растворимых отложений.

Основным узлом этих аппаратов являются унифицированные блоки, сваренные из гофрированных пластин.

На рис. 12 показана конструкция сварного блока из серийно выпускаемых в СССР пластин рабочей поверхности 0,5 м^2. Унифицированный сварной блок поверхностью тепло-

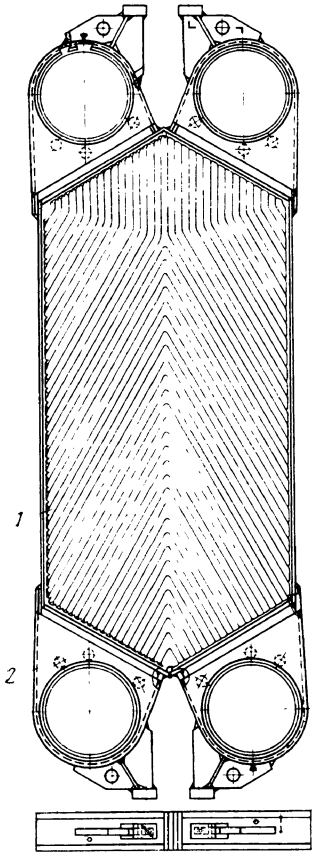


Рис. 12. Сварной блок из гофрированных пластин:

1 — пластина, *2* — угловая распределительная камера

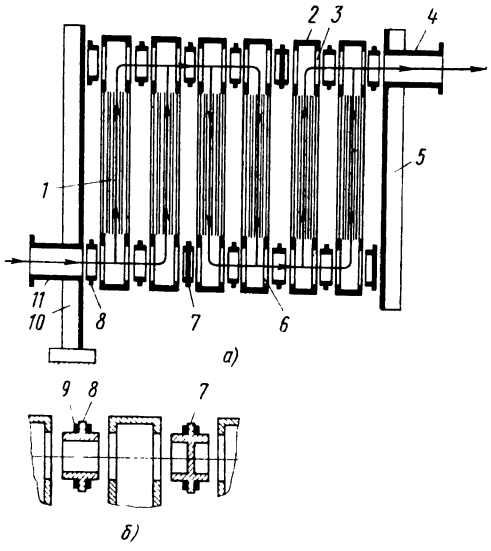


Рис. 13. Пластинчатый блочный теплообменник:

а — схема внутреннего устройства, *б* — узел соединения блоков

обмена 10 м^2 собирают из 22 таких пластин. Пластины с размещенными между ними по контуру металлическими прокладками собирают в приспособлении так, чтобы наклон гофр на смежных пластинах был направлен в противоположные стороны. Затем сваривают кромки пластин с прокладками. Пластины *1* име-

ют форму шестиугольника. Наклонные кромки пластин соединяются с прокладками, которые уложены через одну, так что образуются соответствующие каналы для группового входа и выхода рабочих сред.

К местам входа и выхода рабочей среды в щелевидные каналы приваривают соответственно четыре камеры *2* с круглыми отверстиями диаметром 120 мм с канавками для соединения блоков между собой посредством специальных втулок.

На рис. 13 схематично изображен пластинчатый блочный теплообменник, рассчитанный на рабочее давление 2,5 МПа (25 ат) и температуру рабочей среды от 200 до 400° С. Теплообменник составлен из унифицированных сварных блоков *1*, схема компоновки которых, а также их количество определяются тепловым и гидромеханическим расчетами аппарата. Блоки установлены на раме, аналогичной по конструкции рамам разборных теплообменников. В боковых стенках камер *2* имеются отверстия *3* и *6* для входа и выхода рабочей среды. Распределительные камеры блоков соединяются между собой втулками проходными *8* или глухими *7*, уплотненными в отверстиях малыми кольцевыми прокладками *9*. Применение втулок позволяет собирать пакеты по параллельной, противоточной или смешанной схеме движения рабочих сред по аналогии с разборным пластинчатым теплообменником.

Блоки на раме располагаются между плитами подвижной *5* и неподвижной *10* и плотно сжаты болтами. На плитах *5* и *10* расположены съемные патрубки *11* и *4* для входа и выхода рабочей среды, что позволяет в зависимости от требуемой схемы компоновки пластин устанавливать их в любом из углов концевых плит.

Кольцевые прокладки *9* защищены втулками от непосредственного воздействия на них агрессивной среды. Прокладка при сжатии блоков между плитами находится под высоким давлением, поэтому применяют прокладки из более твердого, долговечного и теплостойкого материала, например, паронита, алюминия, меди, фторопласта, свинца и др.

Теплообменники пластинчатые блочные хорошо зарекомендовали себя во многих отраслях промышленности.

На рис. 14 показана компоновка сварных блоков и пластин в них в промышленном аппарате поверхностью теплообмена $F = 100$ м^2.

В последнее время созданы более эффективные конструкции пластин для блочных сварных теплообменников, например, с поверхностью теплообмена одной пластины 0,8 и 1,2 м^2. Общий вид блочного теплообменника с пластинами размером 0,8 м^2 показан на рис. 15. На концевых плитах теплообменника установлены съемные патрубки с условным проходом диаметром 200 мм.

В некоторых случаях, например, при конденсации пара под вакуумом или теплообмене с газами при низких давлениях объ-

емы рабочих сред увеличиваются, что требует значительного увеличения диаметров патрубков.

Для этих случаев более эффективна специальная конструкция блочных пластинчатых теплообменников, показанная на рис. 16.

Для теплообмена между горячим и холодным воздухом в установках каталитической очистки атмосферного воздуха такие теплообменники, включая пластины, изготовляют из углеродистой стали.

Блочные теплообменники характеризуются высокой интенсивностью процесса теплообмена, хорошей ремонтоспособностью,

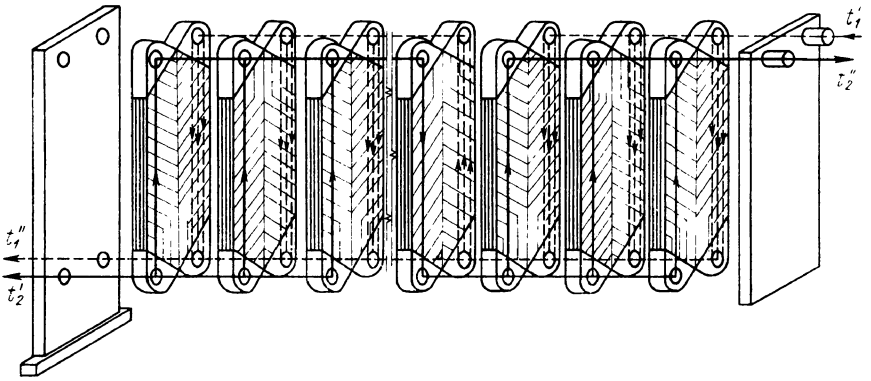


Рис. 14. Компоновка сварных блоков в промышленном аппарате

компактностью и высоким коэффициентом унификации размерного ряда, что весьма важно для их массового изготовления.

При эксплуатации пластинчатых теплообменников такой конструкции выход из строя одного из блоков не ведет к длительной остановке всего аппарата. Практически за 2—3 ч поврежденный блок можно снять с рамы и заменить запасным либо включить аппарат в работу с меньшим числом блоков. В готовом аппарате можно менять не только число ходов и скорость рабочей среды, но и величину поверхности теплообмена за счет добавления или уменьшения числа блоков на раме аппарата.

Сварные неразборные пластинчатые теплообменники

В некоторых технологических линиях, например для производства азотной кислоты, требуются теплообменники большой единичной тепловой производительности. Такие теплообменники должны работать длительное время при одном и том же технологическом режиме с газообразными рабочими средами, не дающими загрязнений на поверхностях теплообмена.

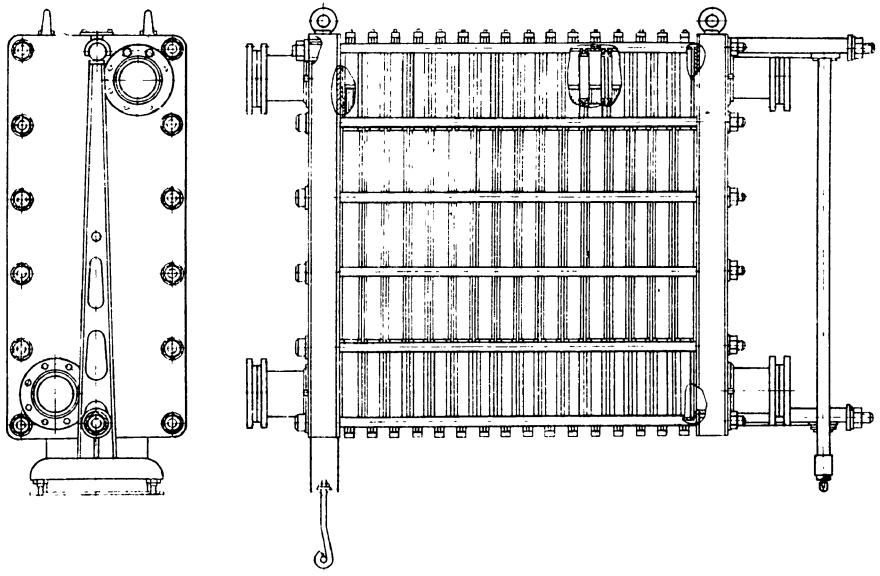


Рис. 15. Блочный теплообменник с пластинами 0,8 м^2 на двухопорной раме

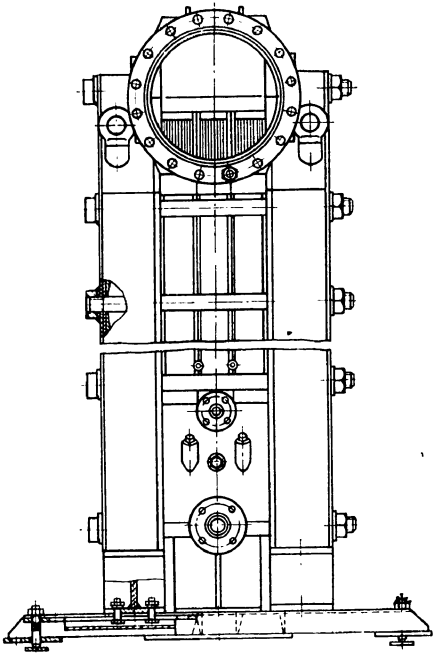


Рис. 16. Блочный конденсатор вакуумных паров

Для таких условий применяют пластинчатые сварные неразборные теплообменники специальной конструкции. На рис. 17 показан сварной неразборный пластинчатый теплообменник для охлаждения нитрозных газов от 300 до 125° С путем подогрева холодных газов от 40 до 260° С при рабочем давлении 0,8 МПа (8 ат).

На рис. 17 показано крепление концевых плит на сварной моноблок поверхностью 325 м^2. Поверхности теплообмена и па-

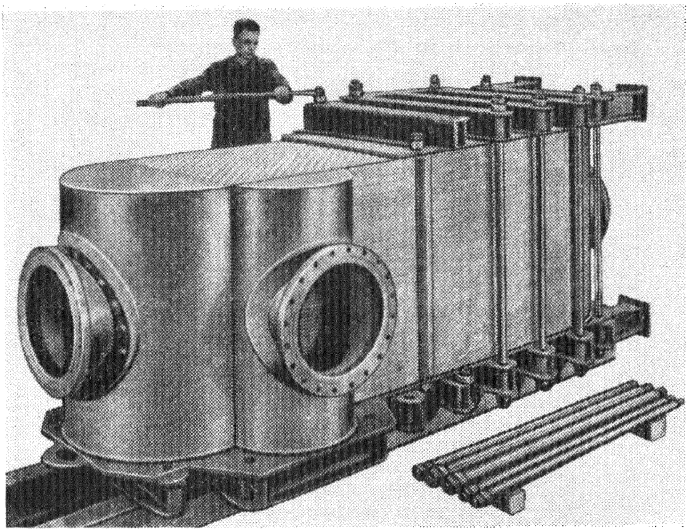


Рис. 17. Крепление концевых плит на сварной моноблок

трубки изготовлены из нержавеющей стали, а концевые плиты и стяжные блоки — из более дешевой углеродистой стали.

По сравнению с кожухотрубчатым теплообменником пластинчатый аппарат занимает в два раза меньший объем при одинаковой поверхности теплообмена. Кроме того, достигается дополнительное снижение расхода нержавеющей стали на единицу тепловой производительности аппарата благодаря более высоким коэффициентам теплопередачи пластинчатых теплообменников.

Сварные неразборные теплообменники также состоят из тонких пластин, которые сварены в теплообменный элемент, как это показано на рис. 18. Расстояние между стенками пластин зависит от высоты гофр или специальных дистанционных штифтов.

Сварной моноблок пластин помещается между парой концевых плит, которые воспринимают на себя давление рабочих сред.

Неразборные пластинчатые теплообменники могут быть изготовлены с необходимым числом ходов для каждой рабочей среды.

В настоящее время в мировой практике созданы такие теплообменники с рабочим давлением до 3 МПа (30 ат) на темпе-

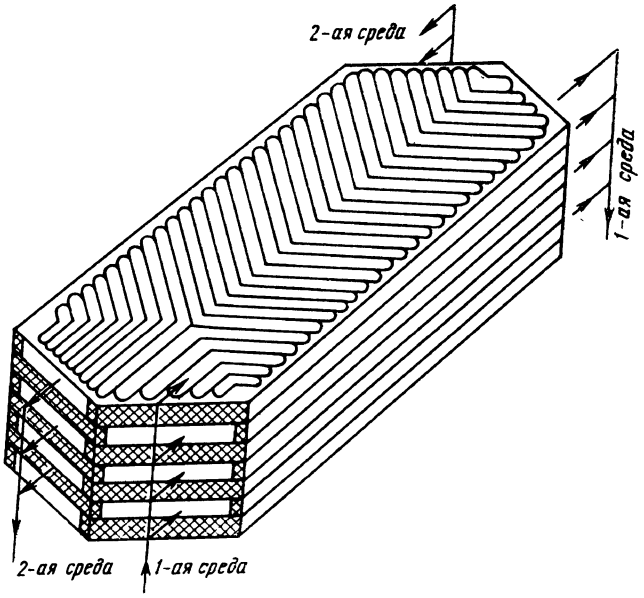


Рис. 18. Теплообменный элемент сварного неразборного аппарата

ратуры, ограниченные лишь тепловой стойкостью выбранного металла, с единичной поверхностью теплообмена до 1000 м^2.

Эти пластинчатые теплообменники изготовляют практически из любого металла, который допускает штамповку и сварку.

На рис. 19 показана греющая камера пластинчатого типа к выпарному аппарату, применяемому в производстве целлюлозы. Особенностью этого теплообменника является идентичность каналов как для первой, так и для второй рабочей среды, что позволяет вести процесс упаривания щелоков с периодическим переключением каналов. Конденсирующийся водяной пар смывает отложения на поверхностях теплообмена, образующиеся при подогреве и кипении упариваемых растворов.

По мере усовершенствования технологии штамповки и сварки тонкого листа следует ожидать дальнейшего совершенствования конструкций сварных неразборных пластинчатых тепло-

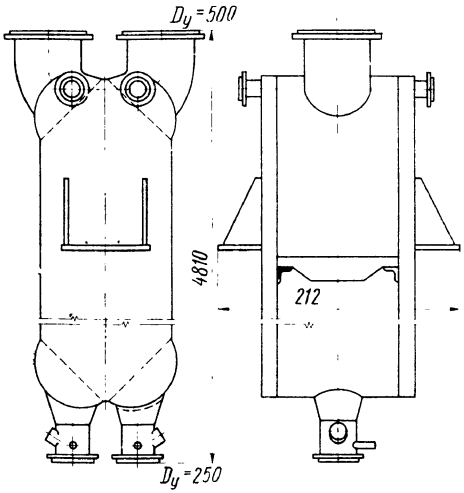


Рис. 19. Сварная неразборная пластинчатая греющая камера для выпарного аппарата

обменников, область применения которых непрерывно расширяется.

Ламельные теплообменники

Поиск эффективных путей усовершенствования классических конструкций кожухотрубчатых теплообменников привел к созданию теплообменников с плоскими трубами, сваренными из листа — ламельных теплообменников. На рис. 20 показаны распространенные в химической и смежных с нею отраслях промышленности ламельные теплообменники.

Аналогично кожухотрубчатому теплообменнику этот тип теплообменников состоит из пакета сварных попарно пластин, образующих пучок плоских труб, вмонтированных в кожух. Пучок плоских труб заканчивается сварными трубными решетками. На рис. 21 показано устройство сварной трубной решетки и ее соединение с трубным пучком и камерой. Вторая трубная решетка аналогична по конструкции, но соединена она с цилиндрическим патрубком, который через сальниковое устройство выходит из кожуха. На конец этого патрубка навинчен фланец. Сальниковое устройство между кожухом и пучком плоских труб компенсирует температурные удлинения трубного пучка в рабочем состоянии, а также позволяет вытаскивать трубный пучок из кожуха для очистки от загрязнений в межтрубном пространстве.

Прямоугольная в поперечном сечении форма трубного пучка применяется в аппаратах для небольших давлений. В этом случае конструкция теплообменника упрощена. Кожух имеет в сечении прямоугольную форму, соответствующую форме трубного пучка, причем плоские стенки кожуха приходится делать с ребрами жесткости.

Цилиндрический кожух и соответствующая ему круглая в поперечном сечении форма трубного пучка способны лучше воспринимать нагрузки при более высоких давлениях. В некоторых подобных конструкциях допустимо рабочее давление 4,5 МПа (45 ат).

Для обеспечения полного заполнения круглого сечения цилиндрического кожуха ширина каждой плоской трубы должна

соответствовать длине хорды, по которой устанавливается данная труба. Применяемые в промышленности ламельные теплообменники имеют диаметры кожухов от 100 до 1000 мм. Соответствующей ширины изготовляют и сварные плоские трубы. Зазор между стенками внутри труб, а также в межтрубном про-

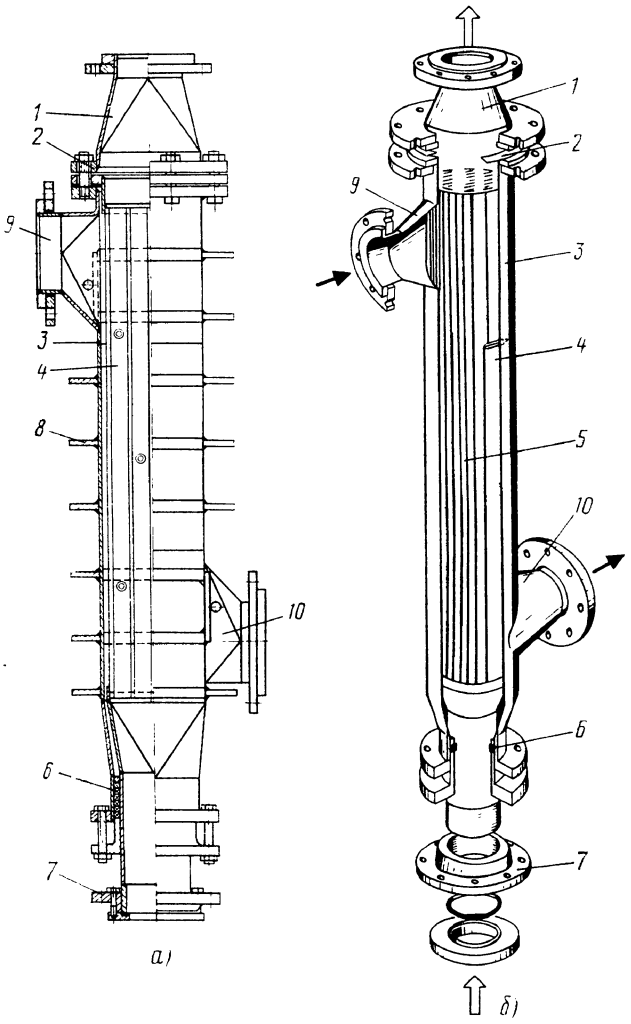


Рис. 20. Ламельные теплообменники в корпусе прямоугольной (а) и цилиндрической (б) формы:

1 — камера для ввода рабочей среды в каналы; *2* — фланцевое разъемное соединение ламельного пучка с корпусом; *3* — корпус аппарата; *4* — пучок ламелей (плоских труб); *5* — межтрубное пространство; *6* — сальниковое устройство, *7* — фланец съемный (на резьбе); *8* — ребра жесткости; *9* и *10* — штуцера для второй рабочей среды, подаваемой в межтрубное пространство

странстве составляет от 2 до 12 мм. Длина плоских труб от 2 до 6 м.

Плоские трубы имеют некоторые термодинамические преимущества в сравнении с круглыми трубами. При равной площади поперечного сечения канала для рабочей среды поверхность теплообмена плоской трубы в несколько раз больше поверхности круглой трубы.

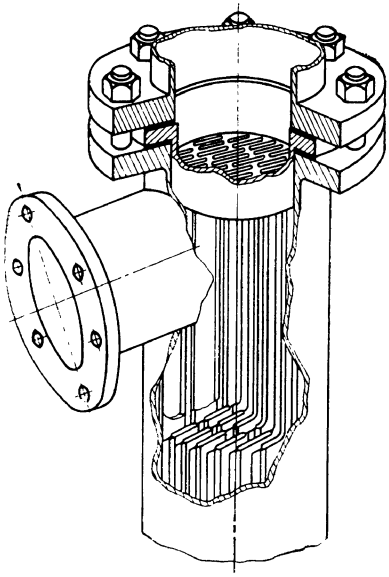


Рис. 21. Узел соединения плоскотрубного пучка с трубной решеткой и корпусом

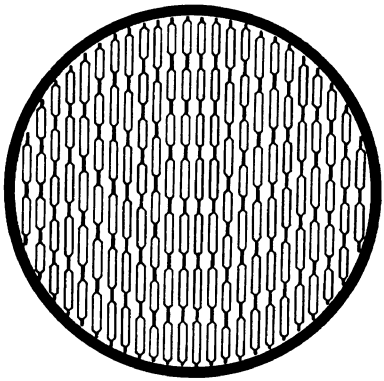


Рис. 22. Форма каналов ламельного теплообменника в поперечном сечении

Большая поверхность теплообмена на единицу длины плоской трубы при малых эквивалентных диаметрах канала и сравнительно малых площадях поперечного сечения канала делает возможным применение коротких (одноходовых) компоновок аппаратов этого типа. При этом гидравлическое сопротивление таких аппаратов невелико, поскольку как в межтрубном, так и в трубном пространстве жидкость движется преимущественно без поворотов (рис. 22).

Малый эквивалентный диаметр плоских труб (обычно 7—14 мм) позволяет достигнуть более высоких коэффициентов теплопередачи, превосходящих на 40—100% величину коэффициента теплопередачи в аналогичных условиях в стандартных кожухотрубчатых теплообменниках. Здесь проявляется совместное действие таких факторов, как передача тепла к тонкому слою жидкости и общее повышение скоростей потоков рабочей среды по каналам малых поперечных сечений.

На поверхности плоских каналов выштампованы продольные желобки и шаровые сегменты, которые в рабочем состоянии пакета служат опорами смежных пластин и несколько турбули-

зуют поток рабочей среды. Однако степень турбулизации потока в таких каналах значительно меньше, чем в каналах из гофрированных пластин.

Для получения больших поверхностей теплообмена ламельные теплообменники можно компоновать в блоки. При этом соединение элементов может быть параллельное или последовательное в зависимости от желаемых скоростей потоков в трубном и межтрубном пространствах. Ламельные теплообменники можно устанавливать в вертикальном или горизонтальном положениях. Смешения двух рабочих сред не наблюдается. Сальниковое уплотнение находится между рабочей средой межтрубного пространства и атмосферой. В качестве материала для изготовления плоских труб наиболее часто применяют нержавеющую сталь в виде холоднокатаной ленты (листа) толщиной 1,5 и 2 мм.

Ламельные теплообменники предназначены для работы по схеме жидкость — жидкость, газ — газ и пар — жидкость (конденсаторы и подогреватели).

Учитывая невозможность механической очистки внутритрубного пространства от отложений, ламельные теплообменники следует рекомендовать для случаев, когда одна из рабочих сред не дает отложений внутри плоских труб. Вторая рабочая среда может давать отложения. Ее направляют в межтрубное пространство, которое можно механически очищать, если извлечь из кожуха трубный пучок.

Эффективная область применения ламельных теплообменников — это работа при температуре более 150° С и давлении более 10 ат, т. е. в той области, где разборные пластинчатые теплообменники не обладают достаточной надежностью уплотнения.

СТРУКТУРА И СХЕМЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В промышленных аппаратах число пластин в некоторых конструкциях может достигать нескольких сот, а образуемые ими каналы могут быть соединены по различным одноходовым и многоходовым схемам. Сами аппараты по конструкции могут быть односекционными и многосекционными или комбинированными.

Односекционным пластинчатым теплообменником назовем аппарат, в котором в теплообмене участвуют только две рабочие среды. Можно сказать, что такой аппарат выполняет только одно задание по теплообмену.

В пищевой промышленности широкое применение находят и такие конструкции пластинчатых аппаратов, в которых происходит несколько видов тепловой обработки жидкого пищевого продукта — основной рабочей среды. Это достигается путем соединения в одном аппарате нескольких взаимосвязанных, но

самостоятельных теплообменных зон, в которых, например, нагревают продукт паром с целью стерилизации или пастеризации, затем постепенно охлаждают его холодным продуктом, идущим на подогрев, потом холодной водой и, наконец, рассолом до конечной температуры. Такую конструкцию имеют известные пастеризационно-охладительные аппараты, которые принято называть комбинированными.

Рассмотрим схему односекционного пластинчатого теплообменника и определим связанные с ней понятия (рис. 23).

Элементом тракта движения жидкости в пластинчатом аппарате является канал — пространство между двумя соседними пластинами.

Рабочая среда, входящая в аппарат, попадает в каналы через продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия.

Из коллектора рабочая среда распределяется обычно по нескольким параллельным каналам. Совокупность нескольких каналов, по которым рабочая среда течет в одном направлении, в практике проектирования называют пакетом.

Понятие пакет в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию хода в кожухотрубчатом.

По выходе из первого пакета рабочая среда попадает в противоположный коллекторный канал, проходит по нему вдоль аппарата до очередной граничной пластины (пластины с заглушенным угловым отверстием) и распределяется по каналам второго пакета. Во втором пакете рабочая среда движется в направлении, противоположном ее движению в первом пакете. Второй пакет может быть по числу каналов равен первому или не равен ему, как показано на рис. 24.

При различном числе каналов в расположенных последовательно пакетах скорость движения рабочей среды в каждом пакете будет изменяться.

При одинаковом числе каналов в пакетах скорость рабочей среды практически не изменяется.

Вторая рабочая среда, движение которой на схемах показано штриховой линией, проходит по своему коллекторному каналу и движется затем в межпластинных каналах, смежных с каналами для первой рабочей среды.

В компоновках каналов для рабочих сред возможны различные варианты.

1. Каналы для первой рабочей среды скомпонованы также, как и каналы для второй среды. Таким образом, если в первом пакете для первой рабочей среды есть четыре канала, то и в пакете со стороны второй рабочей среды четыре; далее идет пакет из трех каналов и т. д.

Такую схему компоновки пластин в теплообменнике называют симметричной (см. рис. 24).

При симметричной схеме компоновки одна рабочая среда проходит последовательно такое же число пакетов, как и другая. Если расходы двух рабочих сред равны, то при симметричной компоновке равны и их скорости в межпластинных каналах.

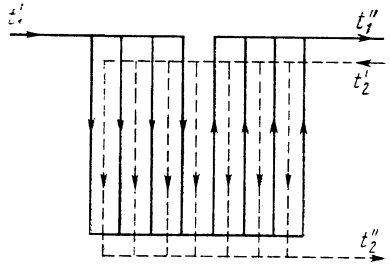


Рис. 23. Схема односекционного пластинчатого теплообменника

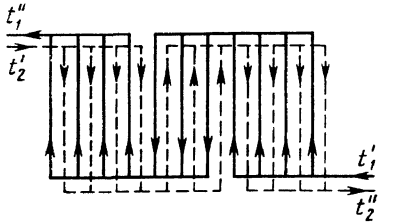


Рис. 24. Схема пластинчатого теплообменника при симметричной компоновке

2. Все каналы для второй рабочей среды соединены параллельно и образуют один общий пакет, охватывающий зону всех пакетов для первой рабочей среды (рис. 25).

Число каналов в пакетах со стороны первой рабочей среды m_1', m_1'' ... m_1^i и число каналов в пакете со стороны второй рабочей среды m_2 могут быть связаны соотношениями:

$$m_1' + m_1'' + m_1''' + \ldots + m_1^i = m_2 \quad \text{(рис. 25, } a\text{)};$$

$$m_1' + m_1'' + m_1''' + \ldots + m_1^i = m_2 + 1 \quad \text{(рис. 25, } б\text{)};$$

$$m_1' + m_1'' + m_1''' + \ldots + m_1^i = m_2 - 1 \quad \text{(рис. 25, } в\text{)}.$$

В последнем случае (см. рис. 25, *в*) показана наиболее рациональная схема компоновки при условии, что первая рабочая среда горячая, а вторая — холодная. При этом в крайних каналах протекает только холодная рабочая среда, создающая тепловой экран всей секции пластин, который препятствует нагреванию неподвижной и подвижной плит и создает возможность эксплуатации теплообменника без дополнительной тепловой изоляции.

Схему компоновки, при которой число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково, называют несимметричной.

Для поддержания приблизительного равенства скоростей рабочих сред в каналах при несимметричной схеме компоновки необходимо, чтобы расход второй рабочей среды превышал расход первой в отношении m_2/m_1.

Особенностью компоновок, показанных на рис. 25, *а*, *б* и *в*, является то, что начальная температура второй рабочей среды одинакова для всех пакетов на стороне первой рабочей среды.

3. Число пакетов на стороне второй рабочей среды неодинаково с числом пакетов на стороне первой рабочей среды (рис. 26).

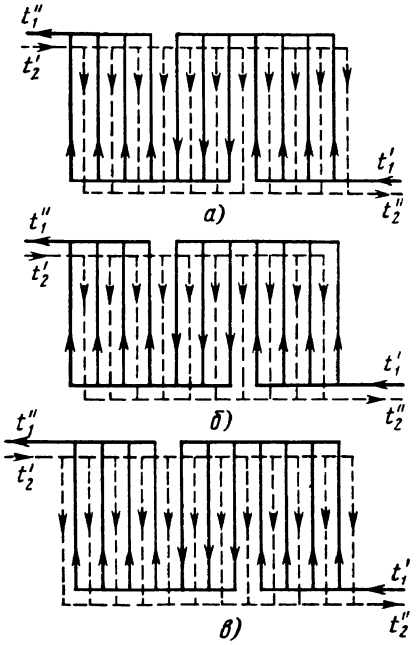


Рис. 25. Схемы компоновок, при которых все каналы для второй рабочей среды соединены в один пакет

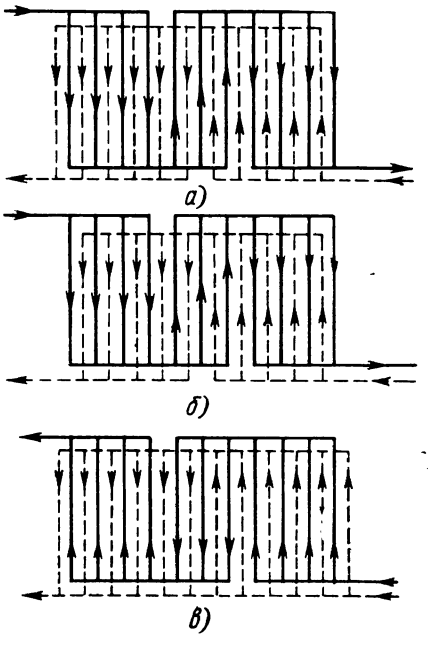


Рис. 26. Схемы компоновок при различном числе пакетов для обеих рабочих сред

Число каналов в пакетах со стороны первой и второй рабочих сред при этом связаны соотношениями:

$$m_1' + m_1'' + \ldots + m_1^i = m_2' + m_2'' + \ldots + m_2^k \quad \text{(рис. 26, } а\text{)};$$

$$m_1' + m_1'' + \ldots + m_1^i = m_1' + m_2'' + \ldots + m_2^k + 1 \quad \text{(рис. 26, } б\text{)};$$

$$m_1' + m_1'' + \ldots + m_1^i = m_2' + m_2'' + \ldots + m_2^k - 1 \quad \text{(рис. 26, } в\text{)}.$$

Компоновка пластин, показанная на рис. 26, *в*, предпочтительна для указанных выше условий тепловой изоляции секции и снижения потерь тепла в окружающую среду.

При компоновке пластин в пластинчатом теплообменнике особое значение имеет компоновка пакетов со стороны основной (обрабатываемой) рабочей среды, так как обычно расход этой среды через аппарат (производительность аппарата) строго

задан и от числа параллельных каналов в пакете зависит скорость продукта, а следовательно, и другие параметры процесса работы теплообменника.

Относительное направление движения обеих рабочих сред через пластинчатый теплообменник может быть различным в зависимости от сочетания общих и частных направлений движения рабочих сред через аппарат в целом и через межпластинные каналы. Различают следующие общие случаи:

а) частный противоток при общем противотоке, т. е. противоток и в каналах пакетов и в целом аппарате (чистый противоток) (рис. 27, *а*);

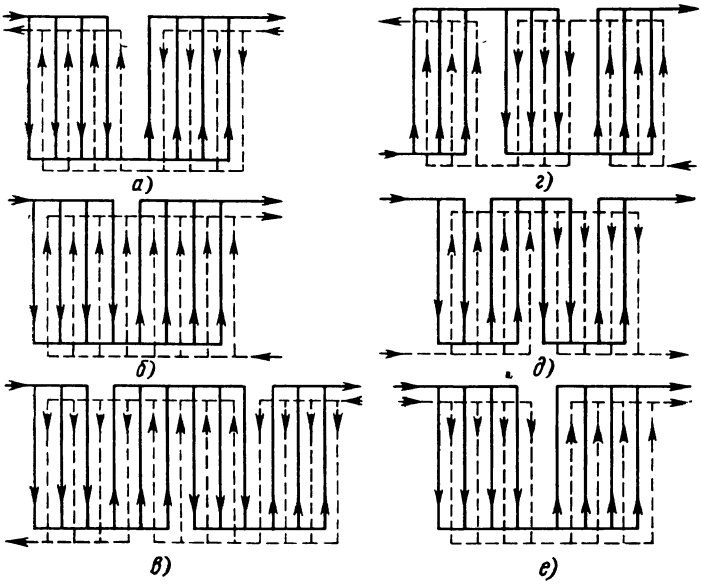


Рис. 27. Схемы относительного движения рабочих сред в пластинчатом теплообменнике

б) смешанный ток (рис. 27, *б*);

в) смешанный частный ток при общем противотоке (рис. 27, *в*);

г) частный прямоток при общем противотоке (рис. 27, *г*);

д) смешанный частный ток при общем прямотоке (рис. 27, *д*);

е) частный прямоток при общем прямотоке (чистый прямоток) (рис. 27, *е*).

При чистом противотоке в условиях многопакетной компоновки пластины, находящиеся на границах пакетов внутри аппарата, работают на прямотоке, а при чистом прямотоке соответственно на противотоке, однако практическое влияние этих пластин на процесс теплопередачи в промышленных аппаратах при многопакетной компоновке пренебрежимо мало.

В практике проектирования пластинчатых теплообменников схему компоновки пластин удобно условно обозначать дробью. В числителе дроби — сумма цифр, которые показывают количество соединенных пакетов по тракту горячей (охлаждаемой) рабочей среды, а значение каждой из цифр — количество параллельных межпластинных каналов в соответствующем по расположению на схеме (или по ходу движения рабочей среды) пакете. В знаменателе дроби — сумма цифр, обозначающих число пакетов и каналов в них по тракту движения холодной (нагреваемой) рабочей среды.

Обозначения такого вида назовем формулами компоновки пластин.

Для схемы, приведенной на рис. 23, формула компоновки пластин будет выглядеть так:

$$C = \frac{4+4}{8}.$$

Для схем, приведенных на рис. 24 и 25, *в*, соответственно:

$$C = \frac{4+3+4}{4+3+4} \text{ и } C = \frac{4+3+4}{12}.$$

Приведенные компоновки соответствуют односекционным теплообменникам, в которых протекают только две рабочие среды.

Если соединить на одной раме несколько односекционных пластинчатых теплообменников, то получим многосекционный (комбинированный) аппарат. Зоны комбинированного аппарата называют секциями. Характерным признаком такого аппарата является то, что каждая секция имеет штуцера, через которые подводится и отводится рабочая среда. Каждая секция, являясь простым пластинчатым теплообменником, подчиняется соответствующим для него закономерностям компоновки и работы.

Таким образом, структура многосекционного пластинчатого аппарата может быть представлена в следующем виде:
аппарат → секция → пакет → канал.

При описании схем многосекционных пластинчатых аппаратов, предназначенных для выполнения комплекса операций по тепловой обработке жидких пищевых продуктов (например, для пастеризации и охлаждения молока), удобно в числителе формулы компоновки помещать сумму цифр, обозначающих число пакетов по тракту движения продукта, независимо от того, является он нагреваемой или охлаждаемой средой в данной секции.

Анализ структурно-компоновочных вариантов пластинчатых аппаратов и многосекционных агрегатов различного назначения приводит к возможности описания любых схем компоновки пластин и относительного направления потоков в них при помощи формул компоновки следующего вида.

Для односекционных аппаратов

$$C=\frac{\sum_{1}^{i} m_1^i}{\sum_{1}^{k} m_2^k}=\frac{\overrightarrow{\downarrow m_1'+m_1''+\ldots m_1^i}}{\underleftarrow{\uparrow m_2'+m_2''+\ldots m_2^k}}, \qquad (2)$$

где m_1' ; $m_1'\ldots m_1^i$ — число параллельных каналов в соответствующих пакетах тракта движения основной (или горячей) рабочей среды; i — число пакетов в нем; m_2' ; $m_2''\ldots m_2^k$ — число параллельных каналов в пакетах тракта движения второй (или холодной) рабочей среды; k — число пакетов в нем; знаки $\downarrow\uparrow$ при m_1' и m_2' — направление потоков теплообменивающихся сред в соответствующих пакетах; знаки $\rightleftarrows$ соответственно в целом аппарате.

Например, компоновка аппарата и потоков в нем, показанная на рис. 27, *в*, может быть описана следующим образом:

$$C=\frac{\sum_{1}^{4} m_1^i}{\sum_{1}^{3} m_2^k}=\frac{\overrightarrow{\downarrow 3+3+3+3}}{\underleftarrow{\uparrow 4+4+4}}.$$

Для многосекционных аппаратов формулы компоновки пластин обобщаются выражением

$$C=\sum_{1}^{z}\frac{\sum_{1}^{i} m_1^i}{\sum_{1}^{k} m_2^k}. \qquad (3)$$

Сумма чисел всех каналов для обеих сред (сумма значений числителя и знаменателя в формуле компоновки) связана с общим числом пластин n в аппарате соотношением

$$\sum_{1}^{i} m_1^i+\sum_{1}^{k} m_2^k=n-1. \qquad (4)$$

Обобщенные формулы компоновки пластин выражают общность принципа построения пластинчатых аппаратов при различных вариантах параллельно-последовательной компоновки, а в развернутом виде дают возможность наиболее компактного описания и зашифровки любых структурных схем компоновок пластин в аппаратах и агрегатах с информацией о взаимном

расположении секций, пакетов, каналов и направлений потоков в них.

Рассмотрев принцип устройства пластинчатых теплообменных аппаратов и выполнив анализ их структуры, можно отметить следующие положительные особенности этого вида технологического оборудования.

1. Параллельное расположение тонких пластин с малыми зазорами между ними позволяет увеличить теплообменную по-

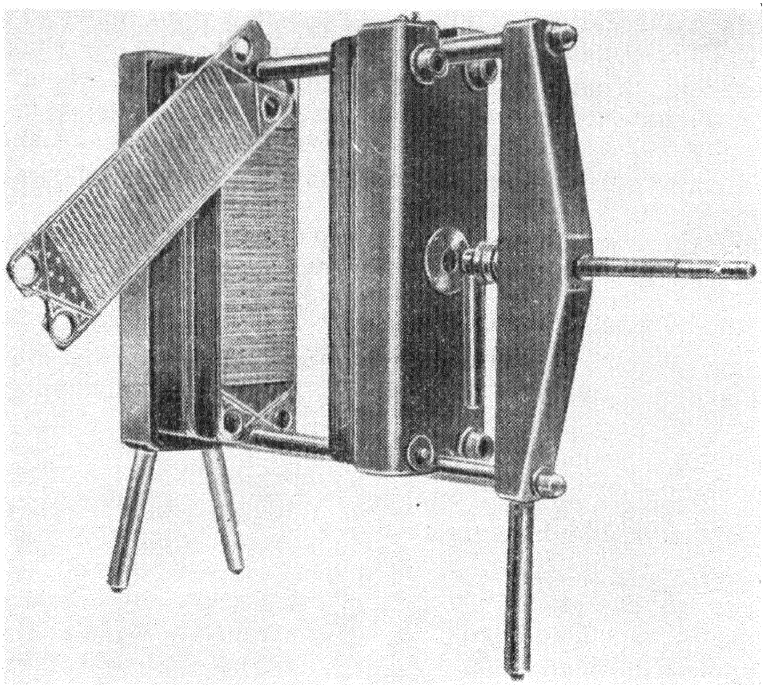


Рис. 28. Пластинчатый теплообменник, раскрытый для очистки

верхность на единицу рабочего объема теплообменника ($м^2/м^3$). Это приводит к значительному уменьшению габаритных размеров пластинчатого теплообменника в сравнении с размерами всех других типов промышленных теплообменных аппаратов (кроме пластинчато-ребристых). При работе на средах жидкость — жидкость в промышленных условиях пластинчатые теплообменники имеют наименьшие габаритные размеры при равной тепловой производительности, в сравнении с любыми другими типами промышленных жидкостных теплообменников.

2. Для разборки и чистки поверхностей теплообмена разборного пластинчатого теплообменника не требуются дополнительные производственные площади. При разборке теплообменника

(рис. 28) отвинчивают зажимной винт, отодвигают на верхней штанге подвижную нажимную плиту, перемещают пластины по штангам в пределах образовавшегося свободного пространства, осматривают, чистят и моют, имея возможность, если требуется, отводить нижний конец в сторону.

Принцип устройства пластинчатого теплообменника дает возможность осуществлять различные схемы компоновки пластин для каждой рабочей среды, изменять (увеличивать или уменьшать) поверхности теплообмена не только проектируемого, но и уже используемого аппарата, вносить различные корректировки в схему движения потоков, а также сосредоточивать на одной раме несколько теплообменных секций различного назначения для выполнения в одном аппарате всего комплекса операций технологической обработки нескольких рабочих сред при различных температурных режимах.

Возможность перестраивать теплообменный аппарат особенно важна на современных предприятиях, в которых приспособляемость к быстро изменяющимся условиям производства является очень важным достоинством.

Компоновочные возможности пластинчатых аппаратов позволяют конструктору создавать любые сечения параллельных и последовательных ходов (а следовательно, оптимальные скорости рабочих сред при заданных расходах), подбирать в каждом отдельном случае оптимальные условия для теплообмена с учетом полного использования располагаемого напора.

3. Пластинчатые теплообменные аппараты различной производительности и назначения можно создать из одних и тех же узлов и деталей и, в частности, из одинаковых пластин. Технология изготовления теплообменных аппаратов широкого размерного ряда поверхностей и их основных элементов (рабочих пластин) основана на холодной штамповке тонких металлических листов, что создает надежные предпосылки для массового экономичного изготовления их при наименьшей затрате труда и материалов.

Коэффициент унификации узлов и деталей при изготовлении размерного ряда от 1 до 100 м² различных конструкций теплообменников:

Кожухотрубчатые типов ТН и ТЛ	0,04
Кожухотрубчатые типов ТП и ТУ	0,13
Спиральные	0,20
Змеевиковые	0,30
Оросительные и «труба в трубе»	0,35
Аппараты воздушного охлаждения с ребристыми трубами	0,40
Пластинчато-ребристые	0,30
Углеграфитовые блочные	0,60
Пластинчатые блочные сварные	0,87
Пластинчатые полуразборные	0,90
Пластинчатые разборные	0,92

Коэффициент унификации деталей и узлов размерного ряда теплообменников пластинчатого типа наиболее высок по сравнению со всеми другими конструкциями теплообменных аппаратов (0,87—0,92).

4. При изготовлении поверхностей теплообмена методом холодной штамповки на поверхности пластин легко создавать различные конструктивные элементы, турбулизующие поток рабочей среды при ее движении в межпластинном канале с целью повышения интенсивности теплоотдачи. Эти элементы профиля, возмущающие поток (различные выступы, гофры и углубления), создают высокую жесткость пластин в собранном пакете, а в разборных конструкциях легко доступны для чистки и мойки.

Наличие возмущающих элементов в межпластинных каналах позволило получить в серийно выпускаемых отечественной промышленностью теплообменниках при работе на воде и водных растворах солей коэффициенты теплопередачи 3500—4100 Вт/(м^2·°С) [3000—3500 ккал/(м^2·ч·°С)], что в 2—3 раза превышает соответствующие показатели для кожухотрубчатых и других типов теплообменных аппаратов. Приведенные показатели интенсивности теплопередачи в пластинчатых аппаратах не являются пределом.

Исследования показывают, что имеются вполне реальные и не противоречащие условиям практики возможности дальнейшего повышения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Теплообмен между рабочими средами происходит в тонких слоях при турбулентном их движении; при этом температурный напор может быть очень малым (2—3°), что предотвращает пригорание и коагуляцию продукта.

5. В пластинчатых теплообменниках успешно подвергаются тепловой обработке различные рабочие среды, начиная от газов, паров и до высоковязких и неньютоновских жидкостей, а также эмульсий и суспензий. Мировой опыт применения пластинчатых аппаратов для различных целей показывает, что они в этом отношении являются лучшими как по эффективности теплообмена, так и по условиям эксплуатации.

6. Пластинчатые теплообменники соответствуют современным средствам автоматизации контроля и регулирования технологических процессов.

Наряду с большими достоинствами следует отметить и бóльшие трудности в эксплуатации пластинчатых теплообменников.

При эксплуатации сварных блочных, неразборных и полуразборных теплообменников следует постоянно контролировать коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление аппарата. При загрязнении поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи уменьшается, а гидравлическое сопротивление возрастает. При повышении гидравлического сопротивления до установленного максимального значения аппарат надо

переключать на промывку от загрязнений. Несвоевременная промывка может вывести аппарат из строя.

Одним из наиболее эффективных методов очистки поверхности теплообмена без разборок пластин является химическая промывка. На рис. 29 показана простая установка для химической промывки теплообменников. Такая установка обычно обслуживает группу теплообменников. Установка состоит из сосуда *1* с перегородкой для загрязненного и свежего промывающего

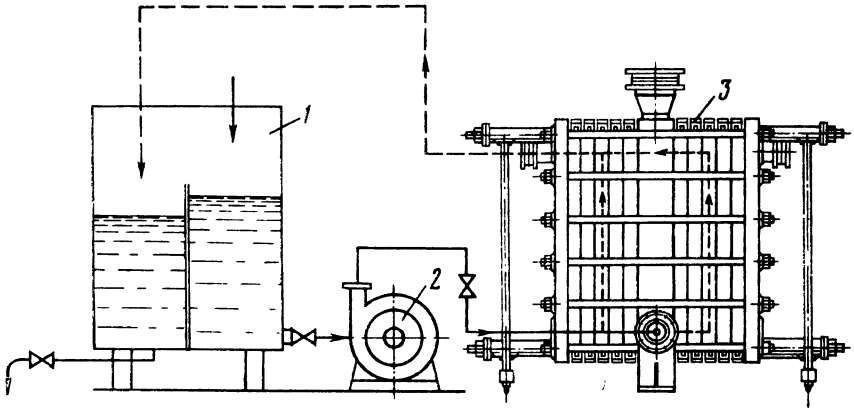


Рис. 29. Схема установки для химической очистки от загрязнений:
1 — сосуд с моющим раствором; *2* — насос, *3* — очищаемый теплообменник

раствора; насоса *2*, создающего циркуляцию раствора, и системы резиновых шлангов и вентилей для подключения к промываемому теплообменнику. Промывающий раствор подается противотоком к направлению движения рабочей среды. Теплообменник перед промывкой отключается от трубопроводов с рабочей средой при помощи вентилей. Из аппарата сливают рабочую среду и подключают шланги для циркуляции промывающего раствора. Сосуд *1* заполняется приготовленным промывающим раствором, который, циркулируя через теплообменник *3*, очищает пластины от загрязнений.

Для каждого вида производства подбирают соответствующий состав промывающего раствора. Обычно это растворы кислот или щелочей. При необходимости в раствор добавляют ингибитор, предотвращающий коррозионное разрушение поверхности теплообмена.

Иногда установки для химической промывки поверхности теплообмена делают передвижными, но чаще они являются стационарными.

При эксплуатации разборных пластинчатых теплообменников необходим уход за прокладками. Прокладки в процессе эксплуа-

тации изнашиваются, отклеиваются от пластин, смещаются со своих мест и при каждой разборке аппарата бывает нужен осмотр и текущий ремонт, а через несколько лет эксплуатации и полная замена прокладок.

Кроме того, не все виды резины обладают высокой термической и коррозийной стойкостью, поэтому температура рабочих сред разборных пластинчатых теплообменников ограничивается пределами от минус 30° С до плюс 150—200° С.

Большая протяженность линий с резиновыми уплотнениями в разборных аппаратах создает повышенную вероятность нарушения плотности между наружной средой и каналом аппарата, поэтому верхний предел давлений для этих аппаратов пока не превышает 10 + 16 ат.

КОМПОНОВКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ АППАРАТОВ

Рассматривая применение пластинчатых теплообменников в различных технологических линиях, можно выделить типовые условия и представить соответствующие схемы компоновок пластинчатых аппаратов.

Пластинчатые аппараты часто используют для подогрева и охлаждения рабочих сред без изменения их агрегатного состояния. При этом обычно применяют односекционные одно- и многопакетные аппараты. Пакет всегда ограничен пластиной, имеющей неполное количество угловых отверстий, например, пластины *5* и *6* на рис. 30, *I*. Такие пластины называют граничными. Существуют различные конструктивные варианты граничных пластин с полным или неполным количеством угловых отверстий, отличающихся одно от другого наличием или отсутствием кольцевых прокладок (рис. 30, поз. *a*, *b*, *c*, *d*).

По расположению проходных отверстий для каждой рабочей среды на пластинах различают пластины с односторонним расположением отверстий (рис. 30, *I*) и с диагональным расположением отверстий (рис. 30, *II*).

При использовании пластин с односторонним направлением потока все штуцера для первой рабочей среды расположены по одну сторону аппарата, а для второй рабочей среды — по другую.

При использовании пластин с диагональным направлением потока рабочая среда направляется в каждом пакете поочередно с одной стороны аппарата на другую.

Если количество пакетов в секции по линии движения данной среды четное, то места входа и выхода в аппарат оказываются расположенными с одной стороны аппарата.

Если же секция состоит из нечетного количества пакетов, то входной и выходной штуцера должны быть расположены в разных углах плит.

Опыт показывает, что при необходимости получить большую разность начальной и конечной температуры потока продукта целесообразно применять многопакетные схемы компоновки пластин.

Аппараты с многопакетным трактом движения основной рабочей среды нередко имеют однопакетную компоновку тракта движения второй (вспомогательной) среды.

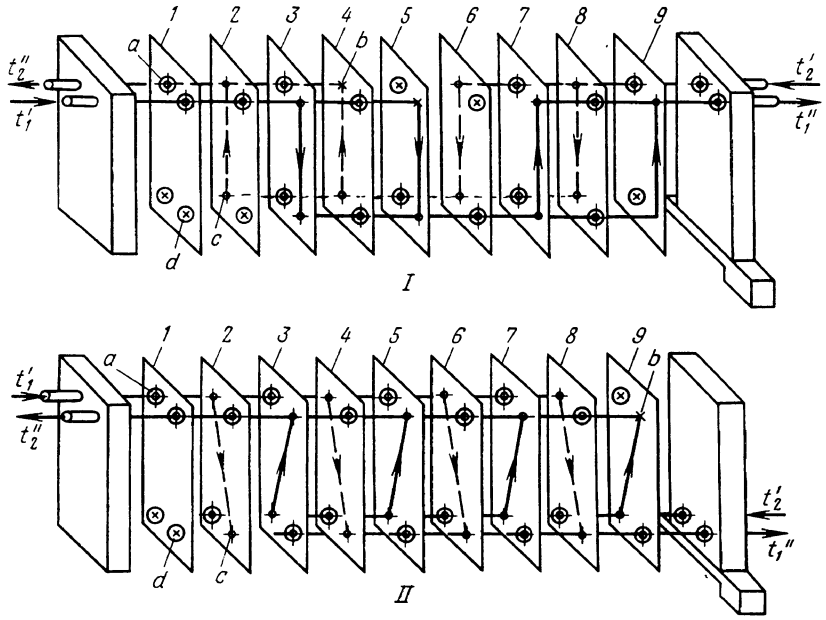


Рис. 30. Схемы простейших аппаратов с различными типами пластин:

I — с прямым расположением отверстий; *II* — с диагональным расположением отверстий; *1* — *9* — номера пластин

a — отверстие с уплотнительным резиновым кольцом; *b* — непросеченный угол без уплотнительного резинового кольца; *c* — отверстие без уплотнительного резинового кольца; *d* — непросеченный угол с уплотнительным резиновым кольцом

Такая же компоновка применяется в пластинчатых теплообменниках для конденсации пара. В этом случае конденсирующийся пар подается в верхний коллектор однопакетного тракта, а нагревасмая среда может двигаться по многопакетному тракту (рис. 31).

Для лучшего распределения пара по всем каналам в промышленных конденсаторах часто применяют компоновку с промежуточной плитой. Через штуцер, расположенный на промежуточной плите, установленной в середине аппарата, пар распределяется на два параллельных потока и движется по коллектору к щелевидным межпластинным каналам со скоростью, вдвое меньшей, чем при подаче от концевых плит. При необходимости

дальнейшего снижения скорости движения пара в штуцере и коллекторах, а следовательно, и снижения гидравлического сопротивления по паровому тракту применяют подачу пара в коллектор параллельно через несколько штуцеров, например, через верхние штуцера, расположенные на неподвижной, промежуточной и подвижных плитах. При этом трубопроводы присоединяют к подвижной и промежуточной плитам через сильфонные компенсаторы.

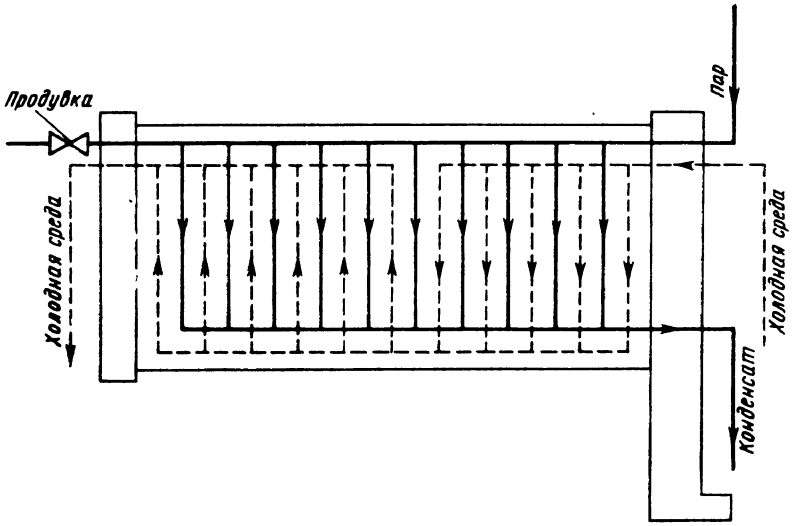


Рис. 31. Схема конденсатора с однопакетной компоновкой со стороны пара

Иногда верхние штуцера парового тракта используют для продувок.

Компоновка пластин в конденсаторах с промежуточной плитой показана на рис. 32.

При наличии в паре примеси неконденсирующихся газов пластинчатые конденсаторы имеют специальную компоновку пластин, позволяющую эксплуатировать эти аппараты более эффективно, чем трубчатые.

Особенность компоновки для этого случая состоит в том, что по паровому тракту устраивают дополнительный пакет, предназначенный для доохлаждения и отвода неконденсирующихся газов. На рис. 33 показан такой конденсатор для паро-газовых смесей.

В пищевых производствах распространены двухсекционные и многосекционные аппараты. Примерные схемы двухсекционных аппаратов показаны на рис. 34. Двухсекционные аппараты применяют:

а) для охлаждения жидкого продукта, например молока, в первой секции холодной водой, а во второй — доохлаждение рассолом (рис. 34, *а*);

б) для подогревания продукта первоначально в секции рекуперации тепла встречным горячим продуктом, затем в секции пастеризации горячей водой или паром и, наконец частичного охлаждения продукта благодаря рекуперации тепла (рис. 34, *б*).

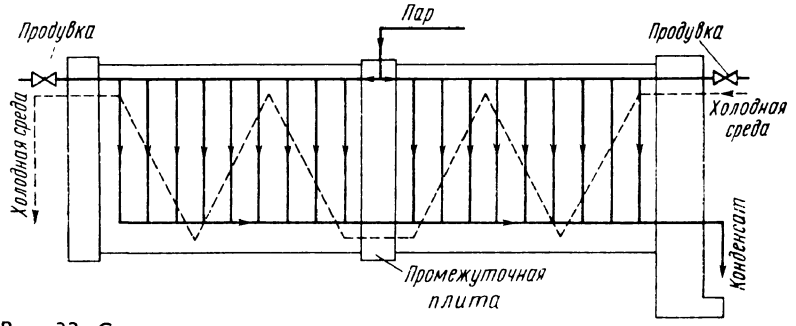


Рис. 32. Схема конденсатора с промежуточной плитой для подводки пара

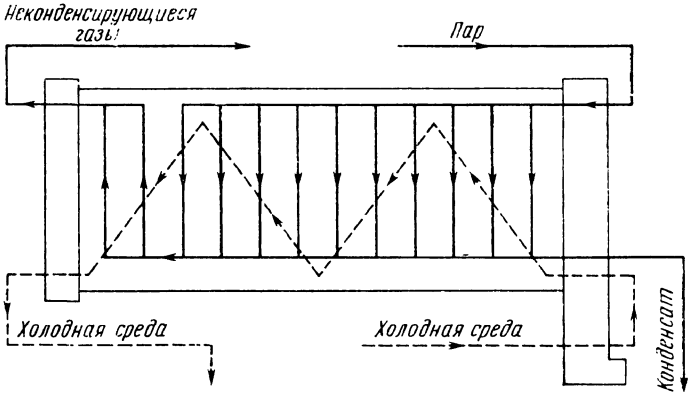


Рис. 33. Схема конденсатора для парогазовой смеси

Двухсекционные аппараты являются примером компоновок, в которых каждая зона работает на «своем» тепло- или хладоносителе и выполняет самостоятельное задание по теплообмену.

Такой принцип работы находит дальнейшее развитие в многосекционных комбинированных теплообменных аппаратах.

Примером комбинированного теплообменника для комплексной тепловой обработки продуктов может служить пластинчатый аппарат для пастеризации и охлаждения молока, подобно которому работают и пастеризационно-охладительные аппараты для ряда других жидкостей (пива, соков, вина и др.).

Принципиальная схема такого аппарата показана на рис. 35. Аппарат представляет собой ряд зон тепловой обработки продукта, взаимосвязанных с определенными температурными отношениями по линии движения других рабочих сред; состоит он из четырех секций: рекуперации тепла, пастеризации продукта, охлаждения его водой и рассолом.

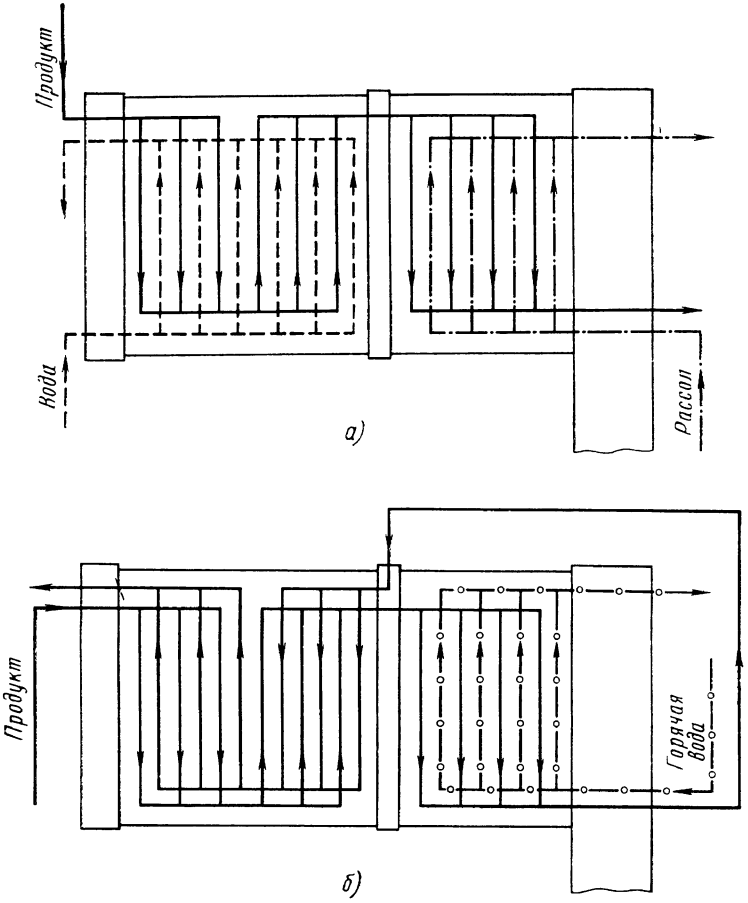


Рис. 34. Схемы двухсекционных аппаратов:
а — охладитель; *б* — нагреватель с рекуператором тепла

В многосекционных аппаратах, кроме тонких штампованных теплообменных пластин, установлены промежуточные межсекционные плиты, на углах которых расположены штуцера для входа и выхода продукта воды и рассола.

При использовании в качестве греющей рабочей среды горячей воды ее берут из бойлерных установок, а из пластинчатого аппарата возвращают на повторный подогрев. Ввиду того, что вода циркулирует и используется многократно, расход воды по

аппарату должен быть в 6—8 раз больше расхода продукта, а температурный напор стремятся поддерживать малым, что предотвращает быстрое пригорание продукта на теплообменных стенках.

За рубежом используют комбинированные пластинчатые аппараты с бойлерами пластинчатой конструкции, расположен-

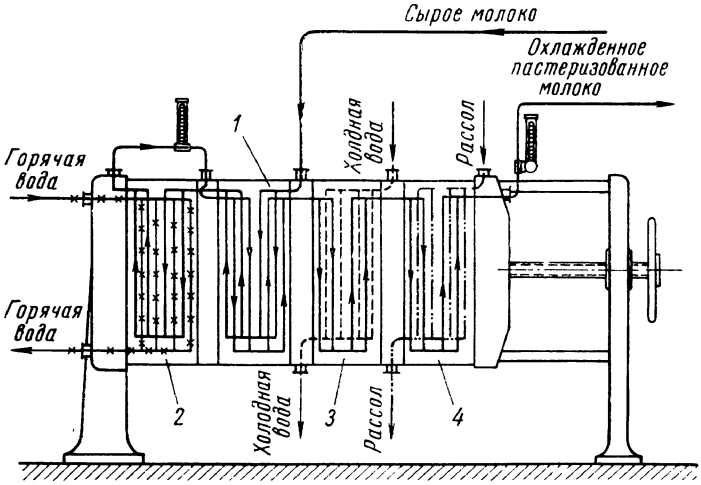


Рис. 35. Схема комбинированного аппарата для комплексной тепловой обработки продукта с секциями:

1 — рекуперации тепла; *2* — пастеризации; *3* — охлаждения водой; *4* — окончательного охлаждения

ными на одной раме с другими секциями. В этих бойлерах воду подогревают закрытым паром и конденсат не смешивается с горячей водой, которая циркулирует под действием насоса между бойлером и греющей секцией. Такая система циркуляционного кольца горячей воды обладает малой емкостью и незначительной тепловой инерцией.

При обогреве пастеризационных секций паром в зависимости от температуры нагрева продукта используют и насыщенный пар соответствующей температуры и давления. Для температур ниже 100° С применяют «вакуумный» пар, т. е. пар под давлением ниже атмосферного.

Схема питания пластинчатого аппарата вакуумным паром показана на рис. 36.

Пар поступает через автоматический регулирующий клапан *1* в обогреваемую секцию *2* пластинчатого аппарата, в которой благодаря действию струйного насоса *5*, соединенного с аппаратом трубкой *3*, непрерывно поддерживается вакуум, соответствующий температуре насыщения. Одновременно насос отсасывает по трубке *4* конденсат, образующийся в аппарате.

В результате понижения давления после вентиля *1* пар может оказаться в перегретом состоянии, что поведет к ухудшению теплопередачи. Поэтому в месте входа пара в аппарат его увлажняют путем засасывания воды по трубке *3* и введения ее в пар при помощи специального эжектора, установленного в паропровод после автоматического вентиля.

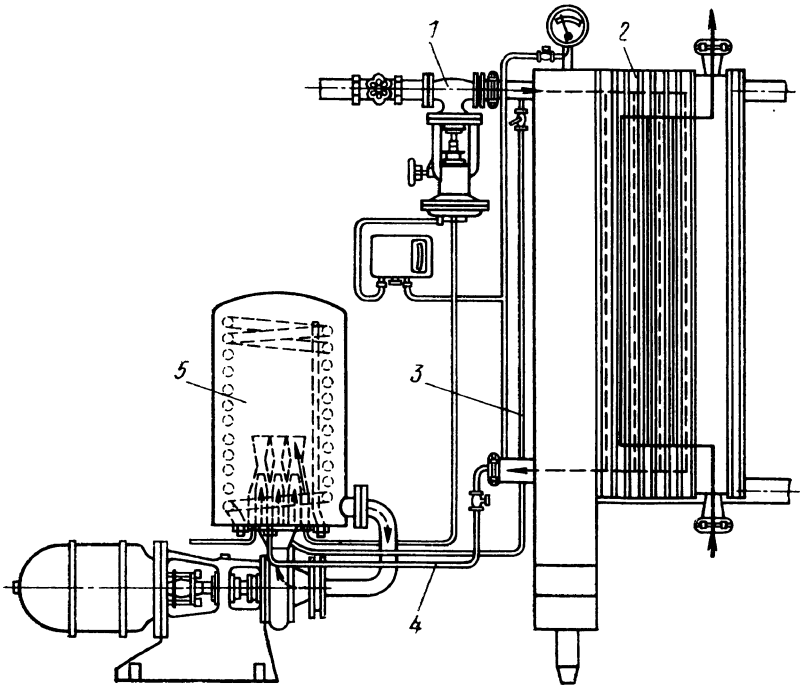


Рис. 36. Схема обогрева пластинчатого аппарата вакуумным паром

При такой компоновке наряду с высокой эффективностью непосредственного обогрева паром достигается «мягкий» обогрев в условиях малого температурного напора, меньше затрачивается электроэнергии, чем на водообогреваемые установки, в которых циркуляционный насос для горячей воды поглощает большую долю энергии, расходуемой установкой в целом.

Наиболее сложным из комбинированных аппаратов для тепловой обработки жидкостей пока следует считать шестисекционный аппарат для стерилизации и охлаждения молока в потоке.

Схема аппарата А1-ОПЖ, спроектированного во ВНИЭКИпродмаше, показана на рис. 37.

Сырое молоко поступает в аппарат в секцию *III* рекуперации тепла, где нагревается горячим молоком до 75° С, затем оно проходит секцию *IV*, где нагревается паром до 85° С. При этой

температуре молоко поступает на выдержку и дезодорацию в камеру *3* и гомогенизатор *4*. Из гомогенизатора молоко поступает в секцию рекуперации тепла *V*, где нагревается горячим молоком до 123° С, а затем в секцию *VI*, в которой оно нагревается паром до температуры 140° С. Стерилизованное молоко направляется затем на последовательное охлаждение в секциях рекуперации тепла *V* и *III* и секциях охлаждения водой *II* и *I*.

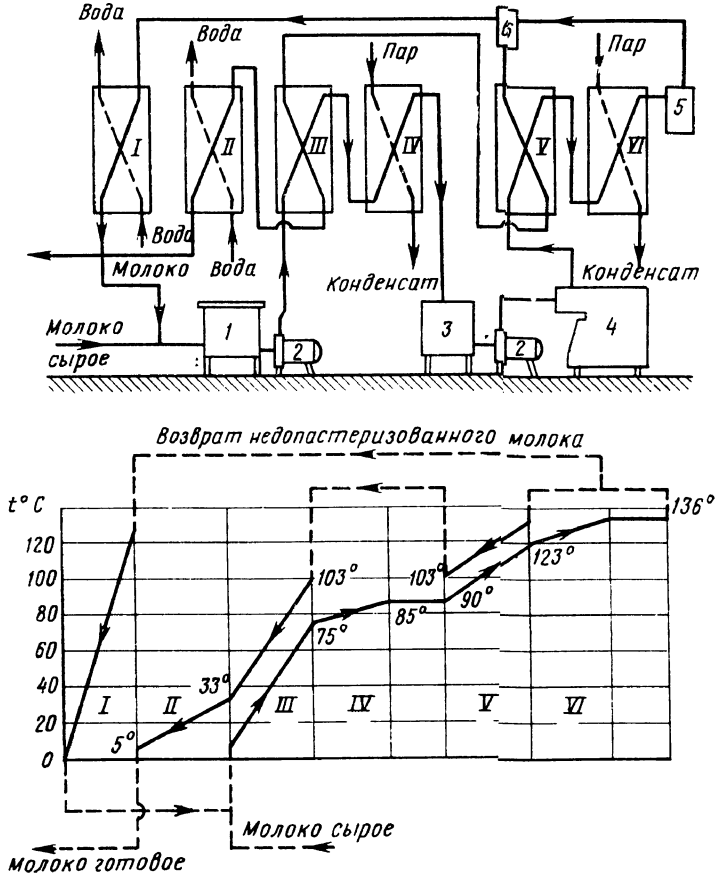


Рис. 37. Шестисекционный аппарат для тепловой обработки молока в потоке:

а — схема установки; *б* — график изменения температур: *1* — балансировочный бак; *2* — насосы; *3* и *5* — выдерживатели, *4* — гомогенизатор, *6* — автоматический клапан Секции пластинчатого аппарата *I* и *II* — охладительные; *III* и *V* — рекуперативные, *IV* и *VI* — нагревательные

Описанная схема наглядно иллюстрирует широкие возможности пластинчатого аппарата при решениях различных теплообменных задач в пределах одного комбинированного аппарата.

Полуразборные пластинчатые аппараты также можно компоновать по описанным схемам.

В блочных сварных пластинчатых теплообменниках в схемах компоновки пластин следует учитывать кратность числа каналов в блоке числу 7 или 10 в зависимости от конструкции блока. При расчетах и проектировании этих аппаратов необходимо учитывать компоновочные возможности их, так как даже при одной и той же функции, выполняемой аппаратом в одном и том же температурном режиме работы, возможны различные компоновки и конструктивные решения.

При этом становится очевидной их неравноценность по совокупности различных показателей и потребность в научных методах определения рациональных и оптимальных компоновок, удовлетворяющих целому комплексу требований.

Глава III КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩАЯ ПЛАСТИНА КАК ОСНОВНОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ПЛАСТИНЧАТОГО АППАРАТА

Конструкция пластин определяет технические показатели теплообменного аппарата. От формы, размеров и конструктивных особенностей пластин зависят интенсивность теплоотдачи, надежность аппарата, технологичность и трудоемкость его изготовления и эксплуатационные данные.

Конструированию теплообменной пластины должно уделяться очень большое внимание. Опыт показывает, что сконструированная и освоенная в изготовлении пластина является базой для проектирования целого ряда пластинчатых теплообменных аппаратов, отличающихся один от другого по производительности, назначению, схеме компоновки, размерам и весу.

Принцип устройства пластинчатого теплообменника предусматривает построение различных аппаратов на базе стандартных элементов, так как создание новой конструкции пластины сложно и трудоемко. Для создания пластины нового типа требуется проектирование и изготовление весьма сложных крупногабаритных штампов и другой технологической оснастки, ее доводка для получения достаточно точных размеров на отштампованных пластинах, термообработка штампов, на что уходит много времени и квалифицированного труда.

Таким образом, себестоимость опытного образца теплообменника на базе новой конструкции пластин выше в сравнении с себестоимостью серийного аппарата примерно в 20 раз, а себестоимость каждого аппарата опытной серии из 15 единиц более чем в 2 раза. Это доказывает целесообразность выпуска пластинчатых аппаратов только достаточно крупными сериями и необходимость широкого использования одинаковых по форме и размерам пластин на весь размерный ряд аппаратов.

Конструкция пластины в значительной мере определяет особенности всего размерного ряда.

Большинство заводов-изготовителей пластинчатых теплообменников основывает номенклатуру выпускаемых ими аппаратов не менее чем на 3—4 типоразмерах пластин. Как правило, профиль поверхности пластин запатентован, и в большинстве случаев по внешнему виду пластины можно определить, какому

заводу-изготовителю или какой фирме принадлежит выпуск данного аппарата.

Поэтому для большинства современных пластин характерна стабильность конструкции. Освоенная в производстве конструкция пластины, как правило, сохраняется в течение многих лет, удовлетворяя различным условиям при проектировании теплообменников для многих отраслей промышленности, прежде чем она будет заменена новой конструкцией. В ряде видов давно существующих пластин изменения их конструкций сравнительно не велики и часто совсем не затрагивают формы поверхности теплообмена.

Проектирование пластинчатых теплообменников различного назначения, как правило, включает следующие стадии:

1) изыскание высокоэффективной формы и размеров профиля пластин для заданных условий применения;

2) конструирование базовой рабочей пластины как основы для проектирования широкого размерного ряда пластинчатых аппаратов различной производительности и назначения, создаваемых на основе этой пластины;

3) расчет и проектирование аппаратов определенного назначения с различной величиной поверхности теплообмена в пределах намечаемого размерного ряда;

4) конструирование штампов для изготовления базовой рабочей пластины;

5) расширение эффективных областей применения аппаратов с использованием базовой конструкции пластин путем проектирования семейства пластинчатых аппаратов различного назначения (холодильники, подогреватели, конденсаторы, пастеризаторы и т. д.) из различных металлов.

При проектировании аппаратов по своей производительности и поверхности теплообмена, не соответствующих оптимальному размерному ряду, изготовленному на базе освоенной пластины, требуется создание нового более крупного типоразмера пластины.

В результате, для удовлетворения потребностей народного хозяйства необходима разработка ряда типов пластин различного размера и назначения.

Учитывая, что проектирование, изготовление и доводка оснастки для штамповки связаны с большими затратами труда, а также то, что каждый типоразмер пластин служит базой для создания широкого размерного ряда аппаратов различного назначения, видим, насколько важным и ответственным является этап создания рациональной конструкции пластин.

Пластина представляет собой сложную деталь, несущую на себе элементы различного назначения: теплообменного, механического, гидромеханического, технологического в смысле изготовления и технологического в смысле выполнения аппаратом

его производственной задачи. На рис. 38 показана одна из современных конструкций пластин, выпускаемых отечественной промышленностью.

Особенности конструкции пластины в целом обычно определяет следующее:

а) конструкция гофр или профиль рабочей теплообменной стенки;

б) форма угловых отверстий для подвода и отвода рабочих сред и устройства для снижения гидравлического сопротивления участков входа и выхода;

в) уплотнительная система;

г) система подвески пластин на раме аппарата и фиксации положения пластин в пакете;

д) устройство для безопасного обслуживания пакета пластин при аварийном нарушении герметичности прокладок;

е) устройство вспомогательных конструктивных элементов пластины, повышающих жесткость собранной системы, способствующих технологичности изготовления, создающих удобства обслуживания и ремонта и т. д.

Практически эти элементы не всегда удается рационально совместить в одной детали.

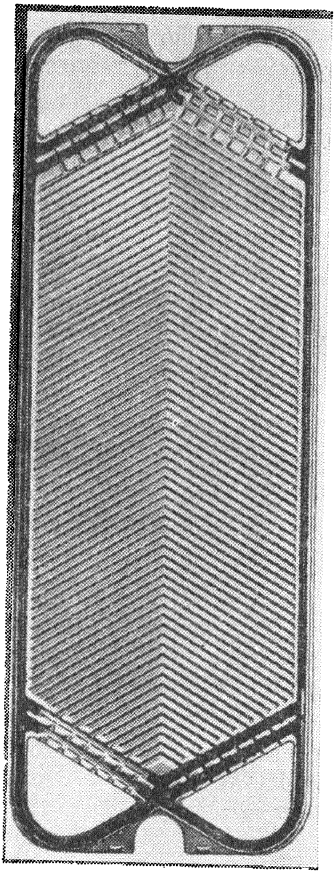


Рис. 38. Пластина сетчато-поточного типа «ПР-0,5Е»

Для дальнейшего совершенствования конструкций теплообменников необходимо:

а) изучать существующие конструктивные формы пластин с целью отыскания оптимальных профилей для заданных условий применения аппарата;

б) исследовать гидравлические и теплообменные характеристики пластин различной формы поверхности со сравнительной оценкой энергетической эффективности различных видов гофрировки рабочей поверхности;

в) расширять диапазон рабочих параметров пластин, их надежность путем использования новых материалов для изготовления аппаратов.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ПЛАСТИН И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Плоские и канальчатые пластины

Самым простым по форме элементом поверхности теплообмена является плоская пластина. Попарное соединение таких пластин позволяет создать две системы каналов, изолированных одна от другой теплопередающей стенкой.

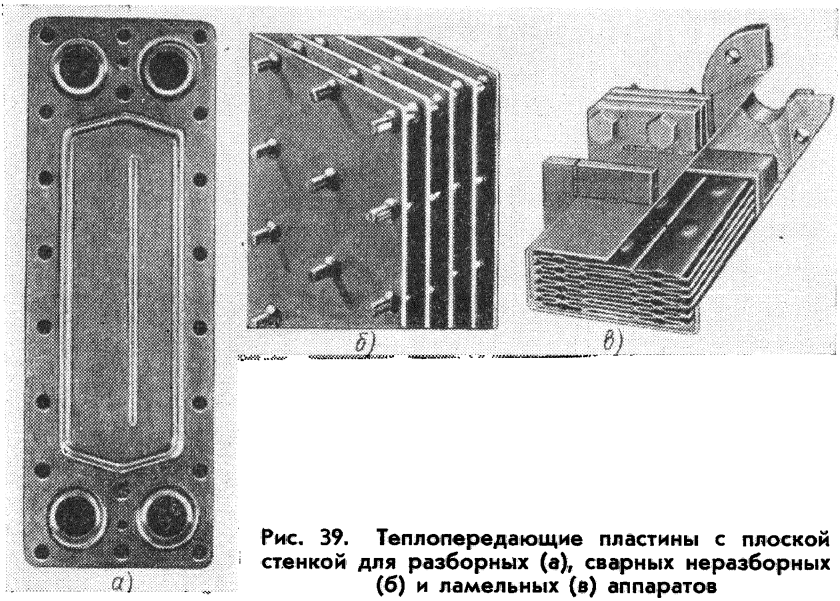


Рис. 39. Теплопередающие пластины с плоской стенкой для разборных (а), сварных неразборных (б) и ламельных (в) аппаратов

На рис. 39 показаны плоские пластины, применяемые в промышленных аппаратах. Конструкция этих пластин имеет ряд существенных недостатков.

Плоские пластины не приспособлены для работы при значительной разности давлений по обе стороны стенки. Для компенсации возникающих деформаций на поверхности приходится делать ребра жесткости, как это сделано в разборной конструкции теплообменника (рис. 39, *а*), или приваривать дистанционные штифты, как показано на рис. 39, *б*, или, наконец, сваривать пластины в виде плоских труб со специально выштампованными элементами для точек взаимной опоры пластин в аппарате. Тепловые и энергетические показатели таких пластин те же, что и для обычных труб равного эквивалентного диаметра, но заметно уступают эксплуатационным показателям гофрированных пластин.

Скорости движения рабочих сред в каналах, составленных из плоских пластин, обычно низки, поэтому они мало пригодны для работы с жидкими рабочими средами.

Стремление повысить скорости движения жидкостей в межпластинных каналах и обеспечить при этом достаточную жесткость системы для восприятия нагрузок от давления привело к созданию конструкций, показанных на рис. 2 и 40.

Это пластины канальчатого типа. На основе их создавались первые промышленные образцы разборных пластинчатых теплообменников, например, первый аппарат Зелигмана.

Канальчатые пластины характеризуются зигзагообразным или спиральным каналом на поверхности. Они применяются обычно в сочетании с гладкими пластинами.

Первые конструкции канальчатых пластин изготовлялись из бронзовых плит толщиной до 25 мм фрезерованием каналов.

В настоящее время из-за низких коэффициентов теплопередачи, большой металлоемкости, сложности изготовления и высокой стоимости такие пластины не изготовляются.

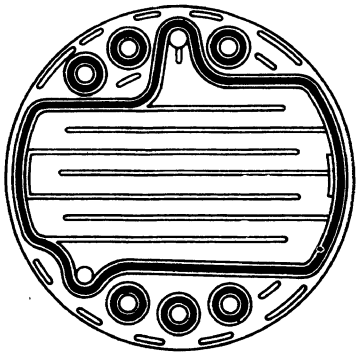


Рис. 40. Фрезерованная пластина канальчатого типа фирмы Бертуцци (Италия) для разборных аппаратов

В тридцатых годах появились канальчатые пластины из штампованных листов, например пластины «Астра» и «Феникс» (рис. 41).

Аппараты, построенные на базе этих пластин, нашли довольно широкое применение в пищевой промышленности, выпускались на наших заводах и до сих пор встречаются в эксплуатации.

Пластина «Астра» отштампована из листовой нержавеющей стали толщиной 1,2 мм. На поверхности пластины имеются продольные рифли, которые образуют трехходовый зигзагообразный канал.

Рифленые двусторонние пластины чередуются в пакете с гладкими листами, которые перекрывают каналы. Жидкость, входящая из углового отверстия в зазор между пластинами, распределяется по трем узким параллельным каналам, образующим один ход, движется вдоль пластины до угловой прокладки, после чего, изменив направление потока на 180°, поступает во второй ход, а затем в последний, третий, соединенный с выходным угловым отверстием, расположенным по диагонали по отношению к входному.

Прокладки размещены на основной штампованной пластине с обеих сторон и приклеены в пазах клеем.

На наших заводах канальчатые пластины подобного типа выпускались под маркой ОПВ-04.

Пластина «Феникс» состоит из двух штампованных половин из нержавеющей стали, которые положены одна на другую и плотно соединены контактной сваркой. Пластины этого типа изготовляют также с двусторонним уплотнением. Они сочетаются в пакете с гладкими плоскими пластинами (рис. 41, *в*). Зигзагообразный канал с одной стороны пластины соединяет два отверстия, расположенные в противоположных углах, а два других отверстия изолированы кольцевыми прокладками, но соединяются с подобными каналами по другую сторону пластины.

Горизонтальное направление каналов пластин «Феникс» позволяет более успешно использовать в них конденсирующийся пар, так как образующийся конденсат может стекать по каналам сверху вниз и в каналах не образуются пробки из конденсата.

Тепловые и гидромеханические характеристики канальча-

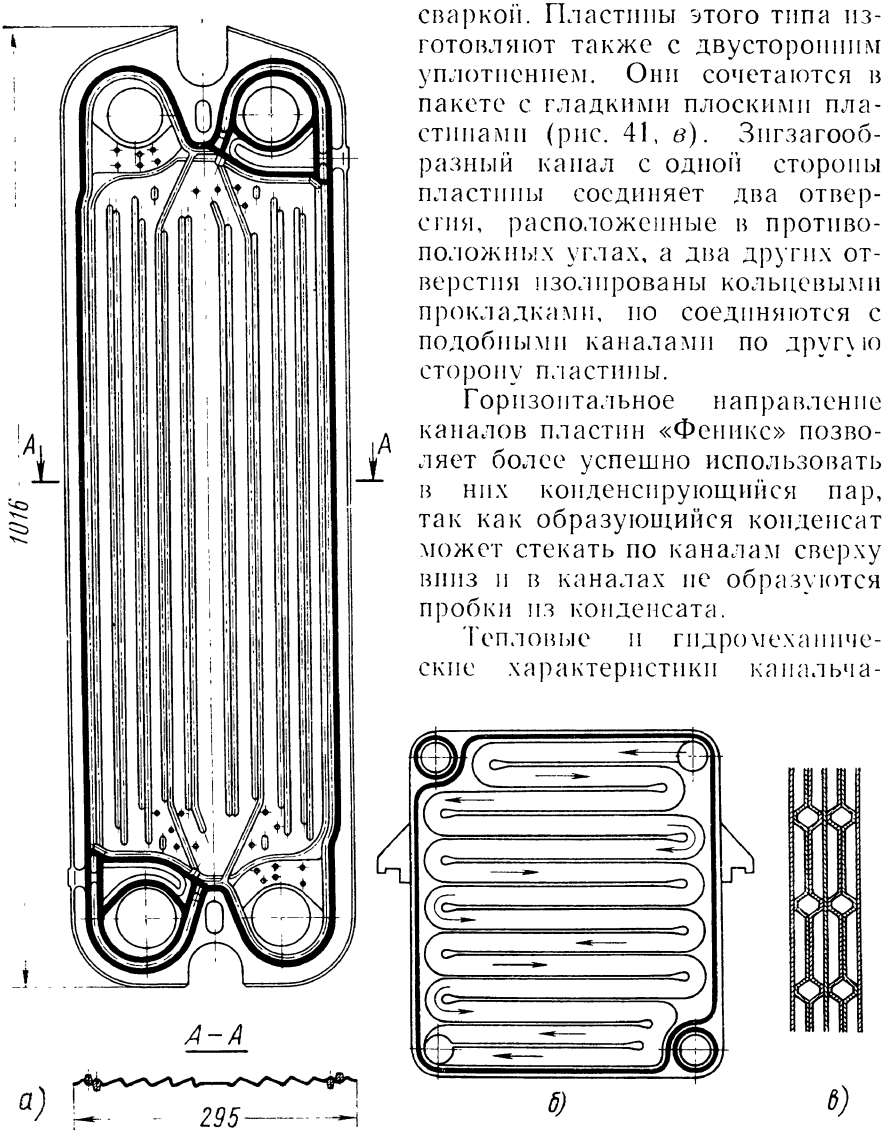


Рис. 41. Пластины канальчатого типа из штампованных элементов:
а — «Астра» (ОПВ), *б*, *в* — «Феникс»

тых пластин аналогичны тем же характеристикам плоских труб соответствующих размеров, однако при гидравлическом расчете следует учитывать дополнительные гидравлические

сопротивления, возникающие в местах поворота потока на 180°.

Наиболее низкие коэффициенты теплопередачи наблюдались при эксплуатации пластин «Феникс». Это обусловлено не только формой поверхности, но и высоким термическим сопротивлением сдвоенной сварной стенки пластин этой конструкции. Плотный контакт между свариваемыми листами достигается только в местах сварки.

Оставшиеся между листами воздушные прослойки оказывают значительное сопротивление теплопередаче.

Интенсивность теплоотдачи и энергетическая эффективность процесса для пластин канальчатого типа значительно ниже, чем для пластин ленточно-поточного и сетчато-поточного типов, заменяющих в настоящее время канальчатые.

Пластины с турбулизирующими вставками

На рис. 42 показаны пластинчатые пары «Мульти-Пасс». Пара состоит из плоской металлической пластины и фигурной вставки-прокладки, расположенной между двумя плоскими пластинами. Вставка выполняет одновременно функции уплотнения и турбулизации. Жидкость входит в межпластинный канал и омывает фигурную вставку. В результате турбулизации потока при обтекании фигурной вставки теплоотдача от плоской стенки увеличивается.

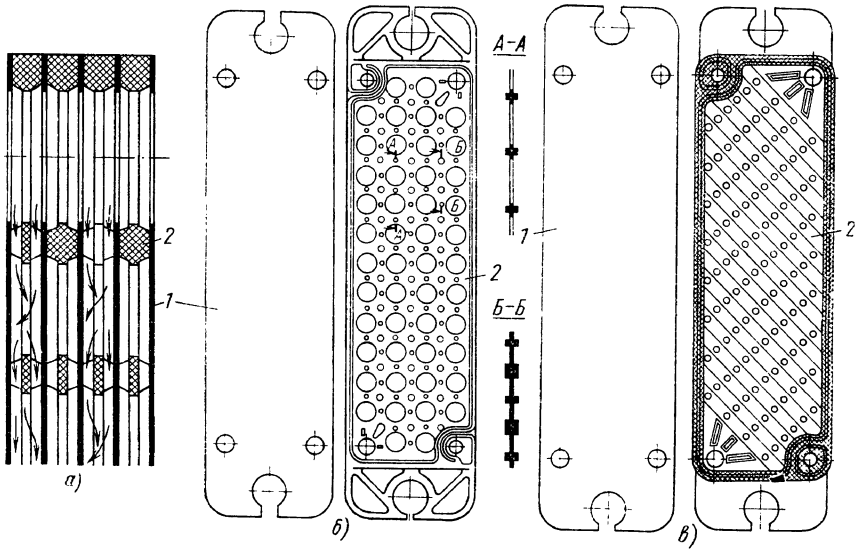


Рис. 42. Пластинчатые пары с турбулизующими вставками «Мульти-Пасс»:
а — схема движения жидкости между пластинами, *б* — пластинчатая пара с пластмассовой вставкой, *в* — пластинчатая пара с металлической вставкой *1* — пластина, *2* — вставка

Турбулизирующие вставки изготовляют как из пластмасс, так и из металлов. Часто вставки делают перфорированными. В эксплуатационном отношении плоские пластины со вставками имеют некоторые преимущества: пластины, несущие тепловую нагрузку и, следовательно, наиболее подверженные отложениям и загрязнениям, будучи плоскими, удобны для чистки; температура перфорированных фигурных вставок равна средней температуре жидкости, поэтому отложение пригара на них не наблюдается.

Недостатком такой конструкции является то, что удельная металлоемкость аппарата увеличивается, так как на изготовление металлической вставки, не участвующей в теплообмене, расходуется примерно столько же металла, сколько и на изготовление теплообменной пластины.

По коэффициентам теплоотдачи эти пластины не превосходят обычные ленточно-поточные пластины.

Пластины ленточно-поточного типа

Эти пластины имеют повышенную жесткость по сравнению с плоскими пластинами. Благодаря наличию гофр на поверхности теплообмена создаются извилистые щелевидные межпластинные каналы, в которых достигается значительная турбулизация движущихся рабочих сред при сравнительно малых скоростях потока.

Наиболее распространенным типом ленточно-поточных пластин являются пластины с горизонтальными гофрами треугольного, синусоидального или иного профиля. Конструкции таких пластин отличаются разнообразием в формах и размерах деталей, но и для всех них характерно наличие периодически повторяющихся гофр, ориентированных параллельно меньшей стороне пластины. Форма потока жидкости между пластинами подобна форме волнистой гофрированной ленты, причем геометрические характеристики потока могут быть различными, но во всех случаях поверхность омывается поперек гофр.

Типичным примером конструкции ленточно-поточной пластины могут служить пластины фирмы «Альфа-Лаваль», изготовляющей пластинчатые теплообменники для химических и пищевых производств.

На рис. 43 и 44 показаны наиболее распространенные ленточно-поточные пластины «Альфа-Лаваль» с горизонтальными гофрами треугольного профиля, а в табл. 1 приведены технические характеристики пластин этого типа.

В СССР изготовляют ленточно-поточные пластины с горизонтальными гофрами с размерами, соответствующими пластинам Р-5, Р-11, Р-14 и Р-15.

На примере этих конструкций пластин рассмотрим состав необходимых конструктивных элементов, характерных для сов-

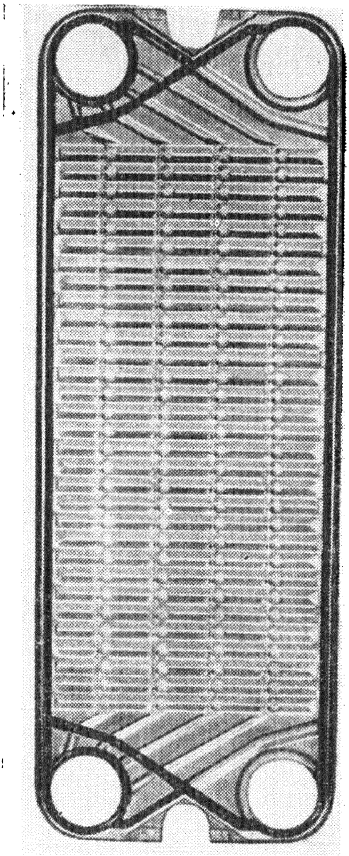


Рис. 43. Ленточно-поточная пластина «Альфа-Лаваль» Р-15 (III-0,5)

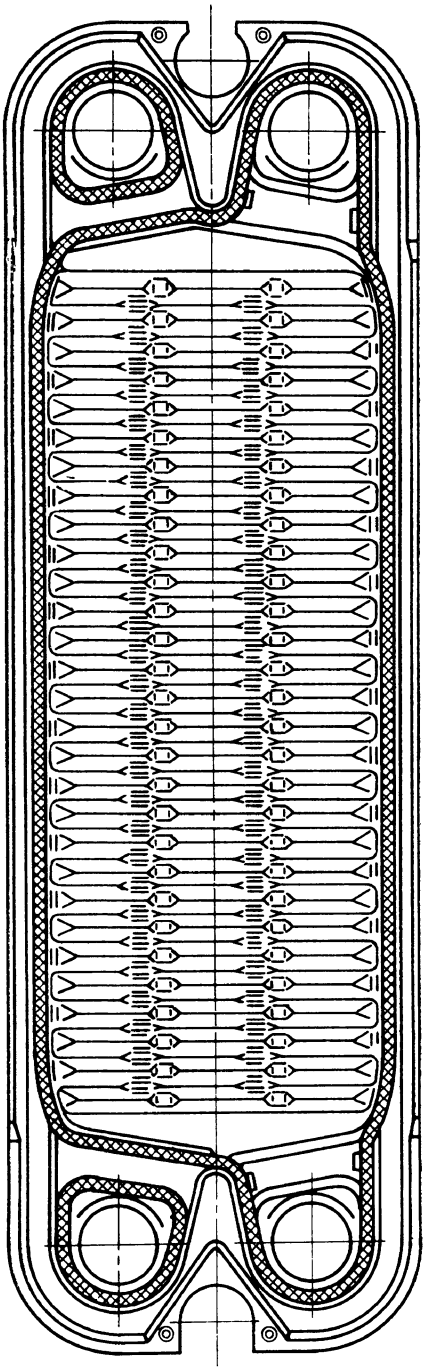


Рис. 44. Ленточно-поточная пластина «Альфа-Лаваль» Р-11 (П-2)

ременных пластин, расшифруем их назначение и оценим эффективность.

Основной признак пластины — форма и размеры профиля ее рабочей поверхности и способ изготовления.

В табл. 1 приведены основные параметры ленточно-поточных пластин всех размеров, цельноштампованных из тонкого листа, из различных металлов (преимущественно из коррозионностойких сталей). После штамповки пластины подвергают электрополировке с обеих сторон. Полировка затрудняет выделения отложений на теплопередающей поверхности и облегчает очистку пластин от загрязнений.

Таблица 1

Параметры	Р-5 (П-1)	Р-11 (П-2)	Р-12	Р-13	Р-14 (П-3)	Р-15 (III-0,5)	Р-16	Р-17
Габаритные размеры пластины в мм:								
длина	800	1020	1170	890	1170	1370	1240	1980
ширина	225	315	420	280	416	500	750	750
Толщина стенки . .	1,2	1,25	1,3	1,25	1,4	1,25	1,25	1,25
Поверхность теплообмена в м² . . .	0,15	0,21	0,4	0,2	0,42	0,52	0,6	1,2
Масса в кг	1,4	3,2	5,6	3,0	5,7	6,55	8,6	15
Эквивалентный диаметр канала в м	0,005	0,006	0,008	0,008	0,008	0,009	0,009	0,009
Площадь поперечного сечения в м² .	0,0004	0,00075	0,0015	0,0008	0,0015	0,002	0,0032	0,0032
Расстояние между пластинами (среднее) в мм	2	3	4	3,5	4	4,3	4,5	4,5
Шаг гофр вдоль потока в мм	23	22,5	22,5	23	22,5	30	30	30
Высота гофр в мм	7	7	7	7	7	7	7	7
Число гофр на пластинах	22	28	36	32	41	31	37	61
Длина одного канала (приведенная) в м	0,7	0,8	1,0	0,8	1,1	1,18	0,81	1,69
Площадь поперечного сечения углового отверстия в м²	0,002	0,003	0,0045	0,002	0,0045	0,01	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера в мм	50	50	76	50	76	100	200	200

На рис. 45 показано сечение каналов наиболее распространенной в нашей промышленности ленточно-поточной пластины типа III-0,5 с горизонтальными гофрами.

Пластина этой конструкции относится к числу лучших современных образцов и соответствует требованиям мирового стандарта.

В рабочем положении пластина обычно подвергается различному давлению рабочих сред с обеих сторон, что может вызвать ее прогиб в сторону меньшего давления. Для предотвращения таких деформаций на каждой пластине имеются вертикальные ряды дистанционных (опорных) выступов, которые создают многочисленные точки опоры между пластинами. На пластинах типа III-0,5 имеется четыре ряда опорных выступов. При полном соприкосновении опорных выступов между пластинами в собранном аппарате сохраняется зазор не менее 4,5 мм.

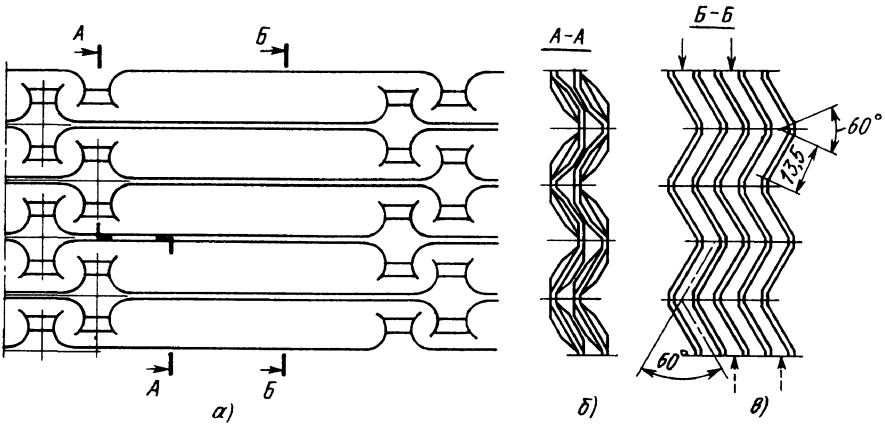


Рис. 45. Форма каналов, образуемых ленточно-поточными пластинами типа III-0,5 (Р-15):

а — вид сверху на теплопередающую поверхность; *б* — сечение каналов по линии взаимных опор пластин, *в* — сечение каналов в зоне свободного прохода рабочих сред

Основная часть теплопередающей стенки гофрирована, форма гофр треугольная, как показано на рис. 45.

Жидкость после выхода из углового отверстия в межпластинный канал растекается по расширяющейся входной части, а затем движется вдоль пластин по широкой извилистой щели между пластинами. Во время омывания поверхности жидкость подвергается искусственной турбулизации, которая вызывается частыми поворотами потока.

Наличие возмущающих элементов на поверхности теплообменных пластин или каких-либо иных турбулизирующих деталей в канале — характерная черта современных пластинчатых аппаратов, благодаря которой удается получить интенсивную теплоотдачу при сравнительно малой скорости потока, позволяющей при этом заметно уменьшить затраты энергии на проталкивание жидкости.

В отличие от канальчатых пластин, у которых рабочие скорости потоков обычно составляют 1,5—2,5 м/с, в ленточно-поточных пластинах скорости движения жидкостей небольшой вязкости (близкой к вязкости воды) равны 0,3—0,9 м/с.

Как видно на рис. 44 и 45, на поверхности пластины имеются конструктивные элементы, предназначенные для выравнивания гидравлического сопротивления канала по всем возможным линиям течения жидкости от одного углового отверстия (коллектора) до другого. Так, на поверхности пластины параллельно с рядами опорных идут ряды тормозящих выступов, предотвращающих более быстрое проскакивание струй в каналы, образованные с оборотной стороны пластины опорными выступами.

Кроме того, вблизи угловых отверстий имеются наклонные гофры или точечные опорные выступы, предназначенные для создания зазора между пластинами в этой зоне, где происходит важное для нормальной работы канала растекание потока перед его вступлением в гофрированную часть.

Интересной конструктивной особенностью крупных пластин являются высокие отбортовки вдоль боковых краев пластины, которые увеличивают общую жесткость пластины, а также играют роль струегасителей при случайном прорыве через уплотнительную прокладку жидкости, находящейся в аппарате под давлением.

На пластине имеются специальные канавки, в которых располагается фигурная резиновая прокладка, охватывающая рабочую часть пластины и угловые отверстия.

Прокладка закрепляется в канавках на лицевой стороне пластины путем приклеивания специальным клеем либо другим способом.

Обзор конструктивных особенностей ленточно-поточных пластин с горизонтальными гофрами дает возможность составить приблизительное представление о сложности современной теплопередающей пластины как детали, полученной путем холодной штамповки из тонкого листа и некоторых дополнительных операций.

На рис. 46 и 47 показаны разновидности пластин ленточно-поточного типа, применяемых в мировой практике. Основные характеристики соответствуют описанным ранее, но есть и отличительные особенности.

Пластина завода Технохимия (ЧССР) характеризуется сложным профилем с большим числом гофрированных выпуклых элементов (рис. 46).

На рис. 47 изображена пара пластин «Прогресс» фирмы Альборн (ФРГ).

Основная пластина этой пары имеет пазы для уплотнительных прокладок с двух сторон. При этом прокладки, изготовленные в виде замкнутого резинового шнура и колец, закрепляются с двух сторон пластины без приклеивания.

Бесклеевое крепление прокладок осуществляется путем запрессовки их в пазы специальной формы, типа «ласточкин хвост», находящиеся в периферийной рамке, которая по контуру приварена к теплообменной стенке.

Парная пластина (рис. 47, *б*) цельноштампованная, без рамки и без резиновых уплотнителей, подобно пластинам канальчатого типа.

На поверхности пластин хорошо видны вертикальные рифли, несимметрично расположенные относительно вертикальной оси пластины. При сборке пакета эти рифли на соседних пластинах будут смещены и создадут линии контакта между пластинами, обеспечивающие взаимные опоры и увеличение жесткости пакета пластин.

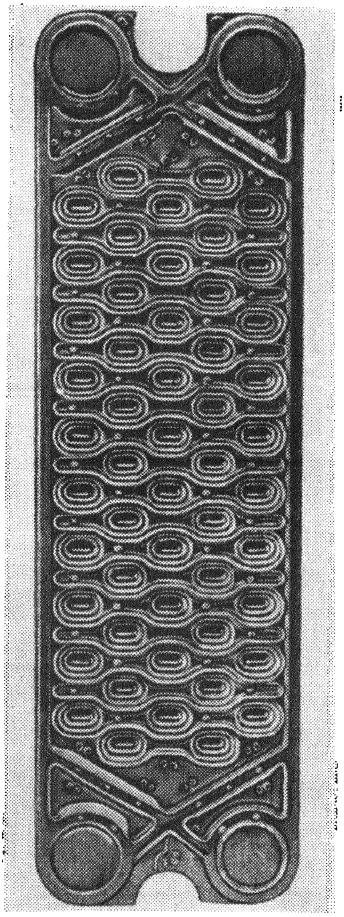


Рис. 46. Ленточно-поточная пластина «Технохимия»

Недостатком пластин этого типа является сложность их массового изготовления, обусловленная, в первую очередь, большой протяженностью сварных швов при изготовлении сложных по форме пазов для прокладок в периферийной рамке.

Стремление устранить конструктивные недостатки пластин «Прогресс» привело к разработке свободнопоточного типа пластин (модели 157, 159 и др.).

Эти пластины штампуют в одном штампе и парные пластины не отличаются по конструкции. Резиновые прокладки приклеивают в отштампованном пазе на лицевой стороне каждой пластины (рис. 48). Основная поверхность их имеет кривизну в продольном и поперечном направлениях. Усилия, действующие на пластину при одностороннем давлении в канале, передаются непосредственно на резиновые прокладки.

Гидравлическое сопротивление свободно-поточных пластин несколько уменьшено благодаря отсутствию на теплопередающей поверхности точек взаимного контакта пластин. Пластины отполированы и при свободном потоке отложения на теплопередающих поверхностях выделяются менее интенсивно, чем на пластинах с точками опоры в межпластинчатых каналах.

Теплообменники, собранные из таких пластин, позволяют обрабатывать жидкости, содержащие волокнистые включения.

Значительное распространение в химических и пищевых производствах нашли ленточно-поточные пластины «Парафлоу»

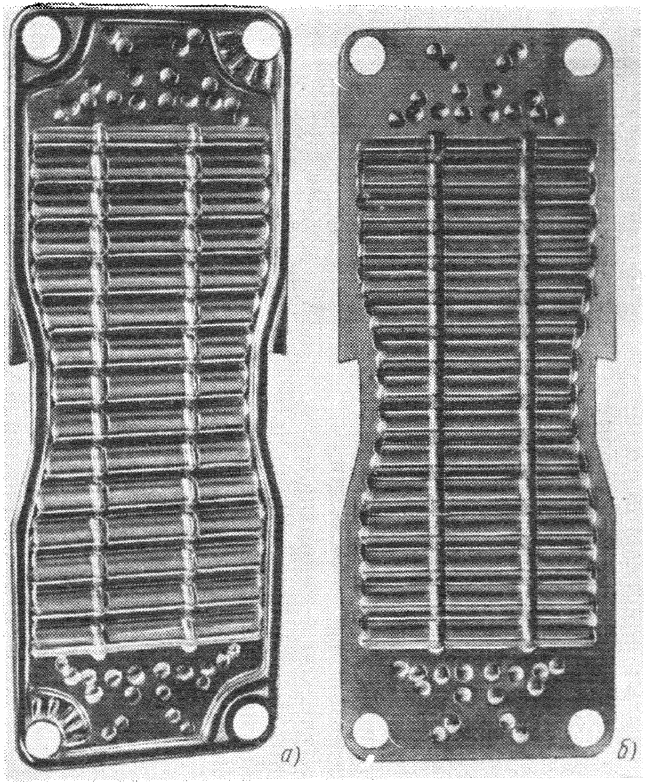


Рис. 47. Ленточно-поточные пластины «Альборн-Прогресс» с крупными горизонтальными гофрами синусоидального профиля:

а — нечетная пластина с двусторонними прокладками; *б* — четная пластина с плоскими кромками

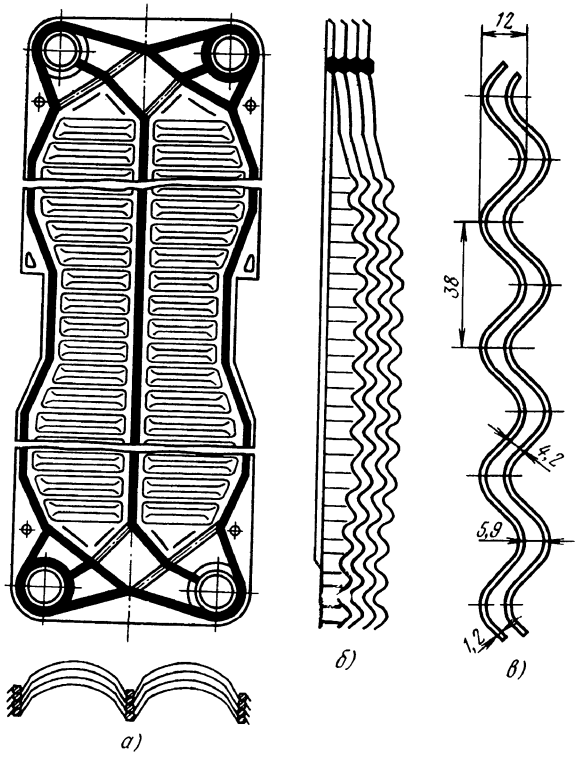


Рис. 48. Ленточно-поточная пластина «Альборн-159» свободно-поточного типа:

а — пластина; *б* — группа пластин (разрез); *в* — форма профиля

фирмы APV (Англия). Пластины имеют характерный сложный профиль с глубокими рифленными гофрами, создающими извилистый канал переменного «пульсирующего» сечения.

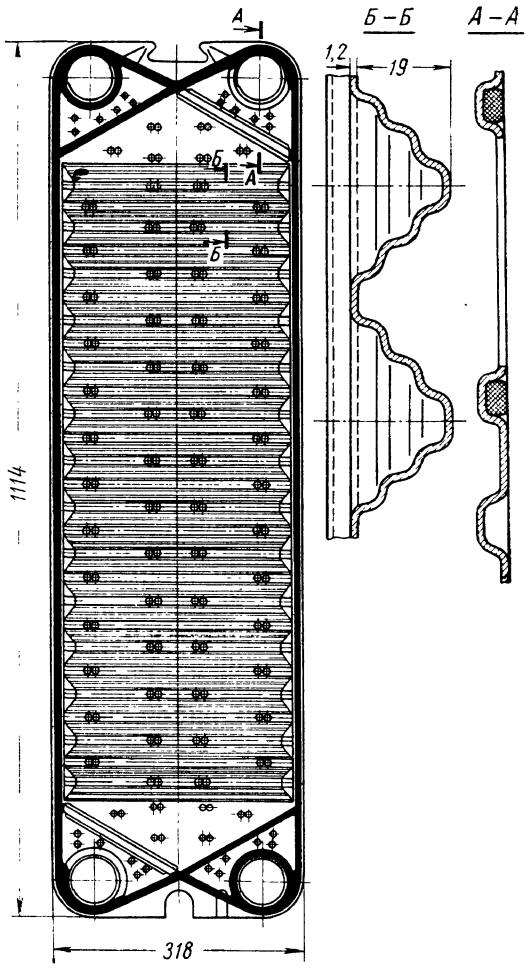


Рис. 49. Ленточно-поточная пластина «Парафлоу» с двойной гофрировкой

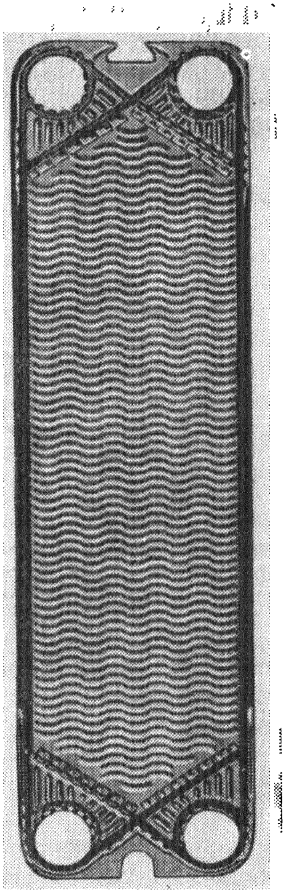


Рис. 50. Новая конструкция ленточно-поточных пластин «Парафлоу»

Форма поверхности пластины почти всех типоразмеров этих пластин однотипная — двойная гофрировка: на крупных гофрах имеются более мелкие. На рис. 49 показаны пластины, образующие каналы для ленточно-поточного пульсирующего движения рабочих сред.

На поверхности пластины имеются четыре ряда опорных точечных выступов, которые с глубокой вытяжкой металла при

штамповке способствуют увеличению жесткости собранного пакета пластин. Отверстия для входа и выхода рабочих сред на этих пластинах расположены по диагонали.

В последние годы фирмы APV перешла на выпуск новых конструкций ленточно-поточных пластин без гофрировки (рис. 50).

Обозначение этих пластин «R-5».

В новых пластинах увеличен диаметр угловых отверстий, улучшены условия входа рабочей среды в канал и повышена надежность узла уплотнения канала. Так на пластинах «R-5» применена специальная конструкция паза, рассчитанная на использование более теплостойких резино-асбестовых прокладок. Теплопередающая поверхность пластины «R-5» равна 0,52 м², размеры ее 1555 × 417 × 1 мм. Диаметр угловых отверстий 100 мм. Ленточно-поточные пластины наиболее широко распространены в мировой технике. Различные конструктивные варианты их выпускают в Японии, США, Италии, ГДР, Чехословакии, ФРГ, Швеции, Англии, Канаде, Дании, Югославии, СССР.

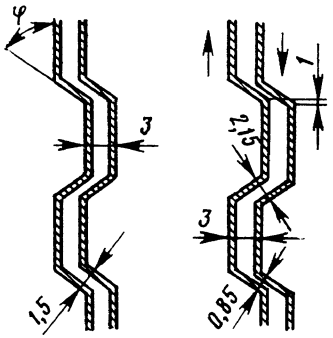


Рис. 51. Схема зазора между пластинами при их относительном смещении

Применение пластин ленточно-поточного типа имеет свои особенности.

При сочетании пластин ленточно-поточного типа выступающие элементы профиля одной пластины входят во впадины между элементами профиля другой. Это заставляет предъявлять строгие требования к взаимному положению пластин по вертикали.

При относительном смещении соседних пластин в вертикальном направлении величина зазора между ними изменяется, что сопровождается резким увеличением гидравлических сопротивлений (рис. 51).

Если поверхности элементов профиля круто наклонены к основной плоскости пластины (более чем на 45°), то при относительном вертикальном смещении пластин легко может произойти даже полное замыкание межпластинного канала и выключение его из работы. Поэтому при проектировании пластин необходимо избегать крутых подъемов и впадин на поверхности пластины на всем протяжении от входного углового отверстия до выходного и назначать допуски, определяющие положение пластины на направляющих штангах с точностью не ниже ±0,25 мм.

В самом деле, при угле подъема поверхности элемента на 60° и расстоянии между пластинами 3 мм (см. рис. 51) зазор в узком месте равен 1,5 мм. При этом относительное смещение

пластин по вертикали на 1 мм приводит к уменьшению зазоров в узких местах на одних участках от 1,5 до 0,85 мм (на 57%) и увеличению их на других участках от 1,5 до 2,15 мм (на 43%) с соответствующим изменением скоростей.

Канал, состоящий из участков резко меняющегося сечения, обладает свойствами лабиринтового уплотнения, которое, как известно, оказывает большое сопротивление движению жидкости.

Изучение конструкций теплопередающей поверхности ленточно-поточных пластин приводит к выводу, что для них характерно разделение турбулизирующих и опорных элементов поверхности.

Те и другие отчетливо выражены и независимы один от другого.

Пластины сетчато-поточного типа

Стремление повысить степень турбулентности потока, влияющую на толщину пограничного слоя и коэффициенты теплоотдачи, привело к разработке конструкций пластин сетчато-поточного типа.

В каналах, составленных из пластин сетчато-поточного типа, поток жидкости изменяет направление своего движения в двух плоскостях. Это позволяет при равных средних скоростях движения (по сравнению с гладкостенными и ленточно-поточными каналами) существенно интенсифицировать теплоотдачу и уменьшить удельную рабочую поверхность аппарата.

В сетчато-поточных пластинах турбулизирующие элементы профиля используются одновременно и для создания равномерной сетки взаимных опор между пластинами, что позволяет значительно повысить жесткость пакета и обеспечить его работоспособность при более высоких давлениях.

Различают два вида пластин сетчато-поточного типа: с прерывистыми и с непрерывными по ширине пластины турбулизаторами. Для обоих видов характерно сочетание опорных и турбулизирующих функций в одних и тех же элементах профиля и большое число точек контакта, которые равномерно распределены между смежными пластинами.

При использовании сетчато-поточных пластин поток жидкости в межпластинном канале можно условно рассматривать как совокупность сходящихся и расходящихся струй.

На рис. 38 показана выпускаемая в СССР конструкция сетчато-поточной пластины «ПР-0,5Е», которая нашла широкое применение в химических производствах. При дальнейшем совершенствовании конструкции сетчато-поточных пластин было обращено внимание на снижение гидравлического сопротивления участков входа и выхода рабочей среды возле угловых отвер-

стий, улучшение условий работы резиновой прокладки и улучшение ее конструкции, повышение технологичности при штамповке пластин из трудно штампуемых металлов.

На рис. 52 показан общий вид новой пластины типа «ПР-0,5М», а на рис. 53 — сечение межпластинного канала.

Пластины могут быть отштампованы из листового металла любой штампуемой марки (углеродистая сталь, нержавеющие стали, алюминий и его сплавы, медно-нике-

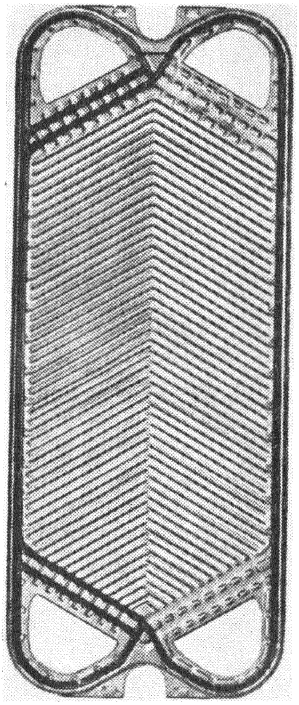


Рис. 52. Усовершенствованная конструкция сетчато-поточной пластины «ПР-0,5М»

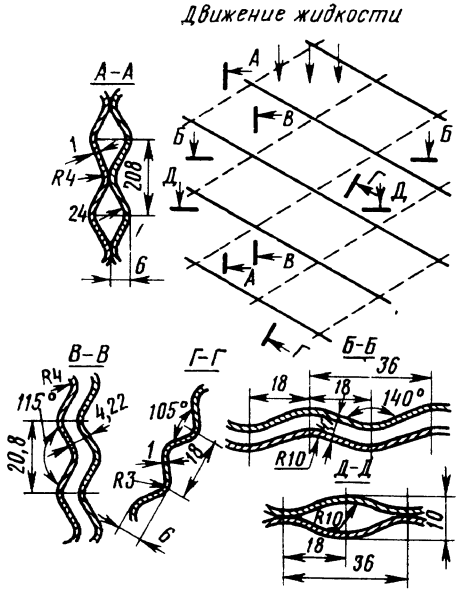


Рис. 53. Сечения межпластинного канала, составленного из пластин «ПР-0,5М»

левые сплавы, титан и др.). Толщина штампуемого листа 0,7—1 мм. Пластина технологична в изготовлении, не имеет приварных деталей, утолщений или других трудно выполняемых при массовом производстве элементов профиля.

Турбулизующие элементы профиля выполнены в виде гофр треугольной формы. Как видно из рис. 53, сечение $Г — Г$, шаг гофр, измеренный в направлении, перпендикулярном направлению гофр, равен 18 мм, высота гофр 5 мм.

Гофры расположены под углом 60° по отношению к продольной оси симметрии пластины. Длина пластины 1380 мм, ширина 550 мм, поверхность теплообмена 0,5 м^2.

Угловые отверстия имеют сложную форму, которая обеспечивает достаточную площадь поперечного сечения коллекторного канала, значительную протяженность линии входа жидкости в межпластинный канал и наиболее рациональное использование листовой заготовки для получения в заданных габаритах наибольшей поверхности теплообмена при сохранении элементов профиля для размещения узла уплотнения. Кроме того, прямая кромка оснований угловых отверстий хорошо сочетается с формой гофр и пазами для прокладок.

При сборке каналов вершины «елки» гофр четной в пакете пластины направлены вверх, а смежной нечетной пластины — вниз, что достигается поворотом на 180° нечетных пластин.

Благодаря этому наклонные гофры взаимно пересекаются (см. рис. 53), образуя равномерно распределенную по поверхности пластин сетку опор с шагом точек контакта по вертикали 20,8 мм и по горизонтали в 36 мм. Такая конструкция взаимных точек опор в каналах придает пакету значительную жесткость, что обеспечивает отсутствие остаточных деформаций гофрированной поверхности, даже при одностороннем давлении 40 ат.

Щелевидные межпластинные каналы, образованные из пластин с гофрами в елку, имеют изменяющийся и периодически повторяющийся профиль по ходу движения рабочей среды (см. сечения $A — A$ и $B — B$). Однако при этом площадь поперечного сечения межпластинного канала, за исключением участков входа и выхода, остается неизменной по всей длине пластины в любом поперечном сечении. Определяющие размеры межпластинных каналов подобного типа можно рассчитать, рассмотрев поперечное сечение канала между парой пластин, проходящее через точки контакта вершин гофр (сечение $Б — Б$).

В этом месте сечение канала в форме нескольких ячеек ромбовидной формы с размерами по оси $l = 36$ мм и $h = 10$ мм.

При ширине межпластинного канала между внутренними кромками резиновых прокладок в данной пластине $b = 480$ мм число ромбовидных ячеек в сечении составит

$$n = \frac{b}{l} = \frac{480}{36} = 13{,}4,$$

где 13 — число целых ячеек; 0,4 — величина граничных участков ячеек у прокладок.

Площадь поперечного сечения одной ромбовидной ячейки

$$f_р = \frac{lh}{2} = \frac{36 \cdot 10}{2} = 180 \text{ мм}^2, \text{ или } 0{,}00018 \text{ м}^2.$$

Площадь поперечного сечения всего канала, состоящего из 13,4 ромбовидных ячеек:

$$f_к = f_р n = 0{,}00018 \cdot 13{,}4 = 0{,}0024 \text{ м}^2.$$

Для расчета смоченного параметра сечения межпластинного канала найдем смоченный периметр ромбовидной ячейки

$$П_р = 4\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2} = 4\sqrt{\left(\frac{36}{2}\right)^2 + \left(\frac{10}{2}\right)^2} = 74{,}6 \text{ мм},$$

и тогда смоченный периметр сечения межпластинного канала

$$П_к = П_р n = 74{,}6 \cdot 13{,}4 = 999{,}64 \approx 1000 \text{ мм}, \text{ или } 1 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр межпластинного канала определяем по выражению

$$d_э = \frac{4f_к}{П_к} = \frac{4 \cdot 0{,}0024}{1} = 0{,}0096 \text{ м}.$$

Приведенная длина межпластинного канала может быть определена делением рабочей поверхности пластины на ее ширину или величины поверхности теплопередачи канала на смоченный периметр поперечного сечения канала:

$$L_п = \frac{F_1}{b} \approx \frac{2F_1}{П_к} = \frac{2 \cdot 0{,}5}{1} = 1 \text{ м}. \qquad (5)$$

Определяющие размеры межпластинного канала $f_к$, $d_э$ и $L_п$ используются для выполнения тепловых и гидромеханических расчетов аппаратов.

Благодаря искусственной турбулизации потока, характерной для принятой формы обтекаемой поверхности внутри общего потока в слое средней толщиной 5 мм, скорости струй изменяются в двух плоскостях: перпендикулярно общей плоскости потока и параллельной ей. Достигается высокая степень искусственной турбулизации и размыва пограничного слоя, поэтому аппараты с сетчато-поточным типом пластин дают наиболее высокие коэффициенты теплопередачи уже при скорости потока 0,2—0,5 м/с. Важным достоинством пластин сетчато-поточного типа является и то, что в этой конструкции исключена возможность замыкания либо значительного сужения межпластинных каналов при смещении пластин.

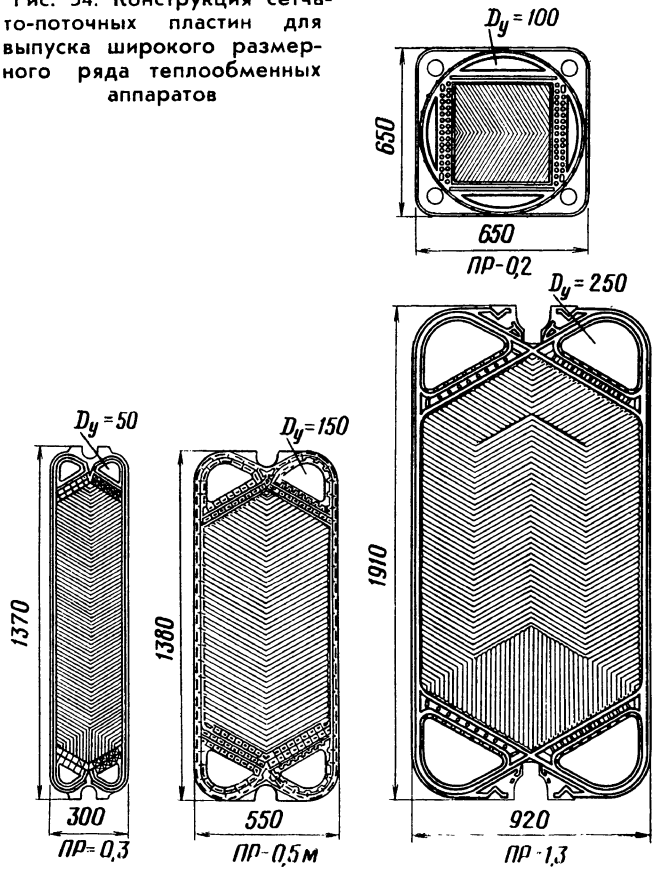
Пластины сетчато-поточного типа с гофрами треугольной формы, расположенными наклонно относительно продольной оси симметрии пластины, как наиболее эффективные, применяются в большинстве конструкций пластинчатых теплообменников, изготовляемых в СССР для химических и смежных с ними производств.

На рис. 54 показаны сетчатно-поточные пластины для разборных конструкций пластинчатых теплообменников.

Технические характеристики сетчато-поточных пластин с наклонными гофрами треугольного профиля приведены в табл. 2.

Общий вид сетчато-поточной пластины с поверхностью теплопередачи $F_1 = 0{,}07$ м^2 показан на рис. 55.

Рис. 54. Конструкция сетчато-поточных пластин для выпуска широкого размерного ряда теплообменных аппаратов



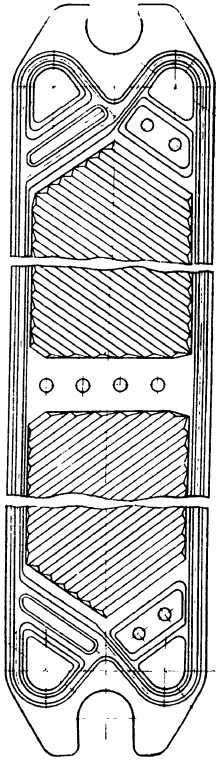


Рис. 55. Сетчато-поточная пластина для малых аппаратов

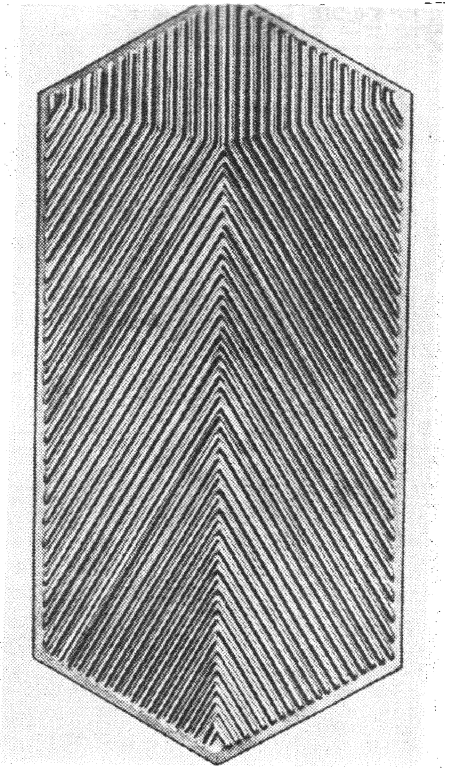


Рис. 56. Пластина ПС-0,8 для блочных сварных теплообменников

Таблица 2

Параметры	ПР-0,2	ПР-0,3	ПР-0,5Е	ПР-0,5М	ПР-1,3	ПС-0,8
Габаритные размеры пластин в мм:						
длина	650	1370	1380	1380	1910	1370
ширина	650	300	500	550	920	640
Толщина стенки	1,2	1	1	1	1	1
Поверхность теплообмена в м²	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3	0,8
Масса в кг	3,6	3,2	5,4	5,6	12,3	6,4
Эквивалентный диаметр в м	0,0075	0,008	0,008	0,0096	0,0096	0,009
Площадь поперечного сечения канала в м²	0,0016	0,0011	0,0018	0,0024	0,0043	0,003
Расстояние между стенками пластины (среднее) в мм	3,8	4	4	5	5	5
Шаг гофр в мм:						
вдоль потока	20,8	20,8	18	20,8	20,8	36
по нормали к гофрам	18	18	16	18	18	18
Высота гофр в мм	4	4	4	5	5	5
Число гофр на пластине	21	50	66	66	95	46
Длина одного канала (приведенная) в м	0,44	1,12	1,15	1	1,47	1,26
Площадь поперечного сечения углового отверстия в м²	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера в мм	100	50	150	150	200	200
Угол наклона гофр к вертикальной оси симметрии в °	60/30	60	60	60	0/60	30

В пластинах для блочных сварных теплообменников нет необходимости в изготовлении паза под уплотняющие прокладки, не требуются угловые отверстия, жесткий наружный контур и устройства для точной взаимной фиксации положения пластин при сборке пакета.

Для сварки пластин в блоки необходима плоская наружная кромка, на которой размещаются металлические проставки.

На рис. 56 показана одна из конструкций пластин для блочных сварных теплообменников с поверхностью теплопередачи $F_1 = 0{,}8$ м². Эти пластины отличаются хорошими теплоэнергетическими показателями, в том числе при конденсации паров и теплоотдаче к газам. Угловые коллекторы для подвода рабочих сред в каналы могут иметь большой диаметр.

Гидравлическое сопротивление пластин «ПС-0,8» при равных скоростях движения среды значительно ниже, чем у других типов гофрированных пластин.

Сетчато-поточные конструкции пластин широко применяют также за рубежом.

Примерами могут служить пластины «Зиг-заг-фло» и «Розенблад» (рис. 57 и 58).

Пластины каждого из этих типов изготовляются на одном формовочном штампе и никаких деталей, кроме резиновых уплотнений, не имеют.

На пластинах «Зиг-заг-фло» выштампованы плавные неглубокие гофры с наклоном справа налево на верхней половине и слева направо по нижней.

При сборке аппарата смежные пластины устанавливают на раме с поворотом на

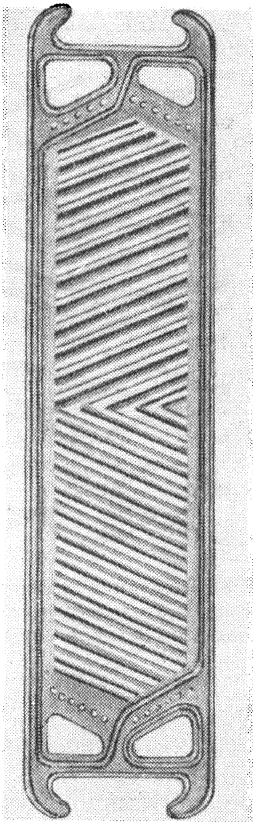


Рис. 57. Сетчато-поточная пластина «Зиг-заг-фло»

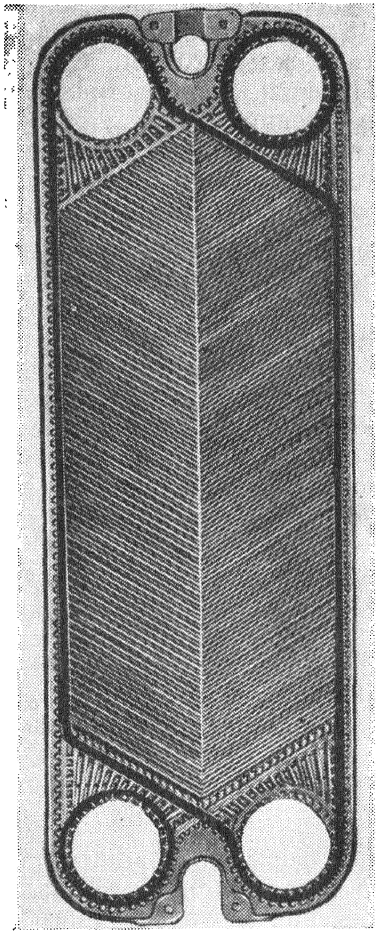


Рис. 58. Сетчато-поточная пластина «Розенблад»

180° одна по отношению к другой, что дает взаимное пересечение гребней гофр смежных пластин.

Пластины «Розенблад» имеют гофры в елку. Профиль гофр — синусоидальный. Паз для уплотняющей прокладки имеет боковые стенки с углублениями, в которые входит часть резины при сжатии прокладки. При сборке пакета вершина елки

гофр нечетных пластин направлена вниз, а смежно-четных — вверх, благодаря чему в каждом канале создается большое число точек взаимной опоры поверхностей двух смежных пластин.

На рис. 59 показаны сечения межпластинного канала вдоль потока (в вертикальной плоскости), выполненные через каждые 2,5 мм между соседними точками пересечения гофр. Пластины «Розенблад» по ширине канала имеют 18 таких точек пересечения гофр через каждые 20 мм.

Профиль межпластинного канала в сечениях между каждой парой точек пересечения гофр периодически изменяется от формы овального двуугольника через ряд промежу-

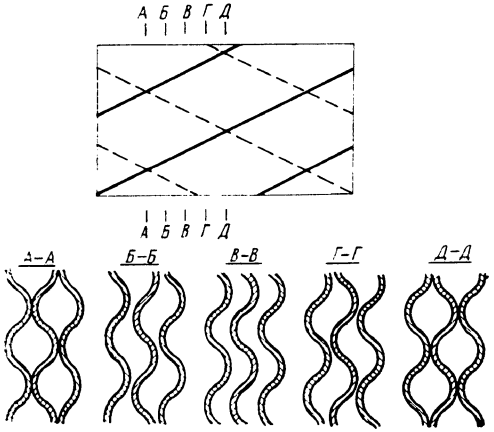


Рис. 59. Сечения межпластинного канала из пластин «Розенблад-3S» (вдоль потока)

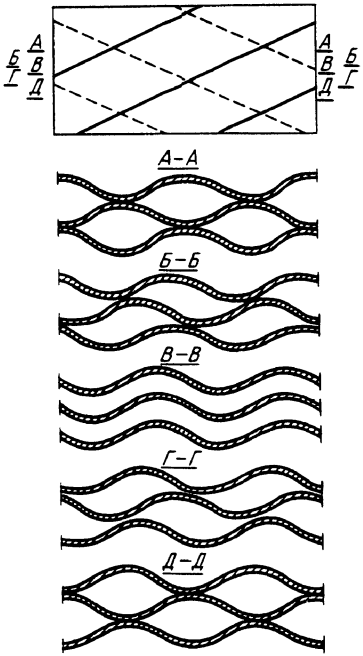


Рис. 60. Сечения межпластинного канала из пластин «Розенблад-3S» (поперек потока)

точных форм, показанных на рис. 59, до симметричного волнистого канала и снова до овального двуугольника.

Сечения межпластинного канала в горизонтальной плоскости (поперек потока жидкости) показаны на рис. 60. Форма овальных двуугольников здесь несколько вытянута, а число таких двуугольников по ширине пластины равно 17,5.

Несмотря на изменение формы межпластинного канала в сечениях на величине каждого шага, площадь живого сечения потока по всей длине пластины сохраняется постоянной.

Форма извилистого движения жидкости в таком межпластинном канале напоминает винтовые линии.

Благодаря взаимному пересечению вершин гофр образуются многочисленные точки опоры между поверхностями двух

смежных пластин, число которых может быть определено по формуле

$$n = z\left(\frac{2b\sin\alpha}{S_н} - 1\right), \qquad (6)$$

где n — число точек взаимной опоры для пары пластин; z — число гофр на пластине; b — ширина гофрированной части пластины; $S_н$ — шаг гофр в направлении по нормали; α — угол наклона гофр к горизонтальной оси пластины.

Взаимная опора поверхностей пластин может быть достигнута и при иных формах гофр, причем оптимальным условием этого является взаимное пересечение линий вершин гофр двух смежных пластин после их относительного поворота на 180°.

В пластинах «Зиг-заг-фло» это достигнуто путем штамповки гофр на верхней и на нижней ее половинах под углом одна к другой. Подобное же решение осуществлено в пластинах «Кресит» с дугообразными гофрами (рис. 61).

Взаимная опора по вершинам встречается и в пластинах с прерывистыми гофрами «Кольдинг» и «Силькеберг» (рис. 62).

Конструкция американских пластин «Суперплейт» типична для сетчато-поточных пластин с прерывистыми турбулизаторами (рис. 63). Турбулизирующие элементы профиля представляют собой многочисленные выступы, близкие по форме к шаровым сегментам диаметром 20 мм у основания и высотой около 6 мм. Толщина стенки пластины 1,2 мм.

Треугольная форма угловых отверстий обеспечивает достаточную величину коллекторных каналов и значительную протяженность линии входа рабочей среды в межпластинный канал.

Скорость входа рабочей среды в межпластинный канал составляет около половины средней скорости потока между пластинами, поэтому местное сопротивление на входе и выходе сравнительно невелико.

Размещение выступов на поверхности пластин несимметричное относительно вертикальной оси пластины — ряды выступов смещены по отношению к средней оси один влево, другой вправо на $^1/_4$ шага. Относительно горизонтальной оси пластины ряды выступов расположены симметрично. При таком расположении выступов пластины, полученные на одном штампе, после относительного поворота на 180° опираются одна на другую во многих точках поверхности, так как выступы одной пластины попадают на плоские участки между выступами другой. Весь набор пластин, сжатых между плитами рамы, образует систему, обладающую подобно сотовой конструкции большой жесткостью и прочностью.

Продольный и поперечный разрезы пакета пластин типа «Суперплейт» и относительное расположение выступов на поверхности пластин показаны на рис. 64, а схема движения жидкости — на рис. 65.

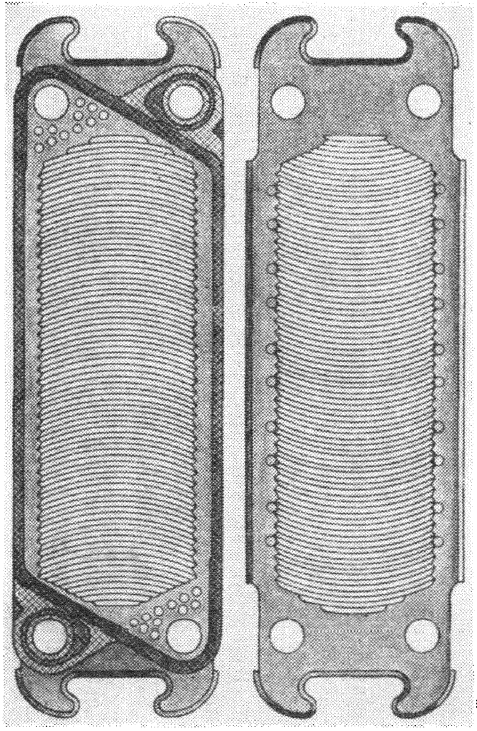


Рис. 61. Сетчато-поточные пластины «Кресит»

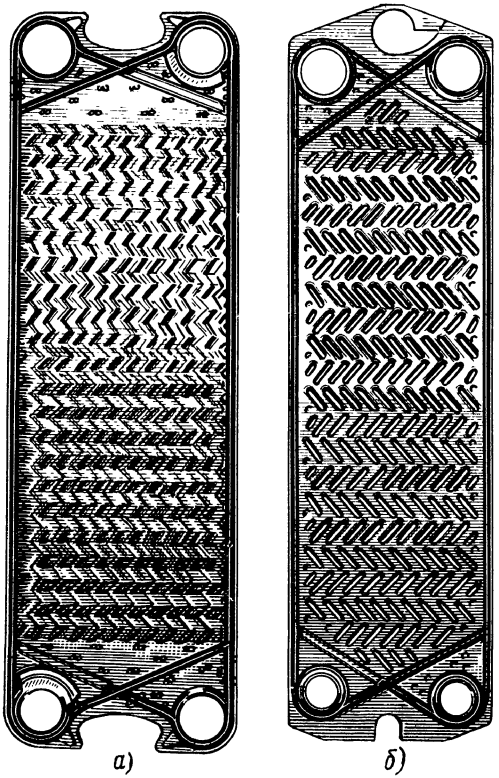


Рис. 62. Сетчато-поточные пластины «Кольдинг» (а) и «Силькеборг» (б)

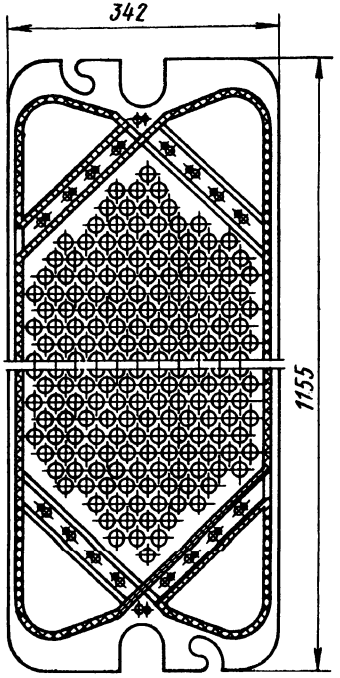
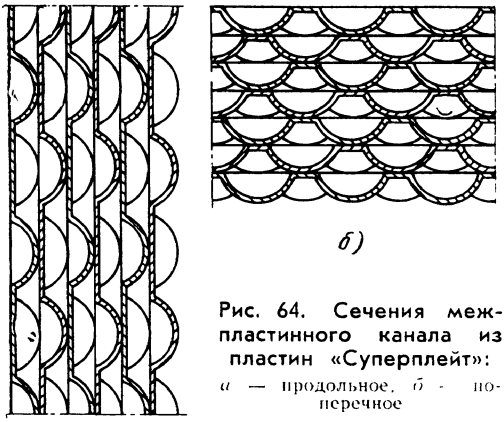


Рис. 63. Сетчато-поточная пластина «Суперплейт-S»

В таких межпластинных каналах изменение скоростей струй происходит в двух плоскостях — перпендикулярно общей плоскости потока и параллельно ей.

Достоинством показанного профиля является и то, что при нем исключена возможность замыкания или хотя бы заметного



а) *б)*

Рис. 64. Сечения межпластинного канала из пластин «Суперплейт»:
а — продольное, *б* — поперечное

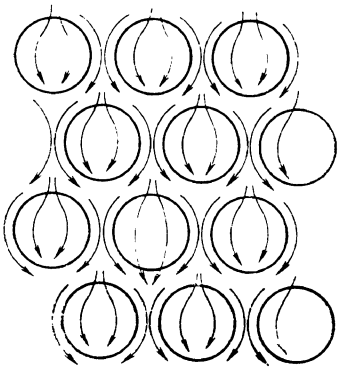


Рис. 65. Схема омывания рабочей средой выступов на поверхности пластин «Суперплейт»

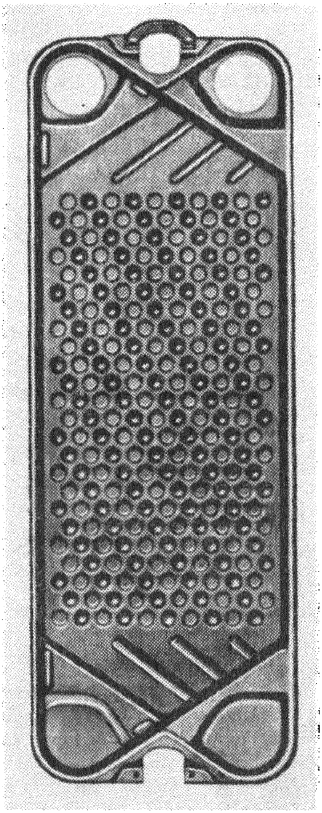


Рис. 66. Сетчато-поточная пластина «Хисака-Ех-3»

сужения проходных каналов при небольшом относительном смещении пластин.

Турбулизирующие элементы в форме полусферических выступов применяются также в японских пластинах «Хисака» (рис. 66).

Пластины «Хисака, Ех-3» (рис. 66) имеют поверхность 0,314 м², а пластины «Ех-2» — 0,2 м². Толщина стенки пластин 1,2 мм. Рабочее давление в каналах до 4 ат.

В заключение описания современных конструкций теплопередающих пластин следует отметить, что оптимальная форма гофр и конструкция пластины общего назначения еще не найдены. В этом направлении ведутся большие теоретические и экспериментальные исследования.

Различие между пластинами по относительному расположению входа и выхода рабочей среды

Возможны прямое (одностороннее) или диагональное относительное расположение входа и выхода рабочей среды на пластинах современных типов.

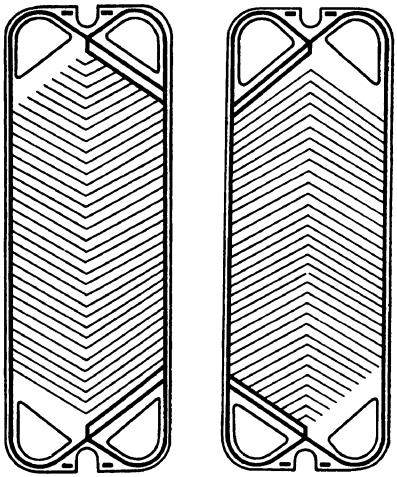


Рис. 67. Пластины с прямым расположением отверстий для входа и выхода рабочих сред:
а — левая; *б* — правая

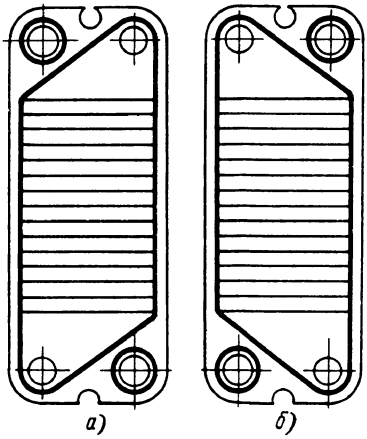


Рис. 68. Пластины с диагональным расположением отверстий для входа и выхода рабочих сред:
а — левая; *б* — правая

Прямым назовем такое расположение, при котором входное и выходное отверстия по углам пластины расположены с одной ее стороны (рис. 52 и 67).

При этом большое уплотнительное кольцо прокладки охватывает два угловых отверстия, находящиеся на правой или левой стороне пластины.

Если большое уплотнительное кольцо охватывает два угловых отверстия, расположенных по диагонали пластины слева — вниз — направо или справа — вниз — налево, то такое расположение назовем диагональным (рис. 38 и 68).

Компоновочная особенность применения пластин с прямым потоком заключается в том, что все штуцера, принадлежащие

к тракту движения каждой из рабочих сред, располагаются по одной из сторон аппарата.

Одностороннее расположение удобно при построении монтажной схемы коммуникации установки.

При применении пластин с диагональным потоком рабочая среда переходит с одной стороны аппарата на другую, как показано на рис. 69.

Если число пакетов в секции по линии движения данной жидкости четное, то места входа и выхода жидкости в секцию окажутся расположенными так же, как при пластинах с прямым

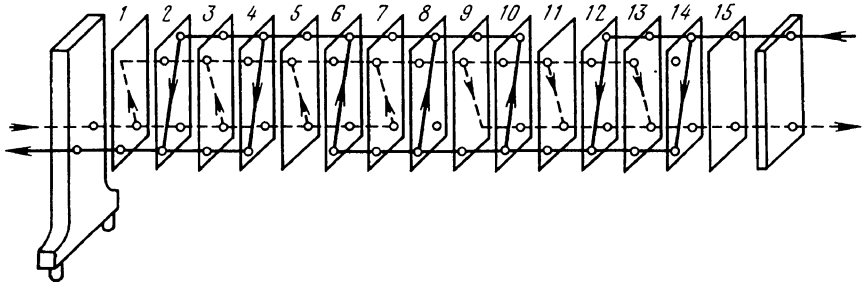


Рис. 69. Компоновочная схема теплообменника при использовании пластин с диагональным потоком (*1—15* — порядковые номера пластин)

расположением отверстий с одной стороны аппарата. Если же секция будет состоять из нечетного числа пакетов, входной и выходной штуцера будут расположены с разных сторон аппарата, что окажет определенное влияние на построение монтажной схемы установки в зависимости от числа таких секций и принятого размещения вспомогательного оборудования.

Гидравлические условия движения жидкости в межпластинном канале при прямом и диагональном расположении отверстий исследованы на прозрачных моделях пластин Н. В. Барановским и Ю. В. Краснокутским.

На практике в настоящее время широко применяют пластины обоих рассмотренных видов.

Классификация пластин

В основном классифицируют пластины по форме профиля рабочей поверхности.

Такое разделение с анализом геометрических параметров дает возможность выявить тепловые и гидромеханические характеристики основных типов пластин.

Классификация теплопередающих пластин приведена на рис. 70.

Рис. 70. Классификация теплопередающих пластин

Следует отметить, что среди различных конструктивных форм пластин встречаются образцы, обладающие смешанными признаками, и их трудно отнести к тому или иному чистому типу. Это, однако, не снижает значения четкой классификации основной массы имеющихся типов пластин и выявления их характерных свойств.

Пластины одного и того же аппарата также отличаются одна от другой конструктивно, что зависит от их конкретного назначения и относительного положения в пакете.

В связи с этим возникает необходимость дополнительно классифицировать однотипные по форме поверхности пластины по их назначению в аппарате, разделяя их при этом на следующие три вида: рядовые, граничные и концевые.

Каждая рядовая пластина имеет по углам четыре отверстия (рис. 67 и 68), которые образуют при сборке аппарата продольные коллекторные каналы.

Рядовые пластины составляют большую часть пластин в аппарате. В каждом пакете все рядовые пластины работают включенны-

ми параллельно в одних и тех же температурных и гидродинамических условиях.

Для осуществления относительного положения потоков рабочих сред рядовые пластины должны быть левыми и правыми, при сборке они чередуются между собой, так что все левые пластины, например, нечетные, а правые — четные (или наоборот). Левые и правые пластины представляют собой при сборке аппарата различные детали, полученные, как правило, при помощи одного и того же штампа. Они отличаются между собой относительным расположением элементов профиля поверхности и места подвески на верхнюю штангу, а после наклейки прокладок также и по расположению прокладок, как показано на рис. 67.

Именно благодаря чередованию левых и правых пластин в аппарате образуются две взаимоизолированные системы каналов для теплообменивающихся сред.

При конструировании современных разборных теплообменников должно соблюдаться условие, при котором левые и правые пластины получаются на одном формовочном штампе, а при сборке при прямом расположении отверстий все правые пластины получаются поворотом их относительно левых на 180°.

Пластины с диагональным расположением отверстий также разделяются на левые и правые (рис. 68). Однако резиновые прокладки, изготовляемые в пресс-формах, для левых и правых пластин в этом случае различны (зеркальное отображение друг от друга) и не могут быть взаимозаменяемы.

Граничные пластины имеют неполное число отверстий по углам (менее четырех). Пластины этого вида устанавливают в местах, где необходимо изменить направление потока, и они определяют, следовательно, границы пакетов.

Граничные пластины различаются между собой не только числом отверстий, но и расположением их по отношению к месту нахождения подвески на плите. Кроме того, граничные пластины всех видов могут быть, как и рядовые, правыми или левыми в зависимости от того, с какими пластинами они находятся в контакте. Граничные пластины в своей рабочей части не отличаются от рядовых и также несут теплообменную нагрузку, но в несколько иных температурных условиях, чем рядовые.

Концевые пластины размещаются по концам секции и непосредственно примыкают к разделительным или нажимным плитам. Концевые пластины не несут тепловой нагрузки, так как омываются рабочей средой только с одной стороны.

ПРОКЛАДКИ

Герметичность разборного теплообменного аппарата может быть достигнута в том случае, когда неровности (шероховатость, риски, вмятины, прилипшие частицы), имеющиеся на поверхности каждой пластины, соприкасающейся с прокладкой, и на

прокладке настолько малы, что рабочая среда протекать не будет.

При течении даже отфильтрованной жидкости через капиллярные каналы, соизмеримые с толщиной слоя поляризованных молекул, адсорбирующихся на его стенках, наступает явление облитерации (уменьшение или полное прекращение течения жидкости).

В плоском канале высотой $h = 2\delta_к$, где $\delta_к$ — критическая толщина граничного слоя, расход жидкости равен нулю вследствие наступившей полной облитерации.

Облитерация вызывается адсорбцией на стенках канала поляризованных молекул рабочей жидкости и скопления у стенок канала крупных активных частиц, находящихся в рабочей жидкости в коллоидном или во взвешенном состоянии. При этом образующийся слой обладает свойствами, отличными от свойств жидкости в объеме.

Облитерация увеличивается с уменьшением размера поперечного сечения канала, увеличением давления, при котором происходит истечение жидкости через канал, и с увеличением длины канала.

Внутренняя поверхность каналов между двумя уплотняемыми поверхностями должна быть обработана с высокой чистотой и большой точностью. Однако даже при этом неровности, оставшиеся на уплотняемых поверхностях после их обработки, образуют зазоры-каналы, по которым рабочая среда перетекает из мест с большим давлением в места с меньшим давлением. Устранить эти каналы можно при помощи взаимного сжатия уплотнительных поверхностей (смятия на них всех неровностей), что требует очень больших усилий сжатия.

Герметичность узла уплотнения может быть достигнута и до смятия всех неровностей, если перед монтажом уплотняемые поверхности покрыть какой-либо вязкой жидкостью. В образующейся между поверхностями пленке возникают абсорбционные силы, которые тем больше, чем меньше каналы. Такое же увеличение этих сил, а вместе с тем и повышение герметичности возникает при уменьшении высоты канала под действием увеличивающегося усилия обжатия. Однако не всегда неплотность устраняется дополнительным обжатием узла соединения, уже находящегося под давлением рабочей среды. Опыт показывает, что при определенном внутреннем давлении рабочей среды происходит нарушение герметичности узла уплотнения, которое не устраняется подтягиванием болтов при наличии давления в аппарате. Для восстановления герметичности следует снять внутреннее давление рабочих сред в каналах, нанести новую смазку и заново сжать уплотняемые поверхности.

Удельное давление, при котором происходит смятие неровностей на уплотнительных поверхностях и закрытие каналов, называется критическим удельным давлением.

Усилие, соответствующее этому удельному $q_{кр}$ давлению, называется критическим усилием обжатия $P_{кр}$. Оно зависит от материала узла уплотнения и чистоты обработки уплотнительных поверхностей.

Наиболее целесообразным методом уплотнения разъемных соединений в разборных теплообменных аппаратах является уплотнение прокладками. Применение прокладок требует меньших усилий обжатия и позволяет обеспечить герметичность соединения, смежные поверхности которого обработаны с меньшей точностью и более низкой чистотой, чем это необходимо для обеспечения герметичности при контакте без прокладки.

Прокладки должны удовлетворять требованиям:

при обжатии с возможно меньшими усилиями обеспечивать надежное заполнение неровностей, образовавшихся на уплотнительных поверхностях пластин и прокладок при их изготовлении, создавая герметичность узла в рабочих условиях;

обладая достаточными упругими свойствами, сохранять герметичность узла уплотнения при возможном упругом искривлении уплотнительных поверхностей;

сохранять возможно дольше свои уплотняющие свойства в процессе эксплуатации.

При выборе прокладок необходимо учитывать, что критическое усилие обжатия прокладки зависит от конструкции и материала прокладки.

Для уменьшения ширины, а следовательно, и площади прокладок и соответствующего уменьшения критического усилия обжатия применяют прокладки, поперечное сечение которых имеет специальную форму. Критическое усилие обжатия может быть снижено путем применения самоуплотняющихся прокладок. Конструкция этих прокладок наряду с усилием обжатия предусматривает использование усилия, возникающего от действия внутреннего давления среды.

Поэтому критическое усилие обжатия таких прокладок необходимо только для создания начальной герметичности. В дальнейшем под действием удельного давления рабочей среды прокладка будет обжата и создастся герметичность узла.

Для снижения критического удельного давления обжатия можно применять покрытие жестких прокладок легкодеформирующимся материалом, который заполняет каналы при относительно небольших усилиях обжатия и работает подобно тому, как работает смазывающая жидкость.

Для этого покрытия применяют такие материалы, как свинец, медь, серебро, фторопласт и др. Покрытие выбирается в зависимости от условий, в которых должна работать прокладка: температуры, давления, агрессивности рабочих сред и экономической целесообразности.

Недостаток прокладок с покрытием состоит в том, что покрытие надо восстанавливать после каждой разборки аппарата.

Герметичность в узлах уплотнения разборных теплообменных аппаратов обычно нарушается вследствие перемещения деталей соединения, а также их деформации, превышающей допустимые значения.

Причинами нарушения герметичности также могут быть:

снижение усилия обжатия прокладок в условиях эксплуатации вследствие остаточной деформации (усадки) прокладок;

неравномерность обжатия прокладок при сборке пакетов и подсоединении трубопроводов;

неравномерные деформации деталей аппарата под воздействием температурных перепадов;

нарушение нормальных условий работы прокладки.

К внешним факторам, действующим на узлы уплотнения аппарата в условиях эксплуатации, относятся: давление рабочих сред, изгибающий момент, возникающий на подвижной плите аппарата при деформации трубопроводов, неравномерность распределения удельного давления по прокладкам.

При резком изменении температуры рабочей среды удельное давление на прокладки изменяется и нарушается герметичность. Для устранения этого отрицательного явления в разборных пластинчатых теплообменниках устанавливают пружинные компенсаторы на стяжных винтах.

Прокладки в разборных теплообменных аппаратах бывают однократного и многократного применения. Примером прокладок однократного применения являются металлические прокладки, прокладки из асбеста, паронита и других материалов, не обладающих достаточной упругостью.

Резиновые прокладки можно применять многократно, поскольку резиновая прокладка в довольно широких пределах может восстанавливать свою первоначальную форму после снятия нагрузки на нее.

Эластичность, достаточная прочность, химическая стойкость по отношению к большинству рабочих сред, а также определенная температурная устойчивость вулканизированной резины позволяют широко использовать ее как прокладочный материал.

Свойства резиновых прокладок определяются свойствами и относительным количеством входящих в нее компонентов, режимом изготовления резиновой смеси, способом и степенью вулканизации прокладок.

Для изготовления резиновых прокладок применяют различные каучуки.

Натуральный каучук обладает высокой прочностью и упругостью, устойчив к агрессивному воздействию слабых кислот и щелочей; в масле, бензине и органических растворителях не стоек; при температуре выше 200° С он разлагается.

Более широкое применение для изготовления прокладок нашли синтетические каучуки, поскольку они обладают лучшей химической и тепловой стойкостью по сравнению с натуральным

каучуком. Большинство из них является сополимерами, т. е. продуктами полимеризации двух или нескольких веществ, соединенных для получения желаемых характеристик каучука.

Например, бутадиенстирольный каучук используется для изготовления резин марки СУ 359, из которых изготовляют теплостойкие и кислотно-щелочестойкие прокладки к разборным пластинчатым теплообменникам.

Согласно техническим условиям ТУ 233-54р, эта резина относится к группе ПВ и допускает ее применение при температуре нейтральных сред от 20 до 140° С.

Бутадиеннитрильный каучук, из которого изготовляют для прокладок резину марки 4326, ТУ 233-54р, Гр. V В, придает прокладкам стойкость к минеральным маслам, керосину, дизельному топливу, нефти, бензину и некоторым органическим средам.

Прокладки для аппаратов, предназначенных для тепловой обработки пищевых сред, в рецептуре исходной резиновой смеси не должны содержать вредных для организма человека соединений, например соединений мышьяка, свинца, ртути и т. д.

Для изготовления прокладок применяются также резины, основой для которых служит смесь фторопласта и синтетического каучука — фторкаучук. Эти резины обладают очень ценными качествами: высокой теплостойкостью и морозостойкостью (при кратковременном воздействии до 300° С), стойкостью к минеральным маслам, озону, концентрированной серной кислоте и другим минеральным кислотам.

Прокладки из фторокаучуковой резины марки ИРП-1225 длительное время эксплуатируются в холодильниках 76% серной кислоты при температуре 80—100° С.

Ограничением для широкого применения этой резины является ее высокая стоимость, превосходящая в десятки раз стоимость прокладок общего назначения, например, из бутадиенстирольного каучука.

Среди синтетических каучуков, используемых для изготовления прокладок, особое место занимает бутиловый каучук благодаря некоторым особенностям его строения. Присущая ему высокая газонепроницаемость и малая водонабухаемость наряду с другими ценными свойствами позволяют широко использовать его в узлах уплотнений.

Резины на основе бутилкаучука противостоят ряду органических растворителей, которые действуют разрушающе на бензомаслостойкие бутадиеннитрильные каучуки. Прокладки к разборным пластинчатым теплообменникам на основе бутилкаучука изготовляют из резины марки ИРП-1309а.

Прокладки к теплообменникам, изготовленные на основе этиленпропиленового каучука, обладают повышенной агрессивостойкостью и теплостойкостью в морской воде, в парах уксусной кислоты с примесью фурфурола и в ряде органических сред. Резины марки ИРП 1377 и 51-1481 являются перспективным

материалом для изготовления долговечных и экономичных прокладок к разборным теплообменным аппаратам, эксплуатируемым на предприятиях микробиосинтеза, целлюлозных и гидролизных производствах, в аппаратах с рабочими средами: вода, пар, водные растворы солей при температурах до 180° С.

Высокой теплостойкостью отличаются прокладки из резины на основе кремнийорганического (силиконового) каучука. Эти прокладки обладают достаточной стойкостью к воздуху, морской и пресной воде, озону, водным растворам солей.

Стоимость прокладок из резины ИРП-1399 примерно в 5 раз меньше стоимости прокладок из фторкаучука. Однако достаточного опыта применения силиконовых прокладок в разборных теплообменниках еще нет.

Технические характеристики прокладок для разборных пластинчатых теплообменников на основе основных марок отечественных резин приведены в табл. 3.

Твердость резиновых прокладок для пластинчатых теплообменников должна составлять по твердомеру ТМ-2 60—80 условных единиц (ГОСТ 263—53), что соответствует резинам повышенной твердости.

Зарубежные фирмы изготовляют прокладки из разнообразных марок резин, а также резино-асбестовые прокладки.

Так, фирма Альфа-Лаваль в зависимости от рабочих сред, на которых будет работать теплообменник, применяет следующие каучуки для прокладок: натуральный, нитрильный, полиизопреновый, бутилкаучук и этиленпропиленовый каучук.

Фирма APV в зависимости от рабочих температур сред, обрабатываемых в теплообменнике, и их свойств применяет прокладки на основе следующих каучуков: натуральный каучук до 80° С; бутадиенстирольный до 135° С; полиизопрен до 85° С; бутилкаучук до 120° С; парадюр (фторкаучук вайтон) до 180° С; паракрон (силиконовый каучук) до 180° С; нордель (этиленпропиленовый каучук) до 150° С.

Кроме того, ассортимент прокладочных материалов дополняется эластомерами типа хлорсульфированного полиэтилена (Хайпалон) резино-асбестовыми материалами и др.

Применение синтетических каучуков позволяет создать резины, обладающие нужными свойствами.

Для изготовления отдельных вспомогательных прокладок может использоваться листовая техническая резина (ГОСТ 7338—65). Она подразделяется на пять типов: кислотощелочестойкая, теплостойкая, морозостойкая, маслобензостойкая и пищевая.

Узел уплотнения должен позволять сжиматься прокладке в одном направлении и расширяться в других направлениях. Неограниченное сжатие прокладки недопустимо из-за возможного раздавливания ее и «химического» течения резины под большими нагрузками.

Таблица 3

Характеристика резиновых прокладок для пластинчатых теплообменников

Марки резины и норматив на поставку	Каучуковая основа	Условия работы прокладки (температурные пределы для воздуха и воды)	Область применения	Примечание
СУ-359 ТУ 233-54р, Гр II В	СКС-30 Бутадиен-стирольный	Теплостойкая и кислотно-щелочестойкая от —20 до +140° С	Общего назначения для воды и водных растворов солей, кислот, щелочей, фосфорной, соляной, азотной кислот	Не стойка в растворителях, минеральных маслах, бензине, бензоле, четыреххлористом углероде, ацетоне, анилине
4326 МРТУ 38-5--1166—64 ТУ 233-54р, Гр V В	СНК-18 Бутадиен-нитрильный	Повышенная тепло- и маслобензостойкость от —50 до +100° С	Машинное масло, соляровое, керосин, дизельное топливо, нефть, бензин, топливо Т-1, формалин, метанол. Ограниченно: фреон, скипидар, диметилформамид, ацетонитрил, бутиловый спирт	Не стойка в средах кислот: азотной, уксусной и др., а также ацетон, бензол, фурфурол, тетрахлорэтан, анилин
1024 ИР-36А; БКСО-107 ТУ 233-54р	НК	Пищевая от —20 до +110° С	Вода, молоко, спирт, пиво, вино, пищевые жиры, слабая уксусная кислота	Не содержит вредных для организма человека примесей
ИРП-1225 МРТУ 6-07--6031/64 ИРП-1287	СКФ-32 Фторкаучук СКФ-26	Повышенная теплостойкость, маслобензостойкость, кислото-щелочестойкая	Воздух, фреон, минеральные масла, топливо Т-1; кислоты: серная, азотная, соляная, фенол, тетрахлорэтан, стирол	Не стойка в средах: толуол, диметилформамид, метилпирролидон, фурфурол
ИРП-1309а ВТР-30070	Бутилкаучук «А»	Повышенная стойкость к органическим растворителям, теплостойкость от —20 до +140° С	Уксусный ангидрид, водные растворы фурфурола, анилин, ацетон. Ограниченно: дибутилфталат, муравьиная кислота	Опытная серия не стойка в тетрахлорэтане

Марки резины и норматив на поставку	Каучуковая основа	Условия работы прокладки (температурные пределы для воздуха и воды)	Область применения	Примечание
ИРП-1377 ВТР 30201 ВТУ 38-5--122—66	СКЭП + + СКМС-10 этилен-пропиленовый + + стирольный	Теплостойкая и агрессивностойкая от —30 до +180° С	Морская вода, пар, водные растворы фурфурола, уксусная кислота, *N*-метилпирролидон, ацетальдегид, хлористый аммоний, диметилформамид	Опытная серия
51-1481 ВТР-51-206	СКЭП этилен-пропиленовый	Повышенная теплостойкость от —50 до +180° С	Перегретая вода, растворы солей	Опытные образцы
51-3042 ВТР-51--20614	СКЭПТ этилен-пропиленовый	Агрессивностойкая	*N*-метилпирролидон, уксусная кислота, ацетальдегид, водные растворы фурфурола	Опытные образцы
ИРП-1343 ИРП-1399 ИРП-1401 МРТУ 38-5-6074-67 ТУУТ 1014-59	СКТВ-1 силиконовый	Повышенная теплостойкость от —60 до +250° С	Воздух, перегретая вода, нейтральные растворы солей	Опытные образцы

В узлах уплотнений разборных пластинчатых теплообменников удельное давление на прокладку в зависимости от марки резины и давления сред лежит в пределах 3—7 МПа (30—70 кгс/см^2).

Прокладки в поперечном сечении имеют различный профиль. Изготовляются прокладки формовым способом, предпочтительно цельными в одной прессформе.

Для более крупных пластин размером 0,5 м^2 и более изготовить прокладку в одной пресс-форме затруднительно из-за больших габаритных размеров пресс-формы.

На рис. 71 показана прокладка для пластин ПР-0,5Е (см. табл. 2). Ее обычно изготовляют из двух прямых, верхнего и

нижнего фигурных участков. В поперечном сечении пластина образует пятигранник.

После вулканизации частей прокладки их стыкуют путем склеивания четырех стыков непосредственно при приклеивании прокладки к пластине.

В разборном пластинчатом теплообменнике создается многокамерная герметичная система при условии, когда усилие обжа-

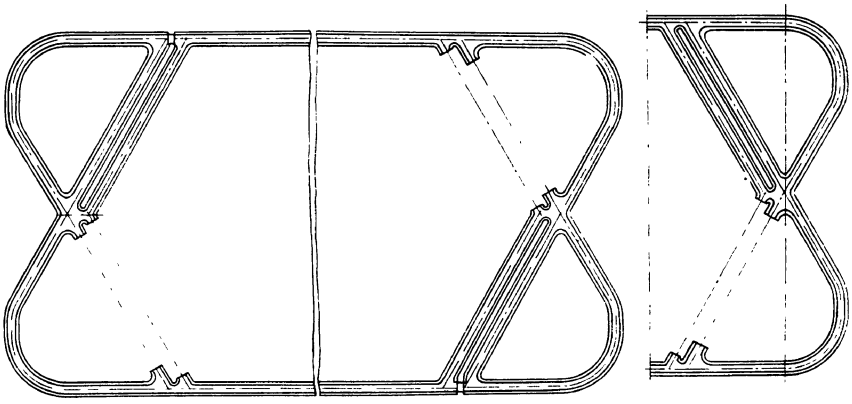


Рис. 71. Резиновая прокладка для пластин 0,5-Е

тия P, отнесенное к единице контактной площади прокладки f, больше критического давления $q_{кр}$:

$$\frac{P}{f} \geqslant q_{кр}.$$

Опытным путем установлено, что для прокладок, показанных на рис. 71,

$$q_{кр} = (25 + 0{,}9P_р),$$

где $P_р$ — внутреннее давление в аппарате, при котором наступит разгерметизация системы, в кгс/см^2.

Герметичность узла уплотнения с резиновыми прокладками нарушается при потере прокладкой устойчивости, когда внутренние силы, равные произведению давления среды на площадь боковой поверхности прокладки, соприкасающуюся с этой средой, становятся больше сил трения.

Силы трения определяются как произведение давления на площадь прокладки, контактирующую с обжимающей стенкой, и на коэффициент трения.

Система уплотнительных прокладок выполняет в аппарате две функции:

а) обеспечивает плотность мест смыкания пластин по контуру и в зоне угловых отверстий. Прокладки препятствуют как

возникновению утечек сред в окружающую атмосферу, так и перетеканию одной из сред в каналы, занятые другой, и их смешиванию между собой;

б) размеры прокладок влияют на рабочую величину межпластинных зазоров, а следовательно, на эквивалентный диаметр и площадь поперечного сечения канала, интенсивность теплоотдачи и гидравлическое сопротивление.

Расположение прокладок на пластинах может быть различным. На рис. 72 показаны две возможные системы расположения прокладок.

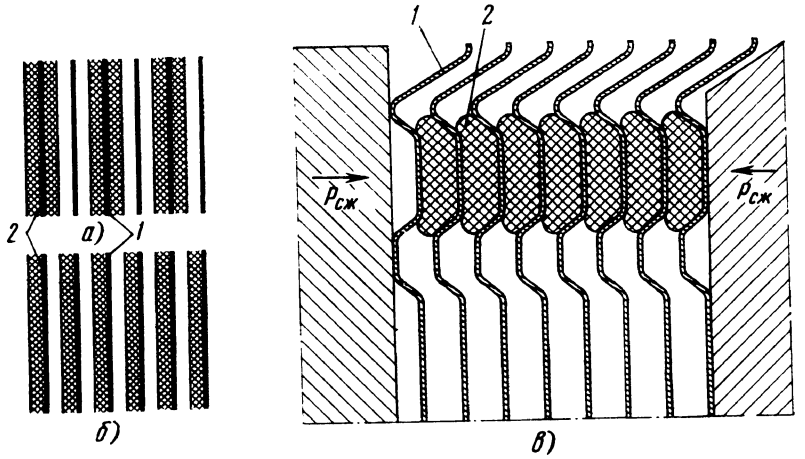


Рис. 72. Расположение прокладок на пластинах:

а — двустороннее; *б* — одностороннее; *в* — система уплотнения с односторонним расположением прокладок в рабочем состоянии; *1* — пластина; *2* — прокладка

Комплект пластин состоит из пластин-носителей, на обеих сторонах которых находятся прокладки, и гладких пластин без прокладок (рис. 72, *а*).

При установке тех и других через одну весь комплект будет уплотнен. К этой схеме построения уплотнения можно отнести и пластины с турбулизирующими резиновыми вставками («Мульти-Пасс», см. рис. 42), выполняющими одновременно роль двусторонних уплотнительных прокладок;

прокладки закреплены на каждой пластине с одной стороны и весь комплект пластин состоит лишь из однотипных пластин с односторонним уплотнением.

Сторону, на которой находятся прокладки, называют «лицевой» стороной пластины.

В настоящее время такая система уплотнения пластин пользуется наибольшим распространением, так как она обеспечивает большую технологичность изготовления комплекта пластин.

Прокладки должны быть, по возможности, надежно закреплены на пластинах, поскольку аппараты могут подвергаться частой разборке.

Существуют два способа закрепления резиновых прокладок на пластинах:

а) приклеивание прокладок соответствующим клеем, причем прокладка обычно помещается в канавку, выштампованную для нее на пластине;

б) механическое закрепление прокладки в специальной удерживающей прокладку канавке, имеющей в сечении форму «ласточкиного хвоста», либо ином удерживающем устройстве.

В современных конструкциях пластинчатых теплообменников наибольшее распространение получил способ приклеивания прокладок в канавку на пластине.

При клеевом закреплении резиновых прокладок достигаются: равномерное распределение напряжений в месте соединения, совершенно гладкие поверхности в узлах уплотнения, сравнительно небольшие капитальные и трудовые затраты на единицу продукции.

Недостатками клеевого закрепления прокладок можно считать: влияние температуры на прочность соединения, недостаточную стойкость некоторых марок клеев к агрессивному действию различных рабочих сред; необходимость тепловой обработки некоторых клеевых соединений для получения достаточной прочности соединения.

С целью улучшения адгезии [1] клея к материалу во всех случаях склеиваемая поверхность вначале подвергается тщательной очистке от загрязнений с помощью щеток, наждачной шкурки или пескоструйной обработки, затем обезжириванию посредством органических растворителей, моющих средств или пара.

Важным для прочности клеевого соединения является отсутствие внутренних остаточных напряжений в клеевом слое после его отвердения, которые возникают при значительной толщине клеевого шва, неравномерном его прогреве или охлаждении. В связи с этим клеевой слой целесообразно делать толщиной 0,05—0,25 мм.

При склеивании резиновой прокладки с металлом пластины клеевой слой должен обладать также некоторой эластичностью.

Наиболее подходящими для применения в узлах уплотнения разборных теплообменников с резиновыми прокладками являются: фенолформальдегидные клеи БФ-2 и БФ-4; КФС-2; эпоксидный клей марки Эпоксид П; полиуретановый клей Леконат; каучуковый клей ГЭН-150; термопрен 88-Н; БЦ.

Некоторые особенности применения различных марок клея следующие.

---

[1] Адгезия — способность клея прилипать к поверхности детали.

Фенолформальдегидные клеи наносятся на обезжиренную поверхность склеиваемых деталей в два-три слоя, после чего детали сжимают в приспособлении усилием, обеспечивающим на склеиваемой поверхности удельное давление в пределах 5—20 кгс/см². Для полимеризации клея соединения нагревают в сушильном шкафе до температуры 130—160° С и выдерживают при ней 0,5—1 ч. Способ склеивания эпоксидными клеями аналогичен, однако температура склеивания должна быть примерно 180° С.

Каучуковые клеи разделяются на клеи холодного твердения и клеи, требующие горячей полимеризации. К первым относятся клеи марок 88-Н, термопрен, БЦ.

Эти клеи удобны для ремонтных работ, если нет сушильного шкафа для тепловой обработки клеевого соединения. Однако химическая стойкость и прочность соединений на их основе ниже, чем клея горячей полимеризации, например ГЭН-150, который в настоящее время считается одним из лучших для применения в разборных теплообменных аппаратах. Клей ГЭН-150 (ТУ П 105—58) является продуктом сочетания бутадиен-нитрильного каучука со смолой ВДУ. Он поставляется в сухом виде. Для приготовления жидкого клея кусочки сухого клея растворяют в смеси этилацетата и ацетона.

Расход жидкого клея составляет около 100 г/м² склеиваемых поверхностей. На сухую обезжиренную поверхность клей наносят в два слоя с выдержкой первого слоя для подсушки 45—60 мин при 18—20° С. Удельное давление склеивания 0,3—0,5 МПа (3—5 кгс/см²). Температура склеивания 143±2° С в течение 45 мин.

Клей ГЭН-150 имеет морозостойкость до температуры минус 70° С и теплостойкость до 150° С. Этот клей имеет хорошую водостойкость, масло-бензостойкость и удовлетворительную кислотостойкость.

Клеи холодного твердения марок 88-Н и БЦ обладают лишь хорошей водостойкостью, но неустойчивы к маслам, бензину, растворителям.

Зарубежные фирмы для закрепления резиновых прокладок к пластинам также применяют прочные клеевые соединения. Фирма Альфа-Лаваль применяет клей «Гаскет-Цемент III», по свойствам напоминающий клей марки ГЭН-150.

Для холодного твердения применяют клей «Бостик», по свойствам аналогичный термопреновому.

Резиновые прокладки перед приклейкой подвергаются специальной обработке, обеспечивающей поляризацию поверхностного слоя.

Значительная протяженность линии уплотнения между пластинами благоприятствует возникновению неплотностей, которые должны быть быстро обнаружены и устранены. Основная часть линии уплотнения состоит из вертикальных ветвей прокладок,

проложенных по боковым сторонам пластин, где неплотности легко могут быть обнаружены, так как утечка жидкости происходит наружу.

Особое внимание при конструировании уплотнения следует уделять зоне угловых отверстий. При неправильной конструкции уплотнений в этой зоне могут возникнуть скрытые утечки из полости одной среды в полость другой.

Пример такой неправильной конструкции прокладки показан на рис. 73, *а*.

Следует учитывать, что перепад давлений в полостях аппарата для обеих рабочих сред — явление нормальное, поэтому если обе среды будут отделены одна от другой только одной прокладкой, возникает опасность утечки одной из них в полость другой, смешивания их и других недопустимых последствий.

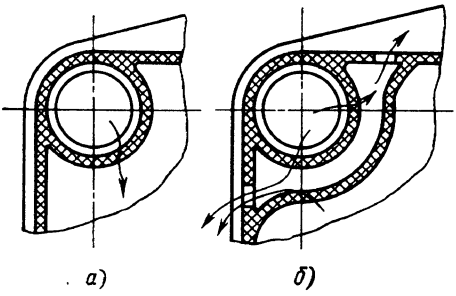


Рис. 73. Конструкция уплотнительной прокладки в зоне углового отверстия:

а — неправильная; *б* — правильная

Поэтому конструкция уплотнений должна быть разработана с учетом возможного нарушения плотности, но должна исключить попадание одной среды в другую.

Пример правильного конструктивного решения показан на рис. 73, *б*. Здесь полости обоих рабочих сред разделены не одной, а двумя прокладками, что создает гораздо большую вероятность надежного разделения. Кроме того, промежуток между обеими прокладками должен быть сообщен с атмосферой, что предотвращает возможность возникновения неблагоприятного соотношения давлений по обе стороны каждой прокладки.

Если при таком устройстве неплотности и возникнут, то утечки рабочих сред будут происходить только в атмосферу, причем подается сигнал о наличии неплотности, а возможность смешивания жидкостей полностью исключается.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЛАСТИН

I. Пластинчатые аппараты обладают высокой технологичностью изготовления широких размерных рядов в результате применения такого высокопроизводительного и экономичного способа изготовления пластин, каким является холодная листовая штамповка.

Вместе с тем, из-за сложности и высокой стоимости оснастки для штамповки пластин преимущества ее значительно уменьшаются, если для левых и правых пластин изготовлять различные

штампы, формующие сложную по профилю рабочую часть пластин.

Чтобы избежать ошибок в этом отношении, при конструировании новой пластины необходимо иметь в виду следующее.

1. Пластина ленточно-поточного типа с горизонтальными гофрами должна иметь горизонтальную (поперечную) общую ось симметрии, все ее гофры и опорные элементы должны быть расположены симметрично относительно этой оси.

Это даст возможность формовать профиль рабочей части всех пластин на одном штампе и использовать для левых и правых пластин любую изготовленную пластину, повернув ее относительно соседней пластины на 180° с сохранением правильного совмещения гофр.

Кроме того, пластина этого типа должна иметь вертикальную (продольную) ось, относительно которой симметрично расположены гофры и канавки под резиновые прокладки, но все ее опорные элементы должны быть расположены асимметрично относительно этой оси.

В противном случае выштампованные опорные элементы соседних пластин, повернутые один относительно другого на 180°, совпадут, а все противостоящие опорные элементы окажутся на одной линии, что нарушит их опорную функцию.

2. Пластина сетчато-поточного типа с прерывистыми элементами также должна иметь общую горизонтальную ось симметрии, относительно которой должны быть симметричны как контурные линии профиля, так и турбулизирующие элементы. Особенно наглядно это видно на примере пластины типа Суперплейт (см. рис. 63). Такие пластины должны иметь также общую вертикальную ось, относительно которой симметрично расположены канавки для резиновых прокладок, но турбулизаторы (например, полусферические выступы) должны быть расположены относительно этой оси асимметрично. Это вызвано тем, что в пластинах этого профиля турбулизаторы одновременно выполняют и опорные функции и при относительном повороте пары пластин выступы не должны совпадать.

3. Пластина сетчато-поточного типа с непрерывными турбулизаторами в виде наклонных гофр или гофр в елку должна иметь поперечную и продольную ось симметрии для канавок под резиновые прокладки и для контурных линий, а также одну из осей симметрии поперечную или продольную для рабочей части пластины.

Выполнение этих условий позволит получить нормальное сопряжение левых и правых пластин любого вида при изготовлении левых и правых пластин на одном и том же штампе.

II. Выравнивание средней скорости рабочей среды по ширине канала приводит к улучшению использования теплообменной поверхности пластин и должно быть рекомендовано при любых режимах и для любых пластинчатых аппаратов.

Наличие зон малых скоростей омывания рабочей поверхности стимулирует образование в них пригара, отложений и приводит к выключению этих зон из работы.

Выравниванию скорости потока способствует:

а) выбор благоприятного соотношения ширины пластины и ее высоты;

б) равномерное распределение возмущающих элементов (гидравлических сопротивлений) по поверхности пластины;

в) ликвидация прямых проходов, представляющих собой линии наименьшего сопротивления для движения струй жидкости, как в средней части пластины, так и по краям в зоне расположения прокладок;

г) создание плавных очертаний зон расширения потока при входе в межпластинный канал и сужения при выходе из него в коллектор.

III. При создании новой пластины необходимо найти оптимальное отношение высоты пластины к ее ширине.

При выборе этого отношения учитывают картину омывания рабочей поверхности пластины жидкостью при наличии зон расширения потока на входе и сужения на выходе, поскольку увеличение отношения высоты пластины к ее ширине способствует, при наличии обычно используемых форм турбулизующих элементов, выравниванию скорости по ширине потока и устранению зон застоя в углах.

В пластинах для конденсации паров, наоборот, желательно уменьшить отношение высоты пластины к ее ширине. Это способствует быстрому удалению конденсата с поверхности пластин при минимальной толщине его пленки и облегчает размещение на пластине отверстий для входа пара с достаточно большой площадью поперечного сечения. Поэтому в современных пластинчатых конденсаторах распространен квадратный или близкий к нему контур.

Выбирая отношение ширины пластины к ее высоте, нельзя упускать из вида, что оно влияет на относительную протяженность уплотнительных прокладок (протяженность, отнесенную к единице поверхности).

Относительная протяженность прокладок зависит от площади пластины, ограниченной прокладкой.

При заданной величине теплопередающей поверхности аппарата общая протяженность прокладок зависит от их относительной протяженности.

Установим эту зависимость вначале для схематизированной пластины, имеющей форму прямоугольника.

Длина прокладки, ограничивающей такую поверхность, равна

$$L = 2(b + l),$$

где b — ширина рабочей части пластины; l — длина ее.

Относительная протяженность прокладки S выразится при этом так:

$$S = \frac{2(b+l)}{F_1} = \frac{2(b+l)}{bl},$$

заменим $l = nb$, где $n = l/b$, тогда получим

$$S = \frac{2(1+n)}{nb}.$$

Но $F_1 = bl = nb^2$, откуда $b = \sqrt{\frac{F_1}{n}}$.

Подставив значение b, получим формулу, выражающую искомую зависимость:

$$S = \frac{2}{\sqrt{F_1}} \frac{1+n}{\sqrt{n}} = \frac{2(1+n)}{l}. \quad (7)$$

Для реальных пластин, имеющих гофрированную поверхность и сложную форму прокладочной линии, в формулу необходимо ввести поправочный коэффициент. Тогда формула примет вид

$$S = 2\psi \frac{1+n}{l}. \quad (8)$$

Величина поправочного коэффициента, на основании результата обмера ряда пластин, изменяется незначительно и в среднем равна 1,2.

Формула (7) наглядно показывает зависимость относительной протяженности прокладки от всех определяющих ее величин. При постоянной длине пластины l относительная протяженность прокладки и величина n связаны линейной зависимостью, а при постоянном отношении $l/b = n$ величина S обратно пропорциональна $F_1^{0,5}$ (зависимость степенная).

Как видим, рациональная величина отношения l/b должна быть выбрана с учетом противодействующих друг другу факторов. Не случайно поэтому в практике конструирования пластин установились довольно узкие пределы этого отношения $n = l/b = 3 \div 4$.

IV. Важным условием экономичного производства пластин является рациональный раскрой стандартного листа при резке его на заготовки, поступающие на штамповку. Возможность рационального раскроя листа зависит от правильного выбора размеров сторон пластины при ее проектировании.

В СССР для изготовления пластин применяется листовая холоднокатаная сталь по ГОСТу 3680—57 размером 710 × × 1420 *мм* и 1000 × 2000 *мм* при толщине стенки 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5 и 2 *мм*.

При раскрое листа следует учитывать, что пластины предпочтительно ориентировать вдоль прокатных волокон, что улучшает условия вытяжки горизонтальных гофр.

V. Для достижения достаточной коррозионной стойкости теплопередающей поверхности к тем или иным рабочим средам требуется штамповать пластины из металла соответствующей марки.

Практически пластины можно изготовить из любой марки металла, поддающегося холодной штамповке (вытяжке). Наиболее широкое распространение получили пластины из коррозионностойких хромоникелевых сталей: Х18Н10Т; Х17Н13М2Т; Х17Н13М3Т по ГОСТу 5632—61.

Для работы в системах производства контактной серной кислоты и в других высокоагрессивных средах применяют пластины из стали 0Х23Н28М3Д3Т.

Наряду с нержавеющими сталями с высоким содержанием никеля последнее время применяют малоникелевые стали-заменители марки Х17Н4Г9А и др.

Для технической воды, масел, бензина, керосина и других неагрессивных к металлу сред применяют пластины из углеродистой оцинкованной стали 08 кп по ГОСТу 14918—69.

Для морской воды и ряда других сред пластины штампуют из мельхиора МНЖМЦ 30-0,8-1 по ГОСТу 492—52.

Для растворов, содержащих йоны хлора, а также для морской воды эффективно использование пластин из титана марки ВТ1-00 по АМГУ 475-1А—63.

В ряде случаев перспективно использование меднониклевых сплавов, алюминиемагниевых сплавов и других металлов.

Перечисленные соображения и рекомендации по конструированию эффективных теплопередающих поверхностей могут быть частично использованы и при конструировании сварных неразборных и полуразборных пластинчатых теплообменников, ламельных, пластинчато-ребристых и спиральных теплообменников.

Поскольку последние из аппаратов перечисленных типов имеют гладкие теплопередающие поверхности, то при их проектировании главным является выбор оптимального эквивалентного диаметра каналов, скоростей рабочих сред и марки металла для обеспечения требуемой коррозионной стойкости.

РАМЫ И ЗАЖИМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Рама (или станина) пластинчатого аппарата выполняет функцию несущей пластины и одновременно зажимного устройства (рис. 74).

В разборных теплообменниках рама должна быть сконструирована, чтобы можно было легко и быстро разобрать пластины

для осмотра и чистки, а также снять любую пластину и извлечь ее из аппарата.

Общее конструктивное оформление рамы зависит прежде всего от конструкции зажимного механизма, система которого в значительной мере определяет вид рамы.

Поэтому рамы классифицируют по виду зажимных механизмов на следующие встречающиеся в практике типы: с винтовы-

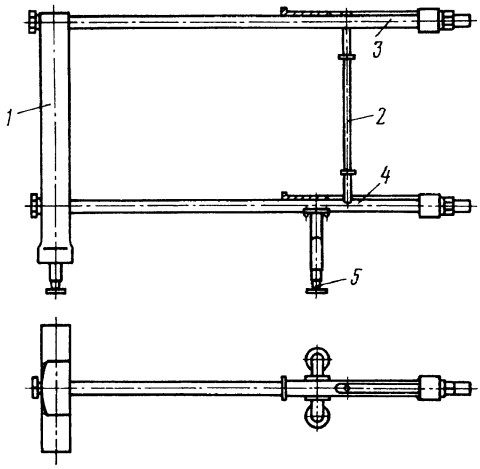


Рис. 74. Рама разборного пластинчатого теплообменника:

1 — неподвижная плита; *2* — концевая стойка; *3* — верхняя штанга; *4* — нижняя штанга, *5* — регулируемая опора

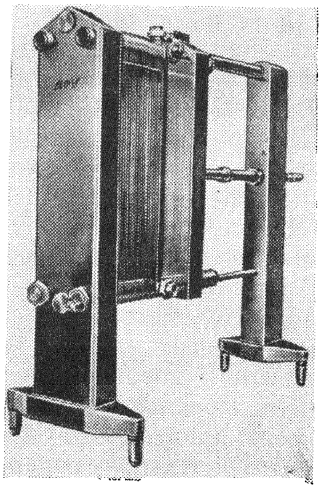


Рис. 75. Пластинчатый аппарат с одновинтовым зажимным механизмом

ми зажимными механизмами и с гидравлическими зажимными устройствами.

Наиболее распространены рамы с винтовыми зажимными механизмами, которые, в свою очередь, делятся на группы:

а) с одновинтовым зажимным механизмом или с центральным винтом (рис. 75);

б) с двухвинтовым зажимным механизмом;

в) с многовинтовым зажимным механизмом.

Для рамы с одновинтовым зажимным механизмом характерна массивная концевая стойка, в которой закреплены концы горизонтальных штанг.

Концевая стойка должна быть прочной, так как усилие, передаваемое винтом, значительно: в средних аппаратах 150—200 Мн (15—20 тс), а в крупных до 1000 Мн (100 тс).

При такой нагрузке, приложенной в середине, концевая стойка получается сравнительно массивной по условию прочности.

Можно отметить следующие отрицательные и положительные особенности применения одновинтового зажимного механизма:

а) усилие затяжки при одном центральном винте настолько велико, что для сборки аппарата требуется либо применять специальный ключ (обычно фрикционный или с трещоткой) с рукояткой длиной до 1 м, либо снабжать механизм редуктором

б) поверхность пластин, сжимаемых при помощи центрального винта, ограничена площадью до 0,25 м^2; использование более крупных пластин привело бы к чрезмерному усилению винтового механизма и нерациональному увеличению веса рамы;

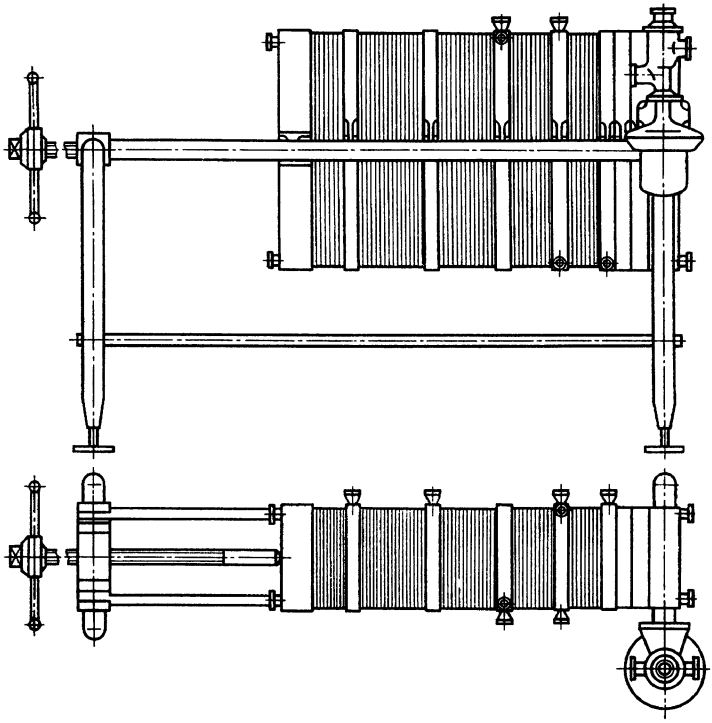


Рис. 76. Пластинчатый аппарат с направляющими штангами, расположенными в горизонтальной плоскости

в) затяжка комплекта пластин одним центральным винтом происходит несколько быстрее и требует меньше внимания, чем при затяжке двумя винтами, так как при одном винте во время затяжки аппарата происходит практически полное самоустанавливание нажимной плиты в плоскости, близкой к вертикальной.

Существуют также рамы с одновинтовым зажимным механизмом при расположении обеих горизонтальных штанг для подвески пластин в горизонтальной плоскости (рис. 76).

Такие рамы имеют неподвижную плиту, наглухо скрепленную с рамой, а вместо концевой стойки в них имеется массивная, но короткая поперечина, соединенная с направляющими. Эта поперечина и воспринимает на себя усилие, развиваемое

при затяжке винтом, толкающим нажимную плиту. Благодаря малой длине она способна выдерживать необходимое усилие при сравнительно небольшом моменте сопротивления сечения и небольшом весе.

Рама пластинчатого аппарата в целом оказывается более легкой, чем в предыдущем случае, в особенности, если она имеет трубчатую конструкцию.

Интересна также конструкция рамы с винтами и штурвалами, размещенными внутри рамы (рис. 77).

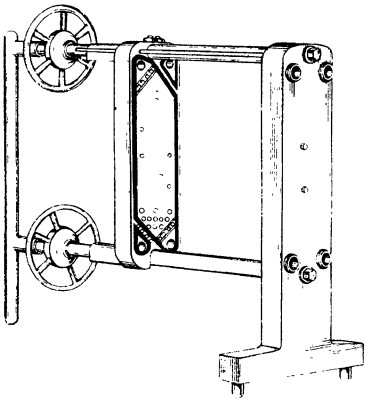


Рис. 77. Пластинчатый аппарат с внутренними зажимными винтами и штурвалами

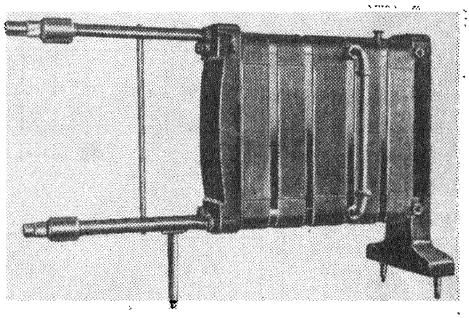


Рис. 78. Пластинчатый аппарат с двухвинтовым зажимным механизмом

Преимущество этого варианта в большей компактности аппарата.

В аппаратах для пищевых производств наиболее распространен двухвинтовой зажим пластин. Типичная конструкция аппарата с такой рамой показана на рис. 78. По этому типу сконструирован и построен ряд пластинчатых теплообменников для молочной, пивоваренной и винодельческой промышленности, выпускаемых нашими заводами.

При двухвинтовом зажиме винтовые нарезки выполнены непосредственно на концах горизонтальных штанг. Зажимают пластины гайкой, снабженной сзади чехлом, закрывающим нарезанный конец штанги, а спереди опорным кольцом с шариковым подшипником (рис. 79). Опорное кольцо давит на съемную скобу, которая скользит по штанге и передает усилие на нажимную плиту.

В крупных аппаратах между гайкой и подшипником размещают тарельчатые пружины. Назначение этих пружин состоит в том, чтобы воспринимать усилия при разогреве аппарата и дополнительно поджимать прокладки при его охлаждении. Пружины предохраняют прокладки от разрушающих перегрузок

в горячем состоянии и обеспечивают герметичность при охлаждении аппарата. Таким образом, при наличии пружин долговечность прокладок повышается, улучшается герметичность каналов.

При затяжке аппарата гайки вращают специальным ключом поочередно вверху и внизу. Сборка аппарата требует больше внимания, чем при зажиме центральным винтом, так как при неравномерном затягивании могут быть перекосы нажимной плиты. Однако это неудобство компенсируется значительно меньшим, при прочих равных условиях, усилием затяжки, что

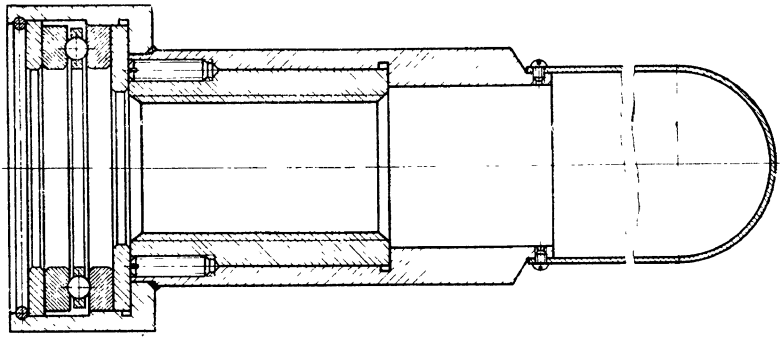


Рис. 79. Нажимная гайка

значительно облегчает сборку аппарата, особенно в заключительной стадии зажима.

Поскольку силы, обеспечивающие зажим, действуют непосредственно на штанги, надобность в массивной концевой стойке или поперечине отпадает, она может быть заменена тонкой вертикальной распоркой, соединяющей штанги. На распорке следует предусмотреть резиновые амортизационные кольца, смягчающие возможный удар о нее нажимной плиты.

На нижней штанге закрепляют ножку с вывинчивающейся опорной пятой или вилку с двумя опорами. Такими же вывинчивающимися опорными пятами снабжают и неподвижную плиту.

Наличие вывинчивающихся опор позволяет легко регулировать установку аппарата по уровню на полу, имеющему небольшой уклон в сторону трапа.

В связи с этим современные пластинчатые теплообменники целесообразно устанавливать в производственных помещениях без закрепления на фундаментах, просто на регулируемых по высоте опорах, каждая из которых представляет собой вывинчивающуюся пяту. Такое решение создает большие удобства для реконструкции и модернизации технологических линий.

Компоновка секций комбинированного теплообменника относительно неподвижной плиты может быть односторонней или

двусторонней, что существенно отражается на конструкции рамы.

Примерами аппаратов с односторонним расположением секции могут служить теплообменники, показанные на рис. 75 и 78. При одностороннем расположении все секции непосредственно примыкают одна к другой, причем расположены в последовательном порядке от самой холодной до самой горячей. Весь комплект теплообменных пластин и промежуточных плит сжат между неподвижной и нажимной плитами.

Достоинство такой компоновки в компактности и сравнительно малой металлоемкости аппарата.

Недостаток в том, что коммуникационные трубы для рабочих жидкостей (рассола и холодной воды) необходимо при разборке отключать от аппарата и лишь подводка горячей воды через штуцера на неподвижной плите может быть стационарной. Большое количество пластинчатых теплообменников ТПР-0,5; ОПУ и ООУ, выпускаемых нашей промышленностью, выполнено с односторонней компоновкой секции.

Аппарат с двусторонней компоновкой показан на рис. 80. Такие аппараты называют трехопорными.

При двусторонней компоновке секции разделены на две части, размещенные по обе стороны от неподвижной плиты. Это дает возможность осуществить стационарную подводку двух рабочих жидкостей через штуцера на неподвижной плите. Кроме того, по одну сторону могут быть размещены секции, требующие более частой разборки, обычно связанные с интенсивным нагреванием продукта. Охладительные секции на другой стороне аппарата можно разбирать реже.

Двусторонние компоновки целесообразно применять также при большом числе пластин (200 и более), так как это уменьшает диапазон смещения штуцеров вследствие усадки резиновых прокладок и упрощает обслуживание.

Однако двусторонняя компоновка секции имеет и недостатки:

а) рамы получаются более длинными вследствие удвоения свободного пространства, необходимого для раздвигания пластин;

б) требуется удвоение числа зажимных механизмов и нажимных плит, что приводит к увеличению металлоемкости аппарата.

В теплообменниках этого типа могут быть применены как двухвинтовые зажимные механизмы, так и центральные винты для стягивания пакетов пластин.

К аппаратам с двусторонней компоновкой и двухвинтовым зажимом относятся высокопроизводительные отечественные установки Болшевского машиностроительного завода ОПУ-10 и ОПУ-15 для пастеризации и охлаждения молока, а также крупные аппараты для химических производств.

Стойки и нажимные плиты пластинчатых аппаратов изготовляют из чугуна или из стали (сварными) толщиной 8—12 мм. Рамы многих типов современных аппаратов для пищевой промышленности облицовывают листовой нержавеющей сталью, а поверхность их подвергают полировке. Такие конструкции соответствуют требованиям, предъявляемым к внешней отделке современного технологического оборудования для пищевых предприятий.

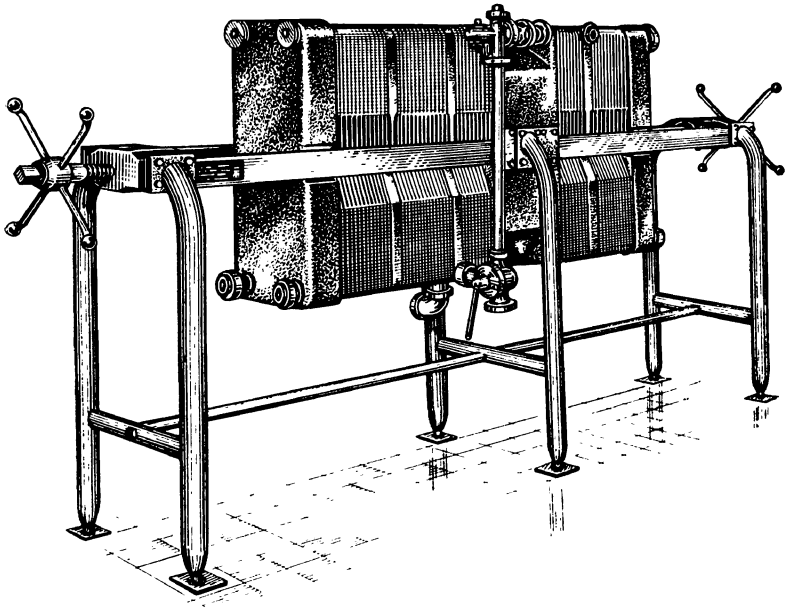


Рис. 80. Пластинчатый аппарат на трех опорах с неподвижной плитой, расположенной в середине рамы

Имеются конструкции пластинчатых аппаратов, снабженные гидравлическими зажимными устройствами, в которых масло в цилиндр нагнетается насосом. Выталкиваемый из цилиндра поршень передает усилие на нажимную плиту. Зажимные винтовые устройства с зубчатыми редукторами, облегчающими затяжку, не нашли широкого применения от того, что в современных аппаратах с двухвинтовыми зажимами окончательная затяжка достигается без затруднений при применении съемного фрикционного ключа с удлиненной рукояткой или даже при помощи постоянных штурвалов диаметром не более 500 мм (см. рис. 77), закрепленных на нажимных гайках.

При расположении направляющих штанг в горизонтальной плоскости обе штанги в равной степени воспринимают нагрузку, создаваемую комплектом разборных элементов пластинчатого аппарата. В большинстве конструкций такие направляющие

представляют собой поставленные на ребро полосы из углеродистой или коррозионностойкой стали.

Расчет направляющих на прочность и жесткость ведут обычным методом, считая набор всех пластин за нагрузку, распределенную по длине штанг, и учитывая напряжение растяжения от затяжки.

Штанги, расположенные в вертикальной плоскости (одна над другой), нагружены различно.

В большинстве конструкций вся нагрузка от веса пластин воспринимается верхней штангой, на которой подвешены все подвижные элементы теплообменника.

Нижняя штанга является лишь направляющей для пластин при разборке и фиксирующей их относительное положение при сборке и затяжке.

Таким образом, верхняя штанга работает на изгиб от веса пластин и плит и на растяжение под действием затяжного винта, а нижняя только на растяжение.

Поэтому в ряде конструкций пластинчатых аппаратов с одним центральным винтом верхняя штанга сделана усиленной в сравнении с нижней.

В аппаратах с двухвинтовым зажимом диаметр обеих штанг принимают одинаковым, так как винтовая нарезка выполнена непосредственно на штангах.

Если штанги круглого сечения, то для аппаратов средних размеров диаметр верхней штанги обычно равен 55—65 мм.

Верхние штанги могут иметь и некруглое сечение, а в некоторых конструкциях установлены две верхние штанги, на которых пластины подвешены при помощи специальных отростков.

Форму сечения верхней штанги принимают в зависимости от того, как конструктивно решена задача подвески на ней пластин и плит.

Пластинчатые теплообменные аппараты для химических производств работают в более тяжелых условиях, чем теплообменные аппараты пищевых производств, поэтому они имеют более прочную стальную раму с четырех- или многовинтовыми зажимными механизмами.

При числе пластин в аппарате до 50 наиболее удобна консольная конструкция рамы. Такая рама занимает наименьшую производственную площадь, удобна при монтаже и эксплуатации аппарата. На рис. 81 показан общий вид выпускаемого отечественной промышленностью пластинчатого аппарата на консольной раме. Штуцера аппарата съемной конструкции, что позволяет их установить либо все в четырех углах неподвижной плиты (при однопакетной компоновке), либо в любом из углов нажимных плит в соответствии с принятой схемой компоновки пластин.

Аппараты, предназначенные для работы при давлениях сред до 2,5 Мпа (25 ат), имеют более твердые прокладки из резино-

асбестовых материалов, а в некоторых случаях из специальных марок паронита. Для уплотнения таких прокладок требуется создать удельное давление в 3—6 раз больше, чем для резиновых. Поэтому разборные аппараты на повышенные рабочие дав-

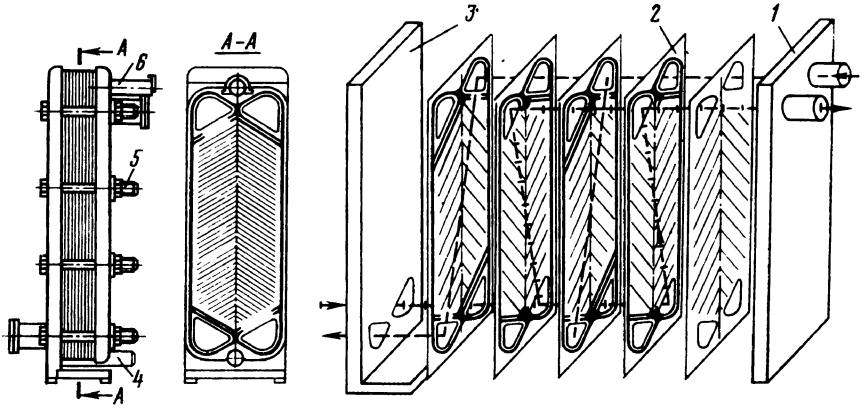


Рис. 81. Пластинчатый аппарат на консольной раме:
1 — нажимная плита; *2* — пластина; *3* — стойка; *4* — нижняя консольная штанга; *5* — винт; *6* — распорка

ления должны иметь раму повышенной прочности с четырьмя винтовыми зажимами по углам (рис. 82).

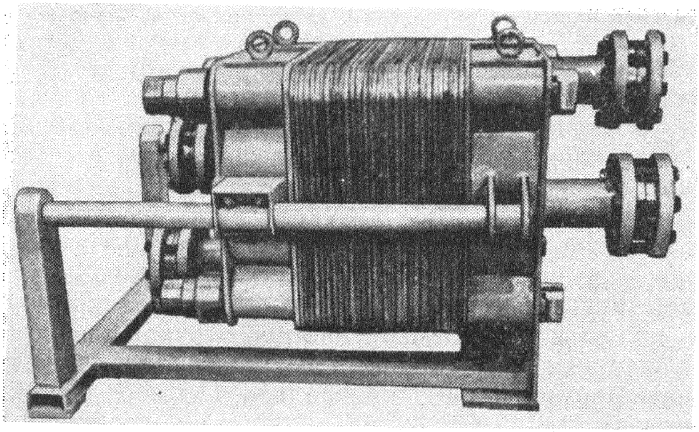


Рис. 82. Пластинчатый разборный аппарат на раме, рассчитанной на повышенные рабочие давления

Наиболее крупные разборные аппараты для химических производств с числом пластин от 300 до 700 собирают на трехопорных рамах с массивной неподвижной плитой, расположенной в середине аппарата. На неподвижной плите располагают шту-

цера диаметром до 200 мм, что позволяет применять такие аппараты при больших расходах рабочих сред (рис. 83).

Блочные сварные пластинчатые теплообменники имеют упрощенную раму с большим числом винтовых зажимов, расположенных по контуру блоков. В конструкции этих аппаратов наиболее отчетливо выражено разделение функций между основными узлами аппарата. Теплообменные пластины и штуцера, соприкасающиеся с агрессивными рабочими средами, выполнены из высоколегированных сталей либо цветных металлов, имеют малую толщину, так как они не воспринимают нагрузок, возникающих от действия рабочих давлений и температур.

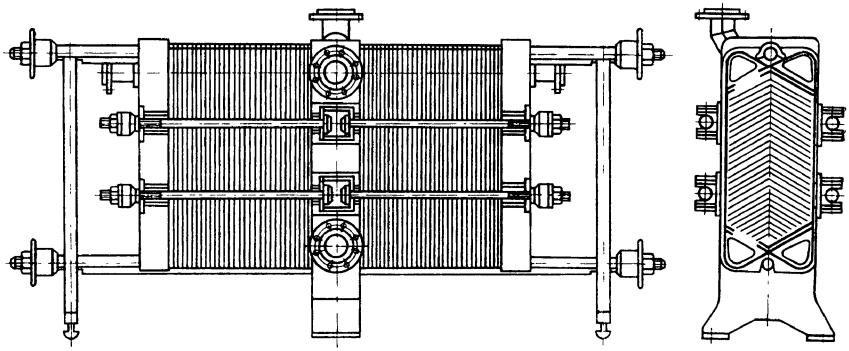


Рис. 83. Пластинчатый разборный аппарат для химических производств с центральной неподвижной плитой с двусторонней компоновкой пластин

Благодаря этому достигается экономия дорогих металлов и повышается экономическая эффективность таких конструкций.

Для контроля за степенью сжатия прокладок в секции рама разборного теплообменника имеет соответствующую шкалу и индикаторные стрелки. Стрелки укреплены неподвижно на концевой стойке аппарата возле верхней штанги. На подвижной скобе, располагаемой на верхней штанге между подвижной плитой и нажимной гайкой, укреплена шкала с делениями. Нулевое деление шкалы на заводе-изготовителе устанавливается напротив стрелки при сборке аппарата на рабочее давление при еще новых не деформированных прокладках. По мере появления остаточных деформаций в прокладках пластины необходимо сжать на большую величину (что можно проконтролировать по шкале).

При полностью деформированных прокладках стрелка при герметизации аппарата выйдет за пределы шкалы. Такое положение стрелки показывает необходимость замены прокладок на новые.

На рис. 84 показаны способы подвески пластин.

Нижние штанги целесообразно делать круглыми.

При подвеске пластин на верхней штанге должна быть предусмотрена возможность легкого снятия со штанги любой промежуточной пластины и извлечения ее из пакета независимо от других пластин. В ряде конструкций пластины снимают следующим образом:

1) отклоняют нижнюю часть пластины вдоль аппарата и выводят ее из зацепления с нижней штангой;

2) отводят нижнюю часть в сторону при наклонном положении пластины и выводят верхнюю часть из зацепления с верхней штангой.

Подобным образом, в частности, решена подвеска пластин в отечественных аппаратах для молочной промышленности серий ОПУ и ООУ Болшевского машиностроительного завода (рис. 84, *б*).

Верхняя штанга имеет по всей длине фрезерованную лыску, которая после сборки занимает наклонное положение. При вертикальном положении пластины она надежно подвешена на штанге и может легко перемещаться вдоль нее. После выведения нижней части пластины из зацепления и отведения ее в сторону штанга с лыской свободно проходят через вырез в верхней части пластины, которая легко может быть вынута.

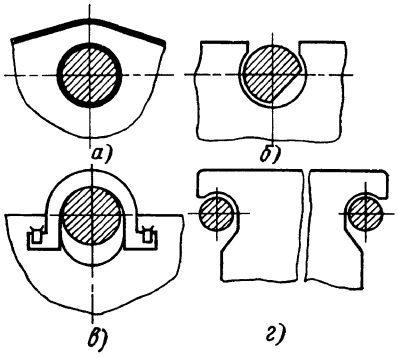


Рис. 84. Способы подвески пластин:

а — на перемычке; *б* — на штанге с лыской; *в* — на съемной скобе; *г* — на двух штангах

В некоторых конструкциях пластин для той же цели использованы съемные или откидные перемычки и другие подобные элементы.

Нажимные плиты для облегчения перемещения их при разборке и сборке подвешивают на ролике. В нижней части нажимной плиты имеется выемка, в которую входит нижняя штанга.

При конструировании нажимных плит размеры верхней и нижней выемок необходимо назначать с большими зазорами по отношению к штангам: до 2 мм на сторону по бокам и до 20 мм по вертикали. В противном случае во время перемещения плиты, из-за подвески ее в одной точке (на ролике), часто происходит заедание вследствие перекосов.

Подвеска нажимных плит без роликов, на скользящих перемычках, создает большие трудности при сборке и разборке аппарата. Длину штанг определяют исходя из общей длины пакета теплообменных пластин, межсекционных и нажимной плит. Эту длину устанавливают в зависимости от числа пластин при сомкнутом (но не затянутом) состоянии. Затем выбирают величину свободного пространства на основании следующих сообра-

жений: а) свободное пространство должно допускать удобную мойку пластин, перемещаемых после отодвигания плиты с одной стороны рамы на другую; б) свободное пространство должно быть достаточным для беспрепятственного выведения нижнего конца пластины из зацепления с нижней штангой при наличии всех пластин в аппарате.

Длину свободного пространства увеличивают, если имеется в виду создать в дальнейшем аппарат более высокой производительности путем увеличения числа рабочих пластин.

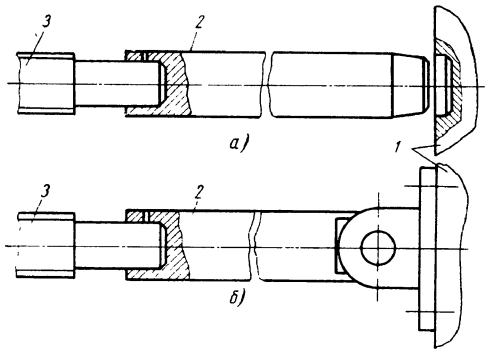


Рис. 85. Наставки центральных зажимных винтов:

а — съемная; *б* — шарнирная; *1* — нажимная плита; *2* — наставка; *3* — центральный винт

Зажимной винт воспринимает осевое усилие затяжки и наибольшее давление жидкости. Усилие затяжки зависит от наибольшего рабочего давления жидкости в аппарате, длины прокладки на одной пластине, свойств и профиля прокладок. Ориентировочно усилие затяжки, приходящееся на 1 см длины прокладки на пластине: для резин средней твердости, при рабочем давлении в аппарате до 6 ат, может быть принято равным 300—400 Н/см (30—40 кгс/см).

Для резин повышенной твердости и рабочем давлении в аппарате до 1 МПа (10 ат) это усилие принимают равным 500—700 Н/см (50—70 кгс/см).

Осевое усилие, воспринимаемое зажимными винтами, достигает 150—1000 кн (15 000—100 000 кгс) в зависимости от размеров пластины и рабочего давления в аппарате.

Для передачи таких усилий в пластинчатых аппаратах применяют винты диаметром около 60—80 мм с трапецеидальной одноходовой резьбой.

При разборке аппарата нажимная плита должна быть отодвинута на всю длину свободного пространства. Чтобы устранить необходимость перемещения нажимных винтов на соответствующую длину, применяют съемные или откидные наставки, которые снимают или отводят в сторону после ослабления затяжки пластин и небольшого отведения винтов назад.

При двухвинтовых зажимах в качестве наставок используют П-образные скобы, накладываемые на штанги.

В механизмах с центральным винтом наставки надевают на конец винта или закрепляют на нем при помощи шарнира (рис. 85).

Длину нарезанной части винтов определяют исходя из возможной усадки прокладок стягиваемого комплекта при затяжке. Величина усадки зависит от числа теплообменных пластин и деформаций резиновых прокладок. Деформация одной прокладки и, следовательно, уменьшение дистанции между пластинами при затяжке находится в зависимости от глубины канавки и высоты резиновой прокладки. При прокладках, полностью утопленных в канавки, деформация меньше, при выступающих прокладках — больше. Деформация прокладки зависит также от твердости резины.

По опытам данным, при затяжке пластин рекомендуется принимать сжатие одной утопленной прокладки до 1 мм, выступающей — 1,5—2 мм.

При работе с горячими и едкими рабочими средами пакет пластин прикрывают специальным защитным кожухом.

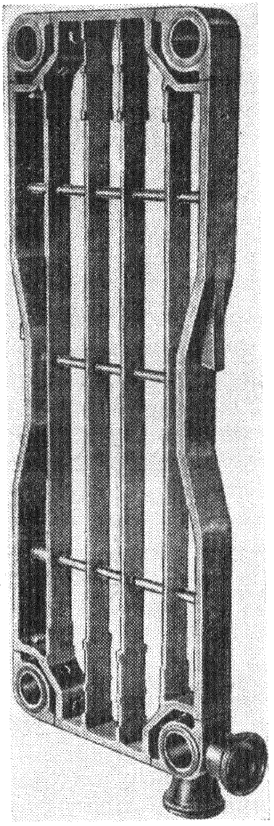


Рис. 86. Межсекционная плита

МЕЖСЕКЦИОННЫЕ ПЛИТЫ И СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ЧАСТИ

Межсекционные плиты разделяют секции и служат для установки на их углах штуцеров для присоединения трубопроводов с продуктом и рабочими жидкостями.

Типичная межсекционная плита показана на рис. 86. Название «плита» для этих деталей условно, так как часто их конструктивно оформляют в виде литых или сварных решеток.

В углах межсекционных плит закрепляют детали, называемые проходниками.

Различают следующие виды проходников (рис. 87): прямой без штуцеров и угловой с одним или двумя штуцерами.

Проходники пластинчатых аппаратов для пищевых жидкостей изготовляют из коррозионностойкой стали литыми или сварными из штампованных деталей с последующей тщательной зачисткой швов и шлифовкой поверхностей снаружи и внутри.

Проходники взаимозаменяемы и позволяют поворот штуцера на 90°, что создает удобство при сборке различных аппаратов на основе стандартных элементов.

Прямые проходники без штуцеров служат для передачи продукта из одной секции в другую внутри аппарата.

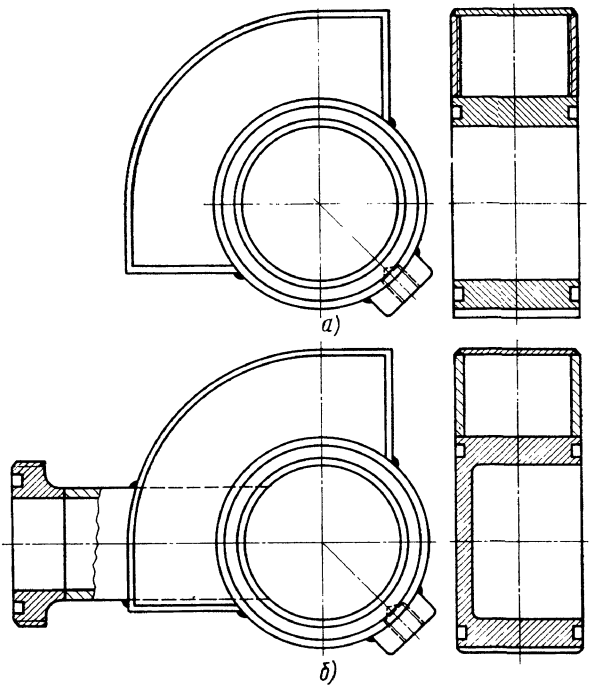


Рис. 87. Проходники межсекционных плит:
а — прямой без штуцера; *б* — угловой со штуцером

Угловые проходники с одним или двумя штуцерами устанавливают в местах присоединения трубопроводов. Применение одинарного или двойного проходника обусловлено схемой компоновки аппарата.

В аппаратах для химических производств штуцера снабжены фланцами, а в аппаратах для пищевых производств — специальной резьбой, допускающей быструю и частую разборку и промывку.

Глава IV ДВИЖЕНИЕ РАБОЧИХ СРЕД И ТЕПЛООТДАЧА В ЩЕЛЕВИДНЫХ КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

ХАРАКТЕР ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В МЕЖПЛАСТИННЫХ КАНАЛАХ

В щелевидных каналах пластинчатых теплообменных аппаратов, как правило, происходит вынужденное движение рабочих сред в результате разности давлений на входе в аппарат и на выходе из него. В некоторых случаях одним из факторов, вызывающих движение, является различная плотность рабочей среды на разной высоте.

При стабилизированном ламинарном движении скорость частиц по сечению щелевидного прямолинейного канала с гладкими стенками изменяется по параболическому закону от нуля у стенок канала до максимума на его оси. Не смешивающиеся струйки плавно обтекают встречающиеся на их пути препятствия.

Турбулентный режим движения рабочей среды характеризуется беспорядочным перемещением частиц, перемешивающихся между собой.

Но и при турбулентном движении в очень тонком пограничном слое у стенок канала движение имеет ламинарный характер (ламинарный пограничный слой). В остальной части потока вследствие перемешивания распределение скоростей более равномерно, чем в ламинарном слое.

Режим движения жидкости зависит от соотношения сил инерции и сил вязкости в потоке, которое принято характеризовать числом Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_э}{\nu}, \qquad (9)$$

где w — определяющая скорость потока (например, средняя по сечению канала) в м/с; ν — кинематическая вязкость рабочей среды при данной температуре в м²/с; $d_э$ — определяющий линейный размер потока (например, эквивалентный диаметр канала) в м.

Для каждой конкретной формы поверхности теплообмена и образуемых пластинами щелевидных каналов существует некоторый диапазон «критических» значений Re, при которых про-

исходит переход от одного режима к другому (переходный режим движения).

На значение критического числа Рейнольдса существенно влияют форма поверхности стенок, форма канала, а также источники искусственной турбулизации потока.

Так, если при движении жидкости в круглой гладкой трубе в условиях стабилизированного потока область переходного режима лежит в пределах $2300 < Re < 10\,000$, то в извилистых каналах пластинчатых аппаратов эта область, как показывает опыт, находится значительно ниже и переход к турбулентному режиму происходит здесь уже при $Re = (200 \div 500)$, а в сетчато-поточных пластинах при $Re = (50 \div 200)$.

Это свидетельствует о наличии эффективной искусственной турбулизации в каналах такого вида.

Характеризуя течение жидкости в извилистых щелевидных каналах, необходимо отметить, что его основной особенностью является периодическая дестабилизация потока, обусловленная наличием частых поворотов, расстояние между которыми обычно не превышает необходимой длины участка стабилизации.

Под участком стабилизации подразумевается участок прямого канала с гладкими стенками, в котором равномерный профиль скоростей формируется в профиль, соответствующий режиму движения после стабилизации потока.

При турбулентном режиме длина начального участка щелевидного канала (плоской трубы) с прямыми гладкими стенками может быть определена по формуле Солодкина и Гиневского:

$$\frac{L_{нач}}{d_г} = 3{,}28\lg Re - 4{,}95, \qquad (10)$$

где $L_{нач}$ — длина начального участка канала в м; $d_г$ — гидравлический диаметр канала в м.

Большое значение для практики конструирования пластинчатых теплообменников имеет характеристика распределения средних скоростей движения среды по ширине межпластинного канала и картина омывания средой рабочей поверхности пластины в целом.

Одним из отрицательных явлений, влияющих на работу пластинчатого аппарата, является разрыв сплошности потока в межпластинном канале вследствие попадания в поток или выделения из него при нагревании газовой фазы или пузырьков газа. Объединяясь, пузырьки газа образуют газовые мешки и создают условия для образования пены. То и другое понижает теплоотдачу и уменьшает степень использования поверхности теплообмена.

Наличие газовых мешков, а также зон застоя жидкости и вихревых областей не только ухудшает использование рабочей поверхности и теплоотдачу, но и способствует при определенных

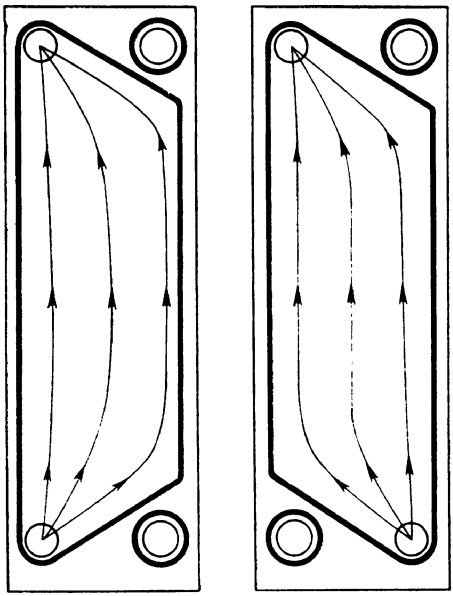
условиях образованию пригара или отложению осадка на рабочей поверхности, что нарушает работу теплообменника.

В охладителях при использовании рабочей среды с температурой ниже нуля указанные явления могут послужить причиной замораживания обрабатываемой среды в отдельных зонах межпластинного канала или во всем канале целиком.

Некоторая ясность в отношении ряда практически важных вопросов, связанных с картиной омывания рабочей поверхности пластин при различных направлениях потоков, внесена экспериментальными исследованиями Н. В. Барановского и Ю. В. Краснокутского, проведенными на прозрачных моделях.

Имея в виду особую практическую важность вопроса о сравнении условий омывания рабочей поверхности пластин с односторонним и диагональным расположением отверстий входа и выхода, движение жидкости было исследовано на моделях обоих типов при восходящем и нисходящем потоках.

Применение нитяных зондов и введение окрашенной жидкости в поток позволило выявить линии тока, которые при установившемся в условиях опытов движении соответствовали одновременно траекториям частиц.



а) *б)*

Рис. 88. Линии тока при движении жидкости в межпластинном канале:
а — при одностороннем расположении отверстий входа и выхода; *б* — при диагональном расположении отверстий входа и выхода

Наблюдение за поведением струи окрашенной жидкости подтверждает наличие эффективной искусственной турбулизации в извилистых щелевидных каналах даже при изотермическом течении.

Линии тока при прямом и диагональном восходящем потоке схематически представлены на рис. 88.

В условиях неразрывного потока как при ламинарном, так и при турбулентном течении движение частиц происходит по определенным изогнутым линиям, которые при ламинарном течении очерчены резко, а при турбулентном размыты в поперечном направлении. Однако степень поперечного рассеивания невелика и не приводит к перемешиванию среды внутри объема межпластинного канала.

На основе проведенного измерения средних скоростей по различным линиям тока построены эпюры распределения скоростей потока по ширине пластины при различных средних скоростях потока в канале, определенных из условия неразрывности (рис. 89).

Установлено значительное тормозящее влияние боковых стенок канала (резиновых прокладок) на движение жидкости. Следствием этого эффекта является параболообразный вид эпюр распределения скоростей и значительная

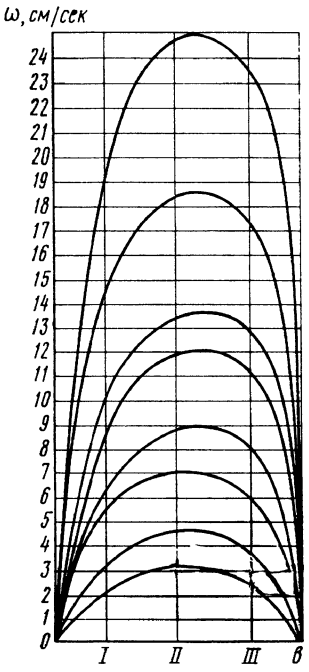


Рис. 89. Эпюры распределения скоростей по ширине потока жидкости в межпластинном канале

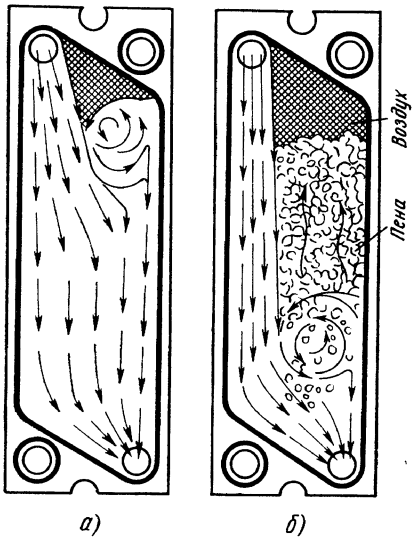


Рис. 90. Схемы движения рабочей среды в межпластинном канале при нисходящем потоке и наличии газовой фазы:

а — при большем расходе, *б* — при меньшем расходе

неравномерность движения по ширине пластины как при ламинарном, так и при турбулентном течении.

Важно, что при одностороннем расположении отверстий входа и выхода максимальная скорость течения наблюдается не по кратчайшей линии тока, а в зоне средней так же, как и при диагональном расположении отверстий.

Отношение максимальной скорости потока к средней зависит от числа Рейнольдса и с его увеличением в диапазоне $70 \leqslant \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 2000$ это отношение изменяется от 1,7 до 1,5.

В целом исследование картины движения среды в межпластинных каналах приводит к выводу, что при условии неразрывности как при восходящем, так и при нисходящем потоке при

всех практически возможных режимных условиях происходит полное и эффективное омывание рабочей поверхности пластин, если участки расширения на входе и сужения на выходе имеют плавные очертания и отношение высоты пластины к ее ширине не менее 2,5.

При нисходящем потоке и наличии газовой фазы или пузырьков пара в среде нарушается сплошность потока, что часто сопровождается образованием пены в межпластинном канале и нарушением нормальных условий омывания рабочей поверхности.

Движение рабочей среды в таких условиях схематически показано на рис. 90.

Специальные опыты, проведенные на прозрачных моделях, показали, что эта картина существенно не меняется и при увеличении расхода среды и при создании противодавления на выходе.

Сравнительный анализ особенностей омывания рабочей поверхности пластин при одностороннем и диагональном расположении отверстий входа и выхода на пластине был проведен на основе опытов, сопровождавшихся измерением средних скоростей движения среды по различным линиям тока.

Такой анализ позволил установить практическую равноценность обоих вариантов в отношении эффективности использования поверхности пластин, что позволяет успешно применять на практике оба варианта в зависимости от условий компоновки аппаратов различного назначения. В частности, в аппаратах пищевых производств вариант с односторонним расположением отверстий оказывается предпочтительным, так как создает благоприятные компоновочные возможности в смысле относительного расположения продуктовых и технических коммуникаций при монтаже пластинчатой установки в целом.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В МЕЖПЛАСТИННОМ КАНАЛЕ

Различают два вида гидравлических сопротивлений: сопротивление трения $\Delta P_{тр}$ и местные сопротивления $\Delta P_{м}$.

Сопротивления трения вызываются вязкостью рабочих сред, проявляющейся при их движении. Эти сопротивления распространены вдоль всего канала, поэтому их называют также потерями по длине.

Местные потери возникают при местном нарушении нормального течения потока, отрыва его от стенки и вихреобразования в местах изменения формы канала или встречи препятствий.

При расчетах теплообменных аппаратов применяют один из следующих способов учета местных сопротивлений:

1) Местные сопротивления условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими потерь на трение. Исчисление потерь энергии производят по принципу наложения потерь или суперпозиции, при котором берется арифметическая сумма потерь на трение и местных потерь

$$\Delta P_{\text{сум}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}}. \tag{11}$$

2) Местные сопротивления, равномерно распределенные по длине канала (например, гофры), учитывают совместно с сопротивлением трения условным коэффициентом сопротивления единицы относительной длины канала

$$\xi = \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{м}}. \tag{12}$$

Тогда подсчет гидравлического сопротивления подобных каналов при любой их длине L производят по уравнению Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{сум}} = \xi \frac{L}{d_{\text{э}}} \frac{\rho w^2}{2}. \tag{13}$$

Для вычисления условного коэффициента трения ξ в инженерных расчетах используют эмпирические критериальные уравнения вида $\text{Eu} = f(\text{Re})$, где Eu — критерий Эйлера, а Re — число Рейнольдса:

$$\text{Eu} = \frac{\Delta P}{\rho w^2}. \tag{14}$$

Эти уравнения получают путем обработки экспериментальных данных для каждого режима движения рабочих сред и формы канала.

Решая совместно уравнения (13) и (14), находим, что

$$\xi = 2\text{Eu} \frac{d_{\text{э}}}{L}. \tag{15}$$

Коэффициент сопротивления трения $\xi_{\text{тр}}$, коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{м}}$ и условный обобщенный коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала ξ зависят от числа Рейнольдса Re и степени шероховатости стенок канала.

Уравнения приведенного вида получают для исчисления гидравлического сопротивления при изотермическом движении рабочих сред. При наличии теплообмена условия ее движения будут сложнее. В частности, вследствие изменения физических свойств рабочей среды с температурой поле скоростей по сечению канала изменяется в зависимости от направления теплового потока.

На основе проведенных опытов Л. Н. Ильин и М. А. Михеев предложили ввести поправку для вычисления коэффициента со-

противления при неизотермическом движении по коэффициенту сопротивления при изотермическом движении:

$$\xi = \xi_{из}(Pr_{ст}/Pr)^{\frac{1}{3}}. \qquad (16)$$

Аналогичные опыты проводили Зидер и Тейт, которые получили следующую формулу:

$$\xi = 1{,}02\xi_{из}(\mu_{ст}/\mu)^{0{,}14}, \qquad (17)$$

где μ — динамическая вязкость.

В пластинчатых теплообменниках в межпластинных каналах различают три участка движения среды (рис. 91):

1) от входной кромки углового отверстия до начала гофрированной поверхности;

2) в основном канале при омывании гофрированной поверхности;

3) от конца гофрированной поверхности до выходной кромки углового отверстия, где движение завершается стеканием жидкости в коллекторный канал аппарата.

На первом участке движение жидкости происходит в условиях плоского расходящегося потока при плавном уменьшении скорости, причем этот участок можно с некоторым допущением рассматривать как плоский диффузор.

С обтекания первой гофры начинается омывание профильной поверхности. При движении в извилистом щелевидном канале жидкость много раз меняет направление движения и величина ее средней скорости пульсирует вдоль потока. Это связано с потерями энергии, составляющими основную часть общей энергии, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления межпластинного канала или пакета в целом.

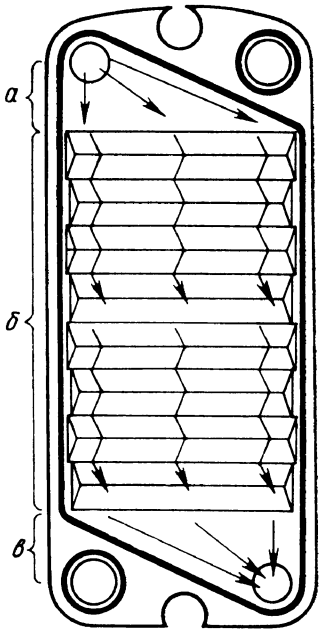


Рис. 91. Схема движения рабочей среды в межпластинном канале:

а, в — соответственно участки входа и выхода; *б* — омывание гофрированной поверхности

Рассмотрим некоторые теоретические предпосылки, позволяющие выявить основные стороны процесса движения жидкости в ленточно-поточных каналах с горизонтальными гофрами.

Элементом такого канала является поворот (плоское колено) с примыкающими к нему прямолинейными участками.

Рассмотрим элементарный объем жидкости, движущийся в повороте со скоростью w (рис. 92), масса которого равна

$$dm = \rho df dr, \tag{18}$$

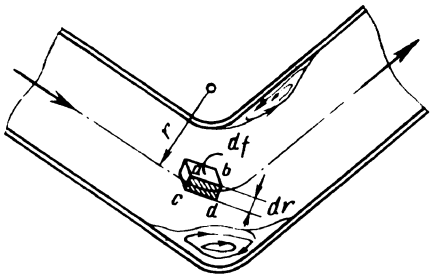


Рис. 92. Схема движения элементарного объема жидкости в межпластинном канале

где df — поперечное сечение элементарного объема; dr — размер элемента; ρ — плотность жидкости.

Элементарная центробежная сила, действующая на этот объем, составляет

$$\rho df dr \frac{w^2}{r}. \tag{19}$$

Эта сила уравновешивается разностью сил давления на гранях ab и cd рассматриваемого объема, которую можно выразить как

$$dP = \frac{dp}{dr} df dr. \tag{20}$$

Проектируя все силы на направление r, на основе принципа Даламбера можем написать

$$\rho df dr \frac{w^2}{r} - \frac{dp}{dr} df dr = 0,$$

откуда находим

$$\frac{\rho w^2}{r} = \frac{dp}{dr}. \tag{21}$$

Так как давление (для идеальной жидкости) по всему сечению должно быть постоянным, то изменение статического давления на основании уравнения Бернулли может происходить только в зависимости от скоростного напора, так как

$$p + \frac{\rho w^2}{2} = \text{const}. \tag{22}$$

Дифференцируя это уравнение, получим

$$\frac{dp}{dr} = -\rho w \frac{dw}{dr}. \tag{23}$$

Подставив значение $\frac{dp}{dr}$ в уравнение (21), получим

$$-\rho w \frac{dw}{dr} = \rho \frac{w^2}{r} \quad \text{или} \quad \frac{w}{r} + \frac{dw}{dr} = 0. \tag{24}$$

Интегрирование этого уравнения приводит к важнейшему результату

$$rw = \text{const}. \tag{25}$$

Это значит, что при прохождении потоком поворота частицы жидкости, описывающие дуги больших радиусов (у вогнутой стенки), движутся медленнее, чем частицы, описывающие дуги малых радиусов (у выпуклой стенки поворота).

Скорость движения обратно пропорциональна радиусу кривизны траектории частицы.

Для вязкой жидкости трение дополнительно уменьшает скорость частиц около вогнутой удаленной поверхности поворота. Вследствие этого скорость струек жидкости около вогнутой стенки уменьшается до нуля и появляется поверхность раздела, за которой начинается обратное движение жидкости.

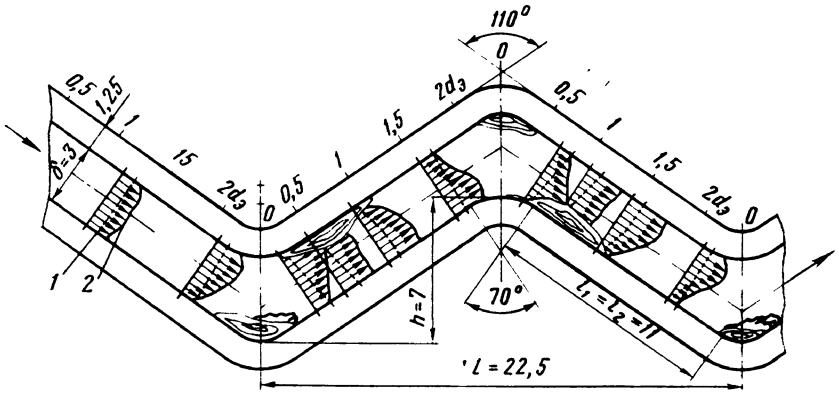


Рис. 93. Схема турбулентного потока жидкости в межпластинном канале:
1 — профиль давлений, *2* — профиль скоростей (профили давлений и скоростей снимались по длине канала, выраженной в долях эквивалентного диаметра $d_э$)

В результате «в дальнем» углу поворота образуется вихревая область.

Вихревое движение возникает и у выпуклой стенки непосредственно за поворотом.

Образование этих вихрей рассматривается в гидравлике как основная причина потерь энергии на поворотах, поскольку оно связано с затратой кинетической энергии и ему сопутствуют потери на сужение потока и его внезапное расширение за областью вихря.

На рис. 93 показана схема турбулентного потока жидкости в межпластинном канале, полученная для ленточно-поточных пластин с горизонтальными гофрами (тип. П-2).

Вихри у вогнутой стенки не вызывают существенных потерь, так как их зона замкнута и находится в области повышенных давлений, где малы скорости.

В связи с этим закругление внешнего угла поворота способно вызвать лишь весьма незначительное уменьшение сопротив-

ления в сравнении с незакругленным углом, а закругление внутреннего угла значительно уменьшает сопротивление поворота.

По опытным данным для поворотов на трубах при угле поворота 90° глубина вихревой области за поворотом составляет около половины диаметра трубы, а коэффициент сжатия струи равен приблизительно 0,5.

Это дает возможность определить потери на таком повороте по теореме Борда:

$$\Delta P = \frac{\rho(w_{сж} - w)^2}{2} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{w}{\varepsilon} - w\right)^2 = \frac{\rho w^2}{2}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2. \qquad (26)$$

Для прямоугольного поворота получим

$$\xi_{пов} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 = 1. \qquad (27)$$

Установлено, что коэффициент сопротивления поворота зависит не только от его геометрии, но и от числа Рейнольдса.

Так для прямолинейного колена по Ф. П. Товстолесу

$$\xi_{пов} = \frac{16{,}3}{Re^{0{,}285}}. \qquad (28)$$

Трудность расчета гидравлического сопротивления на поворотах в щелевидных извилистых каналах усугублена также тем, что последние являются ленточными. Применение для них формул, полученных в результате экспериментов с трубами, дает малонадежные результаты.

Условия движения жидкости в межпластинном канале усложнены еще тем, что такой канал является цепочкой местных сопротивлений, состоящей из близко расположенных поворотов, интервалы между которыми не превышают длины влияния одного местного сопротивления на другое. Вопрос о взаимном влиянии местных сопротивлений при малых расстояниях между ними еще мало исследован в гидромеханике.

Кроме того, турбулентный поток жидкости в межпластинном канале обычно дестабилизирован, поскольку в извилистых каналах нет условий для стабилизации поля скоростей и давлений, так как длина прямолинейных участков в извилистых каналах пластинчатых аппаратов составляет всего

$$l = (1{,}4 \div 1{,}6) d_э. \qquad (29)$$

Расчетная длина начального участка по формуле (10) значительно превышает фактическую длину прямолинейного участка в межпластинных извилистых каналах промышленных аппаратов, поэтому течение жидкости в них можно характеризовать как нестабилизированное.

За извилистым щелевидным участком межпластинного канала следует участок выхода, представляющий собой плоский ще-

левидный сходящийся канал в виде плоского конфузора (для ленточно-поточных пластин).

Следует заметить, что аналитическое определение потерь энергии при омывании жидкостью гофрированной поверхности затруднено недостатком опытных данных, характеризующих сопротивление каждого элемента сложного профиля гофр и их взаимное влияние.

В связи с этим в инженерной практике применяется, как правило, формула (13) с широким использованием экспериментальных данных для вычисления условного коэффициента сопротивления единицы относительной длины канала по формуле (15).

Авторами было проведено экспериментальное исследование гидравлических сопротивлений межпластинных каналов на моделях из натуральных пластин различных типов и при большом числе вариантов параллельно-последовательных компоновок тракта движения рабочей среды.

Установлено, что для всех вариантов компоновок аппарата сохраняет силу принцип суперпозиции (наложения потерь), который может служить надежной основой расчета гидравлических сопротивлений в сложных многопакетных трактах. При этом уравнение (13) для многопакетных компоновок получает вид

$$\Delta P_1 = \xi \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho \omega^2}{2} X, \qquad (30)$$

где X — количество последовательно соединенных пакетов (каналов, ходов) по тракту данной рабочей среды, при одинаковом числе каналов в каждом пакете, а $L_п$ — приведенная длина канала вдоль одной пластины [см. формулу (5)].

Анализ условий движения жидкости в пластинчатом аппарате приводит к выводу, что основным «поглотителем» энергии жидкости являются межпластинные каналы. Это обусловлено наличием на пластинах гофр или турбулизующих выступов, омывание которых вызывает значительные потери напора.

Проведенные экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений межпластинных каналов позволили получить критериальные формулы и коэффициенты, необходимые для выполнения гидромеханических расчетов аппаратов и для сравнительной оценки эффективности пластин. Конкретная форма функциональной связи $Eu = f(Re)$ зависит от профиля поверхности пластин, а также форм и размеров межпластинного канала в целом.

Математическая обработка опытных данных привела к получению расчетных уравнений, которые являются частными выражениями зависимости обобщенного вида

$$Eu = A_1 Re^{-s},$$

где значения параметров A_1 и S отражают влияние форм и размеров межпластинных каналов.

Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений для каждой формы и каждого размера пластин, применяемых в промышленности, изложены вместе с рекомендациями по расчету теплоотдачи.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ДВИЖЕНИИ РАБОЧИХ СРЕД В ЩЕЛЕВИДНЫХ КАНАЛАХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплопередача представляет собой сложный процесс, зависящий от многих факторов, среди которых наиболее важное место занимают: режим движения теплообменивающихся сред, форма, размеры и материал стенки, физические свойства рабочих сред и разность температур между ними или температурный напор.

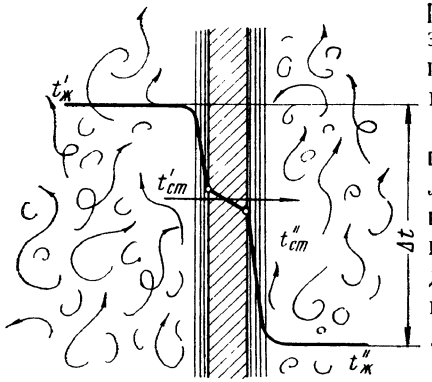


Рис. 94. Схема передачи тепла через стенку

С некоторыми упрощениями процесс перехода теплоты от более нагретой среды к менее нагретой через стенку теплообменника при турбулентном режиме движения сред можно представить себе происходящим по следующей схеме (рис. 94).

Внутри турбулентного ядра горячей жидкости, движущейся в канале, теплота передается благодаря вынужденной конвекции. Процесс теплоотдачи в этой области связан с перемещением масс, поэтому происходит сравнительно быстро и с малым сопротивлением; температура жидкости в турбулентном ядре приблизительно одинакова в рассматриваемом сечении канала.

На следующей стадии тепловой поток проникает через ламинарный пограничный (пристенный) слой жидкости вследствие теплопроводности слоя. Температура жидкости в пограничном слое резко падает от средней температуры жидкости $t'_ж$ до температуры стенки $t'_{ст}$. Сопротивление, которое оказывает пограничный слой жидкости проникновению через него теплоты, называется термическим сопротивлением пограничного слоя, а величина, обратная термическому сопротивлению,— термической проводимостью.

Термическую проводимость пограничного слоя характеризуют коэффициентом теплоотдачи от жидкости к стенке и обозначают α_1.

Если обозначить термическое сопротивление пограничного слоя R, то

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1}; \quad \alpha_1 = \frac{1}{R_1}.$$

Термическое сопротивление зависит от толщины слоя и физических свойств, поэтому принято считать, что режим движения жидкости и ее свойства — главные факторы, влияющие на коэффициент теплоотдачи α_1.

Далее тепловой поток преодолевает термическое сопротивление стенки, для чего необходима некоторая разность температур $t'_{ст} - t''_{ст}$.

Термическое сопротивление стенки определяют как

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}},$$

где $\delta_{ст}$ — толщина теплопередающей стенки в м;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала стенки в Вт/(м²·°С).

Если на стенке имеется слой пригара, накипи или загрязнения, то появляется дополнительное термическое сопротивление, величина которого $R_з = \frac{\delta_з}{\lambda_з}$, где $\delta_з$ и $\lambda_з$ — соответственно толщина и коэффициент теплопроводности слоя загрязнения. Загрязнения могут быть и по обе стороны теплопередающей стенки.

И, наконец, тепловой поток должен преодолеть термическое сопротивление пограничного слоя нагреваемой жидкости, которое можно представить как $R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$, где α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости в Вт/(м²·°С).

Температура жидкости во втором пограничном слое падает от $t''_{ст}$ до $t''_{ж}$.

Общее термическое сопротивление теплопередаче может быть представлено в виде

$$R = R_1 + R'_з + R_{ст} + R''_з + R_2$$

или

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta'_з}{\lambda'_з} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta''_з}{\lambda''_з} + \frac{1}{\alpha_2}. \qquad (31)$$

Способность стенки проводить теплоту в условиях заданных режимов движения жидкостей характеризуют коэффициентом теплопередачи, для определения которого пользуются формулой

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta'_з}{\lambda'_з} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta''_з}{\lambda''_з} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (32)$$

Для чистой стенки термическое сопротивление слоя загрязнения равно нулю, поэтому

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (33)$$

Если стенка имеет малую толщину и сделана из материала с высокой теплопроводностью, то ее термическое сопротивление обычно мало в сравнении с сопротивлениями пограничных слоев.

В таких случаях и при условии сравнительно небольшого ожидаемого значения k часто пользуются упрощенной формулой

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \qquad (34)$$

Главная трудность при расчете коэффициента теплопередачи состоит в определении коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2.

В извилистых межпластинных и криволинейных спиральных каналах исключительная сложность гидромеханических и тепловых явлений в непрерывно дестабилизуемом турбулентном потоке создает большие трудности для аналитического решения задач о теплоотдаче и гидравлических сопротивлениях.

Вследствие этого в исследовании тепловых и гидравлических характеристик в пластинчатых и спиральных аппаратах основное место занимает эксперимент с получением расчетных уравнений в форме связи между критериями подобия.

Изменение физических параметров потока в зависимости от температуры учитывается отнесением их к определяющей температуре, которую выбирают так, чтобы получить возможно более простую зависимость между критериями при наименьшем отклонении опытных точек от этой зависимости. Опыты показали, что для рассматриваемых типов теплообменных аппаратов за определяющую температуру можно принимать среднюю арифметическую температуру потока

$$\bar{t} = \frac{t' + t''}{2}.$$

Для учета направления теплового потока хорошие результаты дает введение поправки в виде множителя $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ в соответствии с рекомендацией М. А. Михеева.

Эта поправка имеет не только определенный физический смысл, но может рассматриваться и как удобный методический прием, приводящий, как показала практика испытаний, к малому разбросу опытных точек при получении одного общего уравнения для нагреваемого и охлаждаемого потока.

Как показал опыт проведенных экспериментальных исследований, обработка экспериментальных данных для пластинчатых

и спиральных теплообменников может проводиться в направлении получения критериальных уравнений следующего вида:

1. **Для турбулентного режима движения рабочих сред**

а. При описании теплоотдачи

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^{n}\mathrm{Pr}^{0,43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}})^{0,25}; \tag{35}$$

б. Для расчета гидравлических сопротивлений

$$\mathrm{Eu} = A_1\,\mathrm{Re}^{-s} \tag{36}$$

или

$$\xi = 2\mathrm{Eu}\frac{d_э}{L} = B\,\mathrm{Re}^{-s}. \tag{37}$$

2. **Для ламинарного режима движения рабочих сред**

а. При описании теплоотдачи

$$\mathrm{Nu} = A(\mathrm{RePr})^{p} \tag{38}$$

или

$$\mathrm{Nu} = A'\left(\mathrm{RePr}\frac{d_э}{L}\right)^{p}. \tag{39}$$

б. Для расчета гидравлических сопротивлений

$$\mathrm{Eu} = A_1\,\mathrm{Re}^{-1} \tag{40}$$

или

$$\xi = 2\mathrm{Eu}\frac{d_э}{L} = B\,\mathrm{Re}^{-1}. \tag{41}$$

3. **При конденсации движущегося пара внутри вертикальных извилистых каналов**

а. При описании теплоотдачи, если $\Delta t > 10°$, где $\Delta t = \bar{t}_к - \bar{t}_{ст}$:

$$\mathrm{Nu}_к = A\,\mathrm{Re}_к^{t}\mathrm{Pr}^{m}; \tag{42}$$

здесь

$$\mathrm{Nu}_к = \frac{\alpha L_п}{\lambda_к}; \quad \mathrm{Re}_к = \frac{qL_п}{r\rho\nu},$$

где $L_п$ — приведенная длина канала по формуле (5); r — удельная теплота конденсации; q — удельный поток тепла.

б. При расчете теплоотдачи, если $\Delta t < 10°$, и малых скоростях движения пара

$$\alpha = A\sqrt[4]{\frac{g\rho_к\lambda_к^3 r}{\nu L_п \Delta t}}. \tag{43}$$

Индекс к означает отнесение параметра к конденсату.

МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Метод исследования теплоотдачи с непосредственным измерением температуры теплопередающей стенки

Основной характеристикой интенсивности теплообмена, подлежащей опытному исследованию, при конвективной теплоотдаче в щелевидных каналах является коэффициент теплоотдачи. Для определения коэффициента теплоотдачи наиболее надежным и самым распространенным является метод стационарного теплового потока с использованием закона Ньютона — Рихмана:

$$dQ = \alpha(t_{ст} - t_{ж})dF. \tag{44}$$

Если все величины, входящие в это уравнение, относить к небольшим элементам поверхности, то из него определяются местные значения коэффициента теплоотдачи. Среднее значение коэффициента теплоотдачи может быть найдено из зависимости

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F}\int_0^F \alpha dF, \tag{45}$$

или

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{F(\bar{t}_{ст} - \bar{t}_{ж})}, \tag{46}$$

где Q — общий поток тепла, проходящий через поверхность в единицу времени, в Вт.

Средняя температура поверхности стенки определяется как среднее арифметическое значение из нескольких измерений ее в отдельных точках поверхности

$$\bar{t}_{ст} = \frac{1}{n}\sum_1^n t_{ст_i}, \tag{47}$$

где n — число термопар, измеряющих температуру поверхности.

Среднее арифметическое значение температуры внутри канала по длине потока определяется из соотношения

$$\bar{t}_{ж} = \frac{t'_{ж} + t''_{ж}}{2}. \tag{48}$$

Этот способ усреднения применяется в случае небольшого изменения температуры жидкости по длине канала, что характерно для пластинчатых аппаратов. В общем случае усреднение температуры можно проводить по логарифмическому закону.

Величина теплового потока в зависимости от способа обогрева поверхности может быть найдена следующими способами.

При обогреве поверхности конденсирующимся паром тепловой поток в Вт определяется из уравнения

$$Q = G_{\text{п}}(i'' - i') = G_{\text{п}}[r + c''(t_{\text{пер}} - t_{\text{н}}) + c'(t_{\text{н}} - t_{\text{ох}})], \qquad (49)$$

где $G_{\text{п}}$ — расход пара; i'' и i' — энтальпия соответственно греющего пара и конденсата; $t_{\text{пер}}$, $t_{\text{н}}$, $t_{\text{ох}}$ — температуры соответственно перегретого и насыщенного пара и выходящего конденсата; c'', c' — удельные теплоемкости перегретого пара и конденсата; r — удельная теплота конденсации.

При обогреве с использованием жидкости в однофазном состоянии тепловой поток определяется по ее расходу и изменению температуры

$$Q = G_{\text{ж}} c (t'_{\text{ж}} - t''_{\text{ж}}). \qquad (50)$$

Если обогрев поверхности производится с помощью электрического нагревателя, то тепловой поток определяется по силе тока и падению напряжения ΔU в нагревателе

$$Q = I \Delta U. \qquad (51)$$

Описанный метод является основным при изучении теплоотдачи, сопровождающейся изменением агрегатного состояния рабочей среды. Он также широко применяется при проведении экспериментов на моделях отдельных узлов теплообменных аппаратов.

При проведении экспериментов непосредственно на промышленных образцах теплообменных аппаратов при конвективном теплообмене без изменения агрегатного состояния рабочих сред использование данного метода не всегда оправдано, поскольку возникают дополнительные трудности.

Особенно трудно в пластинчатых и спиральных теплообменниках заделывать в тонкую стенку большое число термопар и обеспечить с их помощью надежные измерения средней температуры стенки. Установка термопар не должна нарушать гидродинамическую картину движения рабочих сред в узких щелевидных каналах, что практически не всегда удается, и погрешности измерений возрастают.

Метод исследования теплоотдачи с непосредственным измерением температуры стенки при помощи термопар применялся в работах с пластинчатыми конденсаторами и их моделями.

На рис. 95 показана схема опытной установки для исследования теплоотдачи при конденсации пара в щелевидных извилистых каналах.

Установка имеет разомкнутый паро-конденсатный цикл. Охлаждение конденсатора осуществляется водой. Конденсируемый пар из парогенератора проходит подогреватель *3*, в котором насыщенный пар перегревается на 2—3° и поступает в конденсатор. Полученный конденсат доохлаждается в холодильнике *6* и собирается в мернике *10*. Установка снабжена вспомогатель-

ным холодильником *7*, резервуаром для охлаждающей воды *8* и насосами *9* и *11*.

Охлаждающая вода подается насосом *11* из водоема по разомкнутой схеме с последующим сбросом в канализацию. Такая система охлаждения используется при необходимости иметь большие температурные напоры и стабильность начальной температуры воды.

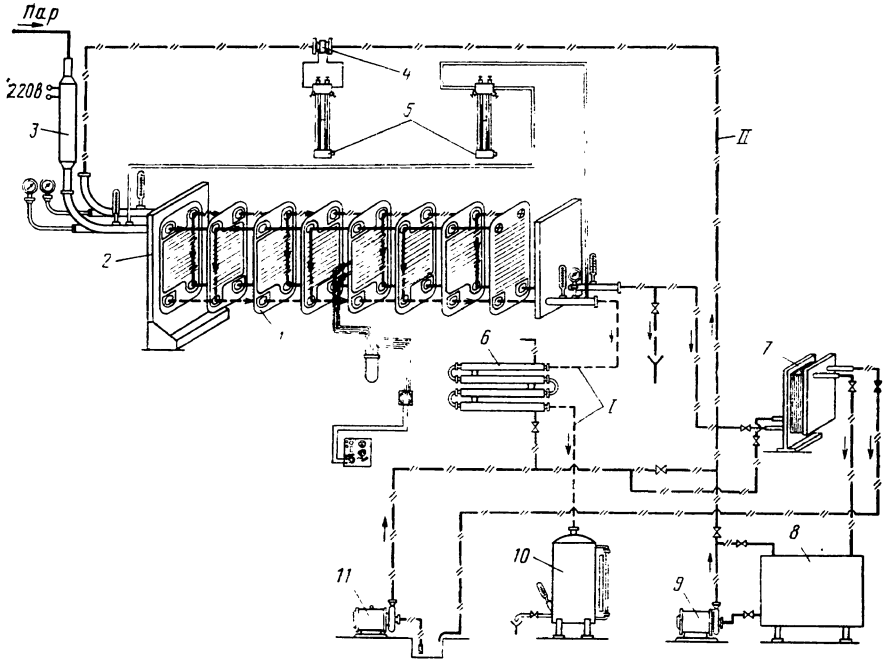


Рис. 95. Схема опытной установки для исследования теплоотдачи при конденсации пара в щелевидных извилистых каналах:

I — конденсат; *II* — охлаждающая вода; *1* — пластинчатый конденсатор; *2* — рама конденсатора; *3* — электрический подогреватель пара; *4* — расходомер; *5* — дифманометр, *6* — вспомогательный холодильник для конденсата; *7* — вспомогательный холодильник для воды; *8* — сборник для воды, *9*, *11* — насосы; *10* — мерник для конденсата

При необходимости исследования процесса конденсации при малых температурных напорах охлаждение каналов в конденсаторе осуществляется горячей водой — конденсатом, циркулирующим в замкнутой системе, состоящей из сборника *8*, насоса *9* и вспомогательного холодильника *7*.

Температура пара, конденсата и воды измеряется лабораторными термометрами и дублируется показаниями термопар, установленных в штуцерах. Для измерения температуры теплопередающей стенки в пластину заделываются медно-константановые термопары, э. д. с. которых измеряется компенсационным методом.

Тепловой поток в конденсаторе определяется для надежности двумя независимыми способами: по измерению в мернике количества конденсата и по расходу и температурам охлаждающей воды.

Стабильность режимов работы установки достигается соблюдением постоянства давления конденсирующегося пара, расхода и начальной температуры охлаждающей воды.

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке пластин определяется по формуле

$$\alpha_к = \frac{q}{t_к - t_{ст}},$$

где $q = \frac{Q}{F}$ — удельный тепловой поток по данным опыта; $t_к$ — температура конденсирующегося пара; $t_{ст}$ — средняя температура стенки пластины по результату измерений.

Моделирование сложных форм щелевидных извилистых каналов и особенно гидродинамических усилий входа, обтекания профиля поверхности и выхода из каналов сопряжено с большими трудностями, так как реальные пластины изготовляют штамповкой. Это приводит к некоторым отклонениям опытных данных от данных, полученных при работе промышленных аппаратов. Поэтому, как правило, результаты, полученные на моделях пластинчатых и спиральных теплообменников, требуют обязательной экспериментальной проверки и уточнения на промышленных аппаратах. Критерием правильности является совпадение результатов.

Метод исследования теплоотдачи с расчетным определением температуры теплопередающей стенки

Пластинчатые и спиральные теплообменники имеют обычно конструктивно одинаковые или геометрически подобные каналы по обе стороны теплопередающей стенки. Эта конструктивная особенность позволила разработать для исследования теплоотдачи при движении жидких сред в таких аппаратах метод исследования теплоотдачи без измерения температуры стенки термопарами. Достоинством этого метода является надежное определение средних температур теплопередающей стенки расчетным путем по начальным и конечным температурам рабочих сред. При этом отпадает необходимость выполнения сложной трудоемкой работы по заделке множества термопар в тонкие стенки теплопередающих пластин.

Рассмотрим устройство экспериментальной установки, нашедшей широкое применение в исследовательских работах с пластинчатыми и спиральными теплообменниками.

Установка состоит из трех теплообменных аппаратов: подогревателя рабочей среды *1* (рис. 96), промежуточного холодильника *7* и экспериментального теплообменника *9*.

В качестве рабочей среды можно использовать любую жидкую или газообразную среду, однако наиболее просто в данной установке применить дистиллированную воду.

При работе на дистиллированной воде отпадает необходимость борьбы с отложениями на поверхностях теплообмена в экспериментальном теплообменнике. Кроме того, теплофизические свойства воды известны для широкого диапазона температур и давлений. При работе в ламинарных режимах обычно используют вязкие минеральные масла и растворы полимеров.

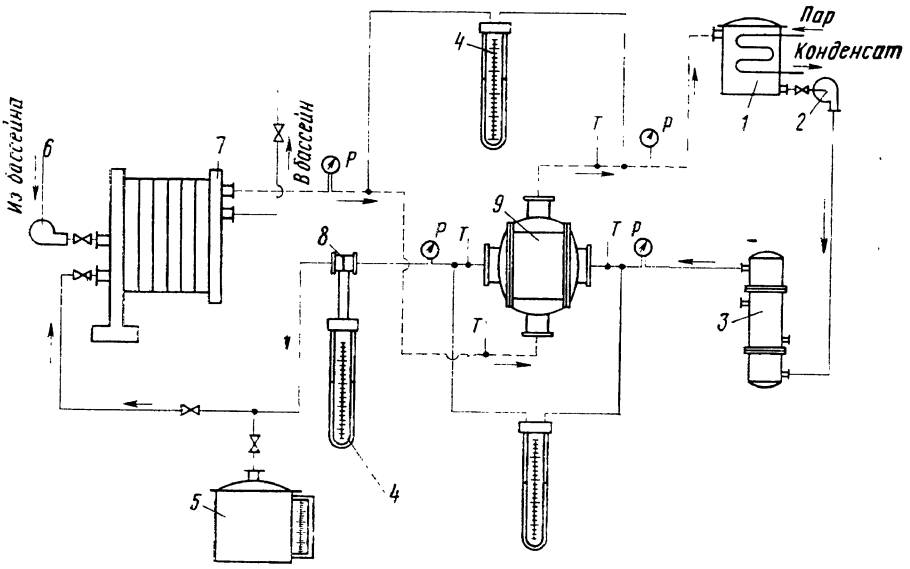


Рис. 96. Схема экспериментальной установки для исследования конвективной теплоотдачи с расчетным методом определения температуры теплопередающей стенки:

1 — подогреватель рабочей среды; *2* — циркуляционный насос; *3* — вспомогательный теплообменник для точной регулировки температуры среды; *4* — дифференциальные манометры; *5* — мерник; *6* — насос охлаждающей воды; *7* — промежуточный холодильник; *8* — расходомер; *9* — экспериментальный теплообменник; *P* — измерение давлений; *T* — измерение температур

Подогреватель рабочей среды желательно иметь с большим объемом, что позволяет использовать этот аппарат как аккумулятор тепла. Вода в подогревателе нагревается теплоносителем до желаемой температуры, которая автоматически поддерживается постоянной при помощи соответствующих приборов на протяжении всего опыта. Циркуляционный насос *2* прокачивает горячую воду по горячей стороне экспериментального теплообменника *9*, далее подает ее во вспомогательный холодильник *7*, затем возвращает по холодной стороне теплообменника *9* и сбрасывает в подогреватель *1*. В холодильнике *7* рабочая среда дополнительно охлаждается до желаемой температуры водопро-

водной водой, циркулирующей по другую сторону теплопередающей стенки.

Возможности описываемой методики наиболее полно реализуются при выполнении следующих требований.

1. Геометрические размеры каналов, а также форма и площадь поперечного сечения их для охлаждаемой и нагреваемой рабочей среды в экспериментальном теплообменнике должны быть одинаковыми или подобными.

2. Испытания экспериментального теплообменника должны проводиться в режиме рекуператора тепла при противоточном движении рабочих сред, равенстве их скоростей и водяных эквивалентов [1] по обе стороны теплопередающей стенки.

При соблюдении этих требований средний температурный напор Δt между рабочими средами будет постоянным вдоль всей поверхности теплопередачи F, а температура каждого из потоков рабочих сред будет изменяться по линейному закону (рис. 97).

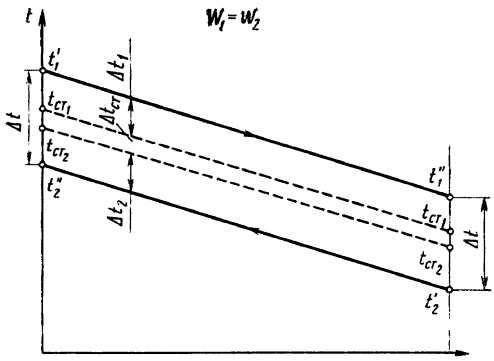


Рис. 97. График распределения температуры и температурных напоров при работе теплообменника в режиме рекуператора теплоты при равенстве водяных эквивалентов

3. Возможность измерения начальных и конечных температур рабочих сред и их расходов в экспериментальном теплообменнике должна быть обеспечена с достаточной точностью. На основе этих измерений в дальнейшем выполняется расчет средней температуры стенки и коэффициентов теплоотдачи.

Перечисленные требования выполнимы в пластинчатых и спиральных теплообменниках, во многих конструкциях пластинчато-ребристых и других теплообменников, где процесс теплоотдачи по обе стороны стенки описывается одинаковыми зависимостями.

Процесс теплоотдачи по обе стороны стенки в указанных типах теплообменников при турбулентном движении жидкости выражается как и для труб зависимостью

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^n \mathrm{Pr}^m (\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^p.$$

Если по обе стороны стенки течет жидкость, физические свойства которой известны, и изменение этих свойств в зависи-

[1] Водяным эквивалентом рабочей среды W называют то количество воды, которое по теплоемкости эквивалентно теплоемкости часового расхода рассматриваемой среды, т. е. $W = c_1 G_1$.

мости от средних температур потока может быть учтено, то соотношение между α_1 и α_2 может быть достаточно точно установлено для условий каждого опыта. Зная это соотношение $\varphi = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$, можно рассчитать средние температуры поверхности теплопередающей стенки.

Действительно, если закон теплоотдачи по обе стороны стенки одинаков, то можно написать

$$\frac{\mathrm{Nu}_1}{\mathrm{Nu}_2} = \frac{\mathrm{Re}_1^n \mathrm{Pr}_1^m (\mathrm{Pr}_1/\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}1})^p}{\mathrm{Re}_2^n \mathrm{Pr}_2^m (\mathrm{Pr}_2\ \mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}2})^p}. \tag{52}$$

Принимая согласно уравнению (35) $m = 0{,}43$ и $p = 0{,}25$, напишем

$$\frac{\alpha_1 d_э}{\lambda_1} \frac{\lambda_2}{\alpha_2 d_э} = \left(\frac{w d_э}{\nu_1} \frac{\nu_2}{w d_э}\right)^n \left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_2}\right)^{m+p} \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}2}}{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}1}}\right)^{0,25}. \tag{53}$$

Если учесть, что стенка металлическая и тонкая и температуры по обе стороны стенки мало отличаются одна от другой, можно принять, что при одной и той же жидкости при небольших температурных напорах

$$\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}2}}{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ст}1}}\right)^{0,25} \approx 1.$$

Тогда после сокращения получим (учитывая, что $m + p = 0{,}68$, а скорости w одинаковы)

$$\varphi = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right)^n \left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_2}\right)^{0,68}. \tag{54}$$

В первом приближении для турбулентного режима движения можно принять $n = 0{,}8$ и вычислить φ.

Анализируя график на рис. 97, можно записать, что средний температурный напор между рабочими средами

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t_1' - t_2'') + (t_1'' - t_2')}{2}. \tag{55}$$

Этот же средний температурный напор можно записать как сумму частных температурных напоров

$$\overline{\Delta t} = \Delta t_1 + \Delta t_{\mathrm{ст}} + \Delta t_2; \tag{56}$$

здесь Δt_1 — температурный напор между средней температурой охлаждаемой среды и средней температурой первой поверхности стенки;

$$\Delta t_1 = \bar{t}_1 - \bar{t}_{\mathrm{ст}1} = q/\alpha_1; \tag{57}$$

Δt_2 — температурный напор между средней температурой второй поверхности стенки и средней температурой нагреваемой среды;

$$\Delta t_2 = \bar{t}_{ст2} - \bar{t}_2 = q/\alpha_2; \tag{58}$$

$\Delta t_{ст}$ — температурный напор, теряемый на преодоление термического сопротивления стенки;

$$\Delta t_{ст} = \bar{t}_{ст1} - \bar{t}_{ст2} = q\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}; \tag{59}$$

$q = \frac{Q}{F}$ — удельный тепловой поток, передаваемый через стенку от одной рабочей среды к другой.

Так как

$$q = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_2 \Delta t_2 = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} \Delta t_{ст}, \tag{60}$$

то отношение искомых величин

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \varphi. \tag{61}$$

Измерив в опытах (см. рис. 96) начальные и конечные температуры рабочих сред, проходящих через теплообменник t_1'; t_1''; t_2' и t_2'', и их расход и вычислив средние температуры этих сред $\bar{t}_1$ и $\bar{t}_2$, средний температурный напор $\overline{\Delta t}$ и удельный тепловой поток q, можно вычислить сначала частные температурные напоры Δt_1; $\Delta t_{ст}$ и Δt_2, а затем и средние температуры поверхностей стенки.

Для этого решим совместно уравнения (56) и (61), принимая φ в качестве известной величины из уравнения (54):

$$\overline{\Delta t} = \Delta t_1 + \Delta t_{ст} + \Delta t_2; \quad \varphi = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1},$$

получим

$$\Delta t_1 = \frac{\overline{\Delta t} - \Delta t_{ст}}{1 + \varphi}; \tag{62}$$

$$\Delta t_2 = \frac{\varphi(\overline{\Delta t} - \Delta t_{ст})}{1 + \varphi}. \tag{63}$$

Подставляя значения Δt_1 и Δt_2 в уравнения (57) и (58), определим искомые средние температуры поверхностей теплопередающей стенки

$$\bar{t}_{ст1} = \bar{t}_1 - \frac{\overline{\Delta t} - \Delta t_{ст}}{1 + \varphi} \tag{64}$$

и

$$\bar{t}_{ст2} = \bar{t}_2 + \frac{\varphi(\overline{\Delta t} - \Delta t_{ст})}{1 + \varphi}. \tag{65}$$

Имея значения средних температур поверхностей теплопередающей стенки, по уравнению (46) легко вычислить α_1 и α_2 и критерии подобия Nu, Re и Pr по известным формулам.

Далее, результаты вычислений, как обычно, наносят на график с логарифмической сеткой в виде зависимости комплекса K_0 от критерия Рейнольдса $K_0 = f(Re)$, где

$$K_0 = \frac{Nu}{Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}}. \qquad (66)$$

Опытные точки на графике располагаются по прямой, которой соответствует уравнение

$$Nu = A\,Re^n Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \qquad (67)$$

Искомые коэффициенты A и n в этом уравнении получают, составив и решив два уравнения для двух точек прямой.

Данная методика позволяет определить не только средние температуры поверхности стенки, но и локальные. Для этой цели удобен графический метод определения температур.

По типу графика, показанному на рис. 97, строят график температур, на котором по оси абсцисс откладывают в масштабе поверхность теплопередачи вдоль канала, а по оси ординат — температуру. Показывают линии изменения температур рабочих сред вдоль поверхности теплопередачи.

На этом графике в принятом масштабе откладывают вычисленные по уравнениям (64) и (65) температуры поверхностей стенки в средней точке поверхности теплопередачи. Через эти точки проводят прямые, параллельные линиям изменения температуры рабочих сред вдоль поверхности теплопередачи. По этим прямым можно найти температуру стенки в начале и конце канала или в любой другой его точке.

Приведенная методика эксперимента и обработки полученных данных применима как для турбулентного, так и для ламинарного режима движения рабочих сред. При этом обработку данных эксперимента следует вести, как показали теоретические исследования, по зависимостям (38) или (39). По описанной методике проведены исследования сетчато-поточных пластин с наклонными гофрами, ленточно-поточных пластин с горизонтальными гофрами треугольного профиля и каналов спиральных теплообменников.

Несколько отличная методика постановки экспериментов обработки результатов измерений была применена при испытаниях пластинчатых теплообменников фирм Альборн, Парафлоу-APV, Суперплейт и ленточно-поточных пластин П-2.

В данном случае установка не имела промежуточного холодильника. Через экспериментальный пластинчатый теплообменник прокачивалась горячая и холодная вода в различных количествах, так что скорости рабочих сред и их водные эквивален-

ты были неодинаковы по обе стороны теплопередающей стенки. В этом случае средняя температура стенки не определялась.

Опыт показал, что, несмотря на упрощение эксперимента и методики обработки данных, удается получить достаточно точные критериальные уравнения вида уравнения (67).

Решая применительно к различным скоростям рабочих сред уравнения (52) и (53), получим

$$\varphi = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}\left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right)^n\left(\frac{w_1}{w_2}\right)^n\left(\frac{\mathrm{Pr}_1}{\mathrm{Pr}_2}\right)^{0,68}. \qquad (68)$$

Далее необходимо в первом приближении задаться значением показателя n и вычислить φ для принятых условий. Решая систему уравнений

$$\alpha_1 = \varphi\alpha_2$$

и

$$\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{k}, \qquad (69)$$

можно вычислить в первом приближении коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 для данных расходов.

Таким образом могут быть обработаны все опыты и представлены результаты в виде двух зависимостей, соответствующих изменению α_1 и α_2 по обе стороны стенки:

$$K_{01} = \frac{\mathrm{Nu}_1}{\mathrm{Pr}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}} = A\,\mathrm{Re}_1^n; \qquad (70)$$

$$K_{02} = \frac{\mathrm{Nu}_2}{\mathrm{Pr}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0,25}} = A\,\mathrm{Re}_2^n. \qquad (71)$$

При перенесении их на логарифмическую сетку обе зависимости должны дать две линии, совпадающие одна с другой, после чего можно установить значения A и n. Если линии не совпадают, необходимо задаться другим значением n и повторить вычисления.

Следует отметить, что первоначальный выбор показателя n делается экспериментатором уже на основании предварительной обработки опытов, и достаточно близкая оценка величины n в первом приближении затруднений не вызывает. Поэтому повторная обработка данных, как правило, не требуется.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ И ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Уравнений теплоотдачи и гидромеханики для различных условий движения сред и форм поверхности пластин опубликовано к настоящему времени очень много, причем можно заметить

разный подход исследователей к методике проведения экспериментов, обработке опытных данных и самой форме их обобщения.

Для практического проектирования нужны методы расчета и расчетные формулы, обеспечивающие прежде всего соответствие расчетных параметров проектируемых аппаратов действительным, получаемым при испытании образцов на стенде или в производственных условиях.

Рекомендуемые к применению на практике экспериментальные данные и расчетные уравнения составлены на основании критического рассмотрения обширного опубликованного материала, причем принималось во внимание следующее:

1) условия проведения экспериментов (лабораторные или производственные, на уменьшенных моделях или опытных установках, скомпонованных из пластин натурального размера и т. п.);

2) масштаб проведенных исследований (количество опытов, их повторность, исследованный диапазон параметров режима скоростей сред, чисел Рейнольдса и т. п.);

3) методика обработки опытных данных и форма представления их в обобщенном виде;

4) степень конкретности информации о геометрических параметрах каналов, размерах пластин, свойствах рабочих сред, определяющих параметрах, к которым при обработке отнесены числа Nu, Re, Pr и т. п.

Во всех случаях на основании опыта исследований и проектирования отдано предпочтение формулам, полученным в результате обработки опытов, исключавших трудности, связанные с масштабными переходами. Авторы считают, что из-за сравнительно небольших размеров реальных штампованных пластин и специфики технологии их изготовления проводить исследования пластин на уменьшенных моделях нецелесообразно.

В приведенных данных имеются расчетные формулы, полученные авторами совместно с сотрудниками научно-исследовательских институтов УкрНИИХИММАШ и ВНИЭКИПродмаш на основании большого числа проведенных экспериментов с реальными пластинами при разнообразных экспериментальных компоновках.

Каналы с плоскими гладкими стенками

Плоским стенкам соответствуют и плоские щелевидные каналы, применяемые в ряде конструкций пластинчатых, ламельных и пластинчато-ребристых теплообменников.

Теплоотдача и гидравлические сопротивления в каналах с плоскими гладкими стенками изучены сравнительно хорошо.

Обобщение исследований ряда авторов позволяет сделать вывод, что при вынужденном течении рабочей среды закономер-

ности процессов локальной и средней теплоотдачи и гидравлических сопротивлений для щелевидных каналов остаются такими же, как и для труб и выражаются уравнениями:

а) при ламинарном течении

$$\mathrm{Nu} = 1{,}86\left(\mathrm{RePr}\frac{d_э}{L}\right)^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,14}; \tag{72}$$

$$\xi = \frac{96}{\mathrm{Re}}; \tag{73}$$

б) при турбулентном течении

$$\mathrm{Nu} = 0{,}021\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25}; \tag{74}$$

для воздуха

$$\mathrm{Nu} = 0{,}018\mathrm{Re}^{0,8}, \tag{75}$$

$$\xi = 0{,}3164\mathrm{Re}^{-0,25}; \tag{76}$$

здесь $d_э$ — эквивалентный диаметр, $d_э \approx 2\delta$; L — длина канала; μ — динамическая вязкость рабочей среды при средней ее температуре; $\mu_{ст}$ — то же при средней температуре стенки; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала;

в) для области переходного режима можно использовать рекомендации М. А. Михеева или при приближенных вычислениях выполнить расчет по более простой формуле Бёма:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0033\mathrm{RePr}^{0,37}; \tag{77}$$

г) при конденсации медленно движущегося пара

$$\alpha_к = 1{,}15\sqrt[4]{\frac{g\rho\lambda^3 r}{\nu L(t_1'' - t_{ст})}}\ \text{Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}; \tag{78}$$

здесь g — ускорение свободного падения; ρ — плотность рабочей среды (конденсата); λ — теплопроводность конденсата; r — удельная теплота фазового превращения; ν — кинематическая вязкость конденсата; t_1'' — температура конденсации; $t_{ст}$ — средняя температура стенки теплопередающей поверхности.

Каналы из пластин ленточно-поточного типа

Анализ процесса движения жидкой среды в извилистом межпластинном канале показывает, что механизм гидравлических сопротивлений на его участках существенно отличается от механизма сопротивлений в равномерных потоках в каналах с гладкими стенками.

Как известно, в равномерных потоках сопротивление движению жидкости обусловлено тормозящим действием неподвижных стенок, так как касательные силы трения направлены навстречу движению потока.

В извилистых каналах на участках образования вихрей касательные усилия на стенках направлены в ту же сторону, что и течение в ядре потока, поскольку само движение жидкости в области вихря направлено в сторону, противоположную течению в ядре.

Поэтому основным фактором, определяющим сопротивление канала, состоящего главным образом из местных сопротивлений, является не тормозящее действие стенок, а вязкость жидкости.

В вихревой области силы вязкостного трения значительны потому, что в ней скорости в одном и том же сечении изменяют направление на обратное и происходит непрерывный обмен количеством движения между вихревой областью и ядром потока. Заметим, что импульс внутренних сил при этом равен нулю, а работа равна потере механической энергии. В приведенных ниже формулах для щелевидных извилистых каналов за определяющий эквивалентный диаметр потока принят средний минимальный удвоенный зазор между поверхностями гофр, измеренный по нормали к их плоскостям:

$$d_э = \frac{4f_1}{П} \approx 2\delta; \tag{79}$$

здесь f_1 — площадь поперечного сечения потока в одном канале; П — смоченный периметр стенок в поперечном сечении потока в канале; δ — минимальный зазор между поверхностями гофр, измеренный по нормали к их плоскостям.

Учитывая, что средняя скорость потока в канале выражается на основании уравнения неразрывности

$$w = \frac{V_1}{f_1} = \frac{V_1}{b\delta}, \tag{80}$$

получим

$$\mathrm{Re} = \frac{V}{b\delta}\frac{2\delta}{\nu} = \frac{2V_1}{b\nu}, \tag{81}$$

где V_1 — объемный секундный расход рабочей среды на один канал; b — ширина канала; ν — кинематическая вязкость рабочей среды; δ — зазор между пластинами в канале.

Таким образом, в межпластинном канале любой формы при постоянной его ширине b число Re для потока рабочей среды при одном и том же расходе через канал инвариантно относительно эквивалентного диаметра, т. е. остается неизменным при любом выборе определяющего зазора.

Точно так же числа Рейнольдса для потоков рабочих сред в разборных пластинчатых теплообменниках остаются постоянными и при изменении степени сжатия пакета пластин (вследствие того, что при сжатии резиновых прокладок δ уменьшается

пропорционально увеличению средней скорости) всегда справедливо соотношение

$$\omega d_э = \text{const}. \tag{82}$$

Приведем данные, полученные при опытном изучении теплоотдачи и гидравлических сопротивлений для каналов из пластин ленточно-поточного типа различных видов.

Ленточно-поточные пластины с горизонтальными рифлями треугольной формы. 1. Для ленточно-поточных пластин модели П-2 («Альфа-Лаваль» Р-11) (см. рис. 44) при определяющих размерах $F_1 = 0{,}2$ м^2; $S = 22{,}5$ мм; $h = 7$ мм; $d_э = 0{,}0059$ м; $f_1 = 0{,}0008$ м^2; $L_п = 0{,}8$ м; Re от 100 до 30 000 и Pr от 0.7 до 5000:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}10\mathrm{Re}^{0{,}7}\mathrm{Pr}^{0{,}43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}; \tag{83}$$

$$\mathrm{Eu} = 760\mathrm{Re}^{-0{,}25} \tag{84}$$

и

$$\xi = 11{,}2\mathrm{Re}^{-0{,}25}. \tag{85}$$

Ленточно-поточные пластины недостаточно жестки при возрастании одностороннего давления на пластину. При этом каналы с большим давлением рабочей среды расширяются, а каналы с меньшим давлением сужаются до имеющихся на поверхности штампованных упоров. При такой подвижности размеров межпластинных каналов характер зависимости $\mathrm{Eu} = f(\mathrm{Re})$ несколько изменяется. Так для пластин П-2 при уменьшении зазора δ до предела получена зависимость

$$\mathrm{Eu} = 4100\mathrm{Re}^{-0{,}55}. \tag{86}$$

При конденсации движущегося пара в тех же каналах при температурном напоре между паром и холодной стенкой $\Delta t \geqslant 10°$ С, при $\mathrm{Re}_к = 150 \div 1000$

$$\mathrm{Nu}_к = 237\mathrm{Re}_к^{0{,}6}\mathrm{Pr}_к^{0{,}4}, \tag{87}$$

где

$$\mathrm{Nu}_к = \frac{\alpha L_п}{\lambda_к}; \tag{88}$$

$$\mathrm{Re}_к = \frac{qL_п}{r\rho_к\nu_к}. \tag{89}$$

Определяющим геометрическим размером при конденсации пара в межпластинном канале является приведенная длина канала вдоль линии стока конденсата, которую находят по формуле (5).

Приведенные формулы могут быть применены в первом приближении и для расчета пластин П-1 («Альфа-Лаваль» Р-5) и П-3 (Р-14) с учетом их определяющих размеров.

2. Для ленточно-поточных пластин П-5 («Альфа-Лаваль» Р-15, см. рис. 43 и 45) при определяющих размерах $F = 0{,}5$ м^2; $S = 30$ мм; $h = 7$ мм; $d_э = 0{,}0091$ м; $f_1 = 0{,}002$ м^2; $L_п = 1{,}18$ м для турбулентного режима течения при Re от 150 до 30 000:

$$Nu = 0{,}165Re^{0,65}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (90)$$

$$Eu = 250Re^{-0,25} \quad (91)$$

и

$$\xi = 4Re^{-0,25}. \quad (92)$$

При ламинарном режиме течения при $Re \leqslant 100$

$$Nu = 0{,}464Re^{0,33}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (93)$$

$$Eu = 13600Re^{-1}; \quad (94)$$

$$\xi = 210Re^{-1}. \quad (95)$$

При конденсации движущегося пара в каналах из этих пластин при температурном напоре между паром и холодной стенкой $\Delta t \geqslant 10°$ С, при $Re_к = (150 \div 1000)$

$$Nu_к = 376Re_к^{0,6}Pr_к^{0,4}. \quad (96)$$

Определяющий геометрический размер $L_п$ в выражениях для критериев подобия при конденсации такой же, как и в уравнении (87).

3. Для ленточно-поточных пластин «Альфа-Лаваль» Р-12, Р-14, Р-16, Р-17, Р-20, а также для пластин с трапецеидальными гофрами фирмы Йорк-APV при турбулентном режиме течения для приблизительной оценки теплоотдачи можно воспользоваться уравнением

$$Nu = 0{,}212Re^{0,65}Pr^{0,33}\left(\frac{l}{d_э}\right)^{-0,35}, \quad (97)$$

где l — длина прямолинейного участка между соседними поворотами гофр.

Заслуживает внимания также работа А. М. Маслова по получению обобщенных уравнений для различных ленточно-поточных пластин. Для определения коэффициента общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины извилистого щелевидного канала и теплоотдачи, проводя исследования на моделях каналов, он получил уравнение

$$\xi = \frac{28{,}8(\operatorname{tg}\beta)^{1,33}\left(\frac{S}{\delta'}-2\right)^{0,33}}{Re^{0,38}\left(\frac{S}{\delta'}-2\right)^{0,189}}; \quad (98)$$

здесь β — угол при основании гофра между горизонтальной плоскостью, на которой лежит пластина, и наклонной к ней сторо-

ной гофра; S — шаг гофр; δ' — зазор между пластинами в точке поворота гофр.

Для вычисления теплоотдачи в ленточно-поточных каналах при турбулентном движении рабочей среды А. М. Масловым получена обобщенная зависимость

$$Nu = 0{,}0315 \frac{1 + 0{,}83\left(\frac{S}{\delta'}\right)^{-0{,}5}}{1 + 1{,}5Re^{-0{,}125}\left(\frac{\lambda_0}{\xi} - 1\right)} Re^{0{,}75} Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}, \quad (99)$$

где λ_0 — коэффициент трения в прямолинейном канале при том же Re, что и для ξ.

Уравнение (99) носит полуэмпирический характер и дает результаты, близкие к экспериментальным, в пределах от 2000 до 20 000 и $\frac{S}{\delta'}$ от 3 до ∞.

Уравнение может быть использовано при отсутствии более точных экспериментальных зависимостей вида (67) для ленточно-поточных пластин с гофрами треугольной, синусоидальной и трапецеидальной формы с определяющими размерами, отличающимися от описанных видов.

Ленточно-поточные пластины с горизонтальными гофрами синусоидальной формы. Для ленточно-поточных пластин с синусоидальной формой гофр модели «Альборн-5», «Альборн-149», «Альборн-157», «Альборн-159» (см. рис. 47 и 48) при определяющих размерах $F_1 = 0{,}21$ м^2; $S = 38$ мм; $h = 12$ мм; $d_э = 0{,}0084$ м; $f_1 = 0{,}00113$ м^2; $L_п = 0{,}7$ м для турбулентного течения рабочей среды получены формулы при Re от 400 до 17 000:

$$Nu = 0{,}22Re^{0{,}6} Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}; \quad (100)$$

для области $1000 \leqslant Re \leqslant 20\,000$

$$Eu = 164Re^{-0{,}25}; \quad (101)$$

$$\xi = 4Re^{-0{,}25}. \quad (102)$$

Ленточно-поточные пластины с горизонтальными двойными гофрами и гофрами трапецеидальной формы. 1. Для ленточно-поточных пластин «Парафлоу-APV» с двойной гофрировкой поверхности (рис. 49 и 98) и определяющими размерами $F_1 = 0{,}11 \div 0{,}41$ м^2; $S = 48{,}5$ мм; $h = 16$ мм; $d_э = 0{,}004$ м при турбулентном режиме течения рабочих сред и числах Re от 1000 до 25 000 при скорости воды от 0,1 до 2,5 м/с получены формулы:

$$Nu = 0{,}07Re^{0{,}7} Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25}; \quad (103)$$

$$Eu = 2780Re^{-0{,}55}; \quad (104)$$

$$\xi = 27{,}2Re^{-0{,}55}. \quad (105)$$

Заслуживает внимания, что для пластин того же профиля, но при увеличении зазора до $d_э = 2\delta = 0{,}006$ м на основании обработки данных Думметта получена формула

$$Nu = 0{,}165Re^{0{,}65}Pr^{0{,}43}(Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}, \qquad (106)$$

сравнение которой с формулой (103) приводит к заключению об улучшении теплоотдачи в результате увеличения эквивалентного диаметра.

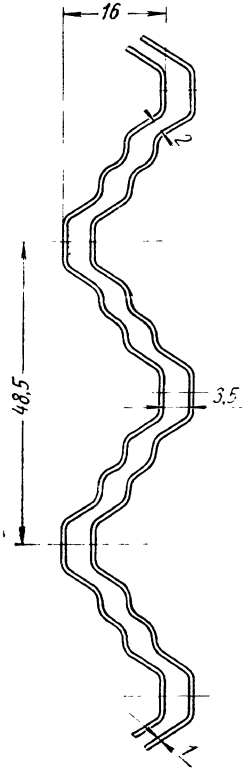


Рис. 98. Профиль пластин «Параflоу»

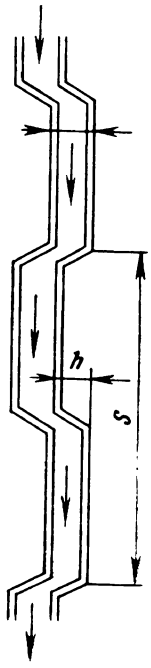


Рис. 99. Профиль пластин «APV-Йорк»

2. Для ленточно-поточных пластин «APV-Йорк» (рис. 99) с горизонтальными гофрами трапецеидальной формы при определяющих размерах $S = 32$ мм; $h = (5 \div 8)$ мм; $d_э = (0{,}007 \div 0{,}009)$ м; $L_п = 0{,}83$ м.

Для области $Re = (4000 \div 30\,000)$ получено на основании обработки данных Уотсона и Мак-Киллопа

$$Nu = 0{,}18Re^{0{,}7}Pr^{0{,}13} \times (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}. \qquad (107)$$

Для пластин «PDN-1000» того же вида З. Октабец получил

$$Nu = 0{,}1165Re^{0{,}7}Pr^{0{,}35}; \qquad (108)$$

$$Eu = 94{,}3Re^{-0{,}165}. \qquad (109)$$

Для пластин «Честер-Йенсен» того же вида Р. Бюонопане и другие получили:

для чисел $Re \geqslant 1000$

$$Nu = 0{,}2536Re^{0{,}65}Pr^{0{,}4}. \qquad (110)$$

При ламинарном режиме и $Re = (0{,}05 \div 400)$

$$Nu = 0{,}742Re^{0{,}38}Pr^{0{,}33}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0{,}14}; \qquad (111)$$

$$\Delta P = (1{,}98n - 0{,}05)\frac{\rho w^2}{2}Re^{(0{,}04n - 0{,}25)}, \qquad (112)$$

где n — число обтекаемых потоком гофр.

Каналы из пластин сетчато-поточного типа

Сетчато-поточные пластины с прерывистыми турбулизаторами в форме полусферических или усеченно-конических выступов. 1. Для сетчато-поточных пластин модели «Суперплейт» с прерывистыми турбулизаторами в форме полусферических выступов (рис. 63 и 64) при определяющих размерах $F_1 = 0{,}265$ м^2; $S_1 = 22$ мм; $S_2 = 25{,}4$ мм; $h = 6$ мм; $d_э = 0{,}012$ м; $f_1 = 0{,}0018$ м^2; $L_п = 0{,}89$ м в условиях турбулентного движения рабочей среды при Re от 300 до 25 000 получены расчетные формулы:

$$Nu = 0{,}076Re^{0,75}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (113)$$

$$Eu = 214Re^{-0,25} \quad (114)$$

и

$$\xi = 5{,}8Re^{-0,25}. \quad (115)$$

В приведенных формулах за эквивалентный диаметр принята удвоенная высота выступов.

Поверхность теплопередачи в виде полусферических выступов широко распространена в американских и японских конструкциях пластин «Суперплейт S, EE» (рис. 63), «Хисака-Ех-2»; «Хисака-Ех-3» (рис. 66).

Для приблизительных расчетов этих моделей пластин также можно использовать зависимости (113)—(115).

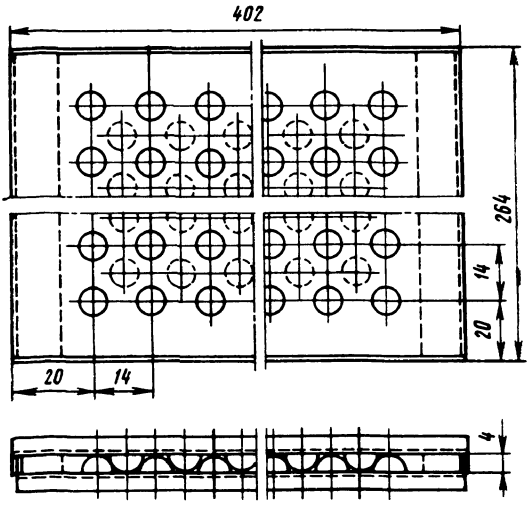


Рис. 100. Пластины с полусферическими выступами

Несмотря на высокую интенсивность искусственной турбулизации, свойственную пластинам сетчато-поточного профиля, пластины с полусферическими выступами не имеют заметных преимуществ перед другими в смысле энергетической эффективности. На интенсивность теплообмена в этих конструкциях неблагоприятно влияют многочисленные контактные «пятна», которые уменьшают эффективную рабочую зону поверхности пластин.

2. Для сетчато-поточных пластин с прерывистыми турбулизаторами в виде полусферических выступов (рис. 100) при работе

на газообразных средах Ю. В. Петровский и В. Г. Фастовский получили в области Re = (3900 ÷ 9000)

$$Nu = 0{,}1052Re^{0{,}716}; \quad (116)$$

$$Eu = 408{,}5L_{п}Re^{-0{,}33}. \quad (117)$$

При одинаковых линейных скоростях воздуха коэффициент теплоотдачи для этих пластин в 2,5—2,8 раза выше, чем для гладкой плоской стенки.

3. Пластины сетчато-поточного типа с прерывистыми турбулизаторами в виде усеченно-конических выступов (рис. 101).

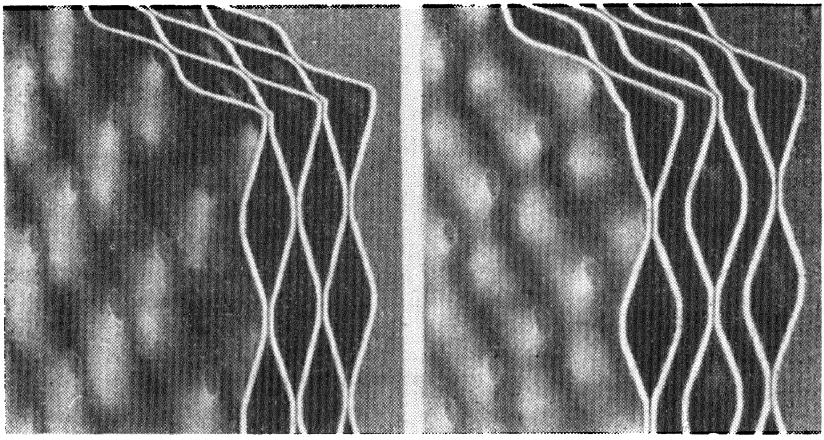


Рис. 101. Профиль пластин «Розенблад-В» и «Розенблад-С» с усеченно-коническими выступами

Такие поверхности в промышленности используются в сварных пластинчатых теплообменниках модели «Розенблад-В» и «Розенблад-С».

Аналогичную поверхность на модели исследовал З. Октабец. При Re от 300 до 10 000 получено при $d_э$ = 0,0063 м; F_1 = 0,14 м^2; δ = 4 мм

$$Nu = 0{,}152Re^{0{,}6}Pr^{0{,}43}(Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}; \quad (118)$$

$$Eu = 1160Re^{-0{,}42}. \quad (119)$$

Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными к оси симметрии гофрами. 1. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными гофрами треугольной формы изготовляют машиностроительные заводы в СССР. Выпускают пластины разных размеров с одинаковой гофрировкой.

Наиболее распространены пластины с гофрировкой в елку ПР-0,5 Е (см. рис. 38).

При определяющих размерах F_1 = 0,5 м^2; $S_н$ = 14 мм; S = = 16,2 мм; h = 4 мм; $d_э$ = 0,008 м; f_1 = 0,0018 м^2; $L_п$ = 1,15 м;

при турбулентном режиме течения рабочей среды для области Re от 50 до 20 000 для этих пластин действительны расчетные уравнения:

$$Nu = 0{,}135Re^{0,73}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (120)$$

$$Eu = 1620Re^{-0,25}; \quad (121)$$

$$\xi = 22{,}4Re^{-0,25}. \quad (122)$$

При ламинарном режиме течения при $0{,}1 \leqslant Re \leqslant 50$

$$Nu = 0{,}63Re^{0,33}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (123)$$

$$Eu = 35\,000Re^{-1} \quad (124)$$

и

$$\xi = 486Re^{-1}. \quad (125)$$

Приведенные формулы справедливы для различных рабочих сред при изменении числа Прандтля от 0,7 до 5000.

При обогреве конденсирующимся движущимся паром в каналах из этих пластин при температурном напоре между паром и холодной стенкой $\Delta t \geqslant 10°$ С Товажнянский получил

$$Nu = 0{,}375 \cdot 10^{-3}(GaPrK)^{0,55}\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1,17}; \quad (126)$$

здесь $Nu = \frac{\alpha d_э}{\lambda}$ — — критерий Нуссельта;

$Ga = \frac{gL_п^3}{\nu^2}$ — — критерий Галилея;

$K = \frac{r}{c\Delta t}$ — — критерий конденсации;

ρ_2 и ρ_1 — плотность пара при данном давлении и плотность конденсата.

При медленном движении пара в этих каналах и $\Delta t < 10°$ С удовлетворительные результаты дает уравнение (78).

2. Модернизированная конструкция пластин «ПР-0,5 М» (см. рис. 52 и 53) имеет несколько измененные определяющие размеры канала при сохранении угла наклона гофр треугольного профиля $F_1 = 0{,}5$ м^2; $S_п = 18$ мм; $S = 20{,}8$ мм; $h = 5$ мм; $d_э = 0{,}0096$ м; $f_1 = 0{,}0024$ м^2; $L_п = 1{,}0$.

Теплоотдача при турбулентном режиме движения рабочей среды в этом случае также описывается уравнением (120).

Гидравлическое сопротивление благодаря модернизации входных и выходных участков канала уменьшено и описывается формулами

$$Eu = 784Re^{-0,25};$$

$$\xi = 15Re^{-0,25}. \quad (127)$$

При конденсации движущегося пара в каналах из пластин «ПР-0,5 М» при $\Delta t \geqslant 10°$ С получено уравнение

$$Nu_к = 240Re_к^{0,7}Pr^{0,4}; \quad (128)$$

здесь

$Nu_к = \frac{\alpha L_п}{\lambda}$ — критерий Нуссельта при конденсации;

$Re_к = \frac{qL_п}{r\rho_к\nu_к}$ — критерий Рейнольдса при конденсации;

$Pr = \frac{c\nu\rho}{\lambda}$ — критерий Прандтля.

За определяющий размер в критериях $Nu_к$ и $Re_к$ принята приведенная длина пластины $L_п$.

3. Сетчато-поточные пластины «ПР-0,3» имеют при той же форме гофр, что и пластины «ПР-0,5 М», следующие определяющие размеры: $F_1 = 0{,}3$ м^2; $S_н = 18$ мм; $S = 20{,}8$ мм; $h = 4$ мм; $d_э = 0{,}008$ м; $f_1 = 0{,}0011$ м^2; $L_п = 1{,}12$ м.

Теплоотдача при турбулентном режиме движения рабочей среды в этом случае также описывается уравнением (120).

Для расчета гидравлических сопротивлений получены формулы:

$$Eu = 1350Re^{-0,25}; \quad (129)$$

$$\xi = 19{,}3Re^{-0,25}. \quad (130)$$

При конденсации движущегося пара для этих пластин

$$Nu = 322Re_к^{0,7}Pr_к^{0,4}. \quad (131)$$

Обозначения и определяющий размер те же, что и для формулы (128).

4. Сетчато-поточные пластины в елку 0,2-К квадратные с наклонными гофрами треугольной формы (рис. 102).

При сборке в пакет эти пластины устанавливают повернутыми в плоскости пластины одна относительно другой на 90°. Каналы имеют форму, показанную на рис. 103.

Определяющие размеры: $F_1 = 0{,}2$ м^2; $S_н = 18$ мм; $S = 21$ мм; $h = 4$ мм; $d_э = 0{,}0075$ м; $f_1 = 0{,}0016$ м^2; $L_п = 0{,}442$ м.

Теплоотдача при турбулентном режиме

$$Nu = 0{,}09Re^{0,73}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}. \quad (132)$$

Гидравлические сопротивления:

$$Eu = 500Re^{-0,25}; \quad (133)$$

$$\xi = 17Re^{-0,25}. \quad (134)$$

5. Сетчато-поточные пластины в елку с наклонными гофрами треугольной формы для полуразборных сварных блочных и не-

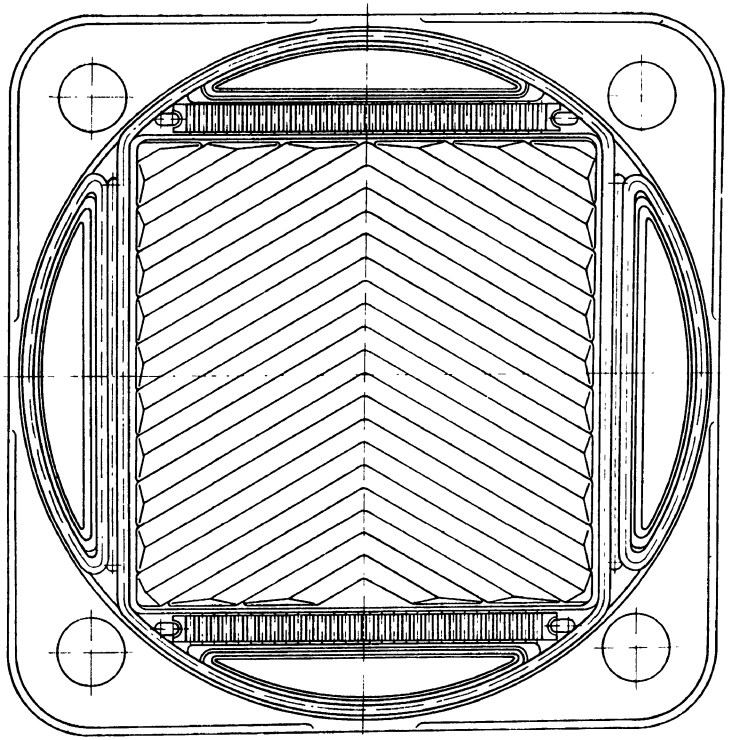


Рис. 102. Квадратная пластина в елку 02-К

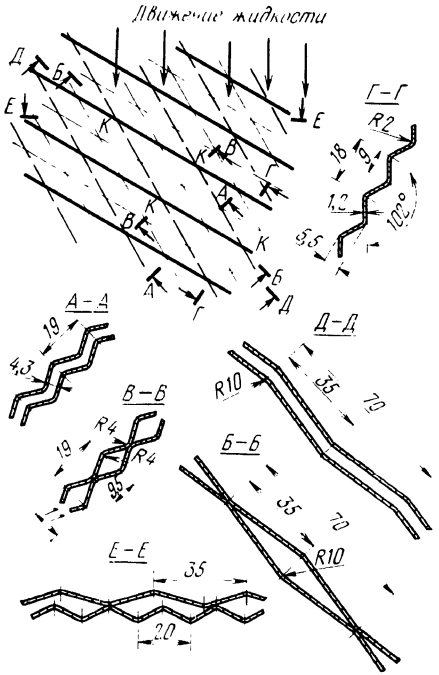


Рис. 103. Сечения межпластинного канала из пластин в елку «02-К»

разборных теплообменников имеют размеры гофр аналогичные пластине в елку «ПР-0,5 М» разборных теплообменников.

Расчетные уравнения для этих пластин еще не проверены на промышленных аппаратах, однако для расчетов в первом приближении можно рекомендовать уравнения (120) и (121); (123) и (124); (131) и (78) для полуразборных и сварных блочных теплообменников.

Влияние размеров эквивалентного диаметра, высоты и шага гофр, а также угла наклона гофр треугольной формы в сетчатопоточных пластинах исследовалось нами на моделях, обдуваемых в аэродинамической трубе потоком воздуха.

Модели пластинчатых теплообменников имели размеры пластин, приведенные в табл. 4, а формы межпластинных каналов были аналогичны приведенным на рис. 103.

Таблица 4

Параметры	I	I¹	II	III	IV	V
Габаритные размеры пластин в мм:						
длина L	510	510	510	510	510	510
ширина B	320	320	225	225	225	225
Толщина стенки δ	1	1	1	1	1	1
Поверхность теплопередачи одной пластины F_1 в м²	0,163	0,163	0,128	0,121	0,128	0,136
Шаг гофр по нормали к линии вершин $S_н$ в мм	18	18	18	18	27	36
Шаг гофр вдоль потока рабочей среды S в мм	20,8	20,8	25,4	36,0	30,6	40,3
Высота гофр h в мм	5	5	5	5	8	12
Число гофр на пластине Z	25	25	20	14	16	12
Эквивалентный диаметр $d_э$ в м·10^{-3}	9,65	19,0	9,35	8,97	16,9	22,5
Площадь поперечного сечения одного канала f_1 в м²·10^{-3}	1,5	2,26	1,12	1,12	1,91	2,71
Смоченный периметр в поперечном сечении канала П в м	0,465	0,477	0,481	0,490	0,476	0,481
Длина одного канала (приведенная) $L_п$ в м	0,57	0,57	0,565	0,51	0,569	0,604
Угол наклона гофр к оси симметрии φ в градусах	60	60	45	30	60	60

Было проведено исследование теплоотдачи и гидравлических сопротивлений в пакете I ($S_н = 18$; $d_э = 9{,}65$ мм; $h = 5$ мм; $\varphi = 60°$; табл. 4) при нормальном сжатии пластин до соприкосновения вершин гофр в точках их взаимного пересечения и в пакете I' при раздвигании пластин до зазора 6 мм в точке пересечения гофр ($d_э = 0{,}019$ м).

Установлено, что при Re = idem коэффициент теплоотдачи при разомкнутом, бесконтактном канале *I'* уменьшается в 1,5 раза, а гидравлическое сопротивление ΔP уменьшается в 4 раза по сравнению с сопротивлением в канале *I*.

Вторая серия опытов проводилась с пакетами *I*, *IV* и *V*, у которых высота гофр и шаг гофр были различны (см. табл. 4).

Пакеты сжимались до контакта гофр в точках пересечения их вершин. Установлено, что увеличение высоты гофр, а следовательно, и эквивалентного диаметра по сравнению с пакетом *I*, а также увеличение шага гофр ведет к уменьшению коэффициента теплоотдачи α в 1,45 раза при Re = idem (пакеты *I* и *V*).

Гидравлическое сопротивление в этом случае уменьшается в 2,7 раза. Пакет *IV* показывает аналогичную закономерность: α уменьшается в 1,16 раза, а ΔP в 1,9 раза.

Третья серия опытов проводилась с пакетами *I*, *II* и *III*, которые имели одинаковую форму и размеры гофр, но различные углы наклона линии вершин гофр к продольной оси симметрии: $S_н = 18$ мм; $h = 5$ мм; $\varphi_I = 60°$; $\varphi_{II} = 45°$; $\varphi_{III} = 30°$.

Пакеты сжимались до контакта гофр, определялся коэффициент теплоотдачи к нагреваемому потоку воздуха и гидравлическое сопротивление.

Установлено, что уменьшение угла наклона гофр с 60° (пакет I) до 30° (пакет III) приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи α в среднем в 4,5 раза при Re = idem, в то время как гидравлическое сопротивление потоку воздуха снижается для этого случая в 10—15 раз. Пакет II ($\varphi = 45°$) по сравнению с пакетом I показывает аналогичную закономерность: α уменьшается в 1,37 раза, а ΔP в 6,2 раза.

Таким образом, наиболее эффективными оказались каналы типа III с размерами $S_н = 18$ мм; $S = 36$ мм; $h = 5$ мм; $d_э = 0{,}00897$ м; $\varphi = 30°$ при нагревании воздуха в диапазоне чисел Re от 1000 до 20 000.

6. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными гофрами синусоидальной формы моделей «Розенблад-2S»; «Розенблад-3S»; Розенблад-5S» (см. рис. 58).

По этому семейству сетчато-поточных пластин наиболее полные данные опубликованы для пластин типа 3S, которому подобны также типы 2S и 5S.

В сборке четные и нечетные пластины повернуты одна относительно другой на 180°, благодаря чему линии вершин гофр одной пластины пересекают вершины гофр другой. Продольные и поперечные сечения группы таких пластин показаны на рис. 59 и 60.

Пластины этого типа образуют сетчато-поточный канал, в котором поток жидкости меняет направление движения в двух плоскостях и подвергается искусственной турбулизации. Уже при $Re \geqslant 150$ нарушается ламинарный режим течения. Движение жидкости между пластинами происходит в общем одним

потоком, состоящим из многократно сходящихся и расходящихся частных потоков, обтекающих 2300 точек контакта гофр в межпластинном канале.

При определяющих размерах $F_1 = 0{,}33$ м^2; $S_н = 10$ мм; $S = 11{,}5$ мм; $h = 3{,}2$ мм; $d_э = 0{,}0054$ м; $f_1 = 0{,}001$ м^2; $L_п = 0{,}89$ м, при турбулентном движении рабочей среды и Re от 200 до 25 000 получены расчетные формулы:

$$Nu = 0{,}135Re^{0,73}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (135)$$

$$Eu = 1843Re^{-0,25}; \quad (136)$$

$$\xi = 22{,}4Re^{-0,25}. \quad (137)$$

При ламинарном режиме течения для пластин типа 3S получена формула

$$Nu = 0{,}4\left(RePr\,\frac{d_э}{L}\right)^{1,17}(\mu/\mu_{ст})^{0,14}. \quad (138)$$

Энергетическая эффективность различных форм и конструкций поверхности теплоотдачи

Важнейшим показателем совершенства теплообменного аппарата является энергетическая (теплогидродинамическая) эффективность профиля рабочей поверхности и в целом каналов, по которым движется рабочая среда.

Этот показатель характеризует степень использования механической энергии жидкости, которую необходимо затратить на проталкивание ее через аппарат, чтобы обеспечить требуемую интенсивность теплоотдачи.

Чем эффективнее используется энергия потоков в целях интенсификации теплоотдачи, тем выше коэффициент теплопередачи в аппарате данной конструкции при постоянном гидравлическом сопротивлении и тем более рациональна форма рабочей поверхности.

Энергетическая эффективность формы поверхности и профиля каналов в конечном счете определяет общие размеры поверхности теплопередачи в аппарате при заданной тепловой нагрузке, температурных и гидромеханических условиях его работы. Она является поэтому важнейшей предпосылкой экономической эффективности всего семейства аппаратов с данной формой поверхности и размерами каналов.

Вопрос о сравнительной оценке энергетической эффективности различных форм поверхности теплопередачи для аппаратов, изготовляемых из листовых материалов, приобретает особую важность ввиду следующих обстоятельств:

а) в отличие от аппаратов, изготовляемых из труб, у которых форма поверхности теплопередачи геометрически стабильна из-за особенности самой технологии изготовления труб, аппара-

ты с поверхностью из листовых материалов можно изготовлять с самой разнообразной формой поверхности;

б) в мировой практике известно много разновидностей форм поверхности теплопередачи для пластин и оребрений, о сравнительной эффективности которых опубликовано сравнительно мало данных;

в) в отечественном машиностроении твердо установилась тенденция к повышению удельной производительности, сокращению удельных затрат материалов, уменьшению габаритов и веса и повышению экономической эффективности новых аппаратов и машин, которая стала определяющей и в развитии теплообменного оборудования;

г) конструкция пластинчатых теплообменных аппаратов допускает и предполагает использование унифицированных пластин (полученных на одном и том же штампе) для изготовления целого ряда теплообменников различного назначения и производительности.

Очевидно, что наиболее совершенной в энергетическом отношении формой поверхности следует считать такую, использование которой позволяет при прочих равных условиях построить аппарат с наименьшей поверхностью теплопередачи.

Критерий сравнительной оценки тепловой эффективности различных форм конвективных поверхностей при омывании их потоком газа или жидкости прост. Однако он оказывается весьма сложным в том конкретном виде, который может практически служить конструктору объективным показателем при сравнительной оценке и выборе рациональной формы поверхности.

Задача объективной оценки эффективности профилей поверхности решена в теплотехнике в трудах советских ученых М. В. Кирпичева, А. А. Гухмана, В. М. Антуфьева.

В основе метода лежит предложение М. В. Кирпичева об использовании для оценки теплообменника энергетического коэффициента, определяемого как отношение количества теплоты, переданной через поверхность теплопередачи, к работе, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления при перемещении среды:

$$E = \frac{Q}{N}, \tag{139}$$

где Q — теплота, переданная через данную поверхность теплопередачи, в Дж; N — работа перемещения жидкости в Дж.

Чем больше значение E, тем лучше теплообменник с энергетической точки зрения.

Практически для оценки эффективности различных форм конвективной поверхности энергетический коэффициент удобно определять как отношение

$$E = \frac{\alpha}{N_0}, \tag{140}$$

где α — коэффициент теплоотдачи при данных условиях омывания поверхности в Вт/(м^2·°С); N_0 — энергия, затраченная за 1 с на перемещение омывающей среды, отнесенная к 1 м^2 поверхности, в Вт/м^2.

В этом случае энергетический коэффициент имеет размерность град$^{-1}$.

Значение E зависит не только от конструкции поверхности теплопередачи, но и от режима работы.

Основным условием применения описанного метода для оценки эффективности различных форм поверхности является наличие совокупности уравнений, описывающих теплоотдачу и затрату энергии на перемещение среды или соответствующих им зависимостей в виде графиков.

При сравнительной оценке энергетической эффективности различных форм конвективных поверхностей при различных режимах движения среды уравнение (140) удобнее заменить зависимостью

$$\alpha = f(N_0). \tag{141}$$

Здесь коэффициент теплоотдачи α, выраженный в Вт/(м^2·°С), характеризует удельную интенсивность теплоотдачи в зависимости от удельной энергии N_0, затраченной за 1 с на перемещение рабочей среды через данный канал с поверхностью в 1 м^2

$$N_0 = \frac{N}{F_к}.$$

Выражение $f(N_0)$ раскрывается следующим образом:

$$N_0 = \frac{G_1 \Delta P_1}{\rho F_к} = \frac{V_1 \Delta P_1}{F_к}, \tag{142}$$

где G_1 — массовый расход рабочей среды через межпластинный канал в кг/с; ΔP_1 — гидравлическое сопротивление канала в Н/м^2; ρ — плотность рабочей среды в кг/м^3; $F_к$ — рабочая поверхность одного канала в м^2; V_1 — объемный расход рабочей среды в м^3/с.

Для сопоставления энергетической эффективности значения α и N_0 для каждой формы поверхности должны определяться при одинаковых физических параметрах (одинаковых средних температурах потока) рабочей среды.

Расчеты могут выполняться для одного или для всех каналов в аппарате.

Сопоставление ведут имея следующие исходные данные.

1. Уравнение теплоотдачи $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$ и гидравлических сопротивлений $\Delta P = \xi \frac{L_п}{d_{эк}} \frac{\rho w^2}{2}$ для каналов каждого вида или соответствующие экспериментальные значения α и ΔP.

2. Средние и одинаковые для всех сравниваемых случаев значения вязкости данной рабочей среды, критерии Прандтля и поправки на направление теплового потока $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$.

3. Определяющий размер, к которому при выведении формул были отнесены Nu и Re.

4. Значение рабочей поверхности теплопередачи сопоставляемых каналов.

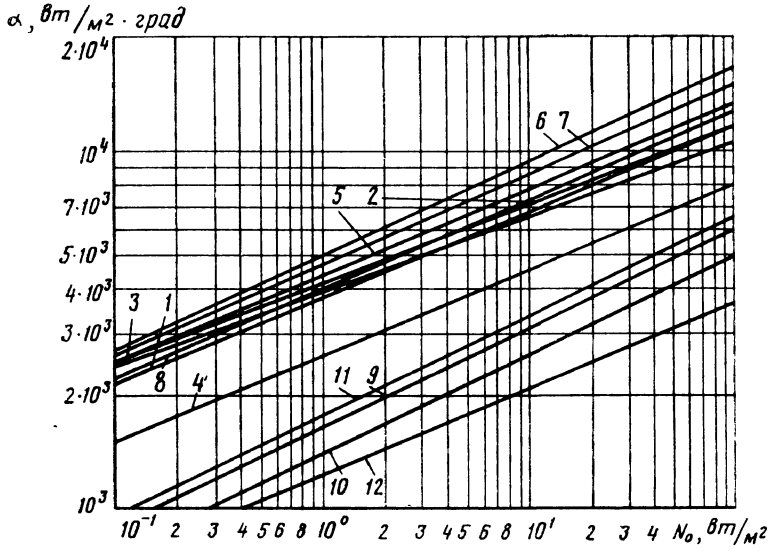


Рис. 104. Зависимости $\alpha = f(N_0)$ для пластин различных профилей и труб:

1 — тип П-2 при $d_э = 0{,}0059$ *м*; *2* — тип П-5; *3* — тип «Альборн-149»; *4* — тип «Парафлоу НХ» при $d_э = 0{,}004$ *м*; *5* — тип в елку «1-05», $S_н = 14$ *мм*, *6* — тип в елку «П-0,5М», $S_н = 18$ *мм*; *7* — тип «Розенблад 3S»; *8* — тип «Суперплейт-Е»; *9* — труба диаметром 25 *мм*; *10* — труба диаметром 38 *мм*; *11* — спиральный теплообменник при $d_э = 0{,}02$ *м*; *12* — пластина канальчатая «Астра»

Выбрав ряд значений скоростей потока (в пределах возможных эксплуатационных режимов), вычисляют для них парные значения α и N_0 и строят график зависимости $\alpha = f(N_0)$ для каждой из сопоставляемых конструкций поверхности.

В логарифмических координатах такие зависимости выражаются прямыми линиями.

На рис. 104 показана группа таких прямых, построенных для оценки энергетической эффективности различных конструкций поверхностей теплопередачи при работе на воде со средней температурой потока 50° С.

Имея группу линий, выражающих зависимость $\alpha = f(N_0)$ для различных форм поверхностей, сравнительную оценку делают по относительному расположению линий.

Лучшим в энергетическом отношении профилям соответствуют линии, расположенные выше. Для сравнения на этом же графике приведены данные о эффективности трубных пучков из труб диаметром 25 и 36 мм.

Положение этих линий свидетельствует о значительно меньшей энергетической эффективности трубных пучков и каналов с гладкими стенками в сравнении с извилистыми щелевидными каналами пластинчатых теплообменников.

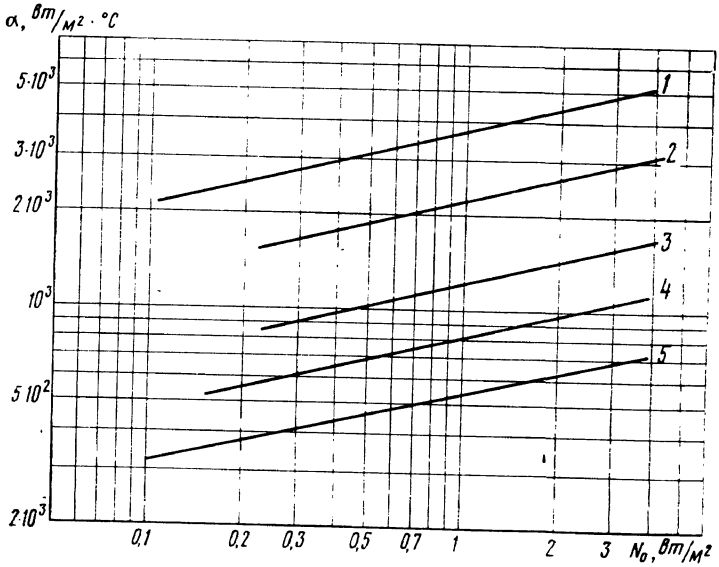


Рис. 105. Кривая теплоэнергетической эффективности промышленных образцов теплообменных аппаратов при равных условиях нагревания воды:

1 — пластинчатый разборный (завод «Уралхиммаш»); *2* — спиральный (завод им. Фрунзе); *3* — ламельный (фирма «APV»); *4* — пластинчато-ребристый (завод Павлоградхиммаш); *5* — кожухотрубчатый (завод Павлоградхиммаш)

Исходные данные и результаты расчетов, используемых для построения графиков $\alpha = f(N_0)$, удобно записать в виде таблицы, которая дополняет график и раскрывает исходные данные и условия сопоставления.

Точность рассмотренной сравнительной оценки, естественно, соответствует точности использованных для нее уравнений или экспериментальных данных.

Графики, аналогичные приведенному на рис. 104, можно построить для любых форм поверхности теплопередачи и конструкции каналов при наличии их тепловых и гидромеханических характеристик. Их можно строить и по средним значениям для промышленных образцов теплообменников различных конструкций.

На рис. 105 по данным испытаний, проведенных на экспериментальном стенде при подогреве воды со средней температурой потока 50° С, построены кривые для различных конструкций промышленных образцов теплообменников.

Как видно из графиков, при одинаковых затратах энергии на прокачивание жидкости через теплообменник наиболее высокая интенсивность теплоотдачи достигается в пластинчатом теплообменнике с пластинами «ПР-0,5 Е» и в спиральном теплообменнике со штифтами в каналах.

Технико-экономические показатели эффективности теплообменного аппарата

Анализ процесса в теплообменных аппаратах с помощью функции теплоэнергетической эффективности $\alpha = f(N_0)$ дает возможность определить основной показатель для теплообменников, однако он должен быть дополнен еще рядом других технико-экономических показателей.

Наибольшей технико-экономической эффективностью будет отличаться аппарат, который обеспечивает процесс теплообмена при минимальных затратах материальных средств и труда.

Для осуществления процесса теплообмена необходимы затраты:

1) материалов и труда на изготовление, монтаж, ремонт и обслуживание теплообменного аппарата;

2) на приобретение требуемого количества рабочих сред;

3) энергии на перемещение рабочих сред через теплообменный аппарат;

4) материалов и труда на изготовление, монтаж, ремонт и обслуживание устройств для перемещения рабочих сред.

Обозначим технико-экономические показатели эффективности осуществления процесса теплообмена:

K — капитальные затраты;

$Э$ — эксплуатационные расходы;

τ — срок окупаемости капитальных затрат.

Эти показатели зависят от технологических параметров процесса и конструктивных показателей аппарата.

Целью расчета или выбора из серии стандартных аппаратов оптимального варианта является определение для заданных условий таких конструктивных и технологических параметров, которые обеспечивают минимум эксплуатационных затрат и капиталовложений в установленный срок окупаемости.

Установление функциональной связи между экономическими, технологическими и конструктивными характеристиками теплообменного аппарата дает возможность определить их оптимальное значение, основываясь на основании расчетов, дающих в большинстве случаев однозначные решения.

Назовем оптимальным с технико-экономической точки зрения такой аппарат, для которого сумма $П$ годовых эксплуатационных затрат $Э$ и капиталовложений $К$, приходящихся на один год нормативного срока окупаемости $\tau_{н.о}$, минимальна:

$$П = Э + \frac{К}{\tau_{но}}. \qquad (143)$$

Назовем величину $П$ показателем оптимальности аппарата.

Выбор оптимального варианта математически сводится к нахождению глобального минимума функции $П$. В капиталовложения $К$ включаются те затраты, которые влияют на выбор оптимального варианта:

$$К = К_т + К_{мт} + К_н + К_{мн}; \qquad (144)$$

здесь $К_т$ — капиталовложения в собственно теплообменник; $К_{м.т}$ — стоимость монтажа теплообменника; $К_н$ — капиталовложения в нагнетательное устройство; $К_{м.н}$ — стоимость монтажа нагнетательного устройства.

Капиталовложения в КИП и автоматику включаются в капиталовложения на теплообменник и нагнетательные устройства.

К капиталовложениям относят также затраты на приобретение рабочих сред для первоначального заполнения системы.

Капиталовложения в теплообменный аппарат с двумя рабочими средами определяются уравнением

$$К = К_{то} + К_{на} = К_F F + К_{N_1} N_1 + К_{N_2} N_2; \qquad (145)$$

здесь $К_{то}$ — стоимость теплообменника и его монтажа в руб.; $К_{на}$ — стоимость нагнетателя и его монтажа в руб.; $К_F$ — удельные капитальные вложения в теплообменник в руб./м^2; F — принятое значение теплопередающей поверхности в м^2; $К_{N_1}$ — удельные капитальные вложения в нагнетательное устройство на стороне потока, отдающего тепло, в руб./кВт; N_1 — мощность для преодоления гидравлических сопротивлений первой рабочей среды в кВт; $К_{N_2}$ — удельные капитальные вложения в нагнетательное устройство на стороне потока, воспринимающего тепло, в руб./кВт; N_2 — мощность для преодоления гидравлических сопротивлений второй рабочей среды в кВт.

Эксплуатационные затраты $Э$ включают в себя основные расходы, непосредственно влияющие на выбор варианта. Они могут быть разделены на две группы: а) пропорциональные капиталовложениям и б) не зависящие от капиталовложений.

К первой группе могут быть отнесены: амортизационные отчисления на капиталовложения в теплообменники $К_{то}a_{то}$ и в нагнетатели $К_{на}a_{на}$, расходы на текущий ремонт и содержание оборудования теплообменников $К_{то}P_{то}$ и нагнетателей $К_{на}P_{на}$, включая расходы на разработку и чистку поверхности теплопередачи от загрязнения.

К расходам, не зависящим от капиталовложений, относятся: расходы энергии на привод нагнетателей, пропорциональные мощности $Э_N = N_S\tau_г$, расходы на восполнение потерь рабочих сред, пропорциональные расходу сред G_1 и G_2, их стоимостям $S'_{тн}$ и $S''_{тн}$ и годовому числу часов работы оборудования $\tau_г$ $S_{тн} = (G_1S'_{тн} + G_2S''_{тн})\tau_г$, основная и дополнительная заработная плата персонала, обслуживающего оборудование, $S_п$ и некоторые другие производственные расходы $S_{пр}$.

Сумма годовых эксплуатационных расходов равна

$$Э = K_{то}(a_{то} + P_{то}) + K_{на}(a_{на} + P_{на}) + (N_1 + N_2)S_э\tau_г + \\ + (G_1S'_{тн} + G_2S''_{тн})\tau_г + S_п + S_{пр}; \qquad (146)$$

здесь

$$K_{то} = K_т + K_{мт}, \text{ а } K_{на} = K_п + K_{мп}.$$

Подставляя значения K и $Э$ из уравнений (145) и (146) в уравнение (143), получим основное расчетное уравнение

$$П = Э + \frac{K}{\tau_{но}} = K_FF(a_{то} + P_{то}) + (K_{N_1}N_1 + K_{N_2}N_2)(a_{на} + P_{на})\tau_г + \\ + (N_1 + N_2)S_э\tau_г + (G_1S'_{тн} + G_2S''_{тн})\tau_г + S_п + S_{пр} + \frac{1}{\tau_{но}} \times \\ \times (K_FF + K_{N_1}N_1 + K_{N_2}N_2). \qquad (147)$$

Независимыми переменными в уравнении (147) являются F, N_1 и N_2. На основании уравнений теплообмена и гидравлики эти переменные могут быть выражены как функции технологических и конструктивных параметров: скоростей потоков, температур, физических свойств этих потоков, конструктивных размеров элементов теплообменника.

Величины $a_{то}$, $P_{то}$, $\tau_{но}$, $a_{на}$, $P_{на}$, $\tau_г$, $S'_{тн}$, $S''_{тн}$, $S_э$, $S_п$, $S_{пр}$ являются заданными постоянными.

Величины K_F, K_{N_1}, K_{N_2}, G_1, G_2 переменные, зависящие от F, N_1 и N_2, следовательно, и от технологических и конструктивных параметров теплообменника.

Для решения уравнений типа (147), записанных в развернутом виде, целесообразно применение ЭВМ, поскольку число независимых переменных может достигать 15—18.

Таким образом экономический оптимум теплообменников соответствует условиям, при которых сумма годовых эксплуатационных затрат $Э$ и капиталовложений K составляет наименьшее значение ($П_{min}$).

Практически капиталовложения и пропорциональные им амортизационные расходы в первом приближении зависят от величины теплопередающей поверхности F.

При выбранной конструкции теплообменника параллельное включение каналов приводит к уменьшению скорости рабочих

сред, уменьшению гидравлических сопротивлений и мощности на их преодоление, но к увеличению потребной теплопередающей поверхности F.

Таким образом, существует тенденция уменьшения эксплуатационных затрат с увеличением капиталовложений.

На рис. 106 показано графическое определение экономического оптимума выбора допустимого гидравлического сопротивления по стороне нагреваемой среды в пластинчатом конденсаторе. Для построения такого графика экономического оптимума необходимо задать ряд допустимых гидравлических сопротивлений ΔP_2 и вычислить потребную для этих условий поверхность теплопередачи F. Далее следует вычислить соответствующие капитальные затраты и амортизационные расходы и построить на графике кривую K. Затем для этого же ряда сопротивлений ΔP_2 следует вычислить эксплуатационные расходы $Э$. Далее полученные в одинаковом масштабе кривые K и $Э$ графически суммируют и строят кривую суммарных затрат $П$. Минимальному значению суммарных затрат соответствует оптимальный вариант выбора аппарата.

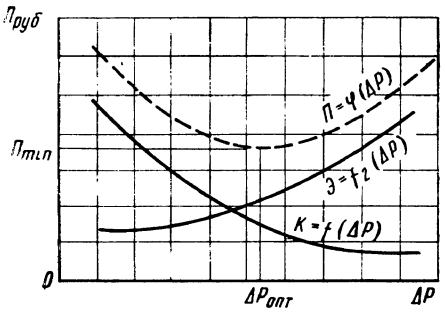


Рис. 106. График к определению экономического оптимума выбора величины допустимого гидравлического сопротивления в пластинчатом конденсаторе: K — капитальные затраты (амортизационные расходы); $Э$ — эксплуатационные затраты; $П$ — суммарные затраты

Рассмотрим пример выбора оптимального варианта пластинчатого конденсатора.

Пример. Пусть необходимо сконденсировать 2,6 кг/с водяного пара при температуре 104°С при помощи 72,8 кг/с морской воды. Допустимое гидравлическое сопротивление по стороне воды находится в пределах 500—50 000 Н/м². Известно также, что аппарат должен работать 600 ч в год. Стоимость 1 м³ воды — 0.001 р., стоимость 1 кВт/ч электроэнергии, расходуемой двигателем насоса,— 0,25 р. Стоимость теплопередающей поверхности из титана в пластинчатом аппарате 250 р./м². Предполагаемый минимальный срок работы аппарата 10 лет.

Решение. Прежде всего рассчитаем необходимый ряд поверхностей теплообмена при заданных гидравлических сопротивлениях. Расчет ведется методом последовательных приближений. Получим, что при $\Delta P_2 = 500$ Н/м² необходима поверхность теплообмена $F = 160$ м², при $\Delta P_2 = 5000$ Н/м² $F = 120$ м². при $\Delta P_2 = 50\,000$ Н/м² $F = 100$ м².

Далее рассчитаем для каждого из трех случаев принятых значений ΔP_2, чему равны амортизационные расходы по формуле

$$K_т = F\frac{K_F}{\tau_{но}},$$

где F — потребная поверхность теплопередачи; K_F — стоимость 1 м^2 поверхности теплообмена; $\tau_{но}$ — срок амортизации аппарата (10 лет);

$$K_{т_1} = \frac{160 \cdot 250}{10} = 4000 \text{ р./год};$$

$$K_{т_2} = \frac{120 \cdot 250}{10} = 3000 \text{ р./год};$$

$$K_{т_3} = \frac{100 \cdot 250}{10} = 2500 \text{ р./год}.$$

Эксплуатационные расходы определим по упрощенному для прикидочных расчетов уравнению, учитывающему только основные затраты:

$$Э = K_т(a_{то} + P_{то}) + N_2 S' \tau_т + G_2 S'' \tau_г,$$

где $K_т(a_{то} + P_{то})$ — годовые расходы на обслуживание принятого аппарата; $N_2 S' \tau_т$ — годовые расходы на прокачивание рабочей среды при заданных гидравлических сопротивлениях; $G_2 S'' \tau_г$ — годовая стоимость расходуемой рабочей среды.

Расходы на обслуживание (включая текущие ремонты и чистки) аппарата для всех вариантов принимаем пропорциональными поверхности теплопередачи:

1) $K_{т_1}(a_{то} + P_{то}) = 500$ р./год;

2) $K_{т_2}(a_{то} + P_{то}) = 400$ р./год;

3) $K_{т_3}(a_{то} + P_{то}) = 300$ р./год.

Годовая стоимость электроэнергии, расходуемой на преодоление гидравлических сопротивлений при прокачивании рабочей среды:

1) $N_2 S' \tau_г = \frac{V \Delta P_2}{\eta} S' \tau_г = \frac{0{,}0728 \cdot 500}{0{,}7} \cdot \frac{0{,}25}{1000} \cdot 600 = 7{,}8$ р./год;

2) $N_2 S' \tau_г = \frac{0{,}0728 \cdot 5000}{0{,}7} \cdot \frac{0{,}25}{1000} \cdot 6000 = 78$ р./год;

3) $N_2 S' \tau_г = \frac{0{,}0728 \cdot 50\,000}{0{,}7} \cdot \frac{0{,}25}{1000} 600 = 780$ р./год.

Годовая стоимость расходуемой охлаждающей воды (и пополнения ее потерь) для всех трех сопоставляемых вариантов одинакова и равна

$$G_2 S'' \tau_г = \frac{G_2}{\rho} 3600 S' \tau_г = \frac{72{,}8 \cdot 3600}{1000} 0{,}001 \cdot 600 = 157 \text{ р./год}.$$

Тогда общие эксплуатационные расходы составят:

$$Э_1 = 500 + 7{,}8 + 157 = 664{,}8 \text{ р./год};$$

$$Э_2 = 400 + 78 + 157 = 635 \text{ р./год};$$

$$Э_3 = 300 + 780 + 157 = 1237 \text{ р./год}.$$

Суммарные затраты для каждого варианта составят

$$П = Э + K;$$

1) $П_1 = 664{,}8 + 4000 = 4664{,}8$ р./год;

2) $П_2 = 635 + 3000 = 3635$ р./год;

3) $П_3 = 1237 + 2500 = 3737$ р./год.

Исходя из минимума суммарных затрат, целесообразно принять за оптимальный вариант второй вариант, т. е.

$$\Delta P_г = 5000 \; Н/м^2 \quad \text{и} \quad F = 120 \text{ м}^2.$$

Технико-экономические показатели не всегда могут быть приняты в качестве определяющих при выборе теплообменного аппарата. Часто определяющими являются конструктивные, технологические либо эксплуатационные критерии.

К конструктивным относятся: ограничения по массе аппарата, величине, габаритам и компоновке теплопередающей поверхности, по применяемым материалам и их эффективному использованию.

К технологическим показателям, которые могут также влиять на конструкцию аппарата, относятся: абсолютные значения и перепады давления рабочих сред, их температуры и физические свойства, а также вид процесса (изменяется агрегатное состояние сред в аппарате или нет, химические реакции в аппарате и др.).

Поскольку теплообменный аппарат является элементом технологической либо энергетической линии, управляемой и регулируемой с помощью автоматических устройств, особое значение приобретают динамические характеристики аппарата.

К эксплуатационным характеристикам могут быть отнесены: скорости образования отложений на поверхностях теплообмена и трудоемкость их удаления, интенсивность коррозии и ремонтоспособность аппарата и др.

Конструирование теплообменного аппарата минимальной массы является самостоятельной задачей, имеющей широкое практическое применение.

Связь между массой теплообменного аппарата, его конструктивными и технологическими параметрами может быть представлена как сумма масс активной теплопередающей поверхности и рамы аппарата (либо кожуха, камер, крышек)

$$G_{то} = G_F + G_R. \qquad (148)$$

В первом приближении зависимость между массой активной теплопередающей поверхности и ее площадью описывается уравнением

$$G_F = F\delta_{\text{п}}\rho_{\text{м}}. \qquad (149)$$

Для снижения массы теплообменного аппарата необходимо:

1) уменьшить эквивалентный диаметр каналов $d_{\text{э}}$;

2) интенсифицировать процесс теплопередачи как путем повышения скоростей движения рабочих сред, так и за счет искусственной турбулизации пограничного слоя;

3) предотвратить образование отложений на теплопередающей стенке либо обеспечить быстрое их удаление;

4) увеличить температурный напор между рабочими средами.

Масса аппарата прямо пропорциональна отношению плотности материала к допустимому для него напряжению и соответственно к временному сопротивлению $\sigma_{\text{вр}}$.

Поэтому при выборе материалов для создания аппарата минимальной массы следует выбирать такие, у которых это отношение минимально (например, легированные стали, титан и др.).

Глава V МЕТОДЫ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Различают два основных вида тепловых расчетов теплообменных аппаратов: поверочные и проектные (конструктивные).

Поверочные расчеты имеют целью определить конечные температуры рабочих сред, тепловую производительность готового теплообменного аппарата и его соответствие заданному тепловому режиму при заданных расходах рабочих сред с определенными начальными температурами.

Обычно поверочный расчет производят для оценки работы аппарата при режимах, отличных от номинального.

Проектные тепловые расчеты имеют целью определить поверхность теплопередачи для заданных параметров рабочих сред.

Необходимые данные для проектного теплового расчета определяются заданием на проектирование, некоторые из них принимают на основании предварительных расчетов. В задании на проектирование в числе прочих данных для каждой среды указывают располагаемый напор, необходимый для преодоления гидравлического сопротивления, принятое сочетание рабочих сред и расход основного продукта, тепловую производительность аппарата и температуру сред на входе и на выходе. Указывают материал поверхности теплопередачи, вероятность загрязнений поверхности и предполагаемые способы чистки этих загрязнений.

По предварительным расчетам выбирают тип аппарата и составляют его конструктивную схему с указанием направления движения рабочих сред и примерных сечений каналов для их прохода. Затем задаются скоростью каждой рабочей среды, чтобы использовать весь располагаемый напор на преодоление гидравлического сопротивления.

Опыт расчета пластинчатых и спиральных теплообменных аппаратов показывает, что недостатком общего метода расчета является то, что скоростями рабочих сред задаются в начале расчета, когда еще неизвестно, как они увяжутся с располагаемыми напорами на преодоление гидравлических сопротивлений.

Так как гидравлическое сопротивление в проектируемом на заданное количество рабочей среды аппарате сильно зависит от выбранной скорости потока, то сравнительно небольшие погреш-

ности при выборе скорости вызывают в результате значительные отклонения потерянного напора от заданного располагаемого и приводят к необходимости повторить расчет.

Учитывая специфику конструктивного построения и работы пластинчатых и спиральных аппаратов, можно установить взаимосвязь между теплоотдачей, гидравлическим сопротивлением, геометрическими размерами и скоростью движения рабочей среды в теплообменнике.

Авторами разработан специальный метод расчета, имеющий существенные преимущества при проектировании сложных аппаратов высокой эффективности.

ОБЩИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА

Взаимосвязь тепловых, гидравлических и геометрических параметров для пластинчатого теплообменника

Для выявления связи скорости движения рабочей среды с основными параметрами проектируемого теплообменника проанализируем варианты сложных схем компоновок, при которых каналы могут быть соединены параллельно и последовательно, т. е. при соединении спиральных элементов в блоки; при сложных схемах соединения пластинчато-ребристых теплообменников, а также в большинстве случаев компоновки разборных и полуразборных пластинчатых теплообменников.

Именно для таких сложных компоновок требуется предварительно рассчитать рациональную скорость каждой рабочей среды, чтобы достаточно точно уложиться в заданный располагаемый напор.

Для вывода такого расчетного уравнения рассмотрим многопакетный (многоходовый) пластинчатый теплообменник.

Гидравлическое сопротивление многопакетного пластинчатого теплообменного аппарата при одинаковом числе каналов во всех пакетах может быть выражено уравнением (30):

$$\Delta P = \xi \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho w^2}{2} X,$$

где ξ — коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины межпластинного канала;

$L_п$ и $d_э$ — приведенная длина и эквивалентный диаметр одного межпластинного канала;

ρ — плотность рабочей среды;

w — скорость рабочей среды в межпластинном канале;

X — число последовательно включенных каналов или число пакетов в секции для данной рабочей среды.

Если обозначим:

n_a — общее число пластин в секции (аппарате) и m_1 — число каналов в пакете для данной рабочей среды, то можно написать

$$X_1 = \frac{n_a}{2m_1}. \tag{150}$$

Скорость потока в каналах между пластинами по уравнению неразрывности потока

$$w_1 = \frac{V_1}{f_1 m_1} = \frac{V_1}{b\delta m_1}, \tag{151}$$

где V_1 — объемная производительность аппарата в м^3/с; b — ширина потока в канале в м; δ — зазор между пластинами в м; f_1 — площадь поперечного сечения канала в м^2.

Из уравнения (151) следует, что

$$m_1 = \frac{V_1}{b\delta w}. \tag{152}$$

Подставляя это значение m_1 в выражение (150) для пакетов, получим

$$X_1 = \frac{n_a b\delta w_1}{2V_1}. \tag{153}$$

Подставляя полученное выражение в уравнение гидравлического сопротивления (30), получим

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho w_1^2}{2} \frac{n_a b\delta w_1}{2V_1}. \tag{154}$$

Для дальнейшего изложения используем понятие приведенной высоты пластины $L_п$. Приведенной высотой пластины с гофрированной поверхностью назовем высоту плоской пластины с той же шириной и той же рабочей поверхностью.

Приведенная высота профильной пластины может быть определена как

$$L_п = \frac{F_1}{b}, \tag{155}$$

где F_1 — рабочая поверхность теплообмена одной пластины в м^2; b — ширина рабочей части пластины в м.

Поверхность теплообмена секции

$$F_a = n_a F_1 = n_a L_п b. \tag{156}$$

Так как $d_{эк} = 2\delta$, то, подставив значение $L_п$ из уравнения (156) и $d_э$ в уравнение (154), получим

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{F_a}{2V_1} \frac{\rho_1 w_1^3}{4}. \tag{157}$$

Тепловая производительность аппарата (секции) связана с его поверхностью теплопередачи уравнением

$$F_a = \frac{Q}{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст})}, \qquad (158)$$

где $Q = V_1 \rho_1 c_1 (t_1' - t_1'')$ — количество теплоты, передаваемой в аппарате (секции) в единицу времени, в Вт; α_1 — коэффициент теплопередачи данной рабочей среды, в Вт/(м²·°С); $\bar{t}_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}$ — средняя температура рабочей среды в °С; t_1' и t_1'' — начальная и конечная температура рабочей среды в °С; $t_{ст}$ — средняя температура теплопередающей стенки в °С; c_1 — теплоемкость данной рабочей среды в Дж/(кг · °С).

Тогда

$$F_a = \frac{V_1 \rho_1 c_1 (t_1' - t_1'')}{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст})}. \qquad (159)$$

Подставив выражение (159) в формулу (157), получим для первой рабочей среды

$$\Delta P_1 = \frac{\xi_1 c_1 (t_1' - t_1'') \rho_1^2 w_1^3}{8 \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст})}. \qquad (160)$$

Полученная формула устанавливает взаимосвязь между тепловыми параметрами процесса (α_1, $\bar{t}_1$, $\bar{t}_{ст}$, t_1' и t_1''), гидравлическими характеристиками каналов (ξ_1, ΔP_1) и скоростью протекания рабочей среды в каналах (w_1).

Уравнению (160) можно придать следующий критериальный вид, поделив левую и правую части на ΔP_1 и умножив правую часть на $\frac{L_п d_э}{L_п d_э}$:

$$1 = \xi \frac{L_п}{2 d_э} \frac{\rho_1 w_1^2}{2 \Delta P_1} \cdot \frac{\rho_1 c_1 w_1}{\alpha_1} \frac{(t_1' - t_1'')}{(\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст})} \frac{d_э}{2 L_п}. \qquad (161)$$

Выражение справа представляет собой произведение следующих критериев и симплексов, имеющих определенный физический смысл:

$\xi_1 \frac{L_п}{2 d_э} = Eu$ — критерий Эйлера для одного пакета;

$\frac{\rho_1 w_1^2}{2 \Delta P_1} = Fr$ — отношение удельной кинетической энергии потока к запасу потенциальной энергии жидкости при входе ее в аппарат или критерий Фруда для условий движения жидкости в аппарате;

$\frac{\rho_1 c_1 w_1}{\alpha_1} = \frac{\mathrm{Pe}}{\mathrm{Nu}}$ — величина, характеризующая отношение удельного теплосодержания потока к интенсивности теплоотдачи; здесь $\mathrm{Pe} = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}$;

$\frac{t_1' - t_1''}{\bar{t}_1 - t_{ст}}$ — симплекс, характеризующий условия подобия температурных режимов;

$\frac{d_э}{2L_п} = \frac{2\delta}{2L_п} = \frac{\delta}{L_п} = \Gamma$ — симплекс геометрического подобия, выражающий степень тонкослойности потока.

В итоге взаимосвязь гидравлических, тепловых и геометрических параметров теплообменного аппарата, имеющего сложную схему компоновки каналов, может быть выражена следующим уравнением, связывающим известные в теории теплообмена критерии:

$$\mathrm{Eu} \cdot \mathrm{Fr} \cdot \frac{\mathrm{Pe}}{\mathrm{Nu}} S \cdot \Gamma = 1. \qquad (162)$$

Для построения рационального метода расчета теплообменников целесообразно уравнение (160) решить относительно скорости

$$w_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст}) \Delta P_1}{c_1 (t_1' - t_1'') \rho_1^2 \xi_1}}. \qquad (163)$$

Соответственно для второй рабочей среды это уравнение имеет вид

$$w_2 = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 (\bar{t}_{ст} - \bar{t}_2) \Delta P_2}{c_2 (t_2'' - t_2') \rho_2^2 \xi_2}}. \qquad (164)$$

Пользуясь формулами (163), (164), можно в самом начале теплового расчета вычислить рациональную скорость потока каждой рабочей среды, которая в дальнейшем обеспечит соответствие заданного располагаемого напора фактическому.

Эти уравнения позволяют предложить метод расчета, позволяющий из бесчисленного множества возможных параллельно-последовательных компоновок однозначно выделить рациональный вариант, не прибегая к обычно применяемому в подобных случаях методу последовательных приближений.

Проектный расчет теплообменного аппарата производится по этапам в следующем порядке:

составление уравнения теплового баланса аппарата и определение недостающих температур;

определение расчетного температурного напора между рабочими средами;

определение рациональной величины скорости движения сред в каналах;

определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи;

расчет требуемой поверхности теплопередачи;

уточнение значений требуемого напора и других параметров после расчета схемы компоновки аппарата.

Примеры комплексного теплогидромеханического проектного расчета пластинчатых теплообменных аппаратов рациональным методом, в котором использованы уравнения (163) и (164), приведены ниже.

Основные уравнения теплового расчета

Расчет теплового аппарата непрерывного действия основан на совместном решении уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи.

Уравнение теплового баланса служит для определения количества передаваемого тепла и имеет вид

$$Q = G_1(i_1' - i_1'') = G_2(i_2'' - i_2') + Q_п, \qquad (165)$$

где Q — тепловой поток в Дж/с или Вт; G_1 — количество охлаждаемой рабочей среды в кг/с; i_1', i_1'' — начальная и конечная энтальпия этой рабочей среды в Дж/кг; G_2 — количество нагреваемой рабочей среды в кг/с; $Q_п$ — потери теплоты в окружающую среду.

В теплообменных аппаратах при наличии изоляции потери тепла в окружающую среду обычно невелики и ими можно в расчетах пренебречь. Тогда уравнение теплового баланса принимает вид

$$Q = Q_{гор} = Q_{хол} \text{ или}$$

$$Q = G_1c_1(t_1' - t_1'') = G_2c_2(t_2'' - t_2'), \qquad (166)$$

где c_1 и c_2 — средние удельные массовые теплоемкости рабочих сред в интервале рабочих температур в Дж/(кг·°С); t_2', t_2'' — начальная и конечная температуры охлаждаемой среды в °С.

При периодических процессах количества теплоносителей G_1 и G_2 и количество тепла Q рассчитываются соответственно в кг или Дж на одну операцию.

Количество теплоты, отдаваемое охлаждаемой средой,

$$Q = G_1c_1(t_1' - t_1'') = W_1\Delta t_1; \qquad (167)$$

здесь $W_1 = G_1c_1$ — водяной эквивалент теплоносителя в Вт/°С.

При изменении агрегатного состояния рабочей среды уравнение (165) может иметь различную форму в соответствии с условиями протекания процесса. Например, при конденсации изменение энтальпии равно

$$i_2'' - i_2' = c_п(t_2' - t_к) + r + c_ж(t_к - t_2''),$$

где $c_п$ — средняя удельная массовая теплоемкость перегретого пара в Дж/(кг·°С); $c_ж$ — средняя удельная массовая теплоемкость конденсата в Дж/(кг·°С); $t_к$ — температура насыщения (конденсации) в °С; r — скрытая теплота фазового превращения в Дж/кг.

Расходы теплоносителей при теплообмене без изменения агрегатного состояния определяют на основании уравнения (166):

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{c_1 (t_1' - t_1'')}; \qquad (168)$$

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_1' - t_1'')}{c_2 (t_2'' - t_2')}. \qquad (169)$$

Уравнение теплопередачи для непрерывных процессов имеет вид

$$Q = kF\overline{\Delta t}. \qquad (170)$$

Для определения количества теплоты в периодических процессах в уравнение теплопередачи вводят время процесса τ и тогда уравнение принимает вид

$$Q = kF\overline{\Delta t}\tau; \qquad (171)$$

здесь k — средний для поверхности F коэффициент теплопередачи в Вт/(м² · °С); F — поверхность теплопередачи в м²; $\overline{\Delta t}$ — средний температурный напор в °С.

Расчетная поверхность теплопередачи определяется как

$$F = \frac{Q}{k\overline{\Delta t}}, \qquad (172)$$

где Q — количество теплоты, передаваемое в единицу времени, известно из уравнения (166). Методы определения величин $\overline{\Delta t}$ и k приведены ниже.

Вычисление среднего температурного напора

Вид расчетной формулы для определения среднего температурного напора $\overline{\Delta t}$ зависит от направлений взаимного движения рабочих сред, которые могут быть следующими: прямоток, противоток, однократно перекрестный, многократно перекрестный, параллельно-смешанный и последовательно-смешанный ток. Характер изменения температур рабочих сред при прямотоке и противотоке показан на рис. 107.

При прямотоке, противотоке и при постоянной температуре одной из сред средний температурный напор, называемый также

средней разностью температур, определяют как среднелогарифмический по формуле

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (173)$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — соответственно бóльшая и мéньшая разности температур между теплоносителями на концах теплообменника в °С.

В соответствии с формулой (173) построена номограмма для определения Δt (рис. 108).

При отношении $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}7$ расчет $\overline{\Delta t}$ по формуле (173) можно заменить с погрешностью до 2% среднеарифметической разностью

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}. \qquad (174)$$

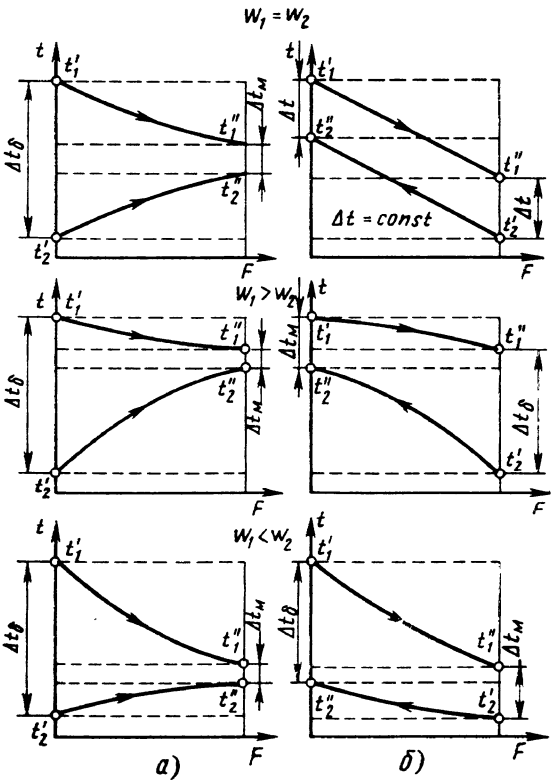


Рис. 107. График изменения температур рабочих сред по поверхности аппарата при прямотоке и противотоке в условиях различного соотношения водяных эквивалентов:
а — при прямотоке; *б* — при противотоке

При всех других схемах течения

$$\overline{\Delta t} = \psi \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2')}{2{,}3 \lg \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}, \qquad (175)$$

где t_1' и t_1'' — температуры охлаждаемой рабочей среды на входе в аппарат и на выходе из него в °С; t_2' и t_2'' — то же для нагреваемой среды в °С; ψ — поправочный коэффициент, определяемый как функция вспомогательных величин P и R:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \qquad (176)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \qquad (177)$$

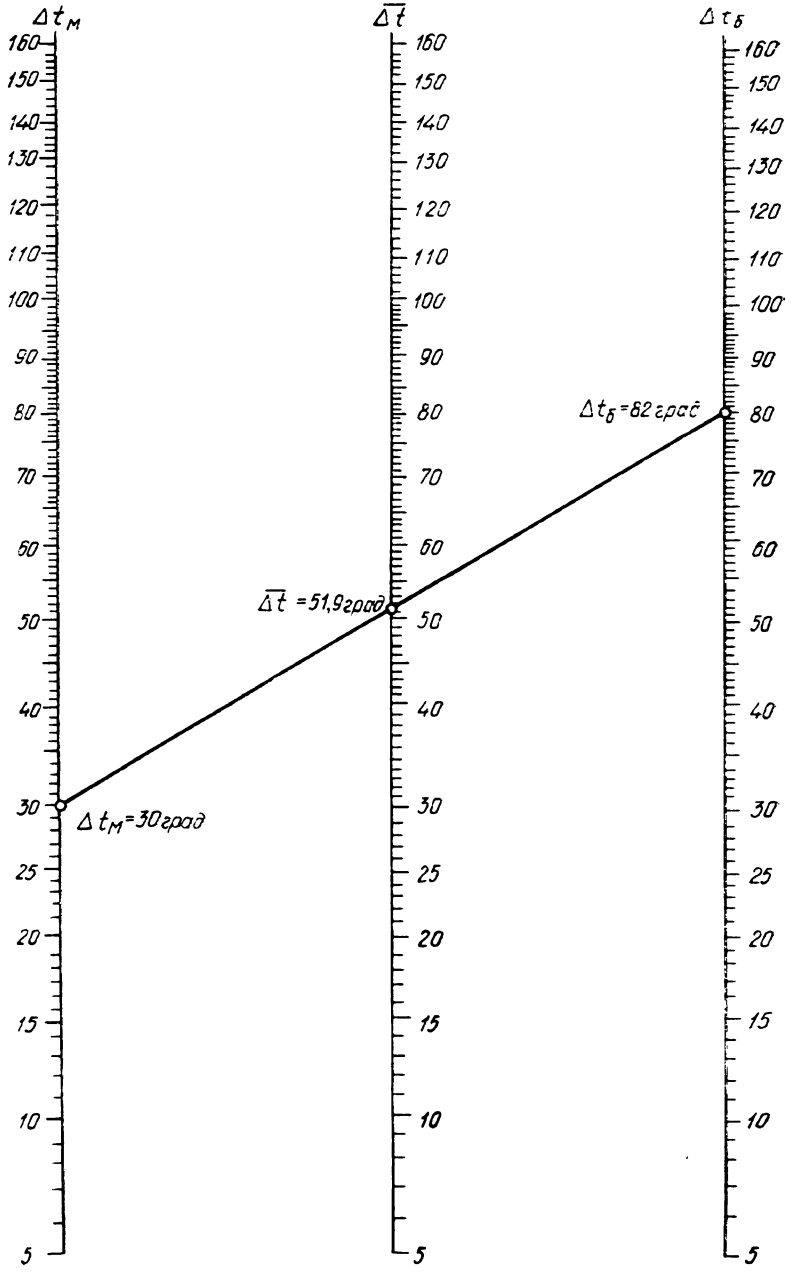


Рис. 108. Номограмма функций $\overline{\Delta t} = \dfrac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}$

Значения поправочного коэффициента ψ для различных схем движения теплоносителей находят по графикам.

Изложенная методика определения $\overline{\Delta t}$ справедлива при условии, что водяные эквиваленты обеих рабочих сред и коэффициент теплопередачи практически не изменяются вдоль поверхности теплообмена. Если это условие не выполняется, то теплообменный аппарат необходимо рассчитывать по участкам, для которых эти величины можно принять постоянными.

Выбор направления движения рабочих сред и их конечных температур

Выбор взаимного направления движения рабочих сред в аппарате должен производиться так, чтобы обеспечить:

1) наибольший средний температурный напор $\overline{\Delta t}$, с которым связано получение при прочих одинаковых условиях наибольшей тепловой производительности аппарата, или сокращение размеров поверхности теплопередачи и затрат материала на ее изготовление;

2) наилучшее использование сред в смысле получения наибольшего изменения их температур Δt_1 и Δt_2, при котором достигается минимальный расход этих сред;

3) возможно менее «высокую» температуру стенок аппарата с целью уменьшения температурных деформаций и устранения неблагоприятных условий работы прокладок.

Как правило, наиболее выгодно противоточное движение рабочих сред. При сохранении постоянства температуры одной из сред (например, при конденсации паров) выбор взаимных направлений движения сред не имеет значения.

Конечные температуры рабочих сред t_1'' и t_2'' при проектировании теплообменников обычно бывают заданными. В некоторых случаях, например, при проектировании рекуператоров тепла значение конечных температур рабочих сред обосновывают технико-экономическим расчетом.

При необходимости выбора конечных температур одновременно обеих сред при заданных их расходах в первом приближении можно принимать такой температурный режим, при котором минимальная разность температур $\Delta t_м$ между средами была бы не меньше 10—20° С — для спиральных и ламельных жидкостных подогревателей; 5—7° С — для спиральных и ламельных паро-жидкостных подогревателей; 3—5° С — для пластинчатых жидкостных теплообменников.

Задаваясь конечной температурой одной из сред, конечную температуру второй среды находят в зависимости от отношения водяных эквивалентов по формулам:

при $\frac{W_2}{W_1} < 1$

$$t_1'' = t_1' - \frac{W_2}{W_1}(t_2'' - t_2'); \qquad (178)$$

при $\frac{W_2}{W_1} > 1$

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2}(t_1' - t_1''), \qquad (179)$$

где $W = Gc$ — водяной эквивалент.

Если неизвестна только одна из конечных температур, например t_2'', то она легко определяется из уравнения (165) теплового баланса.

При использовании в аппаратах в качестве холодной среды воды, неочищенной от солей жидкости, во избежание быстрого загрязнения поверхности теплообмена, не рекомендуется повышать конечную температуру охлаждающей воды более 50° С.

Расчет рациональных скоростей движения рабочих сред в теплообменных аппаратах

Экономически оптимальный режим работы теплообменного аппарата зависит от скоростей движения рабочих сред и определяется минимальной величиной суммарных затрат

$$C = C_а + C_{э_1} + C_{э_2}, \qquad (180)$$

где $C_а$ — стоимость изготовления и монтажа теплообменника, отнесенная к одному году работы (амортизация); $C_{э_1}$ — эксплуатационные расходы за год по стороне продукта; $C_{э_2}$ — эксплуатационные расходы за год по стороне второй рабочей среды.

Для достижения оптимального экономического режима при выборе скоростей движения рабочих сред следует возможно полнее использовать располагаемый напор на преодоление гидравлических сопротивлений в теплообменнике для каждой среды.

При этом компоновкой каналов и подбором рациональных скоростей стремятся получить равенство термических сопротивлений теплоотдачи обеих рабочих сред

$$\frac{1}{\alpha_1} \approx \frac{1}{\alpha_2}.$$

Термическое сопротивление стенки $\sum \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ не должно превышать в аппаратах интенсивного действия каждое из термических сопротивлений со стороны сред $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$.

Выбор наименьшей скорости w в каналах теплообменных аппаратов для сред малой и средней вязкости должен отвечать условию

$$\frac{wd_э}{\nu} \geqslant \mathrm{Re}_{кр},$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр каналов в м; ν — кинематическая вязкость в м²/с; $Re_{кр}$ — критическое число Рейнольдса.

Расчет рациональных скоростей движения рабочих сред в каналах пластинчатых, пластинчато-ребристых и спиральных теплообменников из условия полного использования заданного располагаемого напора выполняется для каждой из сред по уравнению (163):

$$w_1 = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{ст})\,\Delta P_1}{c_1\,(t_1' - t_1'')\,\rho_1^2 \xi_1}},$$

где α_1 — предполагаемый коэффициент теплоотдачи первой рабочей среды в Вт/(м²·°С).

Значением предполагаемого коэффициента теплоотдачи необходимо приближенно задаться:

$\bar{t}_{ст}$ — предполагаемая средняя температура теплопередающей стенки в °С;

приближенно

$$\bar{t}_{ст} \approx \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} \approx \frac{t_1' + t_1'' + t_2' + t_2''}{4},$$

здесь t_1' и t_1'' — начальная и конечная температуры первой рабочей среды в °С (эти температуры заданы в исходных данных); t_2' и t_2'' — начальная и конечная температуры второй рабочей среды в °С; ΔP_1 — допустимое гидравлическое сопротивление, которое по исходным данным может иметь аппарат по стороне первой рабочей среды, в Н/м² (располагаемый напор для преодоления гидравлических сопротивлений); c_1 — теплоемкость первой рабочей среды в Дж/(кг·°С); ρ_1 — плотность первой рабочей среды в кг/м³; ξ_1 — предполагаемый коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала. Величиной ξ_1 необходимо задаться.

При расчете, описанном на приведенной формуле, метод последовательного приближения в принципе не исключается, однако обычно надобность в повторном расчете отпадает.

Выбор предполагаемого коэффициента теплоотдачи α_1 и коэффициента сопротивления ξ_1 на первый взгляд кажется трудным, однако практика применения метода показала, что уже при небольшом навыке расчеты аппаратов по формулам (163) и (164) осуществляются легко и уверенно с одного раза.

Следует иметь в виду, что назначение предполагаемой величины α_1 чисто вспомогательное, так как она не используется для расчета рабочей поверхности.

Кроме того, использование приближенных значений α_1 и ξ_1 в расчете скорости происходит в благоприятных условиях, потому что из возможного отклонения выбранных значений от истин-

ных извлекается кубический корень и погрешность полученного значения скорости будет соответственно уменьшена.

В дальнейшем расчете вычисляется действительное значение по критериальным уравнениям и влияние этой погрешности оказывается совсем малым, поскольку коэффициент теплоотдачи изменяется пропорционально скорости в степени 0,6—0,8.

Благодаря действию этих факторов действительное значение коэффициента теплоотдачи мало зависит от ошибки при выборе предполагаемого значения его, использованного только при расчете скорости.

Это также относится и к возможной погрешности при вычислении средней температуры стенки — $\bar{t}_{ст}$.

Коэффициент сопротивления ξ_1 легко может быть уточнен сразу после получения скорости по числу Рейнольдса, вследствие чего устраняется угроза для точности дальнейшего расчета и необходимость в повторении всего расчета.

Использование формулы (163) дает возможность определить рациональную компоновку аппарата при любой длине, любом числе каналов в пакете и любом числе пакетов рассчитываемого тракта.

Решая совместно уравнения (163) и (152), можно найти число каналов в пакете для данной среды m_1 (или m_2):

$$m_1 = \frac{V_1}{2f_1}\left[\frac{\alpha_1(\bar{t}_1-\bar{t}_{ст})\Delta P_1}{c_1(t_1'-t_1'')\rho_1^2\xi_1}\right]^{-\frac{1}{3}}, \qquad (181)$$

где V_1 — объемный расход первой среды в м³/с; f_1 — площадь поперечного сечения одного щелевидного канала в м².

Эта формула позволяет в самом начале расчета определить основной компоновочный показатель параллельно-последовательной схемы, определяющий в конечном счете и скорость потока и коэффициент теплоотдачи и гидравлическое сопротивление в аппарате на стороне данной среды.

При расчете особенно отчетливо выявляется малое влияние точности предварительного выбора величин α, $\Delta\bar{t}_{ст}$ и ξ, так как значения m — число каналов в пакете для данной среды — представляют собой дискретный ряд чисел, и вычисленное по этой формуле значение необходимо в конечном счете округлять до целого числа.

Более того, расчет по формуле (181) нередко дает результаты, подсказывающие необходимость применения компоновки с чередующимся числом параллельных каналов в пакетах. Например, при получении в результате вычисления числа 3,45 оказывается целесообразной компоновка с условным $m = 3{,}5$, которая на практике реализуется в виде последовательного соединения пакетов с чередованием $m_1 = 3$, $m_1' = 4$, $m_1 = 3$, $m_1' = 4$ и т. д.

Расчет коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности теплопередачи для плоской стенки, может быть найден по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (182)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи с внутренней и внешней сторон стенки в Вт/(м²·°С);

δ — толщина стенки в м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки в Вт/(м·°С).

Таблица 5

Среда	$R_з$, м² °С/Вт	Среда	$R_з$, м² °С/Вт
Рабочая среда		Масло машинное и трансформаторное	0,00015
Вода техническая в круго-обороте	0,00023	Масло растительное	0,00031
Вода речная	0,00017	Масло топливное	0,00051
Вода морская	0,00011	Бензин, керосин	0,00010
Вода жесткая	0,00025	Мазут	0,00050
Вода дистиллированная	0,00004	Газы пиролиза с примесью смол	0,00200
Алюминатный раствор	0,00015	Дымовые газы	0,00060
Органические жидкости	0,00011	Раствор каустической соды	0,00020
Хладоносители	0,00010	Растворы солей	0,00020
Рассол соляной	0,00010	Растворы солей с примесью смол или масел	0,00050
Щелочные растворы (МЭА)	0,00040		
Рассол аммонизированный	0,00030		
Жидкие хладоагенты	0,00007		
Углеводороды хлорированные	0,00010		
Сжатый воздух	0,00040	**Загрязнения толщиной слоя 0,5 мм**	
Соляная, фосфорная или серная кислота	0,00005	Гипс	0,000830
Нефть ниже 260° С	0,00020	Железный купорос	0,001000
Нефтепродукты чистые	0,00020	Известь	0,000415
Природный газ	0,00040	Кокс	0,000715
Сероуглерод	0,00020	Лед	0,000250
Низкокипящие углеводороды	0,00020	Смазочное масло	0,004200
Аммиак	0,00020	Накипь	0,000330
Растворители (ацетон)	0,00010	Ржавчина	0,000500
Тощие абсорбенты	0,00040	Сернистое железо	0,000083
Органические теплоносители	0,00020	Хлористый кальций	0,000800
		Хлористый натрий	0,000165
		Сажа	0,010000

Примечание. Максимальная толщина слоя отложений не должна быть более 0,5 мм, для чего следует предусмотреть периодическую химическую промывку либо механическую чистку пластин от отложений.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 вычисляются по критериальным эмпирическим уравнениям, рекомендованным для данного конкретного случая (см. гл. IV).

Если стенка состоит из нескольких слоев толщиной δ_1, δ_2, ..., δ_n с теплопроводностью λ_1, λ_2, ..., λ_n, то тепловые сопротивления слоев будут равны δ_1/λ_1, δ_2/λ_2, ..., δ_n/λ_n, а термическое сопротивление всей стенки составит

$$R_{ст} = \sum_{1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_1 + R_2 + \ldots R_n. \qquad (183)$$

Металлическая поверхность теплообмена со стороны каждого из теплоносителей нередко имеет некоторый слой загрязнений, толщина и теплопроводность которого точно не известны. Ориентировочные значения термических сопротивлений различных загрязнений, которые следует принимать при расчетах, приведены в табл. 5.

Коэффициент теплопередачи даже при постоянной по длине форме канала изменяется вследствие изменения теплофизических свойств теплообменных сред при неизометрическом течении

$$k = f(t) = \varphi(F). \qquad (184)$$

Из-за сложного характера этой зависимости при проектных расчетах теплообменных аппаратов обычно вводят среднее для поверхности значение коэффициента теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи k обычно относят к некоторой средней температуре теплообменивающихся сред. Поэтому в практических расчетах критерии Re и Pr вычисляются исходя из теплофизических свойств рабочих сред, взятых также при их средних температурах.

Расчет средней температуры стенки

Температуру стенки в аппаратах конструктор должен знать для выбора допускаемых напряжений, выяснения температурных удлинений, при оценке температурных напряжений, оценке скорости коррозии и в других случаях.

Определяя при конденсации коэффициенты теплоотдачи, приходится задаваться температурой стенки, а затем после нахождения k эту температуру необходимо проверить расчетом. Если полученное значение заметно отличается от принятого, следует, использовав полученный результат, задаться температурой стенки повторно и снова провести расчет.

Температура стенки всегда ближе к температуре той среды, со стороны которой α выше.

Температура стенки со стороны охлаждаемой среды

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - \frac{k}{\alpha_1}\overline{\Delta t} = \bar{t}_1 - \frac{q}{\alpha_1}; \qquad (185)$$

температура со стороны нагреваемой среды

$$t_{ст2} = \bar{t}_2 + \frac{k}{\alpha_2}\overline{\Delta t} = t_2 + \frac{q}{\alpha_2}, \qquad (186)$$

где $\bar{t}_1$ — средняя температура охлаждаемой среды в °С; $\bar{t}_2$ — средняя температура нагреваемой среды в °С; $\overline{\Delta t}$ — средний логарифмический температурный напор в °С; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны охлаждаемой и нагреваемой среды в Вт/(м²·°С); k — коэффициент теплопередачи в Вт/(м²·°С); q — удельный тепловой поток в Вт/м².

КОМПОНОВОЧНЫЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Общие задачи и последовательность компоновочного расчета

Компоновочным расчетом теплообменных аппаратов определяется параллельно-последовательная компоновка каналов для каждой рабочей среды.

Например, для пластинчатых теплообменников при расчете определяют: размеры пластин и число каналов в одном пакете; число пластин в каждом пакете и число пакетов в аппарате; общее число пластин в аппарате и основные размеры аппарата.

При компоновочном расчете аппарата используют результаты теплового расчета. Оба вида расчетов являются взаимосвязанными, иногда результаты компоновочного расчета заставляют вносить существенные изменения в тепловой, а также и гидромеханический расчеты.

Порядок компоновочного расчета пластинчатого аппарата следующий.

1. По заданным расходам рабочих сред и вычисленным или выбранным скоростям их движения в каналах определяют необходимую площадь поперечного сечения пакета

$$f_п = \frac{V}{w}, \qquad (187)$$

где V — объемный расход рабочей среды в м³/с; w — скорость данной рабочей среды в м/с.

2. Определяют число параллельных каналов в пакете для каждой среды

$$m = \frac{f_п}{f_1}, \qquad (188)$$

где f_1 — площадь поперечного сечения одного межпластинного канала в м^2.

Полученное значение m округляют до целого.

3. Число пластин в пакете находят по соотношению

$$n_п = 2m. \quad (189)$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше (концевую):

$$n'_п = 2m + 1. \quad (190)$$

4. Вычисляют поверхность теплопередачи одного пакета

$$F_п = F_1 n_п. \quad (191)$$

5. Определяют число пакетов (ходов) в теплообменном аппарате

$$X = F_а / F_п, \quad (192)$$

где $F_а$ — рабочая поверхность аппарата, найденная при тепловом расчете.

Если величина X получается дробной, то ее округляют до целого числа и корректируют соответственно поверхность всего аппарата

$$F'_а = XF_п.$$

6. Находят общее число пластин в аппарате (секции)

$$n_а = \frac{F'_а + 2F_1}{F_1}, \quad (193)$$

где F_1 — поверхность теплопередачи одной пластины в м^2.

Примеры проектных расчетов простых пластинчатых теплообменников

Пример 1.

Произвести проектный расчет пластинчатого теплообменника для охлаждения 75%-ной фосфорной кислоты холодной водой при следующих исходных данных:

Массовый расход фосфорной кислоты $G_1 = 151.2$ т/ч $= 42$ кг/с.

Объемный расход фосфорной кислоты $V_1 = 0{,}0266$ м^3/с.

Начальная температура кислоты $t'_1 = 85°$ С.

Конечная температура кислоты $t''_1 = 40°$ С.

Начальная температура охлаждающей воды $t'_2 = 20°$ С.

Конечная температура воды $t''_2 = 40°$ С.

Рабочее давление в аппарате $p = 600$ кПа (60 000 кгс/м^2).

Располагаемый напор на стороне кислоты $\Delta p_1 = 140$ кПа (14 000 кгс/м^2).

Располагаемый напор на стороне воды $\Delta p_2 = 120$ кПа (12 000 кгс/м^2).

Теплофизические свойства кислоты при средней температуре $\bar{t}_1 = \frac{85+40}{2} =$ $= 62{,}5°$ С.

Плотность $\rho_1 = 1580$ кг/м^3
Удельная теплоемкость $c_1 = 2132$ Дж/(кг·°С)
Коэффициент теплопроводности $\lambda_1 = 0{,}357$ Вт/(м·°С)
Кинематическая вязкость $\nu_1 = 6{,}33 \cdot 10^{-6}$ м^2/с
Средняя температура воды $\bar{t}_2 = \dfrac{20+40}{2} = 30°$ С

Теплофизические свойства воды при средней температуре
плотность $\rho_2 = 995{,}7$ кг/м^3
удельная теплоемкость $c_2 = 4187$ Дж/(кг·°С)
коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0{,}818$ Вт/(м·°С)
кинематическая вязкость $\nu_2 = 0{,}805 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

Аппарат намечено проектировать на базе пластин «ПР-0,5Е» из стали Х18Н10Т с гофрами в «елочку» и следующими техническими данными:
поверхность теплопередачи одной пластины $F_1 = 0{,}5$ м^2
эквивалентный диаметр межпластинного канала $d_э = 0{,}0080$ м
площадь поперечного сечения одного канала $f_1 = 0{,}0018$ м^2
длина канала (приведенная) $L_п = 1{,}15$ м
диаметр углового отверстия $D_у = 150$ мм
толщина пластины $\delta_{ст} = 1$ мм
коэффициент теплопроводности материала $\lambda_{ст} = 15{,}9$ Вт/(м·°С).

Для пластины принятого типа при указанной величине $d_э$ действительны уравнения теплоотдачи (120) и потерь энергии (122):

$$Nu = 0{,}135 Re^{0{,}73} Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_ж}\right)^{0{,}25}$$

и $$\xi = 22{,}4/Re^{0{,}25}.$$

Площадь проходного сечения штуцеров $f_D = 0{,}0173$ м^2 ($D = 150$ мм).

Решение

Тепловой расчет

1. Определим количество тепла, передаваемого в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 \left(t_1' - t_1''\right) = 42 \cdot 2132 (85 - 40) = 40{,}2 \cdot 10^5 \text{ Вт}.$$

2. Находим расход охлаждающей воды:
массовый

$$G_2 = \frac{Q}{c_2\left(t_2'' - t_2'\right)} = \frac{40{,}2 \cdot 10^5}{4187(40-20)} = 48 \text{ кг/с};$$

объемный

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{48}{995{,}7} = 0{,}0482 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Вычисляем средний температурный напор.
Схема потоков:

$$\begin{array}{r} 85° \rightarrow 40° \\ 40° \leftarrow 20° \end{array}$$

$$\Delta t_б = 85° - 40° = 45; \Delta t_м = 40° - 20° = 20°;$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{45-20}{2{,}3 \lg \dfrac{45}{20}} = 30{,}9° \text{ С}.$$

4. Определяем рациональную скорость движения кислоты в каналах теплообменника.

Для ориентировочного расчета скорости w_1 принимаем:

$$\alpha_1 = 3500 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}); \quad \bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{62{,}5 + 30}{2} = 46{,}25^\circ\text{C};$$

$\xi_1 = 5$, тогда

$$w_1 = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}})\Delta P_1}{c_1(t_1' - t_1'')\rho_1^2\xi_1}} = 2\sqrt[3]{\frac{3500(62{,}5 - 46{,}25)140\,000}{2132(85 - 40)1580^2 \cdot 5}} = 0{,}374 \text{ м/с}.$$

5. Критерий Рейнольдса для потока кислоты

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_э}{\nu_1} = \frac{0{,}374 \cdot 0{,}008}{6{,}33 \cdot 10^{-6}} = 472.$$

6. Проверяем принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления

$$\xi_1 = \frac{22{,}4}{\text{Re}^{0{,}25}} = \frac{22{,}4}{472^{0{,}25}} = 4{,}82.$$

Это достаточно близко к принятому $\xi = 5$.

7. Вычисляем критерии Прандтля Pr_1 и $\text{Pr}_{\text{ст}}$ при средней температуре кислоты и при температуре стенки

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_1 \nu_1 \rho_1}{\lambda_1} = \frac{2132 \cdot 6{,}33 \cdot 10^{-6} \cdot 1580}{0{,}357} = 59{,}7.$$

При $\bar{t}_{\text{ст}} = 46{,}25^\circ$ С физические свойства кислоты характеризуются следующими данными:

$$c_{\text{ст}} = 2050 \quad \text{Дж}/(\text{кг} \cdot {}^\circ\text{C}); \quad \nu_{\text{ст}} = 8{,}25 \cdot 10^{-6} \ \text{м}^2/\text{с};$$

$$\rho_{\text{ст}} = 1580 \ \text{кг}/\text{м}^3; \quad \lambda_{\text{ст}} = 0{,}354 \ \text{Вт}/(\text{м} \cdot {}^\circ\text{C}).$$

Получаем $\text{Pr}_{\text{ст}}$:

$$\text{Pr}_{\text{ст}} = \frac{c_{\text{ст}} \nu_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{2050 \cdot 8{,}25 \cdot 10^{-6} \cdot 1580}{0{,}354} = 75{,}4.$$

8. Вычисляем критерий Нуссельта со стороны охлаждаемой кислоты

$$\text{Nu} = 0{,}135\text{Re}_1^{0{,}73}\text{Pr}_1^{0{,}43}\left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} = 0{,}135 \cdot 472^{0{,}73} \cdot 59{,}7^{0{,}43} \cdot \frac{59{,}7}{75{,}4}^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}135 \cdot 88{,}6 \cdot 5{,}8 \cdot 0{,}943 = 65{,}5.$$

9. Находим коэффициент теплоотдачи от кислоты к стенке по полученному значению Nu_1:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{d_э} = \frac{65{,}5 \cdot 0{,}357}{0{,}008} = 2920 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}).$$

10. Определяем аналогично рациональную скорость движения воды в каналах теплообменника.

Для ориентировочного расчета скорости w_2 принимаем:

$$\alpha_2 = 2500 \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C});$$

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2} = \frac{62{,}5 + 30}{2} = 46{,}25^\circ\text{C};$$

$\xi_2 = 2{,}6$, тогда

$$w_2 = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_2(\bar{t}_{ст}-\bar{t}_2)\Delta P_2}{c_2(t''_2-t'_2)\rho_2^2\xi_2}} = 2\sqrt[3]{\frac{2500(46{,}25-30)120\,000}{4187(40-20)995{,}7^2\cdot 2{,}6}} = 0{,}567 \text{ м/с}.$$

11. Критерий Рейнольдса для потока воды

$$Re_2 = \frac{w_2 d_э}{\nu_2} = \frac{0{,}567\cdot 0{,}008}{0{,}805\cdot 10^{-6}} = 5650.$$

12. Проверим принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления со стороны воды

$$\xi_2 = \frac{22{,}4}{Re_2^{0{,}25}} = \frac{22{,}4}{5650^{0{,}25}} = 2{,}58.$$

13. Критерий Прандтля Pr_2 и $Pr_{ст}$ для воды равны

при $\bar{t}_2 = 30°$ С $Pr_2 = 5{,}42$;

при $\bar{t}_{ст} = 46{,}25$ $Pr_{ст} = 3{,}85$.

14. Вычисляем критерий Нуссельта для воды по той же формуле, что и для кислоты:

$$Nu_2 = 0{,}135\cdot 5650^{0{,}73}\cdot 5{,}42^{0{,}43}\left(\frac{5{,}42}{3{,}85}\right)^{0{,}25} = 0{,}135\cdot 548{,}3\cdot 2{,}07\cdot 1{,}09 = 167.$$

15. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде составит

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2\lambda_2}{d_э} = \frac{167\cdot 0{,}618}{0{,}008} = 12\,900 \text{ Вт/(м}^2\cdot °\text{С)}.$$

16. Определяем термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений на ней.

а) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне фосфорной кислоты найдем по табл. 5 ориентировочно:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0{,}00005 \text{ м}^2\cdot °\text{С/Вт};$$

б) термическое сопротивление стенки из стали марки Х18Н10Т при ее толщине $\delta = 1$ мм.

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = 0{,}000063 \text{ м}^2\cdot °\text{С/Вт};$$

в) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне воды определим ориентировочно по табл. 5:

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0{,}00017 \text{ м}^2\cdot °\text{С/Вт}.$$

17. Вычисляем коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2920}+0{,}00005+0{,}000063+0{,}00017+\frac{1}{12\,900}} = 1420 \text{ Вт/(м}^2\cdot °\text{С)}.$$

18. Определяем общую поверхность теплопередачи аппарата

$$F_a = \frac{Q}{k\overline{\Delta t}} = \frac{4\,020\,000}{1420 \cdot 30{,}9} = 92 \text{ м}^2.$$

Принимаем ближайшую стандартную поверхность $F_a = 100$ м².

Компоновочный расчет и уточнение величины рабочей поверхности

1. Площади поперечных сечений пакетов составят:
а) по стороне кислоты

$$f_{п_1} = \frac{V_1}{w_1} = \frac{0{,}0266}{0{,}368} = 0{,}0723 \text{ м}^2;$$

б) по стороне воды

$$f_{п_2} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0{,}0482}{0{,}567} = 0{,}085 \text{ м}^2.$$

2. Число каналов в одном пакете:
а) для кислоты

$$m_1 = \frac{f_{п_1}}{f_1} = \frac{0{,}0723}{0{,}0018} = 40{,}2,$$

принимаем $m_1 = 40$;
б) для воды

$$m_2 = \frac{f_{п_2}}{f_1} = \frac{0{,}085}{0{,}0018} = 47{,}2,$$

принимаем $m_2 = 47$.
3. Число пластин в одном пакете:
а) для кислоты $n_1 = 2m_1 = 2 \cdot 40 = 80$;
б) для воды $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 47 = 94$.
4. Определяем поверхность теплообмена одного пакета при полученном числе пластин:
а) для кислоты $F_{п_1} = F_1 n_1 = 0{,}5 \cdot 80 = 40$ м²;
б) для воды $F_{п_2} = F_1 n_2 = 0{,}5 \cdot 94 = 47$ м².
5. Число пакетов в аппарате:
а) по стороне кислоты

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{п_1}} = \frac{100}{40} = 2{,}5,$$

принимаем $X_1 = 2$ (если округлить до 3, то необходимо уменьшить число каналов m до 33, что приведет к увеличению скорости и превышению напора);
б) по стороне воды

$$X_2 = \frac{F_a}{F_{п_2}} = \frac{100}{47} = 2{,}12,$$

принимаем $X_2 = 2$.
6. Число пластин в аппарате определяем с учетом наличия концевых пластин

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{100 + 2 \cdot 0{,}5}{0{,}5} = 202.$$

7. Схема компоновки пластин в аппарате может быть принята такой:

$$C = \frac{50 + 50}{51 + 50}.$$

8. Фактическая площадь поперечного сечения каналов в пакетах для обеих сред составит

$$f_{\text{п}} = mf_1 = 50 \cdot 0{,}0018 = 0{,}09 \text{ м}^2.$$

9. Фактическая скорость движения кислоты и воды в каналах после уточнения

$$w_1 = \frac{V_1}{f_{\text{п}}} = \frac{0{,}0266}{0{,}09} = 0{,}296 \text{ м/с};$$

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{\text{п}}} = \frac{0{,}0482}{0{,}09} = 0{,}536 \text{ м/с}.$$

Как видим, по конструктивным соображениям пришлось увеличить число каналов в каждом пакете аппарата со стороны кислоты до $m = 50$, что привело к уменьшению скорости потока кислоты на 25% против ее рационального значения.

Можно ожидать, что потребный напор для прокачивания кислоты через аппарат будет несколько меньше располагаемого.

Проверим, достаточно ли выбранной поверхности теплопередачи при фактических скоростях рабочих сред.

10. Критерий Рейнольдса при новых значениях скоростей:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{э}}}{\nu_1} = \frac{0{,}296 \cdot 0{,}008}{6{,}33 \cdot 10^{-6}} = 374;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{э}}}{\nu_2} = \frac{0{,}536 \cdot 0{,}008}{0{,}805 \cdot 10^{-6}} = 5330.$$

11. Критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_1 = 0{,}135 \text{Re}_1^{0{,}73} \text{Pr}_1^{0{,}43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} =$$

$$= 0{,}135 \cdot 75{,}6 \cdot 5{,}8 \cdot 0{,}943 = 55{,}8;$$

$$\text{Nu}_2 = 0{,}135 \text{Re}_2^{0{,}73} \text{Pr}_2^{0{,}43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0{,}25} = 0{,}135 \cdot 524{,}5 \cdot 2{,}07 \cdot 1{,}09 = 160.$$

12. Определим уточненные значения коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \lambda_1}{d_{\text{э}}} = \frac{55{,}8 \cdot 0{,}357}{0{,}008} = 2490 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{\text{э}}} = \frac{160 \cdot 0{,}618}{0{,}008} = 12350 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

13. Подсчитаем фактический коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2430} + 0{,}00005 + 0{,}000063 + 0{,}00017 + \frac{1}{1235}} = 1305 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

14. Поверхность теплопередачи после уточнения составит

$$F_{\text{а}} = \frac{Q}{k\overline{\Delta t}} = \frac{4\,020\,000}{1305 \cdot 30{,}9} = 99{,}8 \text{ м}^2.$$

Выбранная по ГОСТу 15518—70 поверхность $F_a = 100$ м² достаточна для заданных условий.

Гидромеханический расчет

Из предыдущих разделов расчета фактические скорости движения кислоты и воды в каналах теплообменника $w_1 = 0{,}296$ м/с; $w_2 = 0.536$ м/с при $Re_1 = 374$; $Re_2 = 5330$.

1. Вычисляем коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала для обеих сред:

$$\xi_1 = \frac{22{,}4}{Re_1^{0,25}} = \frac{22{,}4}{374^{0,25}} = 5{,}1;$$

$$\xi_2 = \frac{22{,}4}{Re_2^{0,25}} = \frac{22{,}4}{5330^{0,25}} = 2{,}62.$$

2. Гидравлические сопротивления пакетов пластин при этом:

$$\Delta P_1' = \xi_1 \frac{L_п}{d_э} \rho_1 \frac{w_1^2}{2} X_1 = \frac{5{,}1 \cdot 1{,}15 \cdot 1580 \cdot 0{,}296^2 \cdot 2}{0{,}008 \cdot 2} = 101{,}3 \text{ кПа};$$

$$\Delta P_2' = \xi_2 \frac{L_п}{d_э} \rho_2 \frac{w_2}{2} X_2 = \frac{2{,}62 \cdot 1{,}15 \cdot 995{,}7 \cdot 0{,}536^2 \cdot 2}{0{,}008 \cdot 2} = 108 \text{ кПа}.$$

3. Проверяем скорости движения кислоты и воды в штуцерах при площади проходного сечения штуцера при $D_{шт} = 150$ мм и $f_D = 0{,}0176$ м²:

$$w_{шт_1} = \frac{V_1}{f_D} = \frac{0{,}0266}{0{,}0176} = 1{,}54 \text{ м/с};$$

$$w_{шт_2} = \frac{V_2}{f_D} = \frac{0{,}0482}{0{,}0176} = 2.79 \text{ м с}.$$

4. Так как скорость воды в штуцере больше допустимой ($2{,}79 > 2{,}5$ м/с), то рассчитаем местное гидравлическое сопротивление водяного штуцера, приняв $\xi_{шт} = 1{,}5$:

$$\Delta P_{шт} = \xi_{шт} \frac{w_{шт_2}^2}{2} \rho_2 = 1{,}5 \frac{2{,}79^2}{2} 995{,}7 = 5{,}8 \text{ кПа} (580 \text{ кгс/м}^2).$$

5. Общее гидравлическое сопротивление теплообменника составит:

а) для тракта движения кислоты $\Delta P_1 = \Delta P_1' = 101.3$ кПа (10 130 кгс/м²);

б) для тракта движения воды $\Delta P_2 = \Delta P_2' + \Delta P_{шт} =$
$= 108\,000 + 5800 = 113.8$ кПа (11 380 кгс/м²).

6. Сопоставим заданные располагаемые напоры с расчетными гидравлическими сопротивлениями. При этом должно соблюдаться условие

$$\frac{\Delta P_{зад}}{\Delta P_{расч}} \geqslant 1.$$

Для тракта движения кислоты получим $\frac{140\,000}{101\,390} = 1.38.$

Аналогично для тракта движения воды $\frac{120\,000}{113\,820} = 1.055.$

Как видим, действительные гидравлические сопротивления находятся в пределах располагаемых значений.

7. Подсчитаем мощность, необходимую на преодоление гидравлических сопротивлений при прокачивании кислоты и воды через теплообменник:

$$N_1 = \frac{V_1 \Delta P_1}{\eta_1} = \frac{0{,}0266 \cdot 101\,300}{0{,}372} = 7260 \text{ Вт} = 7{,}26 \text{ кВт};$$

$$N_2 = \frac{V_2 \Delta P_2}{\eta_2} = \frac{0{,}0482 \cdot 113\,800}{0{,}74} = 7400 \text{ Вт} = 7{,}4 \text{ кВт},$$

где η_1 и η_2 — коэффициенты полезного действия насосов выбраны по каталогу-справочнику «Насосы» в соответствии с расходами сред:

насос КНЗ-8/32 $\eta_1 = 0{,}372$;

насос 6К-8б $\eta_2 = 0{,}74$.

Пример 2.

Произвести проектный расчет пластинчатого разборного аппарата для подогрева минерального масла конденсирующимся водяным паром при следующих исходных данных:

Располагаемый расход пара	$G_1 = 1{,}39$ кг/с
Начальная температура пара	$t'_1 = 143°$ С
Температура конденсации	$t''_1 = 133°$ С
Начальная температура масла	$t'_2 = 30°$ С
Конечная температура масла	$t''_2 = 90°$ С
Давление пара в конденсаторе	$P_1 = 300$ кПа (30 000 кгс/м^2)
Давление на стороне масла	$P_2 = 600$ кПа (60 000 кгс/м^2)
Располагаемый напор на преодоление гидравлического сопротивления по стороне масла	$\Delta P_2 = 100$ кПа (10 000 кгс/м^2)
Удельная теплота фазового превращения	$r = 2\,160\,000$ Дж/кг
Плотность пара	$\rho_1 = 1{,}59$ кг/м^3
Плотность конденсата	$\rho_к = 932$ кг/м^3
Плотность масла	$\rho_2 = 870$ кг/м^3
Удельная теплоемкость пара	$c_1 = 2090$ Дж/(кг·°С)
Удельная теплоемкость конденсата	$c_к = 4187$ Дж/(кг·°С)
Удельная теплоемкость масла	$c_2 = 1990$ Дж/(кг·°С)
Теплопроводность конденсата	$\lambda_к = 0{,}685$ Вт/(м·°С)
Теплопроводность масла	$\lambda_2 = 0{,}127$ Вт/(м·°С)
Кинематическая вязкость конденсата	$\nu_к = 0{,}228 \cdot 10^{-6}$ м^2/с
Кинематическая вязкость масла	$\nu_2 = 28{,}4 \cdot 10^{-6}$ м^2/с
Критерий Прандтля для конденсата	$Pr_к = 1{,}33$
Критерий Прандтля для масла при средней температуре	$Pr_2 = 388$
Критерий Прандтля при температуре стенки	$Pr_{ст} = 121$

Аппарат намечено проектировать на базе пластин типа ПР-0,5М из листовой стали Х18Н10Т толщиной 1 мм с гофрами в елочку и следующими основными данными:

Поверхность теплопередачи одной пластины	$F_1 = 0{,}5$ м^2
Эквивалентный диаметр межпластинного канала	$d_э = 0{,}0096$ м
Площадь поперечного сечения одного канала	$f_1 = 0{,}0024$ м^2
Приведенная длина канала	$L_п = 1{,}0$ м
Теплопроводность материала пластины	$\lambda_{ст} = 15{,}9$ Вт/м·°С.

Для пластин принятого типа при заданном зазоре действительны уравнения теплоотдачи:

а) от конденсирующего пара к стенке (128);

б) от стенки к нагреваемому маслу (120).

Решение

Тепловой расчет

1. Количество тепла, передаваемого в единицу времени:

$$Q = G_1 c_1 \left(t_1' - t_1''\right) + G_1 r = 1{,}39 \cdot 2090 (143 - 133) +$$
$$+ 1{,}39 \cdot 2\,160\,000 = 3\,029\,000 \text{ Вт}.$$

2. Расход нагреваемого масла, исходя из возможностей нагревания его заданным количеством пара, составит

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \left(t_2'' - t_2'\right)} = \frac{3\,029\,000}{1990 (90 - 30)} = 25{,}4 \text{ кг/с} = 0{,}0292 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Средний логарифмический температурный напор при заданных начальных и конечных температурах сред
схема потоков:

$$\begin{array}{l} 133^\circ \rightarrow 133^\circ \\ 30^\circ \rightarrow 90^\circ \end{array}$$

$$\Delta t_б = 103^\circ, \Delta t_м = 43^\circ, \quad \overline{\Delta t} = \frac{103 - 43}{2{,}3 \dfrac{103}{43}} = 68{,}5^\circ \text{ С}.$$

4. Принимаем удельную тепловую нагрузку приближенно $q = 60\,000$ Вт/м² и определим в зависимости от нее критерий Рейнольдса для стекающей пленки конденсата по формуле

$$\mathrm{Re}_к = \frac{q L_п}{r \rho_к \nu_к} = \frac{60\,000 \cdot 1{,}0}{2\,160\,000 \cdot 932 \cdot 0{,}228 \cdot 10^{-6}} = 130.$$

5. Критерий Нуссельта для пластин ПР-0,5М определится по формуле (128):

$$\mathrm{Nu}_к = 240 \mathrm{Re}_к^{0{,}7} \mathrm{Pr}_к^{0{,}4} = 240 \cdot 130^{0{,}7} \cdot 1{,}33^{0{,}4} = 7860.$$

6. Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке при этом составляет

$$\alpha_к = \frac{\mathrm{Nu}_к \lambda_к}{L_п} = \frac{7860 \cdot 0{,}685}{1{,}0} = 5400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

7. Для ориентировочного расчета рациональной величины скорости масла принимаем $\xi_2 = 3{,}0$; $\alpha_2 = 800$ Вт/(м² · °С);

$$\overline{t}_{ст} = \frac{\overline{t}_1 + \overline{t}_2}{2} = \frac{133 + 60}{2} = 96{,}5^\circ \text{ С}.$$

Используя формулу (164), получаем

$$w_2 = 2 \sqrt[3]{\frac{800 (96{,}5 - 60) 100\,000}{1990 (90 - 30) 870^2 \cdot 3}} = 0{,}442 \text{ м/с}.$$

8. Определяем критерий Рейнольдса для потока масла при этом значении скорости

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 d_э}{\nu_2} = \frac{0{,}442 \cdot 0{,}0096}{28{,}4 \cdot 10^{-6}} = 149.$$

9. Проверяем принятый коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi_2 = \frac{15}{Re_2^{0,25}} = \frac{15}{149^{0,25}} = 4,3.$$

10. Поскольку его значение отличается от принятого, сделаем поправочный пересчет скорости

$$w_2 = 2\sqrt[3]{\frac{800(96,5-60)100\,000}{1990(90-30)870^3 \cdot 4,3}} = 0,39 \text{ м/с}.$$

11. Критерий Рейнольдса после уточнения составляет

$$Re_2 = \frac{0,39 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 132.$$

12. Критерий Нуссельта со стороны потока масла определяем по формуле (120):

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 132^{0,73} \cdot 388^{0,43} \left(\frac{388}{121}\right)^{0,25} = 81,8,$$

где $Pr_{ст} = 121$ при температуре стенки 96,5° С.

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому маслу при этом

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_э} = \frac{81,8 \cdot 0,127}{0,0096} = 1080 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

14. Определяем средний коэффициент теплопередачи в аппарате

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_к} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5400} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{1080}} = 850 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

15. Находим поверхность теплопередачи в первом приближении

$$F_а = \frac{Q}{k\overline{\Delta t}} = \frac{3\,029\,000}{850 \cdot 68,5} = 52 \text{ м}^2.$$

16. Принимаем стандартную величину поверхности $F_а = 50$ м² и проверяем величину удельной тепловой нагрузки

$$q' = \frac{Q}{F_а} = \frac{3\,029\,000}{50} = 60\,600 \text{ Вт/м}^2.$$

17. При этом $Re_к$ для пленки конденсата

$$Re_к = \frac{qL_п}{r\rho_к \nu_к} = \frac{60\,600 \cdot 1,0}{2\,160\,000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 132.$$

18. Уточняем число Нуссельта для пленки конденсата и находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи

$$Nu_к = 240 \cdot 30,5 \cdot 1,1 = 8060;$$

$$\alpha_к = \frac{Nu_к \lambda_к}{d_э} = \frac{8060 \cdot 0,685}{1,0} = 5520 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Компоновочный расчет и анализ работы аппарата при двух вариантах компоновки

1. Определим площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

$$f_{\text{п}} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0{,}0292}{0{,}39} = 0{,}075 \text{ м}^2.$$

2. Найдем число каналов в одном пакете для масла

$$m_2 = \frac{f_{\text{п}}}{f_1} = \frac{0{,}075}{0{,}0024} = 31{,}2, \quad \text{принимаем } m = 31.$$

3. При полученном числе каналов число пластин в одном пакете для масла

$$n_{\text{п}} = 2m = 2 \cdot 31 = 62.$$

4. Поверхность теплообмена одного пакета определяется так:

$$F_{\text{п}} = F_1 n_{\text{п}} = 0{,}5 \cdot 62 = 31 \text{ м}^2.$$

5. Число пакетов со стороны масла в аппарате

$$X_2 = \frac{F_{\text{а}}}{F_{\text{п}}} = \frac{50}{31} = 1{,}61.$$

Число пакетов не может быть дробным, поэтому рассмотрим два варианта: $X_2 = 1$ и $X_2 = 2$.

Исследуем первый вариант, при котором, исходя из общего числа пластин в аппарате, равном

$$n_{\text{а}} = \frac{F_{\text{а}}}{F_1} = \frac{50}{0{,}5} = 100 \text{ м}^2,$$

можем выбрать компоновку

$$C = \frac{48}{49}.$$

6. При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

$$f_{\text{п}_2} = m_2 f_1 = 49 \cdot 0{,}0024 = 0{,}1175 \text{ м}^2.$$

7. Фактическая скорость движения масла в каналах

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{n_2}} = \frac{0{,}0292}{0{,}1175} = 0{,}248 \text{ м/с}.$$

8. Определяем при этих условиях следующие параметры:

$$\text{Re}_2 = \frac{0{,}248 \cdot 0{,}0096}{28{,}4 \cdot 10^{-6}} = 84;$$

$$\text{Nu}_2 = 0{,}135 \cdot 84^{0{,}73} \cdot 388^{0{,}43} \left(\frac{388}{121}\right)^{0{,}25} = 58{,}6;$$

$$\alpha_2 = \frac{58{,}6 \cdot 0{,}127}{0{,}0096} = 775 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5520} + 0{,}000063 + \frac{1}{775}} = 652 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$F_{\text{а}} = \frac{3\,029\,000}{652 \cdot 68{,}5} = 68 \text{ м}^2.$$

Из расчета видно, что общая рабочая поверхность аппарата увеличилась вследствие уменьшения скорости масла.

9. Общее гидравлическое сопротивление конденсатора по стороне масла

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho_2 w_2^2}{2} X_2,$$

где согласно формуле (127) $\xi_2 = \frac{15}{84^{0,25}} = 4,97$;

$$\Delta P_2 = \frac{4,97 \cdot 1,0 \cdot 870 \cdot 0,248^2 \cdot 1}{0,0096 \cdot 2} = 13,9 \text{ кПа } (1390 \text{ кгс/м}^2).$$

Сопоставление расчетного гидравлического сопротивления $\Delta P_2 = 13,9$ кПа (1390 кгс/м^2) и располагаемого напора по условию $\Delta P_2 = 100$ кПа (10 000 кгс/м^2) показывает, что располагаемый напор не использован в ущерб процессу теплоотдачи.

10. Анализируем второй вариант, при котором $X_2 = 2$. Схему компоновки принимаем

$$C = \frac{48}{25 + 24}.$$

11. Вычисляем основные параметры процесса и аппарата при втором варианте компоновки:

площадь поперечного сечения пакета со стороны потока масла равна

$$f_{n_2} = m_2 f_1 = 24 \cdot 0,0024 = 0,0575 \text{ м}^2;$$

скорость потока масла

$$w_2 = \frac{V_2}{f_{n_2}} = \frac{0,0292}{0,0575} = 0,508 \text{ м/с};$$

критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 d_{эк}}{\nu_2} = \frac{0,508 \cdot 0,0096}{28,4 \cdot 10^{-6}} = 172;$$

критерий Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_2 = 0,135 \mathrm{Re}^{0,73} \mathrm{Pr}^{0,43} (\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25} = 0,135 \cdot 172^{0,73} \cdot 388^{0,43} \left(\frac{388}{121}\right)^{0,25} = 94,1;$$

коэффициент теплоотдачи от стенки к потоку масла

$$\alpha_2 = \frac{\mathrm{Nu}_2 \lambda_2}{d_{эк}} = \frac{99,4 \cdot 0,127}{0,0096} = 1250 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)},$$

коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5520} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{1250}} = 1000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Потребная рабочая поверхность аппарата

$$F_a = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}} = \frac{3029 \cdot 10^3}{1000 \cdot 68,5} = 44,2 \text{ м}^2.$$

Коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала

$$\xi_2 = \frac{15}{\mathrm{Re}^{0,25}} = \frac{15}{172^{0,25}} = 4,2.$$

Гидравлическое сопротивление тракта движения масла через аппарат

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho w_2^2}{2} X = \frac{4,2 \cdot 1,0 \cdot 870 \cdot 0,508^2 \cdot 2}{0,0096 \cdot 2} = 98,2 \text{ кПа } (9820 \text{ кгс/м}^2).$$

При данном варианте располагаемый напор используется достаточно полно.

Таким образом, расчет показал, что заданному условию наиболее полного использования располагаемого напора соответствует стандартный конденсатор $F_а = 50$ м^2 со схемой компоновки $\frac{48}{25--24}$.

При этом требуется поверхность на 26% меньшая, чем при недоиспользовании напора при однопакетной схеме компоновки.

РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРОВ ТЕПЛА И КОМБИНИРОВАННЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ АППАРАТОВ

Рекуперация тепла в пластинчатых теплообменниках

Большое число пластинчатых теплообменных аппаратов используется в отраслях пищевой промышленности в виде комбинированных многосекционных аппаратов, входящих в состав установок для пастеризации и стерилизации жидких пищевых продуктов в потоке.

В таких аппаратах продукт после нагревания до установленной температуры и выдерживания, обеспечивающего подавление микрофлоры, подвергают охлаждению. Горячий продукт, поступающий при температурах 63—92° С (а иногда 135—140° С), нужно охладить до температуры 2—4° С, целесообразно используя его тепло.

Для этого горячий продукт направляют в специальную секцию комбинированного аппарата, в которой при его помощи предварительно подогревают холодный продукт, поступающий на пастеризацию. Горячий пастеризованный продукт при этом в значительной степени охлаждается (обычно до температуры 20—30° С) и в дальнейшем требуется сравнительно небольшое его окончательное доохлаждение.

Непрерывный процесс обратной передачи тепла от горячей охлаждаемой зоны к среде, поступающей на подогрев, с целью утилизации тепла горячей среды в технике принято называть рекуперацией тепла.

Предназначенные для этого поверхностные теплообменники называют рекуператорами или, если они входят в целый теплообменный комплекс, секциями рекуперации.

Рекуперация тепла при тепловой обработке пищевых продуктов позволяет получить большую экономию тепла, расходуемого на пастеризацию. В современных аппаратах для молочной промышленности эта экономия достигает 90% от количества тепла, потребного для нагревания массы продукта от начальной до конечной температуры, а в аппаратах для пастеризации пива доходит до 93%.

Благодаря этому расход пара при тепловой обработке, например молока, может быть снижен до 15—16 кг/т продукта про-

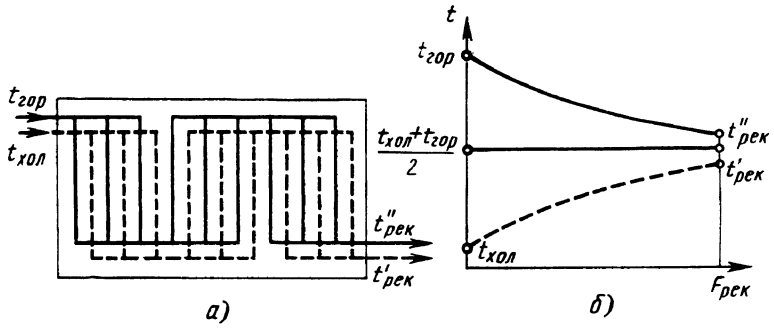


Рис. 109. Схема прямоточного рекуператора и график изменения температур рабочих сред

тив 150—160 кг/т в случае работы без рекуперации, что достаточно убедительно характеризует значение этой операции для производства.

В большинстве случаев возврат тепла при охлаждении горячего продукта происходит в условиях весового равенства потоков теплообменивающихся жидкостей — сырого холодного продукта и пастеризованного горячего. Так как удельные теплоемкости холодного и горячего продукта мало отличаются одна от другой, то это означает, что практически работа рекуператора происходит при равенстве водяных эквивалентов обеих жидкостей.

Теплообменник-рекуператор может работать как при прямотоке, так и при противотоке.

Схема работы пластинчатого рекуператора при прямотоке и график изменения температур жидкостей показаны на рис. 109.

Эффективность работы рекуператора характеризуется коэффициентом рекуперации, который представляет собой отношение количества тепла, возвращенного рекуператором, к количеству тепла, необходимому для нагревания продукта от его начальной температуры до конечной.

Поэтому коэффициент рекуперации может быть выражен в виде

$$\varepsilon = \frac{Q_р}{Q_п} = \frac{Gc(t_{гор} - t''_{рек})}{Gc(t_{гор} - t_{хол})} = \frac{t_{гор} - t''_{рек}}{t_{гор} - t_{хол}}. \quad (194)$$

Уравнение теплового баланса для рекуператора при допущении $c = \text{const}$

$$Gc(t_{гор} - t''_{рек}) = Gc(t'_{рек} - t_{хол}). \quad (195)$$

Откуда практически (пренебрегая потерями)

$$t_{гор} - t''_{рек} = t'_{рек} - t_{хол},$$

поэтому можно написать

$$\varepsilon = \frac{t_{гор} - t''_{рек}}{t_{гор} - t_{хол}} = \frac{t'_{рек} - t_{хол}}{t_{гор} - t_{хол}}. \quad (196)$$

Через коэффициент рекуперации можно выразить следующие часто определяемые величины:

а) расход тепла на пастеризацию с учетом рекуперации

$$Q = Gc(t_{гор} - t_{хол})(1 - \varepsilon); \quad (197)$$

б) температуру продукта

$$t'_{рек} = t_{хол} + \varepsilon(t_{гор} - t_{хол}); \quad (198)$$

$$t''_{рек} = t_{гор} - \varepsilon(t_{гор} - t_{хол}). \quad (199)$$

При равенстве водяных эквивалентов $W_1 = W_2$ перепады начальных и конечных температур для обеих жидкостей равны, причем при прямотоке с увеличением рабочей поверхности рекуператора температуры обеих жидкостей стремятся к среднему значению между их начальными температурами $t_{гор}$ и $t_{хол}$ при $F_{рек} \to \infty$:

$$t''_{рек} \to \frac{t_{гор} + t_{хол}}{2}$$

и

$$t'_{рек} \to \frac{t_{гор} + t_{хол}}{2}.$$

Подставляя значения этих величин в формулу (196), получим, что увеличение поверхности прямоточного рекуператора до бесконечно больших размеров приводит к повышению коэффициента рекуперации до 0,5, т. е.

$$\lim_{F \to \infty} \varepsilon = 0{,}5.$$

Это теоретический предел эффективности действия рекуператора при прямотоке. В действительности он не может быть

достигнут и обычно при практически применяемых размерах прямоточного рекуператора он не превышает 0,4.

Поскольку движение жидкостей в пластинчатом аппарате является напорным (происходит в закрытых каналах под давлением) и может быть осуществлено в любом направлении, пластинчатые рекуператоры обычно работают при противотоке, что позволяет значительно повысить их эффективность.

Схема работы пластинчатого рекуператора при противотоке и график изменения температур показаны на рис. 110.

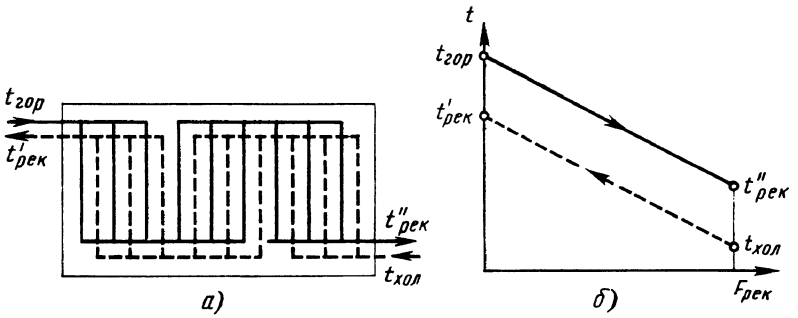


Рис. 110. Схема противоточного рекуператора и график изменения температур рабочих сред

Так как при рекуперации водяные эквиваленты обеих жидкостей равны, то график изменения их температур представляет собой две параллельные линии. Следовательно, температурный напор для противоточного рекуператора постоянен и может быть определен по формуле

$$\Delta t = t_{гор} - t'_{рек} = t''_{рек} - t_{хол} = \text{const}. \qquad (200)$$

Подставляя найденное отсюда значение $t'_{рек}$ в уравнение (196), получим

$$\Delta t = (1 - \varepsilon)(t_{гор} - t_{хол}). \qquad (201)$$

С другой стороны, как и для всякого теплообменника

$$Q_{рек} = Gc(t'_{рек} - t_{хол}) = kF\overline{\Delta t}.$$

Подставляя в это уравнение значение $t'_{рек} = t_{гор} - \Delta t$, после простых преобразований получим

$$\overline{\Delta t} = \frac{Gc(t_{гор} - t_{хол})}{kF + Gc}. \qquad (202)$$

Решая совместно уравнение (201) и (202), находим

$$\varepsilon = \frac{kF}{kF + Gc}, \qquad (203)$$

или

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{Gc}{kF}} = \frac{1}{1 + \frac{W}{kF}}. \qquad (204)$$

Разделив в выражении (204) числитель и знаменатель на Gc и принимая во внимание обозначение $\frac{kF}{Gc} = S$, можем написать

$$\varepsilon = \frac{S}{1 + S}. \qquad (205)$$

Из формулы (204) получим

$$F = \frac{W}{k} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}. \qquad (206)$$

Согласно формуле (206), при увеличении поверхности F увеличивается и коэффициент рекуперации ε, причем $\lim_{F \to \infty} \varepsilon = 1$.

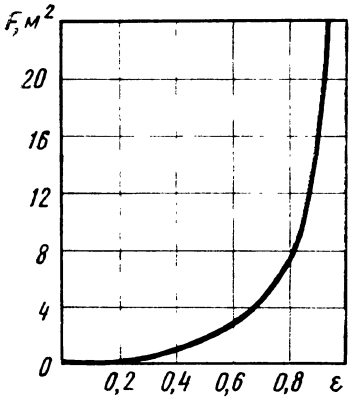


Рис. 111. Зависимость величины поверхности в рекуператоре от степени рекуперации

Формулой (206) выражается очень важная зависимость F от ε для рекуператора заданной производительности при $k = \text{const}$.

Эта зависимость наглядно представлена на рис. 111, где дана кривая для условий, близких к реальным, для пластинчатого рекуператора производительностью $G = 1{,}39$ кг/с (5000 кг/ч) при $c = 2900$ Вт/(м² · °С).

График показывает, что при увеличении коэффициента рекуперации ε необходимая рабочая поверхность рекуператора возрастает сначала медленно, а затем более резко. Поэтому в современных пластинчатых аппаратах с коэффициентом рекуперации 0,8 и выше рабочая поверхность секции рекуперации составляет около половины всей рабочей поверхности комбинированного аппарата.

Тепловой баланс комбинированного пластинчатого аппарата

Рассмотрим на примере весьма распространенной и характерной пластинчатой пастеризационно-охладительной установки для молока, какие температурные условия и отношения температур и водяных эквивалентов приходится учитывать при расчете комбинированных пластинчатых теплообменных аппаратов

Сырое холодное молоко входит в аппарат с температурой $t_1 = 5 \div 10°$ С. В секции рекуперации тепла молоко подогревается до температуры t_2, равной примерно 55° С, теплом встречного горячего молока, поступающего в рекуператор из выдерживателя при температуре $t_3 \approx 72°$ С. Горячее молоко, в свою очередь, охлаждается до $t_4 = 27°$ С. В соответствии с установленным выше соотношением температурный график для рекуператора (рис. 112) представляет собой две параллельные прямые линии, соответственно соединяющие точки $t_1 = 10°$ С, $t_2 = 55°$ С

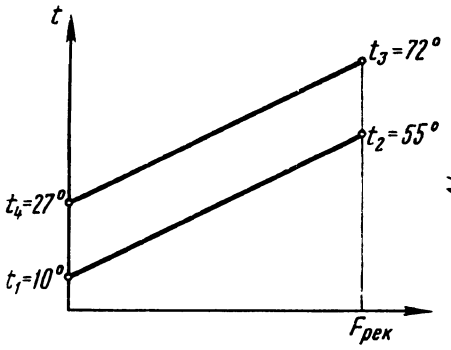


Рис. 112. График изменения температур в секции рекуператора пластинчатого пастеризатора

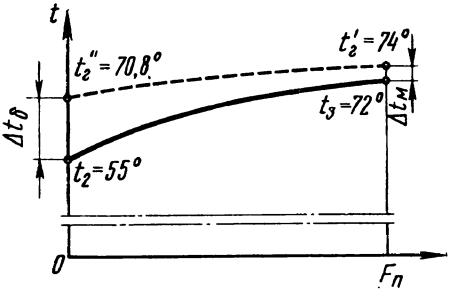


Рис. 113. График изменения температур в водообогреваемой секции пастеризатора

и $t_3 = 72°$ С, $t_4 = 27°$ С, причем если пренебречь незначительными потерями, то должны соблюдаться равенства:

$$t_2 - t_1 = t_3 - t_4; \quad \Delta t = t_3 - t_2 = t_4 - t_1.$$

Данному режиму соответствует коэффициент рекуперации тепла

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{55 - 10}{72 - 10} = 0{,}726.$$

Подогретое молоко входит в секцию окончательного нагревания его паром или горячей водой.

Условный график изменения температур для секции пастеризации показан на рис. 113. Кратность теплоносителя обычно принимают от 3 до 8. Снижение температуры теплоносителя в этой секции невелико, при средней кратности 5 и начальной температуре воды $t'_{гор} = 74°$ С температура выходящей воды равна

$$t''_{гор} = t'_{гор} - \frac{c_{мол}}{c_{гор} n}(t_3 - t_2) = 74 - \frac{0{,}94}{1 \cdot 5}(72 - 55) \approx 70{,}8° \text{ С}.$$

Выходящая вода направляется снова на подогрев в бойлер, а затем опять возвращается в аппарат. Поэтому повышение

кратности горячей воды приводит только к увеличению мощности, потребляемой насосом, но не к увеличению расхода воды из сети.

Средний температурный напор в °С в секциях пастеризации относительно невелик. Для данных условий он составляет

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{70{,}8 - 55 - (74 - 2)}{2{,}3 \lg \frac{70{,}8 - 55}{74 - 2}} \approx 6{,}7^\circ \text{ С}.$$

Молоко, нагретое до $t_3 = 72^\circ$ С, после выдерживания при постоянной температуре возвращается в секцию рекуперации, где охлаждается (см. рис. 112).

После секции рекуперации молоко поступает в секцию промежуточного охлаждения холодной водой. На рис. 114 показаны примерные температурные кривые для охлаждения молока артезианской водой с начальной температурой $t'_{хол} \approx 8^\circ$ С.

Холодная вода после прохождения сбрасывается в систему оборотного водоснабжения (на охлаждение при помощи градирен), а иногда и в канализацию, поэтому по экономическим соображениям ее кратность n обычно не превышает 3.

Современные аппараты обеспечивают температурный напор при входе холодной воды в аппарат в условиях противотока $\Delta t_м = 3^\circ$ С, т. е. в рассматриваемом случае температура продукта на выходе из секции водяного охлаждения составляет $t_5 = t_{хол} + 3 = 11^\circ$ С.

Температуру выходящей отработавшей воды при кратности $n = 3$ определим по формуле

$$t''_{хол} = t'_{хол} + \frac{c_{мол}}{c_{хол} n}(t_4 - t_5) = 8 + \frac{0{,}94}{1 \cdot 3}(27 - 11) \approx 13^\circ \text{ С}.$$

Средний температурный напор равен

$$\overline{\Delta t} = \frac{27 - 13 - (11 - 3)}{2{,}3 \lg \frac{27 - 13}{11 - 8}} \approx 7{,}2^\circ \text{ С}.$$

Показателем эффективности работы рекуператора может служить также предложенный Н. Н. Липатовым коэффициент экономичности расхода тепла, определяемый как отношение

$$э_т = \frac{t_{гор} - t'_{рек}}{t_{гор} - t_{хол}} 100.$$

Этот коэффициент характеризует количество тепла, которое необходимо затратить на нагревание продукта до конечной температуры при применении рекуператора в % от количества, необходимого для той же операции, но без рекуператора.

Аналогичным показателем затрат холода при использовании рекуператора является отношение

$$э_х = \frac{t''_{рек} - t_{хол}}{t_{гор} - t_{хол}}.$$

Окончательное охлаждение молока до 3—5° С осуществляется рассолом или ледяной водой в секции охлаждения

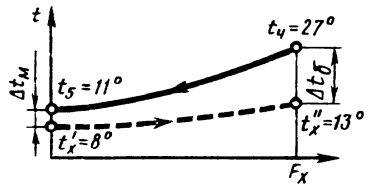


Рис. 114. График изменения температур в секции охлаждения молока водой

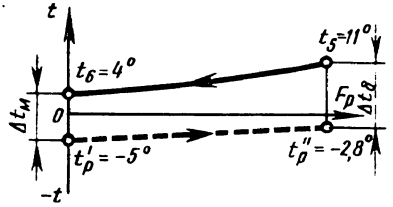


Рис. 115. График изменения температур в секции охлаждения молока рассолом

Допустим, что температура охлажденного молока $t_6 = 4°$ С, начальная температура рассола $t'_р = -5°$ С и его кратность $n = 3$ (рис. 115). Тогда температура выходящего рассола

$$t''_р = t'_р + \frac{c_{мол}}{c_р n}(t_5 - t_6) = -5 + \frac{0{,}94}{1 \cdot 3}(11 - 4) = -2{,}8° С.$$

Рассол циркулирует в системе так же, как и горячая вода, поэтому при выборе его кратности мы более свободны, чем при выборе кратности холодной воды.

Средний температурный напор равен

$$\Delta\bar{t} = \frac{11 - (-2{,}8) - [4 - (-5)]}{2{,}3 \lg \frac{11 - (-2{,}8)}{4 - (-5)}} \approx 11{,}2 \text{ С}.$$

Рассмотренные данные свидетельствуют о том, что в пластинчатых аппаратах для тепловой обработки молока теплопередача обычно происходит при малых температурных напорах (7—17° С). Следует иметь в виду, что такие условия наблюдаются чаще всего при нагревании и охлаждении жидких рабочих сред. Это обусловлено тем, что при нагревании многие продукты склонны к образованию пригара (или даже к коагуляции, как, например, латекс или яичный меланж), а при охлаждении быстро увеличивают свою вязкость и расположены к намерзанию на стенках, когда температурный напор бывает велик (например, поливиниловый спирт или сливки высокой жирности).

Температурный режим работы комбинированного пластинчатого аппарата в целом может быть представлен сводным

графиком (рис. 116), удобным при выполнении тепловых расчетов подобных аппаратов.

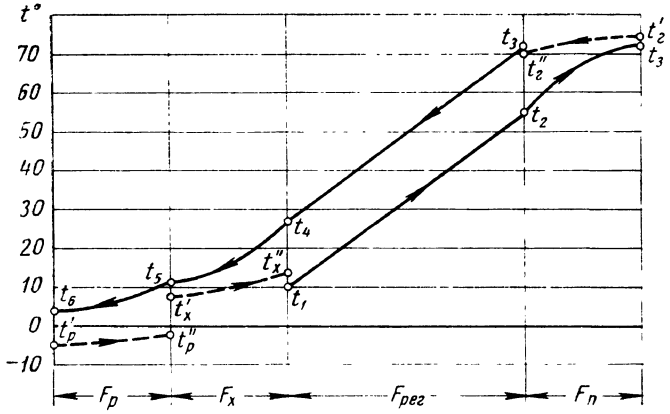


Рис. 116. График изменения температур молока и рабочей жидкости в комбинированном аппарате

Этому графику соответствует диаграмма теплового баланса комбинированного аппарата (рис. 117).

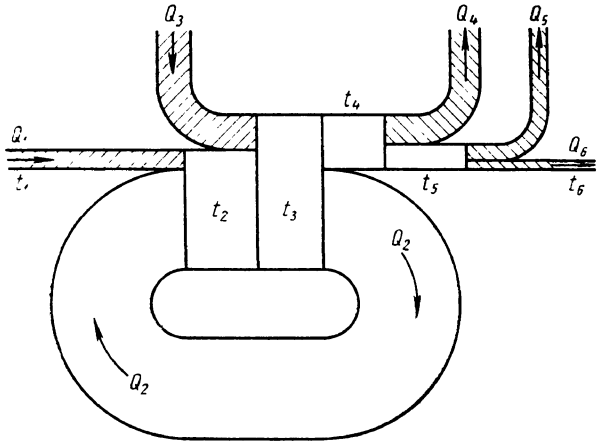


Рис. 117. Тепловой баланс комбинированного пластинчатого аппарата

На диаграмме штриховкой, стрелками и символами обозначены источники прихода и расхода тепла. Приняты следующие обозначения:

$Q_1 = Gct_1$ — тепло, внесенное в аппарат входящим продуктом;

$Q_2 = Gc(t_2 - t_1) = Gc(t_3 - t_4)$ — внутренняя циркуляция тепла вследствие рекуперации;

$Q_3 = Gc(t_3 - t_2)$ — тепло, внесенное горячей водой или паром;
$Q_4 = Gc(t_4 - t_5)$ — тепло, унесенное холодной водой;
$Q_5 = Gc(t_5 - t_6)$ — тепло, унесенное рассолом;
$Q_6 = Gct_6$ — тепло, унесенное холодным продуктом.

Оставлены без штриховки каналы внутренней циркуляции тепла.

Диаграмма баланса наглядно показывает относительную величину рекуперации тепла в сравнении с общим потоком его через аппарат.

При установившемся режиме работы аппарата должно соблюдаться равенство (без учета потерь)

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_6.$$

Оптимальный коэффициент рекуперации тепла

Экономия тепла, получаемая благодаря рекуперации, пропорциональна коэффициенту рекуперации. В то же время увеличение рабочей поверхности рекуператора и его стоимости, начиная с определенного момента, значительно и все быстрее опережает рост коэффициента рекуперации.

Прогрессирующее увеличение стоимости рекуператора уменьшает экономический эффект от применения рекуператора и делает очевидным существование оптимального значения рекуперации, при котором этот эффект будет наибольшим.

Вывод формулы для определения экономического коэффициента рекуперации рассмотрим подробнее.

Увеличение рабочей поверхности рекуператора сопровождается:

а) уменьшением расхода пара и увеличением экономии его;

б) увеличением первоначальной стоимости рекуператора и повышением годовой нормы его амортизации;

в) увеличением стоимости обслуживания рекуператора;

г) дополнительными затратами электроэнергии в связи с увеличением числа пакетов в секции рекуперации и повышением гидравлического сопротивления.

Экономия, достигнутая благодаря уменьшению расхода пара, может быть выражена формулой

$$Э_п = \frac{Gc(t_3 - t_1)}{(i - i_к)\eta} \varepsilon C_п a, \qquad (207)$$

где $Э_п$ — стоимость пара, сэкономленного вследствие рекуперации тепла; t_1 — начальная температура продукта; t_3 — температура пастеризации продукта; i — теплосодержание пара; $i_к$ — теплосодержание конденсата; $C_п$ — стоимость 1 кг пара; a — время работы аппарата.

Первоначальную стоимость рекуператора можно выразить зависимостью

$$C_{\text{р}} = C_F F = C_F \frac{Gc}{k} \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}, \qquad (208)$$

где C_F — стоимость единицы рабочей поверхности в р/м^2.

Принимая, что остаточной стоимостью рекуператора по истечении срока службы и стоимостью ремонта в период эксплуатации можно пренебречь, ввиду их относительно небольшой величины, определим годовую норму амортизации в р. по формуле

$$A = \frac{C_F}{D} \frac{Gc\varepsilon}{k(1-\varepsilon)}, \qquad (209)$$

где D — число лет службы аппарата.

Увеличение рабочей поверхности рекуператора связано с некоторым увеличением затрат труда на чистку и мойку аппарата, однако оно не влечет за собой увеличения числа обслуживающего персонала и, следовательно, не связано с повышением затрат на обслуживание.

Кроме того, в условиях все более широкого внедрения механизированной циркуляционной мойки химическими средствами и сокращения числа разборок аппаратов для чистки и мойки само увеличение затрат труда при увеличении числа пластин рекуператора невелико.

Также относительно мало и повышение расхода электроэнергии в связи с увеличением числа пластин и пакетов в рекуперативной секции и связанное с этим увеличение гидравлического сопротивления.

Практически, в реальных условиях работы установки на производстве нагнетание продукта в секцию рекуперации осуществляют центробежными насосами с избыточными напором и производительностью, причем часть избыточной энергии поглощается регулирующим вентилем или специальным стабилизатором потока. Поэтому в действительности увеличение гидравлического сопротивления рекуператора приведет не к увеличению общей затраты электроэнергии, а только к перераспределению этих затрат: доля расхода на преодоление сопротивления рекуператора будет увеличена, а на потери в регулирующих устройствах снижена.

Заметим также, что увеличение рабочей поверхности рекуператора сопровождается уменьшением тепловых нагрузок секции пастеризации и водяного охлаждения, что приводит к небольшому уменьшению этих секций. Соответствующая этому поправка к основной зависимости экономии от коэффициента рекуперации представляет собой величину второго порядка малости (около 0,5%) и может быть в последующем анализе опущена.

Высказанные соображения дают возможность представить определяющую часть зависимости $Э = f(\varepsilon)$ формулой

$$\Э = \Э_{\text{п}} - A = \frac{Gc(t_3 - t_1)}{(i - i_{\text{к}})\eta} \varepsilon C_{\text{п}} a - \frac{C_F}{D} \frac{Gc}{k} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}. \qquad (210)$$

Произведем анализ этой формулы как зависимости вида $\Э = f(\varepsilon)$.

Дифференцируя выражение (210), получим

$$\frac{d\Э}{d\varepsilon} = \frac{Gc(t_3 - t_1)}{(i - i_{\text{к}})\eta} C_{\text{п}} a - \frac{C_F}{D} \frac{Gc}{k} \frac{1}{(1 - \varepsilon)^2}.$$

Функция имеет максимум, если $\frac{d\Э}{d\varepsilon} = 0$, т. е. при условии

$$\frac{(t_3 - t_1)}{(i - i_{\text{к}})\eta} C_{\text{п}} a = \frac{C_F}{kD} \frac{1}{(1 - \varepsilon)^2}.$$

Отсюда получим, что экономия будет наибольшей, если

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 1 - \sqrt{\frac{C_F(i - i_{\text{к}})\eta}{C_{\text{п}} aDk(t_3 - t_1)}}. \qquad (211)$$

Формула (211) позволяет найти оптимальное значение коэффициента рекуперации проектируемого аппарата в зависимости от ряда определяющих условий, причем оптимальный коэффициент рекуперации тепла не зависит от производительности аппарата и стоимости обрабатываемого продукта.

Пример

Определить оптимальную величину коэффициента рекуперации и рабочую поверхность рекуператора при следующих данных:

производительность аппарата	$G = 1{,}38$ кг/с (5000 кг/ч)
удельная теплоемкость продукта	$c = 3930$ Дж/(кг·°С)
коэффициент теплопередачи в секции регенерации	$k = 2560$ Вт/(м²·°С)
стоимость рабочей поверхности рекуператора	$C_F = 40{,}0$ р./м²
стоимость пара	$C_{\text{п}} = 0{,}0025$ р./кг
срок службы аппарата	$D = 5$ лет
время работы аппарата	$a = 13 \cdot 10^6$ с/год
начальная температура продукта	$t_1 = 10°\text{C}$
температура пастеризации продукта	$t_3 = 75°\text{C}$
теплосодержание пара	$i = 267 \cdot 10^4$ Дж/кг
теплосодержание конденсата	$i_{\text{к}} = 326 \cdot 10^5$ Дж/кг
тепловой к. п. д. установки (вместе с бойлерной станцией)	$\eta = 0{,}95$

Решение

Значение оптимального коэффициента рекуперации определим по формуле (211):

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 1 - \sqrt{\frac{40{,}0(267 \cdot 10^4 - 32{,}6 \cdot 10^4) \cdot 0{,}95}{0{,}0025 \cdot 13 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 2560(75 - 10)}} = 0{,}95.$$

Для определения рабочей поверхности рекуператора удобна формула (206):

$$F = \frac{1{,}39 \cdot 3930}{2560} \cdot \frac{0{,}95}{1 - 0{,}95} = 40{,}9 \text{ м}^2.$$

Расчет показывает, что при принятых исходных данных оптимальный коэффициент рекуперации аппарата получился высоким и рабочая поверхность довольно большой.

В зависимости от возможных колебаний стоимости пластин, пара и продолжительности эксплуатации аппарата значение $\varepsilon_{опт}$, найденное по формуле (211), колеблется в пределах 0,88—0,96.

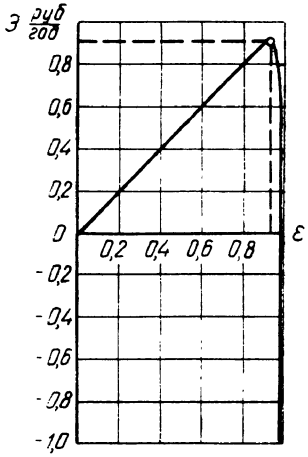


Рис. 118. Зависимость $Э = f(\varepsilon)$

На практике существуют пластинчатые пастеризационные установки с коэффициентом рекуперации до 0,93. С коэффициентом рекуперации 0,85 они распространены довольно широко.

При значении ε, большем оптимальной величины, экономичность аппарата уменьшается, т. е. кривая зависимости $Э = f(\varepsilon)$ направляется вниз.

В теоретическом отношении представляет интерес то значение ε, при котором экономия равна нулю.

Соответствующую точку находим, приравнивая выражение (210) нулю:

$$Э = \frac{Gc(t_3 - t_1)}{(i - i_к)\eta}\varepsilon_0 C_п a - \frac{C_F}{D}\frac{Gc}{k}\frac{\varepsilon_0}{1-\varepsilon_0} = 0$$

или

$$\frac{t_3 - t_1}{(i - i_к)\eta} C_п a = \frac{C_F}{D}\frac{1}{k(1-\varepsilon_0)},$$

откуда

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{C_F(i - i_к)\eta}{C_п a D k (t_3 - t_1)}. \qquad (212)$$

Для условий решенного примера по этой формуле получим

$$\varepsilon_0 = 1 - 0{,}003 = 0{,}997.$$

Пользуясь формулой (210) и задаваясь рядом значений ε, можно получить зависимость $Э$ от ε в табличной форме.

Соответствующий ей график, на котором экономия отнесена к производительности 1 кг/ч, представлен на рис. 118.

График показывает, что экономия, получаемая вследствие рекуперации тепла во всем интервале практически приемлемых значений, возрастает почти линейно, пропорционально ε и только в зоне $\varepsilon \approx 0{,}9$ линия делает резкий поворот вниз и при $\varepsilon_0 = 0{,}997$ пересекает ось абсцисс, причем $Э \to -\infty$ при $\varepsilon \to 1$.

Кривая зависимости $Э = f(\varepsilon)$ наглядно показывает, что зона рациональных значений начинается уже с $\varepsilon = 0{,}75$, так как величина получаемой экономии составляет при этом значении более 85% от теоретически возможной экономии и в то же время рабочая поверхность рекуператора сравнительно невелика.

Наиболее сложным из всех видов проектных расчетов пластинчатых теплообменных аппаратов является расчет многосекционных пастеризаторов для молока и других многосекционных аппаратов, которые принято называть комбинированными аппаратами.

До начала расчета комбинированных аппаратов следует установить значение допустимых гидравлических сопротивлений для каждой секции. Для этого общее допустимое сопротивление необходимо распределить по секциям.

Разделение общего допустимого гидравлического сопротивления на части, которые можно затратить на преодоление гидравлических сопротивлений по секциям, целесообразно производить первоначально с расчетом на одинаковую компоновку (т. е. одинаковые скорости движения) пакетов продуктового тракта во всех секциях.

При одинаковой компоновке пакетов гидравлическое сопротивление в каждой секции прямо пропорционально числу пакетов в ней или рабочей поверхности, если не учитывать небольшого изменения коэффициента ξ по тракту движения продукта через аппарат.

Соотношение рабочих поверхностей секции может быть первоначально ориентировочно установлено по тепловым нагрузкам, средним температурным напорам и принятым в первом приближении коэффициентам теплопередачи.

Для этого можно составить уравнение

$$\frac{S_1}{k_1} : \frac{S_2}{k_2} : \frac{S_3}{k_3} \ldots \frac{S_i}{k_i} = F_1 : F_2 : F_3 \ldots : F_i, \qquad (213)$$

где S — симплекс, характеризующий условия подобия температурных режимов,

$$S = \frac{t_1' - t_1''}{\overline{\Delta t}}.$$

Искомые величины допустимых гидравлических сопротивлений по секциям после этого могут быть определены путем решения системы уравнений:

$$\Delta P_1 : \Delta P_2 : \Delta P_3 \ldots \Delta P_i = F_1 : F_2 : F_3 \ldots F_i \qquad (214)$$

и

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \ldots \Delta P_i = \Delta P_{\text{полн}}.$$

Если необходимо, то дополнительно вносят поправку на потери энергии в соединительных трубопроводах, арматуре и штуцерах, которые, однако, обычно малы в сравнении с общим потребным напором.

В целом проектный расчет комбинированного пластинчатого теплообменника ведут в следующем порядке.

Первоначально намечают общую схему аппарата (рис. 119), устанавливают исходные температурные данные для всех секций и выбирают кратность рабочих жидкостей (холодной и горячей воды и рассола). Для аппаратов с рекуперацией тепла выбирают

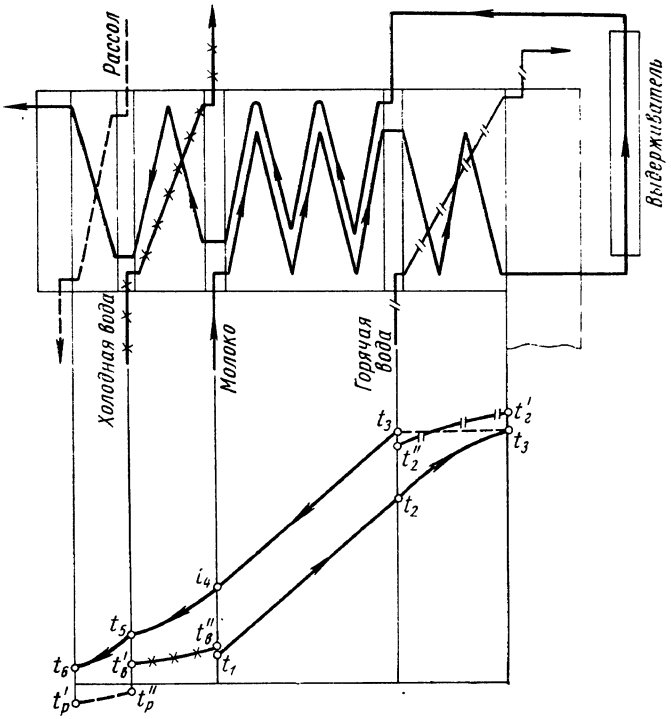


Рис. 119. Схема комбинированного теплообменного аппарата и условный график изменения температур по секциям

коэффициент рекуперации и устанавливают температурные условия в секции рекуперации тепла.

Вычисляют недостающие начальные и конечные температуры жидкостей для всех секций и строят условный график изменения температур жидкостей. Вычисляют средние температуры жидкостей и устанавливают их теплофизические параметры.

Определяют средние логарифмические напоры по секциям с учетом поправки при смешанном токе и находят значения параметров S для всех секций.

Выбирают конструктивный тип пластины и определяющую величину зазора между пластинами, вычисляют значение приведенной рабочей высоты пластины, выбирают, пользуясь имею-

щейся (в виде графика) эмпирической зависимостью, приближенное значение критерия Эйлера для пакета пластины.

Исходя из условий работы аппарата, выбирают величину общего допустимого гидравлического сопротивления. Задаются приближенными значениями коэффициентов теплопередачи для всех секций аппарата, определяют отношения S/k и распределяют общее допустимое гидравлическое сопротивление по секциям.

Основное значение при этом имеет тракт движения продукта, для которого и необходимо делать расчет компоновки.

На основании заданных и выбранных параметров определяют максимальную при заданных допустимых гидравлических сопротивлениях ΔP скорость потока продукта в каналах всех секций.

На этой стадии есть возможность проверить правильность выбранного значения коэффициента ξ и внести поправку.

Затем, исходя из кратности расхода рабочих сред и конструктивно выбранной компоновки пакетов для них, определяют скорости движения рабочих сред.

Используя критериальное уравнение для расчета теплоотдачи, соответствующее выбранной форме межпластинных каналов, вычисляют действительные коэффициенты теплопередачи при найденных значениях скоростей продукта и рабочих сред.

Далее, как обычно, определяют величины рабочих поверхностей секций, число пластин и пакетов в них, производя при этом неизбежные округления до целых чисел, и разрабатывают исполнительную компоновочную схему аппарата.

В конце расчета проверяют расчетные гидравлические сопротивления по секциям и для всего аппарата, пользуясь соответствующей для данной формы каналов зависимостью $Eu = f(Re)$, и сопоставляют результат с допустимой по условию величиной гидравлических сопротивлений.

Пример

Рассчитать комбинированный пластинчатый теплообменник для пастеризации и охлаждения молока с секцией рекуперации тепла. Принципиальная схема аппарата и график температур показаны на рис. 119.

Аппарат состоит из четырех секций: I — рекуперации тепла; II — пастеризации молока; III — охлаждения молока водой и IV — охлаждения молока ледяной водой.

Исходные данные для расчета

Производительность	$G_1 = 1{,}4$ кг/с (5000 кг/ч)
Начальная температура молока	$t_1 = 4°C$
Температура пастеризации	$t_3 = 76°C$
Конечная температура молока	$t_6 = 4°C$
Коэффициент рекуперации тепла	$\varepsilon = 0{,}85$
Начальная температура горячей воды	$t'_г = 79°C$
Кратность горячей воды	$n_г = 4$
Начальная температура холодной воды	$t'_в = 8°C$
Кратность холодной воды	$n_в = 3$
Начальная температура ледяной воды	$t'_л = +1°C$

Кратность ледяной воды	$n_л = 4$
Температура молока после секции водяного охлаждения	$t_5 = 10°C$
Общее допустимое гидравлическое сопротивление	$\Delta P = 500$ кПа (5 кгс/см^2)
Средняя удельная теплоемкость молока	$c_м = 3880$ Дж/(кг·°С)
Плотность молока	$\rho_м = 1033$ кг/м^3
Удельная теплоемкость холодной и горячей воды	$c_в = 4186$ Дж/(кг·°С)

Аппарат намечено изготовлять на базе пластин типа П-2 с горизонтальными гофрами ленточно-поточного вида (см. рис. 44).

Основные данные пластины:

рабочая поверхность	$F_1 = 0{,}2$ м^2
рабочая ширина	$b = 0{,}270$ м
приведенная высота	$L_п = 0{,}800$ м
площадь поперечного сечения одного канала	$f_1 = 0{,}0008$ м^2
эквивалентный диаметр потока	$d_э = 0{,}0059$ м
толщина пластины	$\delta = 0{,}0012$ м
коэффициент теплопроводности материала пластины	$\lambda_{ст} = 16$ Вт/(м·°С)

Для пластины данного типа действительны уравнения теплоотдачи (83) и потерь энергии (84 и 85):

$$Nu = 0{,}1Re^{0{,}7}Pr^{0{,}43}(Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}$$

и

$$Eu = 760Re^{-0{,}25}; \quad \xi = 11{,}2Re^{-0{,}25}.$$

Решение

1. *Определение начальных и конечных температур, вычисление температурных напоров и параметров S*

а. Секция рекуперации тепла

Температура сырого молока в конце секции рекуперации тепла (при входе в секцию пастеризации) по формуле (198)

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1)\varepsilon = 4 + (76-4)0{,}85 \approx 65°C.$$

Температура пастеризованного молока после секции рекуперации (при входе в секцию охлаждения водой)

$$t_4 = t_1 + (t_3 - t_2) = 4 + 76 - 65 = 15°C.$$

Средний температурный напор в секции рекуперации при характерной для нее постоянной разности температур

$$\overline{\Delta t}_{рек} = t_3 - t_2 = 76 - 65 = 11°C.$$

Тогда симплекс

$$S_{рек} = \frac{t_2 - t_1}{\overline{\Delta t}_{рек}} = \frac{65-4}{11} = 5{,}55.$$

б. Секция пастеризации

Температура горячей воды при выходе из секции пастеризации молока из условий баланса тепла

$$t''_г = t'_г - \frac{c_м}{c_г n_г}(t_3 - t_2) = 79 - \frac{3880}{4186 \cdot 4}(76-65) = 76{,}5°\ C.$$

Средний температурный напор при

$$\Delta t_б = t''_г - t_2 = 76{,}5 - 65 = 11{,}5°C$$

и

$$\Delta t_м = t'_г - t_3 = 79 - 76 = 3°C$$

определим по формуле

$$\overline{\Delta t}_п = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{11{,}5 - 3}{2{,}3 \lg \frac{11{,}5}{3}} = 6{,}3°C.$$

Тогда

$$S_п = \frac{t_3 - t_2}{\overline{\Delta t}_п} = \frac{76 - 65}{6{,}3} = 1{,}75.$$

в. Секция охлаждения водой

Температуру холодной воды, выходящей из водяной секции, определяем по формуле

$$t''_в = t'_в + \frac{c_м}{c_в n_в}(t_4 - t_5) = 8 + \frac{3880}{4186 \cdot 3}(15 - 10) = 9{,}5°C.$$

Средний температурный напор при

$$\Delta t_б = t_4 - t''_в = 15 - 9{,}5 = 5{,}5°\ C; \quad \Delta t_м = t_5 - t'_в = 10 - 8 = 2°C$$

найдем из уравнения

$$\overline{\Delta t}_в = \frac{5{,}5 - 2}{2{,}3 \lg \frac{5{,}5}{2}} = 3{,}5°C.$$

Тогда симплекс

$$S_в = \frac{t_4 - t_5}{\overline{\Delta t}_в} = \frac{15 - 10}{3{,}5} = 1{,}42.$$

г. Секция охлаждения ледяной водой

Температура ледяной воды на выходе из аппарата

$$t''_л = t'_л + \frac{c_м}{c_л n_л}(t_5 - t_6) = 1 + \frac{3880}{4186 \cdot 4}(10 - 4) = 2{,}4°C.$$

Средний температурный напор для секции охлаждения ледяной водой при

$$\Delta t_б = t_5 - t''_л = 10 - 2{,}4 = 7{,}6°C$$

и

$$\Delta t_м = t_6 - t'_л = 4 - 1 = 3°$$

определим по формуле

$$\overline{\Delta t}_л = \frac{7{,}6 - 3}{2{,}3 \lg \frac{7{,}6}{3}} = 5{,}0°C.$$

Тогда симплекс

$$S_л = \frac{t_5 - t_6}{\overline{\Delta t}_л} = \frac{10 - 4}{5{,}0} = 1{,}2.$$

2. *Отношение рабочих поверхностей и допустимые гидравлические сопротивления по секциям*

Выбираем ориентировочно следующие значения коэффициентов теплопередачи по секциям (в Вт/(м^2·°С):

секция рекуперации	$k_{рек} = 2900$
секция пастеризации	$k_п = 2900$
секция водяного охлаждения	$k_в = 2320$
секция охлаждения ледяной водой	$k_л = 2100$

Отношение рабочих поверхностей секции составляет

$$F_{рек}:F_п:F_в:F_л = \frac{S_{рек}}{k_{рек}} : \frac{S_п}{k_п} : \frac{S_в}{k_в} : \frac{S_л}{k_л} =$$

$$= \frac{5,55}{2900} : \frac{1,75}{2900} : \frac{1,42}{2320} : \frac{1,2}{2100}.$$

Принимая меньшее из этих отношений за единицу, можем написать $F_{рек} : F_п : F_в : F_л = 3,33 : 1,02 : 1,06 : 1$.

Принимая распределение допустимых гидравлических сопротивлений соответствующим распределению рабочих поверхностей и допуская небольшое округление, получим $\Delta P_{рек} : \Delta P_п : \Delta P_в : \Delta P_л = 3,3 : 1 : 1,1 : 1$.

Так как общее допустимое гидравлическое сопротивление согласно заданию $\Delta P = 5 \cdot 10^5$ Па, то, учитывая, что через секцию рекуперации молоко проходит дважды, можем написать

$$2\Delta P_{рек} + \Delta P_п + \Delta P_в + \Delta P_л + \Delta P_{тр} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

где $\Delta P_{тр}$ — гидравлическое сопротивление в трубопроводах, соединяющих секции аппарата, и в присоединительных угловых штуцерах

Значение $\Delta P_{тр}$ может быть определено по формуле

$$\Delta P_{тр} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma\xi_м \right) \frac{\rho \omega_{тр}^2}{2},$$

где λ — коэффициент трения по длине трубопровода; L — длина трубопровода; d — эквивалентный диаметр; $\Sigma\xi_м$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на трубопроводе; $\omega_{тр}$ — скорость потока в трубе.

На данной стадии расчета уже имеется возможность выбрать диаметр труб, их ориентировочную длину и число колен на них, что дает возможность рассчитать $\Delta P_{тр}$. Заметим, что ввиду небольшой длины трубопроводов, соединяющих секции аппарата, $\Delta P_{тр}$ обычно невелико.

Поэтому, не останавливаясь подробно на его расчете, можем принять ориентировочно $\Delta P_{тр} = 10\,000$ Па; тогда

$$2\Delta P_{рек} + \Delta P_п + \Delta P_в + \Delta P_л = 4,9 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Так как отношение сопротивлений уже известно, то в соответствии с ним распределим сопротивления по секциям следующим образом: $\Delta P_{рек} = 120\,000$ Па; $\Delta P_п = 36\,000$ Па; $\Delta P_в = 38\,000$ Па; $\Delta P_л = 36\,000$ Па

3. *Определение максимально допустимых скоростей продукта в межпластинных каналах по секциям*

Для условий работы данного аппарата целесообразно определить лишь максимально допустимые скорости в секциях для движения продукта. Гидравлические сопротивления по стороне движения рабочих сред малы, так как мала длина соответствующих трактов.

Это позволяет выбрать скорости рабочих сред из условий соблюдения приемлемой кратности по отношению к молоку, причем при наличии условий циркуляции и повторного использования можно выбирать большие значения.

Для определения скорости потока молока используем формулы (163) и (164) с учетом обозначений, принятых в условии примера.

Предварительно задаемся вспомогательными величинами: ожидаемый коэффициент теплоотдачи молока ориентировочно — $\alpha_м = 5000$ Вт/(м^2·°С). Средняя температура стенки в секции рекуперации

$$\bar{t}_{ст.р} = \frac{t_1 + t_2 + t_г'' + t_4}{4} = \frac{4 + 65 + 76{,}5 + 15}{4} \approx 40{,}1\,°С;$$

в секции пастеризации

$$\bar{t}_{ст.п} = \frac{t_2 + t_3 + t_г' + t_г''}{4} = \frac{65 + 76 + 79 + 76{,}5}{4} \approx 74{,}1\,°С.$$

В секции водяного охлаждения

$$\bar{t}_{ст\,в} = \frac{t_4 + t_5 + t_в' + t_в''}{4} = \frac{15 + 10 + 8 + 9{,}5}{4} \approx 10{,}6\,°С.$$

В секции охлаждения ледяной водой

$$\bar{t}_{ст\,л} = \frac{t_5 + t_6 + t_л' + t_л''}{4} = \frac{10 + 4 + 1 + 2{,}4}{4} \approx 4{,}3\,°С.$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления:
в секции рекуперации $\xi_р = 1{,}6$;
в секции пастеризации $\xi_п = 1{,}4$;
в секции водяного охлаждения $\xi_в = 1{,}95$;
в секции охлаждения ледяной водой $\xi_л = 2{,}2$.

Используя эти данные, определим максимально допустимые скорости движения молока:

а) в секции рекуперации

$$w_р = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_м\left(\bar{t}_{ст.р} - \frac{t_1 + t_2}{2}\right)\Delta P_р}{c_м(t_2 - t_1)\rho_м^2\xi_р}} =$$

$$= 2\sqrt[3]{\frac{5000\left(40{,}1 - \frac{4{,}65}{2}\right)120\,000}{3880(65 - 4)1033^2 \cdot 1{,}6}} = 0{,}42 \text{ м/с};$$

б) в секции пастеризации

$$w_п = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_м\left(\bar{t}_{ст.п} - \frac{t_2 + t_3}{2}\right)\Delta P_п}{c_м(t_3 - t_2)\rho_м^2\xi_п}} =$$

$$= 2\sqrt[3]{\frac{5000\left(74{,}1 - \frac{65 + 76}{2}\right)36\,000}{3880(76 - 65)1033^2 \cdot 1{,}4}} = 0{,}433 \text{ м/с}.$$

в) в секции водяного охлаждения

$$w_в = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_м\left(\frac{t_4-t_5}{2}-\bar{t}_{ст.в}\right)\Delta P_в}{c_м(t_4-t_5)\rho_м^2\xi_в}} =$$

$$= 2\sqrt[3]{\frac{5000\left(\frac{15+10}{2}-10{,}6\right)38000}{3880(15-10)1033^2\cdot 1{,}95}} = 0{,}416 \text{ м/с};$$

г) в секции охлаждения ледяной водой

$$w_л = 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_м\left(\frac{t_5+t_6}{2}-\bar{t}_{ст.л}\right)\Delta P_л}{c_м(t_5-t_6)\rho_м^2\xi_л}} =$$

$$= 2\sqrt[3]{\frac{5000\left(\frac{10+4}{2}-4{,}3\right)36\,000}{3880(10-4)1033^2\cdot 2{,}2}} = 0{,}415 \text{ м/с}.$$

Полученные значения скорости для секций почти совпадают между собой Наличие значительной разницы свидетельствовало бы об ошибке в вычислении или неправильном распределении допустимых гидравлических сопротивлений.

Объемная производительность аппарата

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{1{,}4}{1033} = 0{,}00135 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем число каналов в пакете, приняв $w_м = 0{,}42$ м/с:

$$m = \frac{V}{f_1 w_м} = \frac{0{,}00135}{0{,}0008\cdot 0{,}42} = 4{,}02.$$

Так как число каналов в пакете не может быть дробным, округляем до $m = 4$.

Уточняем в связи с этим величину скорости потока молока:

$$w_м = 0{,}42\cdot\frac{4{,}02}{4} = 0{,}423 \text{ м/с}.$$

Скорость холодной воды принимаем равной скорости молока

$$w_в = w_м = 0{,}423 \text{ м/с}.$$

Скорость циркулирующей горячей воды и ледяной воды принимаем

$$w_г = w_л = 2w_м = 0{,}85 \text{ м/с}.$$

4. Средняя температура, число Pr, *вязкость и теплопроводность продукта и рабочих жидкостей*

Число Pr, кинематическую вязкость ν и теплопроводность продукта и рабочих жидкостей определяем при средних температурах жидкостей, пользуясь справочными данными.

Секция рекуперации тепла

Средняя температура сырого молока (сторона нагревания)

$$t_{ср} = \frac{t_1+t_2}{2} = \frac{4+65}{2} = 34{,}5^\circ \text{ С}.$$

Для молока при этой температуре

$$Pr = 8{,}5; \quad \lambda_м = 0{,}535 \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$\nu = 1{,}2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Средняя температура пастеризованного молока (сторона охлаждения)

$$t_{ср} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{76 + 15}{2} = 45{,}5° \text{ С}.$$

Этой температуре молока соответствуют

$$Pr = 6{,}2; \quad \lambda_м = 0{,}57 \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$\nu = 0{,}92 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Секция пастеризации

Средняя температура горячей воды (сторона охлаждения)

$$t_{ср} = \frac{t'_г + t''_г}{2} = \frac{79 + 76{,}5}{2} \approx 78° \text{ С};$$

$$Pr = 2{,}23; \quad \lambda = 0{,}675 \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$\nu = 0{,}37 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Средняя температура молока (сторона нагревания)

$$t_{ср} = 78 - \Delta\bar{t}_п = 78 - 6{,}5 = 71{,}5° \text{ С}.$$

Этой температуре молока соответствуют

$$Pr = 3{,}8; \quad \lambda_м = 0{,}616 \text{ Вт/(м °С)};$$

$$\nu = 0{,}62 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Секция охлаждения молока водой

Средняя температура холодной воды (сторона нагревания)

$$t_{ср} = \frac{t'_в + t''_в}{2} = \frac{8 + 9{,}5}{2} = 8{,}75° \text{ С}.$$

Этой температуре воды соответствуют

$$Pr = 10{,}2; \quad \lambda = 0{,}57 \text{ Вт/(м °С)}; \quad \nu = 1{,}4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Средняя температура молока (сторона охлаждения)

$$t_{ср} = 8{,}75 + \Delta\bar{t}_в = 8{,}75 + 3{,}5 = 12{,}25° \text{ С}.$$

Этой температуре молока соответствуют

$$Pr = 18{,}0; \quad \lambda_м = 0{,}466 \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$\nu = 2{,}2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Секция охлаждения молока ледяной водой

Средняя температура ледяной воды (сторона нагревания)

$$t_{ср} = \frac{t'_л + t''_л}{2} = \frac{1 + 2{,}4}{2} = 1{,}7° \text{ С}.$$

Этой температуре воды соответствуют

$$Pr = 12{,}9; \quad \lambda = 0{,}557 \text{ Вт/(м·°С)};$$

$$\nu = 1{,}8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Средняя температура молока (сторона охлаждения)

$$t_{ср} = \frac{t_5 + t_6}{2} = \frac{10 + 4}{2} = 7°C.$$

Этой температуре молока соответствуют

$$Pr = 24{,}0; \quad \lambda = 0{,}455 \text{ Вт/(м·°C)}; \quad \nu = 2{,}6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

5. Вычисление числа Рейнольдса

Число Рейнольдса вычисляем по вязкости при средних температурах жидкостей в каждой секции

$$Re = \frac{wd_э}{\nu}.$$

Секция рекуперации тепла
Для холодного молока

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{1{,}2} = 2080;$$

для горячего молока

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{0{,}92} = 2710.$$

Секция пастеризации
Для молока

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{0{,}62} = 4030;$$

для горячей воды

$$Re = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{0{,}37} = 13\,500.$$

Секция охлаждения водой
Для молока

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{2{,}2} = 1135;$$

для воды

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{1{,}4} = 1780.$$

Секция охлаждения ледяной водой
Для молока

$$Re = \frac{0{,}423 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{2{,}6} = 960;$$

для ледяной воды

$$Re = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}0059 \cdot 10^6}{1{,}8} = 2880.$$

6. Определение коэффициента теплопередачи

Для определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 пользуемся формулой (83) для пластин типа П-2:

$$Nu = 0{,}1 Re^{0{,}7} Pr^{0{,}43} (Pr/Pr_{ст})^{0{,}25}$$

или

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_э} 0{,}1\mathrm{Re}^{0{,}7}\mathrm{Pr}^{0{,}43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}.$$

Отношение $(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$ может быть принято в среднем для всех секций:
по стороне нагревания 1,05;
по стороне охлаждения 0,95.

Секция рекуперации тепла

Для стороны нагревания сырого молока

$$\alpha_2 = \frac{0{,}535}{0{,}0059} \cdot 0{,}1 \cdot 2080^{0{,}7} \cdot 8{,}5^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 5180 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Для стороны охлаждения пастеризованного молока

$$\alpha_1 = \frac{0{,}57}{0{,}0059} 0{,}1 \cdot 2710^{0{,}7} \cdot 6{,}2^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 5260 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления стенки толщиной 1,2 мм

$$k_{рек} = \frac{1}{\frac{1}{5260} + \frac{0{,}0012}{16} + \frac{1}{5180}} = 2180 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Секция пастеризации молока

Для стороны нагревания молока

$$\alpha_2 = \frac{0{,}616}{0{,}0059} \cdot 0{,}1 \cdot 4030^{0{,}7} \cdot 3{,}8^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 6470 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Для стороны охлаждения горячей воды

$$\alpha_1 = \frac{0{,}58}{0{,}0059} \cdot 0{,}1 \cdot 13\,530^{0{,}7} \cdot 2{,}23^{0{,}43} 0{,}95 = 10\,100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_п = \frac{1}{\frac{1}{10100} + \frac{0{,}0012}{16} + \frac{1}{6470}} = 3040 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

С учетом постепенного отложения пригара уменьшаем эту величину при расчете до $k_п = 2800$ Вт/(м^2·°С), чтобы обеспечить устойчивую работу пастеризатора.

Секция охлаждения молока водой

Для стороны нагревания воды

$$\alpha_2 = \frac{0{,}57}{0{,}0059} \cdot 0{,}1 \cdot 1780^{0{,}7} \cdot 10{,}2^{0{,}43} 1{,}05 = 5170 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Для стороны охлаждения молока

$$\alpha_1 = \frac{0{,}466}{0{,}0059} 0{,}1 \cdot 1135^{0{,}7} \cdot 18^{0{,}43} 0{,}95 = 3570 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_в = \frac{1}{\frac{1}{3570} + \frac{0{,}0012}{16} + \frac{1}{5170}} = 1830 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Секция охлаждения молока ледяной водой
Для стороны нагревания воды

$$\alpha_2 = \frac{0,557}{0,0059} \cdot 0,1 \cdot 2880^{0,7} \cdot 12,9^{0,43} 1,05 = 7820 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Для стороны охлаждения молока

$$\alpha_1 = \frac{0,455}{0,0059} \; 0,1 \cdot 960^{0,7} \cdot 24^{0,43} \cdot 0,95 = 3520 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_л = \frac{1}{\frac{1}{3520} + \frac{0,0012}{16} + \frac{1}{7820}} = 2050 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

7 *Расчет рабочих поверхностей секции числа пластин и числа пакетов*

Секция рекуперации тепла
Рабочая поверхность секции

$$F_{рек} = \frac{Gc_м(t_2 - t_1)}{k_{рек}\Delta\bar{t}_{рек}} = \frac{1,4 \cdot 3880(65 - 4)}{2180 \cdot 11} = 13,4 \text{ м}^2.$$

Число пластин в секции

$$n_{рек} = \frac{F_{рек}}{F_1} = \frac{13,4}{0,2} = 67.$$

Число пакетов X определяем, зная число каналов в пакетах $m = 4$ (получено выше):

$$X_{рек} = \frac{n_{рек}}{2m} = \frac{67}{2 \cdot 4} = 8,35.$$

Принимаем $X_{рек} = 8$ пакетов.
Секция пастеризации молока
Рабочая поверхность секции равна

$$F_п = \frac{G_1c_м(t_3 - t_2)}{k_п\Delta\bar{t}_п} = \frac{1,4 \cdot 3880(76 - 65)}{2800 \cdot 6,3} = 3,48 \text{ м}^2.$$

Число пластин в секции

$$n_п = \frac{F_п}{F_1} = \frac{3,48}{0,2} = 17,4.$$

Число пакетов в секции на стороне молока

$$X_п = \frac{n_п}{2m} = \frac{17,4}{2 \cdot 4} = 2,17.$$

Принимаем $X_п = 2$ пакета.
Секция охлаждения водой
Рабочая поверхность секции

$$F_в = \frac{G_1c_м(t_4 - t_5)}{k_в\Delta\bar{t}_в} = \frac{1,4 \cdot 3880(15 - 10)}{1830 \cdot 3,5} = 4,25 \text{ м}^2.$$

Число пластин в секции

$$n_в = \frac{F_в}{F_1} = \frac{4,25}{0,2} = 21,25.$$

Число пакетов в секции

$$X_в = \frac{n_в}{2m} = \frac{21,25}{2,4} = 2,67.$$

Если число пакетов в результате расчета оказывается дробным, то следует решить вопрос или об увеличении числа пакетов до ближайшего большего числа, или об уменьшении числа каналов в пакетах данной секции.

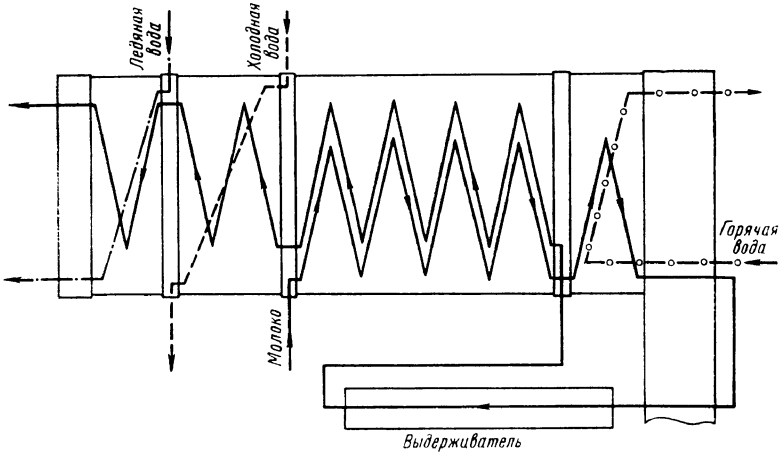


Рис. 120. Схема компоновки четырехсекционного теплообменника

При уменьшении числа каналов скорость потока увеличится, что следует учесть при определении потребного напора.

На теплопередаче уменьшение числа каналов скажется незначительно в сторону увеличения и его можно не учитывать.

В нашем случае сохраним компоновку пакетов и округлим полученное значение до $X_в = 3$ пакета.

Небольшой запас рабочей поверхности, полученный вследствие округления числа пакетов до ближайшего большего числа, компенсирует снижение среднего температурного напора при смешанном потоке.

Секция охлаждения ледяной водой

Рабочая поверхность секции

$$F_л = \frac{G_1 c_м (t_5 - t_6)}{k_л \Delta \bar{t}_л} = \frac{1,4 \cdot 3880 (10-4)}{2050 \cdot 5} = 3,18.$$

Число пластин в секции

$$n_л = \frac{F_л}{F_1} = \frac{3,18}{0,2} = 15,9.$$

Число пакетов будет равно

$$X_л = \frac{n_л}{2m} \frac{15,9}{2 \cdot 4} = 1,99.$$

Принимаем $X_л = 2$ пакета

Зная для всех секций значения X и m, принимаем следующую компоновку секций аппарата:

секция рекуперации $\dfrac{4+4+4+4+4+4+4+4+4+4}{4+4+4+4+4+4+4+4+4+4}$

секция пастеризации $\dfrac{4+4}{8}$

секция охлаждения водой $\dfrac{4+4+4}{12}$

секция охлаждения ледяной водой $\dfrac{4+4}{8}$

По этим данным может быть построена компоновочная схема пластинчатого аппарата, показанная на рис. 120, которая служит основой дальнейшей проектной и конструктивной разработки.

8. Контрольный расчет общего гидравлического сопротивления аппарата

Так как приведенный расчет пластинчатого аппарата включает определение на начальной стадии наибольшей скорости продукта по допустимому гидравлическому сопротивлению, то общее гидравлическое сопротивление аппарата должно быть близким по величине к принятому допустимому значению.

Отклонения могут быть лишь в результате того, что в расчете были допущены усреднения некоторых параметров и округлены число каналов и число пакетов в ту или другую сторону.

Для проверки этого отклонения и соответствия фактического гидравлического сопротивления допустимому в заключение следует сделать контрольный расчет общих гидравлических сопротивлений по тракту движения продукта.

Кроме того, необходимо вычислить гидравлические сопротивления для рабочих жидкостей.

Гидравлическое сопротивление для каждой секции определяют по формуле

$$\Delta P = \xi \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho w^2}{2} X.$$

Сделаем такой расчет для всех секций, учитывая, что для принятого типа пластин коэффициент сопротивления единицы относительной длины канала определяется выражением (85):

$$\xi = 11{,}2\mathrm{Re}^{-0{,}25}.$$

Секция рекуперации тепла ($X = 8$)

Для потока холодного нагреваемого молока при $\mathrm{Re}'_{рек} = 2080$

$$\xi'_{рек} = 11{,}2 \cdot 2080^{-0{,}25} = 1{,}67.$$

Гидравлическое сопротивление секции рекуперации на стороне холодного молока

$$\Delta P'_{рек} = \xi'_{рек} \frac{L_п}{d_э} \frac{\rho w^2}{2} X = 1{,}67 \frac{0{,}8}{0{,}0059} \cdot \frac{1023 \cdot 0{,}423^2 \cdot 8}{2} = 165 \text{ кПа}.$$

Для потока горячего охлаждаемого молока при $\mathrm{Re}''_{рек} = 2710$

$$\xi''_{рек} = 11{,}2 \cdot 2710^{-0{,}25} = 1{,}55.$$

Гидравлическое сопротивление секции рекуперации на стороне горячего молока

$$\Delta P''_{\text{рек}} = 1{,}55\,\frac{0{,}8}{0{,}0059}\,\frac{1019\cdot 0{,}423^2\cdot 8}{2} = 153\ \text{кПа}.$$

Секция пастеризации молока ($X = 2$)
Для потока пастеризуемого молока при $\text{Re}_{\text{п}} = 4030$ находим

$$\xi_{\text{п}} = 11{,}2\cdot 4030^{-0{,}25} = 1{,}41.$$

Сопротивление секции

$$\Delta P_{\text{п}} = 1{,}41\,\frac{0{,}8}{0{,}0059}\cdot\frac{1006\cdot 0{,}423^2\cdot 2}{2} = 36{,}4\ \text{кПа}.$$

Секция охлаждения молока водой ($X = 3$)
Для потока охлаждаемого молока при $\text{Re}_{\text{в}} = 1135$ получим

$$\xi_{\text{в}} = 11{,}2\cdot 1135^{-0{,}25} = 1{,}93.$$

Сопротивление секции составит

$$\Delta P_{\text{в}} = 1{,}93\,\frac{0{,}8}{0{,}0059}\,\frac{1031\cdot 0{,}423^2\cdot 3}{2} = 72\ \text{кПа}.$$

Секция охлаждения молока ледяной водой ($X = 2$)
Для потока молока при $\text{Re}_{\text{л}} = 960$ получим

$$\xi_{\text{л}} = 11{,}2\cdot 960^{-0{,}25} = 2{,}01.$$

Сопротивление секции будет равно

$$\Delta P_{\text{л}} = 2{,}01\,\frac{0{,}8}{0{,}0059}\,\frac{1032\cdot 0{,}423^2\cdot 2}{2} = 50{,}3\ \text{кПа}.$$

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по линии движения молока составит

$$\Delta P = \Delta P'_{\text{рек}} + \Delta P''_{\text{рек}} + \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{в}} + \Delta P_{\text{л}} =$$
$$= (165 + 153 + 36{,}4 + 72 + 50{,}3) = 476{,}7\ \text{кПа} \approx 0{,}48\ \text{МПа}.$$

Расчет показывает, что распределение сопротивлений по секциям несколько отличается от полученного предварительно в первом приближении, однако общее сопротивление близко к исходному допустимому гидравлическому сопротивлению 0,5 МПа.

При получении значительных отклонений в меньшую сторону конструктор имеет возможность внести изменение в компоновку секции путем увеличения числа пакетов (сначала на 1) при одновременном уменьшении числа каналов (также на 1) в пакетах одной из секций аппарата при сохранении общего числа пластин этой секции.

При отклонении в большую сторону следует при сохранении числа пакетов увеличить в одном или нескольких пакетах число каналов на 1 и уравнять таким путем гидравлическое сопротивление с допустимым по условию.

Подобным же образом можно определить гидравлические сопротивления каналов горячей, холодной и ледяной воды.

Опыт показывает, что в комбинированных аппаратах гидравлические сопротивления по стороне рабочих жидкостей значительно меньше сопротивлений по стороне основного продукта. Поэтому результаты расчета этих сопротивлений не приводят к необходимости перекомпоновки аппарата.

ПОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

При поверочных расчетах теплообменных аппаратов их конструктивные данные: размеры рабочей поверхности, сечение каналов и определяющие размеры должны быть известны. Кроме того, задают состояние рабочих сред (пар, жидкость, газ), их расходы и начальные температуры.

Целью поверочного расчета обычно является:

а) определение конечной (или начальной) температуры нагреваемой или охлаждаемой рабочей среды;

б) определение тепловой нагрузки аппарата Q, если заданы температурные условия его работы.

Определение конечных температур рабочих сред при работе теплообменника в условиях прямотока или противотока можно выполнить аналитическим или графо-аналитическим методом.

Аналитический метод определения конечных температур

В случае теплопередачи без изменения агрегатного состояния конечные температуры сред на выходе из аппарата можно определить, если известно ориентировочно значение среднего вдоль поверхности коэффициента теплопередачи по следующим формулам:

а) **при прямотоке**

Для горячей жидкости с водяным эквивалентом $W_1 = G_1 c_1$ перепад температур

$$\delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2') \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1 + \frac{W_1}{W_2}}. \qquad (215)$$

Для холодной жидкости с водяным эквивалентом $W_2 = G_2 c_2$ перепад температур

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1 + \frac{W_1}{W_2}}. \qquad (216)$$

Принято обозначать

$$\frac{1-e^{-\left(1+\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1+\frac{W_1}{W_2}}=\Pi, \qquad (217)$$

где

$$\Pi=f\left(\frac{kF}{W_1};\ \frac{W_1}{W_2}\right).$$

Эта замена дает возможность придать формулам (215) и (216) следующий вид:

$$\delta t_1=t_1'-t_1''=(t_1'-t_2')\,\Pi; \qquad (218)$$

$$\delta t_2=t_2''-t_2'=(t_1'-t_2')\,\frac{W_1}{W_2}\,\Pi. \qquad (219)$$

Значение функции П приведено в табл. 6.

Таблица 6

Значение функции П в формулах (218) и (219)

$\frac{W_1}{W_2}$	kF/W_1							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	0,99
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,84	0,91	0,95
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,81	0,89	0,91
0,20	0,033	0,10	0,27	0,38	0,58	0,76	0,81	0,83
0,50	0,033	0,10	0,26	0,35	0,52	0,63	0,66	0,67
1,0	0,033	0,09	0,25	0,32	0,43	0,49	0,50	0,50
2,0	0,033	0,09	0,21	0,26	0,32	0,33	0,33	0,33
5,0	0,032	0,08	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,17
10,0	0,028	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,009	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

После определения температурных перепадов δt_1 и δt_2 могут быть определены и конечные температуры рабочих сред:

б) при противотоке

Для горячей жидкости с водяным эквивалентом W_1 перепад температур

$$\delta t_1=t_1'-t_1''=(t_1'-t_2')\,\frac{1-e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1-\frac{W_1}{W_2}\,e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}, \qquad (220)$$

или

$$\delta t_1 = t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2')\, Z, \qquad (221)$$

где

$$Z = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}. \qquad (222)$$

Для холодной рабочей среды с водяным эквивалентом W_2 перепад температур

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2')\frac{W_1}{W_2}\,\frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}, \qquad (223)$$

или

$$\delta t_2 = t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2')\frac{W_1}{W_2}\, Z. \qquad (224)$$

Значение функции Z приведено в табл. 7.

Таблица 7

Значение функции Z в формулах (223) и (224)

$\frac{W_1}{W_2}$	kF/W_1							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,94	1,00
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,85	0,94	1,00
0,20	0,033	0,10	0,28	0,38	0,60	0,83	0,93	1,00
0,50	0,033	0,10	0,26	0,36	0,57	0,78	0,89	1,00
1,0	0,033	0,10	0,25	0,34	0,51	0,68	0,77	1,00
2,0	0,033	0,09	0,23	0,29	0,39	0,46	0,49	0,50
5,0	0,032	0,08	0,16	0,18	0,20	0,20	0,20	0,20
10,0	0,028	0,06	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

При теплопередаче с изменением агрегатного состояния одной из рабочих сред. При обогревании конденсирующимся паром либо при кипении одной из рабочих сред прямоток и противоток равнозначны.

Конечную температуру среды, не изменяющей своего агрегатного состояния, определяют по формуле

$$t_2'' = t_1 - (t_1 - t_2')\,e^{-\frac{kF}{W_2}}, \qquad (225)$$

где t_1 — постоянная температура конденсации (кипения).

При равенстве водяных эквивалентов рабочих сред. Равенство водяных эквивалентов наблюдается в рекуператорах тепла, для которых

$$W_1 \approx W_2 = W.$$

В зависимости от прямотока или противотока конечные температуры для рекуператоров можно определить по формулам:

а) для прямотока

$$t_1'' = \frac{t_1' + t_2'}{2} + \frac{t_1' - t_2'}{2}\,e^{\frac{-2kF}{W}}; \qquad (226)$$

$$t_2'' = \frac{t_1' + t_2'}{2} - \frac{t_1' - t_2'}{2}\,e^{\frac{-2kF}{W}}; \qquad (227)$$

б) для противотока

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2')\,\frac{1}{1 + \frac{W}{kF}}; \qquad (228)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2')\,\frac{1}{1 + \frac{W}{kF}}. \qquad (229)$$

Обычно значение коэффициента теплопередачи неизвестно и им приходится задаваться. Точно определить значение коэффициента теплопередачи, не зная конечных температур теплоносителей, нельзя.

Для получения результатов с требуемой точностью поверочный расчет необходимо вести по методу последовательных приближений.

Пользуясь приведенными формулами, можно рассчитать не только конечные, но и промежуточные температуры для любой точки x, подставляя вместо F соответствующую величину F_x (например, для середины аппарата $F/2$ и пр.).

Вычисление промежуточных температур позволяет построить график изменения температуры рабочей среды вдоль поверхности.

Применим метод расчета конечных температур для решения в общем виде одной задачи, весьма важной для практики проектирования пластинчатых аппаратов.

Допустим, что необходимо спроектировать секцию нагревания или охлаждения комбинированного пластинчатого аппарата,

которая со стороны продукта скомпонована в два последовательно соединенных пакета, а со стороны второй рабочей среды в один пакет, как это показано на рис. 121.

Выявим относительные преимущества и недостатки двух вариантов компоновок *а* и *б*, если при одной из них прямоточный пакет является первым на пути движения продукта, а противоточный — вторым, а при другой — наоборот.

Заметим, что при такой компоновке вторая (горячая) рабочая среда в обоих пакетах имеет одну и ту же начальную температуру t_1' и оба пакета обогреваются независимо один от

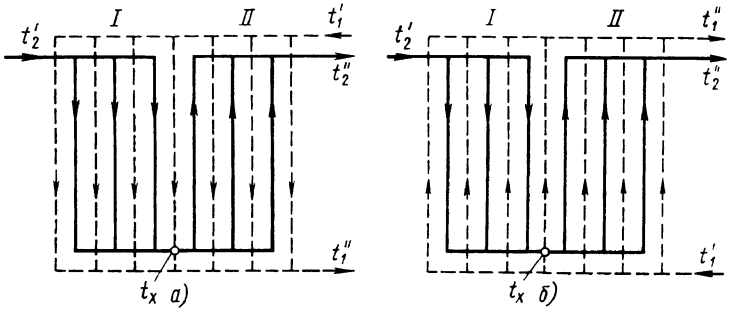


Рис. 121. Двухпакетная компоновка секции с прямотоком в первом (а) и во втором (б) пакете

другого. Горячая рабочая среда распределяется между пакетами поровну и не смешивается.

Для ответа на поставленный вопрос следует определить конечные перепады температур для продукта при том и другом варианте схемы и сопоставить между собой. Вариант, позволяющий получить большой перепад, очевидно, будет лучшим.

Решение задачи рассмотрим в общем виде для случая, когда аппарат является нагревателем.

Обозначим промежуточную температуру продукта в конце первого пакета t_x, а расчет перепадов температур выполним по зонам.

Вариант а (см. рис. 121, *а*).

Перепад температур продукта в первом пакете при прямотоке

$$\delta t_2' = (t_1' - t_2')\frac{W_1}{W_2}\,\text{П}.$$

Температура продукта в конце первого пакета

$$t_x = t_2' + \delta t_2' = t_2' + (t_1' - t_2')\frac{W_1}{W_2}\,\text{П}.$$

Эта температура является начальной температурой продукта для второго пакета.

Перепад температур продукта во втором пакете при противотоке

$$\delta t_2 = (t_1' - t_x') \frac{W_1}{W_2} Z.$$

Подставляя значение t_x, получим

$$\delta t_2'' = \left[t_1' - t_2' - (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \Pi \right] \frac{W_1}{W_2} Z.$$

Общий перепад температур продукта в обоих пакетах

$$\delta t = \delta t_2' + \delta t_2'' =$$

$$= (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \Pi + \left[t_1' - t_2' - (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \Pi \right] \frac{W_1}{W_2} Z.$$

Окончательно получим, что при работе по схеме *а*

$$\delta t = (t_1' - t_2') \left(\Pi - \frac{W_1}{W_2} \Pi Z + Z \right) \frac{W_1}{W_2}. \qquad (230)$$

Вариант б (см. рис. 121, *б*).

Перепад температур продукта в первом пакете при противотоке

$$\delta t_2' = (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z.$$

Температура продукта в конце первого пакета

$$t_x = t_2' - \delta t_2' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z.$$

Перепад температур продукта во втором пакете при прямотоке

$$\delta t_2'' = (t_1' - t_x) \frac{W_1}{W_2} \Pi.$$

Подставляя значение t_x, получим

$$\delta t_2'' = \left[t_1' - t_2' - (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z \right] \frac{W_1}{W_2} \Pi.$$

Общий перепад температур продукта в обоих пакетах

$$\delta t = \delta t_2' + \delta t_2'' = (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z + \left[t_1' - t_2' - (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} Z \right] \frac{W_1}{W_2} \Pi.$$

Соответственно при работе по схеме *б* общий перепад температур продукта равен

$$\delta t = (t_1' - t_2') \left(\Pi - \frac{W_1}{W_2} \Pi Z \cdot Z \right) \frac{W_1}{W_2}. \qquad (231)$$

Сопоставляя между собой результаты определения δt согласно выражениям (230) и (231), убеждаемся в их идентичности.

Следовательно, конечная температура нагревания продукта при рассмотренных вариантах компоновки секции не зависит от порядка чередования прямотока и противотока и обе схемы двухпакетной компоновки равноценны в отношении эффективности работы нагревателя при любых отношениях водяных эквивалентов и значениях параметров $\frac{kF}{W}$.

Такой же вывод может быть аналогично сделан и для случая, когда аппарат является охладителем.

Обращает внимание то, что промежуточная температура продукта t_x при работе аппарата по схемам *а* и *б* не одинакова — при первом варианте нагревателя она ниже, чем при втором.

Рассматривая варианты компоновок с бо́льшим числом пакетов со стороны продукта, видим, что при четном числе пакетов порядок чередования пакетов с прямотоком и противотоком не играет роли и может быть выбран любым, как и при двух пакетах.

При нечетном числе пакетов со стороны продукта предпочтителен порядок, при котором первый и последний пакеты являются противоточными, однако при многопакетной схеме его преимущества будут выражены незначительно ввиду общего противотока.

При компоновке секции в несколько пакетов со стороны рабочей жидкости преимущества имеют схемы с общим противотоком.

При этом для каждого пакета со стороны рабочей жидкости остаются справедливыми выводы о возможном влиянии порядка чередования пакетов при их четном или нечетном числе.

Определение конечных температур может служить важным средством анализа работы пластинчатых аппаратов, позволяющим получить объективные данные для сравнительных оценок различных решений.

Рассмотрим его применение для выявления влияния смешанного тока на расчетный средний температурный напор на примере, основанном на данных, характерных для работы пластинчатых теплообменников пищевой промышленности.

Пример

Установить и сравнить эффективность действия двухпакетного охладителя для молока при трех вариантах его компоновки (рис. 122).

Молоко охлаждают артезианской водой, расход которой одинаков для всех вариантов аппарата. При варианте *а* аппарат работает на смешанном токе, при варианте *б* — на общем противотоке и при варианте *в* — на раздельном для обоих пакетов противотоке. Исходные данные для расчета всех вариантов следующие:

производительность аппарата (по молоку) $G_1 = 0{,}833$ кг/с = $= (3000$ кг/ч)

подача холодной воды $G_2 = 1{,}666$ кг/с = $= (6000$ кг/ч)

рабочая поверхность секции	$F = 2{,}4$ м^2
» » пакета	$F_п = 1{,}2$ м^2
коэффициент теплопередачи	$k = 2090$ Вт/(м^2·°С)
начальная температура молока	$t_1' = 25$°С
начальная температуры воды	$t_2' = 7$°С
удельная теплоемкость молока	$c_1 = 3880$ Дж/(кг·°С)

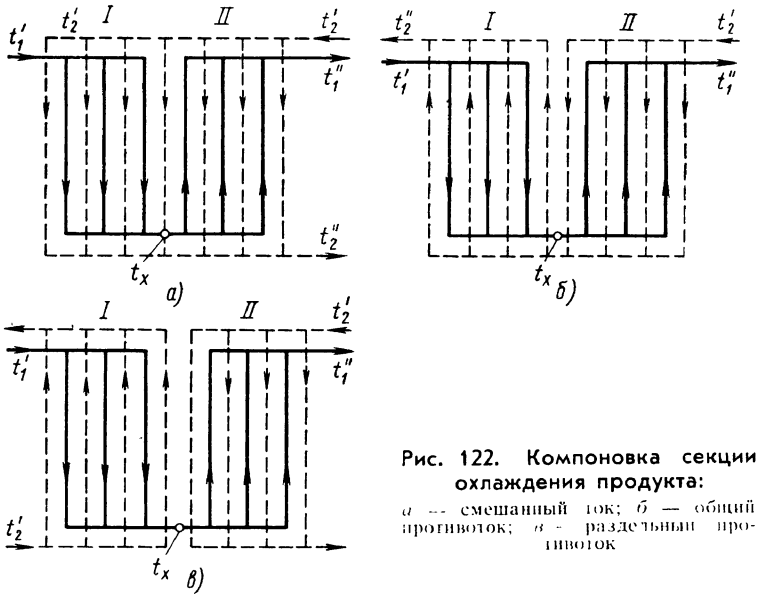


Рис. 122. Компоновка секции охлаждения продукта:

а — смешанный ток; *б* — общий противоток; *в* — раздельный противоток

Решение

Последовательность расчетов для каждого варианта следующая:

1) определение промежуточной температуры t_x;

2) определение конечной температуры молока t_1'' и перепада температур δt_1,

3) вычисление тепловой нагрузки Q;

4) вычисление относительного значения расчетного температурного напора.

Вариант *а*

Вода распределяется между двумя пакетами поровну, поэтому

$$W_2 = \frac{G_2 c_2}{2}.$$

Для каждого пакета отношение водяных эквивалентов равно

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{2G_1 c_1}{G_2 c_2} = \frac{2 \cdot 0{,}833 \cdot 3880}{1{,}666 \cdot 4186} = 0{,}93.$$

Определяем второй исходный параметр для пакета

$$\frac{kF_1}{W_1} = \frac{2090 \cdot 1{,}2}{0{,}833 \cdot 3880} = 0{,}774.$$

Вычисляем функции П и Z по формулам (217) и (222):

$$\Pi = \frac{1-e^{-\left(1+\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1+\frac{W_1}{W_2}} = \frac{1-2{,}718^{-(1+0{,}93)0{,}774}}{1+0{,}93} = 0{,}402;$$

$$Z = \frac{1-e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF_1}{W_1}}}{1-\frac{W_1}{W_2}e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF_1}{W_1}}} = \frac{1-2{,}718^{-(1-0{,}93)0{,}774}}{1-0{,}93\cdot 2{,}718^{-(1-0{,}93)0{,}774}} = 0{,}441.$$

Первый пакет работает на прямотоке, поэтому

$$\delta t_1' = (t_1' - t_2')\,\Pi = (25-7)0{,}402 = 7{,}23^\circ\text{ C};$$

$$t_x = t_1' - \delta t_1 = 25 - 7{,}23 = 17{,}77^\circ\text{ C}.$$

Второй пакет работает на противотоке при начальной температуре молока t_x, поэтому

$$\delta t_1'' = (t_x - t_2')\,Z = (17{,}77-7)0{,}441 = 4{,}74^\circ\text{ C}.$$

Конечная температура молока

$$t_1'' = t_x - \delta t_1'' = 17{,}77 - 4{,}74 = 13{,}03^\circ\text{ C}.$$

Общий перепад температур для молока

$$\delta t_1 = \delta t_1' + \delta t_1'' = 7{,}23 + 4{,}74 = 11{,}97^\circ\text{ C}.$$

Тепловая нагрузка охладителя при работе по схеме *а*

$$Q_a = W_1 \delta t_1 = 0{,}833\cdot 3880\cdot 11{,}97 = 3{,}89\cdot 10^4\ \text{Дж/с}.$$

Средний расчетный температурный напор для всего аппарата

$$\overline{\Delta t}_{(a)} = \frac{Q_a}{kF} = \frac{3{,}89\cdot 10^4}{2090\cdot 2{,}4} = 7{,}76^\circ\text{ C}.$$

Вариант *б*

Вода в полном количестве проходит через оба пакета последовательно. Коэффициент теплопередачи принят постоянным для всех вариантов схемы, чтобы исключить влияние его изменения на результаты анализа. Расчет можно вести без определения промежуточной температуры t_x, определяя сразу общий перепад температур молока.

Отношение водяных эквивалентов равно

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = \frac{0{,}833\cdot 3880}{1{,}666\cdot 4186} = 0{,}465.$$

Второй исходный параметр для аппарата равен

$$\frac{kF}{W} = \frac{2090\cdot 2{,}4}{0{,}833\cdot 3880} = 1{,}548.$$

Вычисляем функцию Z для противотока

$$Z=\frac{1-e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}{1-\frac{W_1}{W_2}e^{-\left(1-\frac{W_1}{W_2}\right)\frac{kF}{W_1}}}=\frac{1-2{,}718^{-(1-0{,}465)1{,}548}}{1-0{,}465\cdot 2{,}718^{-(1-0{,}465)1{,}548}}=0{,}706.$$

Общий перепад температур для молока при противотоке

$$\delta t_1=\left(t_1'-t_2'\right)Z=(25-7)0{,}706=12{,}70^\circ\text{ C}.$$

Конечная температура молока

$$t_1''=t_1'-\delta t_1=25-12{,}71=12{,}29^\circ\text{ C}.$$

Тепловая нагрузка охладителя при работе по схеме *б*

$$Q_б=W_1\delta t_1=0{,}833\cdot 3880\cdot 12{,}70=4{,}13\cdot 10^4\text{ Дж/с}.$$

Средний расчетный температурный напор для аппарата

$$\overline{\Delta t}_{(б)}=\frac{Q_б}{kF}=\frac{4{,}13}{2090\cdot 2{,}4}=8{,}26^\circ\text{ C}.$$

Вариант *в*

Вода распределяется между двумя пакетами поровну, поэтому водяной эквивалент W_2 определяем, как в варианте *а*, и расчет ведем раздельно по пакетам

$$\frac{W_1}{W_2}=0{,}93;\quad \frac{kF_1}{W_1}=0{,}774.$$

Функция Z также соответствует условиям варианта *а*:

$$Z=0{,}441.$$

Перепад температур молока $\delta t_1'$ в первом пакете

$$\delta t_1'=\left(t_1'-t_2'\right)Z=(25-7)0{,}441=7{,}93^\circ\text{ C}.$$

Промежуточная температура молока

$$t_x=t_1'-\delta t_1=25-7{,}93=17{,}07^\circ\text{ C}.$$

Второй пакет также работает на противотоке, но при начальной температуре молока t_x.

Вычисляем перепад температур молока во втором пакете

$$\delta t_1''=\left(t_x-t_2'\right)Z=(17{,}07-7)0{,}441=4{,}77^\circ\text{ C}.$$

Конечная температура молока

$$t_1''=t_x-\delta t_1''=17{,}07-4{,}77=12{,}30^\circ\text{ C}.$$

Общий перепад температур для молока

$$\delta t_1=\delta t_1'-\delta t_1''=7{,}93+4{,}77=12{,}70^\circ\text{ C}.$$

Полученный перепад совпадает с перепадом температур молока для схем *б*, поэтому

$$Q_в=Q_б=4{,}13\cdot 10^4\text{ Дж/с};$$

$$\Delta t_{(в)}=8{,}26^\circ\text{ C}.$$

Результаты проведенного сопоставления очень важны в практическом отношении. Сопоставление вариантов *а* и *б* достаточно типичных и часто встречающихся в практике конструирования секции охлаждения и нагревания позволяет сделать вывод, что они мало отличаются в отношении эффективности один от другого. Поправочный коэффициент ψ при вычислении среднего температурного напора для варианта *а* может быть принят в соответствии с результатами расчета:

$$\psi = \frac{\overline{\Delta t}_{(а)}}{\overline{\Delta t}_{(б)}} = \frac{7,76}{8,26} = 0,94.$$

Вариант *в* обычно не встречается в пластинчатых аппаратах, тем не менее результаты его сопоставления с вариантом *б* весьма примечательны.

Графо-аналитический метод расчета теплообменных аппаратов

Этот метод основан на использовании понятий эффективности теплообменника ε и числа единиц переноса тепла N, введенных в практику расчетов Кейсом В.

Эффективностью теплообменника называют отношение

$$\varepsilon = \frac{\delta t}{t_1' - t_2'}, \qquad (232)$$

где δt — температурный перепад среды, имеющей меньший водяной эквивалент. Заметим, что для рекуперационных секций пластинчатых аппаратов при $W_1 \approx W_2$ значение эффективности теплообменника совпадает со значением коэффициента рекуперации, определенным по формуле (196).

Число единиц переноса тепла или, по определению Белоконя Н. Н., показатель теплопередачи определяется так:

$$N = \frac{kF}{W_{\min}}, \qquad (233)$$

где $W_{\min}$ — меньший из водяных эквивалентов двух теплообменивающихся сред.

Количество теплоты Q, переданной в теплообменнике от одной рабочей среды к другой, можно выразить на основе отношения (232) уравнением

$$Q = W_{\min}(t_1' - t_2')\,\varepsilon, \qquad (234)$$

где t_1' — начальная температура горячей рабочей среды в °С;

t_2' — начальная температура холодной рабочей среды в °С.

Произведение $W_{\min}(t_1' - t_2')$ представляет собой теоретически предельное количество теплоты, которое могло бы быть отдано в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи.

Эффективность теплообменника отражает реальные условия теплопередачи и в практике всегда $\varepsilon < 1$.

Можем написать

$$\varepsilon = \frac{Q}{(t_1' - t_2')W_{\min}}, \tag{235}$$

где ε и N — безразмерные характеристики, находящиеся в определенной взаимосвязи, зависящей от характера относительного движения рабочих сред.

В общем виде

$$\varepsilon = f\left(N, \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right). \tag{236}$$

В таком виде эта функция выражается следующими уравнениями:

а) при противотоке

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N\left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} e^{-N\left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}; \tag{237}$$

б) при прямотоке

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N\left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}}. \tag{238}$$

Интересно, что при $W_{\max} \gg W_{\min}$, т. е. в условиях, когда $W_{\min}/W_{\max} \to 0$, в обоих случаях получим

$$\varepsilon = 1 - e^{N}, \tag{239}$$

т. е. эффективность прямотока и противотока одинакова. Эта зависимость справедлива, если один из теплоносителей имеет температуру, неизменную вдоль поверхности теплопередачи (кипение, конденсация и т. п.).

В практических расчетах удобно использовать графические формы представления зависимостей $\varepsilon = f(N, W_{\min}/W_{\max})$ в различных случаях относительного движения рабочих сред.

Такие зависимости представлены на графиках на рис. 123—128.

По этим графикам можно находить значения ε, N, W по двум известным, которые определяются из заданных условий.

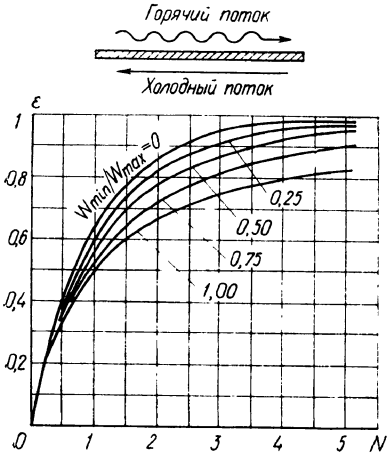


Рис. 123. Зависимость ε от N для теплообменника при противотоке

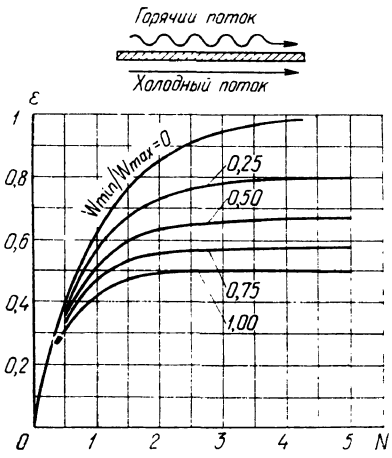
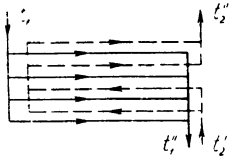


Рис. 124. Зависимость ε от N для теплообменника при прямотоке



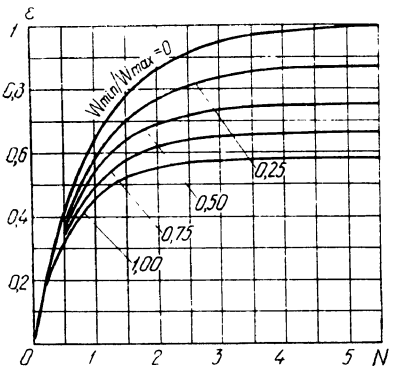
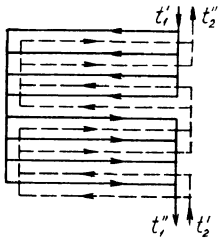


Рис. 125. Зависимость ε от N для теплообменника со смешанным током по схеме 1—2



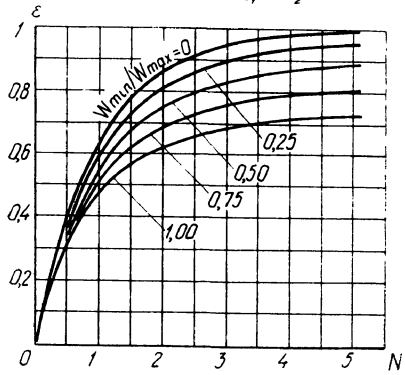


Рис. 126. Зависимость ε от N для теплообменника со смешанным током по схеме 2—4

В графо-аналитическом методе существует необходимость предварительного определения коэффициента теплопередачи k при заданных расходах рабочих сред.

С целью облегчения решения этой задачи для теплообменника заданной конструкции, на основании имеющегося критериального уравнения теплоотдачи, строят график зависимости коэффициента теплоотдачи от скорости движения теплоносителя

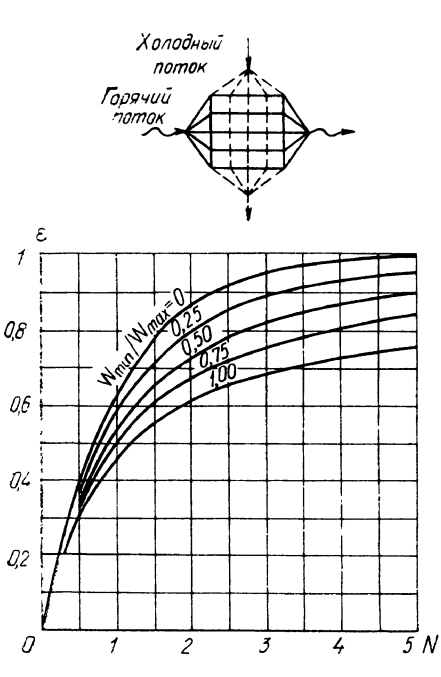


Рис. 127. Зависимость ε от N для перекрестно-точного теплообменника с обоими неперемешиваемыми потоками

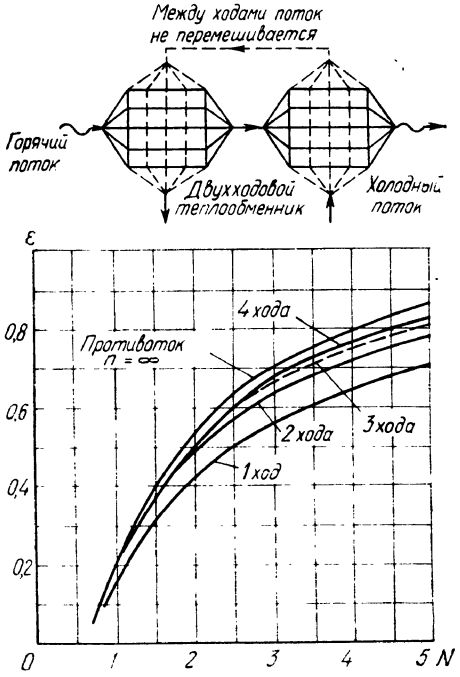


Рис. 128. Зависимость ε от N для многоходового перекрестно-точного теплообменника

$\alpha = \varphi(w)$. При этом физические параметры теплоносителя берут при температуре, выбранной за определяющую.

На рис. 129 и 130 приведены такие графики для поверхности теплообмена из пластин с гофрами в елочку при работе на воде в качестве эталонной среды.

Для определения коэффициента $\alpha_р$, соответствующего заданному (расчетному) режиму теплообмена, необходимо взять по графику значение α для заданной скорости потока и вычислить поправку A в тех случаях, когда физические параметры расчетной и эталонной жидкости различны:

$$\alpha_р = \alpha A, \qquad (240)$$

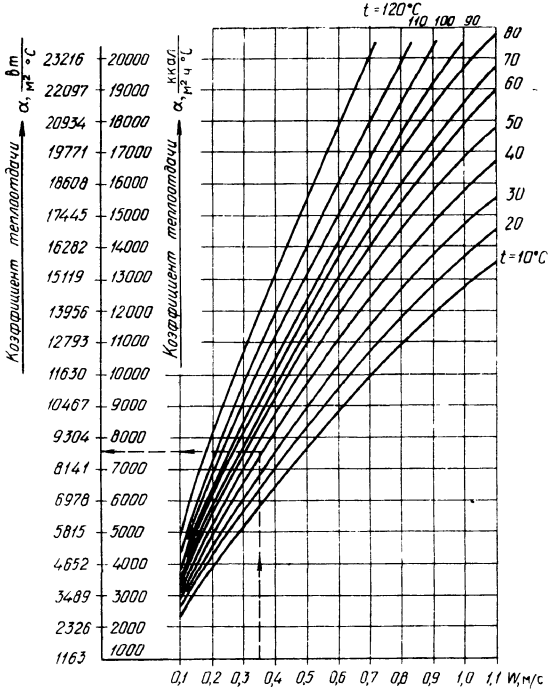


Рис. 129. Зависимость коэффициента теплоотдачи для воды от скорости потока при различных температурах для пластин типа в елочку «ПР-0,5» и «ПР-0,3»

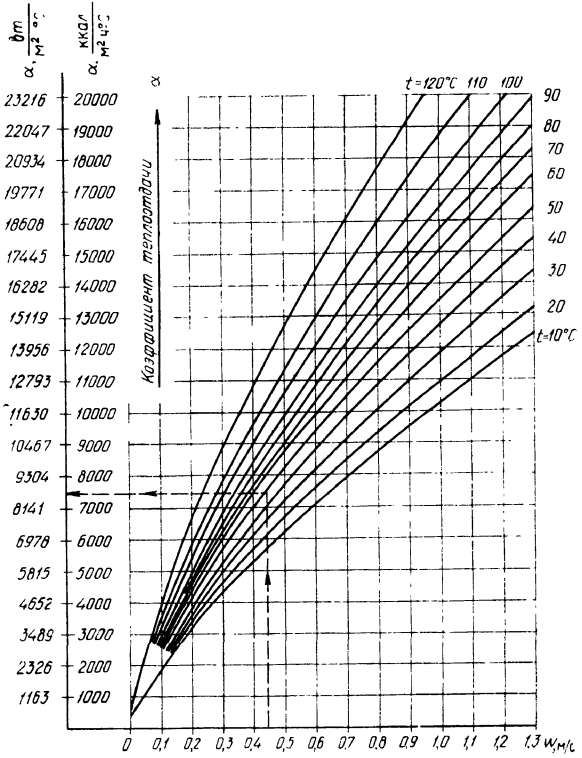


Рис. 130. Зависимость коэффициента теплоотдачи воды от скорости потока при различных температурах для пластин «П-2» (IV-0,2) с горизонтальными гофрами

где

$$A = \frac{\alpha_р}{\alpha} = \frac{\lambda_р}{\lambda}\left(\frac{\nu}{\nu_р}\right)^n (\mathrm{Pr}_р/\mathrm{Pr})^m, \qquad (241)$$

n и m — показатели степени в критериальном уравнении теплоотдачи (см. гл. IV).

Определив значение $\alpha_р$ для обеих рабочих сред, обычным путем определяют коэффициент теплопередачи.

Определение конечных температур рабочих сред по второму методу (с использованием зависимости между ε и N) производят в следующем порядке:

1) по графику зависимости $\alpha = \varphi(w)$ находят α_1 и α_2 и вычисляют k;

2) вычисляют по исходным данным значения N и $W = \frac{W_{min}}{W_{max}}$;

3) по графику зависимости $\varepsilon = f\left(\frac{W_{min}}{W_{max}}, N\right)$, по значениям N и W находят ε;

4) определяют тепловую нагрузку Q по формуле (234), а затем вычисляют конечные температуры рабочих сред на основании уравнения теплового баланса

$$Q = W_1(t'_1 - t''_1) = W_2(t''_2 - t'_2);$$

5) зная все температуры рабочих сред, повторяют уточненный расчет α_1 и α_2 и уточняют конечный результат.

Рассмотрим пример поверочного расчета пластинчатого аппарата с использованием графика зависимости $\varepsilon = f(W_{min}/W_{max}, N)$ и с применением метода последовательных приближений.

Пример

Установить рациональную схему компоновки пластин и конечную температуру рабочих сред в теплообменном аппарате для подогрева раствора щелочи NaOH горячей водой при следующих параметрах аппарата и процесса:

поверхность теплообмена в аппарате	$F_а = 160$ м²
пластины сетчато-поточного «ПР-0,5» с гофрами в елочку треугольного профиля	
движение рабочих сред смешанное (противоточно-прямоточное)	
расход горячей воды через аппарат	$G_1 = 50$ кг/с = (180 т/ч)
начальная температура горячей воды	$t'_1 = 60°$ C
расход щелочи через аппарат	$G_2 = 40$ кг/с = (141 т/ч)
начальная температура щелочи	$t'_2 = 10°$ C
концентрация щелочи NaOH	30%.

Теплофизические свойства щелочи при средней температуре 30° С:

плотность	$\rho_2 = 1320$ кг/м³
удельная теплоемкость	$c_2 = 3450$ Дж/(кг·°С)
коэффициент теплопроводности	$\lambda_2 = 0{,}541$ Вт/(м·°С)
кинематическая вязкость	$\nu_2 = 2{,}65 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Теплофизические свойства горячей воды при средней температуре 47° С:

плотность	$\rho_1 = 988$ кг/м^3
удельная теплоемкость	$c_1 = 4170$ Дж/(кг·°С)
коэффициент теплопроводности	$\lambda_1 = 0{,}649$ Вт/(м·°С)
кинематическая вязкость	$\nu_1 = 0{,}556 \cdot 10^{-6}$ м^2/с

Максимально допустимое гидравлическое сопротивление:

а) по стороне горячей воды	$\Delta P_1 = 150\,000$ Па
б) по стороне нагреваемой щелочи	$\Delta P_2 = 200\,000$ Па.

Решение

Вычислим водяной эквивалент горячей воды

$$W_1 = G_1 c_1 = 50 \cdot 4170 = 208{,}5 \cdot 10^3 \text{ Вт/°С}.$$

В первом приближении зададимся конечной температурой щелочи $t_2'' = 50°$ С, тогда средняя температура щелочи

$$\bar{t}_2 = \frac{10 + 50}{2} = 30° \text{ С}.$$

Теплофизические свойства щелочи соответствуют этой температуре. Водяной эквивалент нагреваемой щелочи

$$W_2 = G_2 c_2 = 40 \cdot 3540 = 141{,}6 \cdot 10^3 \text{ Вт/°С}.$$

Сопоставим значения W_1 и W_2 и установим:

$$W_1 = 208{,}5 \cdot 10^3 = W_{\max};$$

$$W_2 = 141{,}6 \cdot 10^3 = W_{\min}.$$

Относительная величина водяных эквивалентов

$$\frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{141{,}6 \cdot 10^3}{208{,}6 \cdot 10^3} = 0{,}678.$$

Скорость движения горячей воды в каналах, обеспечивающая полное использование допустимых гидравлических сопротивлений при известной рабочей поверхности аппарата F_a, определяет по формуле

$$w_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{V_1 \Delta P_1}{F_a \rho_1 \xi_1}}, \qquad (242)$$

которая равносильна формуле (163) и получается из нее заменой

$$\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{c1}) = \frac{G_1 c_1 (t_1' - t_1'')}{F_a}.$$

Принимая для потока горячей воды ориентировочно $\xi_1 = 2{,}4$ и учитывая, что $V_1 = G_1/\rho_1 = 0{,}0509$ м^3/с, найдем

$$w_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{V_1 \Delta P_1}{F_a \rho_1 \xi_1}} = 2 \sqrt[3]{\frac{0{,}0509 \cdot 150\,000}{160 \cdot 988 \cdot 2{,}4}} = 0{,}544 \text{ м с}.$$

Конечную температуру горячей воды определим по уравнению

$$t_1'' = t_1' - \frac{W_2}{W_1} = (t_2'' - t_2) = 60 - 0{,}678 (50 - 10) = 33 \text{ °С}.$$

Уточним среднюю температуру горячей воды

$$t_1' = \frac{60 + 33}{2} = 46{,}5 \text{ °С}.$$

Определим скорость движения щелочи в каналах теплообменника, принимая $\xi_2 = 3{,}75$ и учитывая, что $V_2 = G_2/\rho_2 = 0{,}0303$ м³/с:

$$w_2 = 2\sqrt[3]{\frac{V_2\Delta P_2}{F_a\rho_2\xi_2}} = 2\sqrt[3]{\frac{0{,}0303\cdot 200\,000}{160\cdot 1320\cdot 3{,}75}} = 0{,}394 \text{ м/с}.$$

Вычислим Re:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 d_э}{\nu_1} = \frac{0{,}544\cdot 0{,}008}{0{,}556\cdot 10^{-6}} = 7830;$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 d_э}{\nu_2} = \frac{0{,}394\cdot 0{,}008}{2{,}65\cdot 10^{-6}} = 1190.$$

Проверим принятые значения коэффициента гидравлических сопротивлений по формуле (122):

$$\xi_1 = \frac{22{,}4}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} = \frac{22{,}4}{7830^{0.25}} = 2{,}41; \quad \xi_2 = \frac{22{,}4}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} = \frac{22{,}4}{1190^{0{,}25}} = 3{,}83.$$

То и другое значение достаточно близко к принятому ориентировочно.

Числа Прандтля при указанных средних температурах: $\mathrm{Pr}_1 = 3{,}8$; $\mathrm{Pr}_2 = 21{,}8$.

Определяем значение чисел Нуссельта для обеих сред по формуле

$$\mathrm{Nu} = 0{,}135\mathrm{Re}^{0{,}73}\mathrm{Pr}^{0{,}43}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0{,}25},$$

в которой примем поправку на направление теплового потока равной: при охлаждении — 0,95; при нагревании — 1,05;

$$\mathrm{Nu}_1 = 0{,}135\cdot 7830^{0{,}73}\cdot 3{,}8^{0{,}43}\cdot 0{,}95 = 153{,}5;$$

$$\mathrm{Nu}_2 = 0{,}135\cdot 1190^{0{,}73}\cdot 21{,}8^{0{,}43}\cdot 1{,}05 = 94.$$

Вычислим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{\mathrm{Nu}_1\lambda_1}{d_э} = \frac{153{,}5\cdot 0{,}649}{0{,}008} = 12\,450 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_2 = \frac{94\cdot 0{,}541}{0{,}008} = 6350 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Принимая по опытным данным термическое сопротивление слоев загрязнений с обеих сторон стенки

$$R_з = 0{,}00033 \text{ (м}^2\cdot{}^\circ\text{C)/Вт},$$

$$\delta_{ст} = 1{,}0 \text{ мм и } \lambda_{ст} = 16{,}0 \text{ Вт/(м}\cdot{}^\circ\text{C)},$$

определим коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12450} + 0{,}00033 + \frac{0{,}001}{16} + \frac{1}{6350}} = 1585 \text{ Вт/(м}^2\cdot{}^\circ\text{C)}.$$

Число единиц переноса тепла равно

$$N = \frac{F_a k}{W_{\min}} = \frac{160\cdot 1585}{141{,}6\cdot 10^3} = 1{,}79.$$

Коэффициент эффективности теплообменного аппарата ε по графику на рис. 123 равен примерно 0.7

Количество теплоты, передаваемой в теплообменном аппарате, равно

$$Q = W_{\min}(t_1' - t_2')\varepsilon = 141{,}6 \cdot 10^3 (60 - 10)\,0{,}7 = 4{,}95\ 10^6\ \text{Вт}.$$

Конечная температура воды равна

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{W_1} = 60 - \frac{4{,}95 \cdot 10^6}{208{,}5 \cdot 10^3} = 36{,}4^\circ\text{C}.$$

Конечная температура щелочи равна

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{W_2} = 10 + \frac{4{,}95 \cdot 10^6}{141{,}6 \cdot 10^3} = 45{,}0^\circ\text{C}.$$

Сопоставим принятые в начале расчета средние температуры потоков $\bar{t}_1 = 46{,}5^\circ$C и $\bar{t}_2 = 30^\circ$C с расчетными, полученными после вычисления температур:

$$\bar{t}_1 = \frac{60 + 36{,}4}{2} = 48{,}2^\circ\text{C}; \qquad \bar{t}_2 = \frac{10 + 45{,}0}{2} = 27{,}5^\circ\text{C}.$$

Из-за значительного расхождения этих величин с принятыми расчет повторяем.

Предварительно установим рациональную схему компоновки аппарата.

Общая площадь поперечного сечения каналов одного пакета
по стороне горячей воды

$$f_{\text{п}_1} = V_1/w_1 = 0{,}0509/0{,}544 = 0{,}0936\ \text{м}^2;$$

по стороне раствора щелочи

$$f_{\text{п}_2} = V_2/w_2 = 0{,}0303/0{,}394 = 0{,}077\ \text{м}^2.$$

Число каналов в одном пакете
для воды

$$m_1 = f_{\text{п}_1}/f_1 = 0{,}0936/0{,}0018 = 52;$$

для щелочи

$$m_2 = f_{\text{п}_2}/f_1 = 0{,}077/0{,}0018 = 42{,}7.$$

Последний результат округлим до $m_2 = 43$.

Число пластин в одном пакете
для воды $n_1 = 2m_1 = 2 \cdot 52 = 104$ пластины;
для щелочи $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 43 = 86$ пластин.

Поверхность теплообмена одного пакета
для воды $F_{n_1} = F_1 n_1 = 0{,}5 \cdot 104 = 52\ \text{м}^2$;
для щелочи $F_{n_2} = F_2 n_2 = 0{,}5 \cdot 86 = 43\ \text{м}^2$.

Число пакетов в аппарате
по стороне воды $X_1 = F_a/F_{n_1} = 160/52 = 3{,}08$, округляем до целого числа и принимаем $X_1 = 3$;
по стороне щелочи $X_2 = F_a/F_{n_2} = 160/43 = 3{,}72$, принимаем $X_2 = 4$ и число каналов в пакете $m_2 = 40$. Тогда общее число пластин в аппарате составит

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{160 + 2 \cdot 0{,}5}{0{,}5} = 322\ \text{пластины}.$$

Схему компоновки пластин в аппарате принимаем

$$C = \frac{54 + 53 + 53}{40 + 40 + 40 + 40}.$$

Для определения истинных скоростей потоков в каналах при данной схеме компоновки уточним площади поперечных сечений пакетов.

по стороне воды $f_{n_1} = m_1 f_1 = 53 \cdot 0{,}0018 = 0{,}0955$ м^2,

по стороне щелочи $f_{n_2} = m_2 f_1 = 40 \cdot 0{,}0018 = 0{,}072$ м^2.

Тогда для потока воды средняя скорость равна

$$\omega_1 = \frac{V_1}{f_{n_1}} = \frac{0{,}0509}{0{,}0955} = 0{,}534 \text{ м/с},$$

а для потока щелочи

$$\omega_2 = \frac{V_2}{f_{n_2}} = \frac{0{,}0303}{0{,}072} = 0{,}421 \text{ м/с}.$$

Определим Re:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{0{,}534 \cdot 0{,}008}{0{,}574 \cdot 10^{-6}} = 7450; \quad \mathrm{Re}_2 = \frac{0{,}421 \cdot 0{,}008}{3{,}98 \cdot 10^{-6}} = 845.$$

Числа Прандтля для воды при 48,2° С и щелочного раствора, указанной концентрации при 27,5° С : $\mathrm{Pr}_1 = 3{,}7$; $\mathrm{Pr}_2 = 31{,}5$

Числа Нуссельта:

$$\mathrm{Nu}_1 = 0{,}135 \cdot 745^{0{,}73} \cdot 3{,}7^{0{,}43} \cdot 0{,}95 = 150{,}5;$$

$$\mathrm{Nu}_2 = 0{,}135 \cdot 845^{0{,}73} \cdot 31{,}5^{0{,}43} \cdot 1{,}05 = 85{,}5.$$

Найдем коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_1 = \frac{150{,}5 \cdot 0{,}645}{0{,}008} = 12\,150 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)};$$

$$\alpha_2 = \frac{85{,}5 \cdot 0{,}54}{0{,}008} = 5770 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Коэффициент теплопередачи определим аналогично расчету в первом приближении:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12{,}150} + 0{,}00033 + \frac{0{,}001}{15{,}9} = \frac{1}{5770}} = 1540 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Число единиц переноса теплоты равно

$$N = \frac{160 \cdot 1540}{141{,}6 \cdot 10^3} = 1{,}74.$$

Коэффициент эффективности теплообменного аппарата найдем по графику на рис. 123: $\varepsilon \approx 0{,}68$.

Количество теплоты, передаваемой в теплообменном аппарате в единицу времени:

$$Q = 141{,}6 \cdot 10^3 (60 - 10) 0{,}68 = 4{,}81 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Конечная температура воды

$$t_1'' = 60 - \frac{4{,}81 \cdot 10^6}{208{,}5 \cdot 10^3} = 36{,}8 \text{ °С}$$

Конечная температура щелочи

$$t_2'' = 10 + \frac{4{,}81 \cdot 10^6}{141{,}6 \cdot 10^3} = 44 \text{ °С}.$$

Полученные результаты близки к использованным при повторном расчете и их можно считать окончательными

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ПУТЕМ ЧАСТИЧНОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ПОТОКА

Одним из способов повышения коэффициента теплопередачи в теплообменных аппаратах может являться рециркуляция потока продукта, позволяющая повысить скорость омывания рабочей поверхности при заданной производительности и компоновке аппарата. Опыт показал, что применение частичной рециркуляции основного потока продукции с отбором части его в количестве, равном производительности аппарата, позволяет не только интенсифицировать теплопередачу в аппарате, но и повысить стабильность его работы, благодаря уменьшению загрязнений поверхности теплообмена вследствие повышения скорости движения рабочей среды в каналах. При охлаждении высокоагрессивных сред с повышенной начальной температурой удается снизить до допустимого предела начальную температуру горячей среды и повысить долговечность деталей теплообменника.

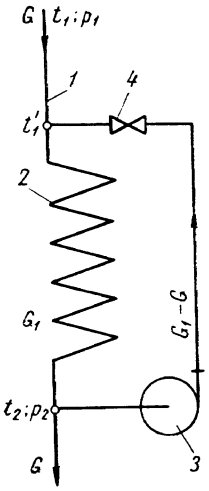


Рис. 131. Схема работы теплообменника с частичной рециркуляцией рабочей среды

Проведем анализ работы пластинчатого теплообменного аппарата с рециркуляцией продукта с целью выявления возможностей интенсификации процесса таким путем.

Будем иметь в виду, что возможность повышения тепловой нагрузки теплообменника путем рециркуляции продукта не является безусловной. Хотя повышение скорости продукта при движении его через теплообменник сопровождается заметным увеличением коэффициента теплопередачи, последнее не всегда может дать положительный результат в части повышения эффективности работы теплообменника из-за действия факторов, вызывающих противоположный эффект.

Выясним основные закономерности, характерные для процесса работы теплообменника в условиях частичной рециркуляции продукта.

Рассмотрим следующую схему работы теплообменника с рециркуляцией продукта (рис. 131).

Холодный продукт поступает по трубе *1* в аппарат *2* в количестве, соответствующем производительности аппарата. При входе в аппарат в ту же трубу подается часть уже нагретого продукта. Для осуществления перекачивания продукта при $P_1 < P_2$ предусмотрен насос *3*. Регулирование перетока осуществляется краном *4*.

Благодаря этому количество проходящего через теплообменник продукта G_1 может быть значительно больше заданного G (производительности аппарата). При выходе из теплообменника часть этого потока в количестве $G_1 - G$ уходит при конечной температуре t_2 в циркуляционный трубопровод, а часть в количестве G при той же конечной температуре t_2 направляется на выход из аппарата.

Таким образом, система работает с производительностью G. Продукту сообщается в конечном счете тепло в количестве $Q = Gc(t_2 - t_1)$, причем это равенство справедливо в предположении, что удельная теплоемкость продукта при нагревании изменяется незначительно:

$$Q = Gc(t_2 - t_1) = G_1c(t_2 - t_1').$$

Естественно предположить, что производительность системы не остается постоянной при увеличении или уменьшении циркуляции, т. е. при изменении отношения G_1 к G. Изменение производительности может быть обусловлено следующими причинами:

а) при увеличении G_1 увеличивается средняя скорость движения жидкого продукта в каналах теплообменника, в связи с чем возрастает коэффициент теплоотдачи и средний коэффициент теплопередачи: этот фактор действует в направлении увеличения тепловой нагрузки и производительности;

б) при увеличении G_1 в трубопровод *1* поступает большее количество жидкости при температуре t_2, вследствие чего температура продукта t_1' на входе в теплообменник изменяется, а средний температурный напор в аппарате уменьшается: этот фактор действует в направлении уменьшения тепловой нагрузки и производительности.

Возможность увеличения тепловой производительности аппарата путем рециркуляции оказывается неочевидной в результате одновременного действия противоположных один другому факторов.

Выясним характер зависимости G от G_1, что позволит получить ответ на следующие важные для практики вопросы.

1. Возможно ли вообще повысить производительность аппарата путем применения частичной рециркуляции потока при складывающихся в результате рециркуляции температурных отношениях?

2. Если повышение производительности возможно, т. е. зависимость G от G_1 представляет собой возрастающую функцию, то каков вид этой функции, в частности, имеет ли она максимум или предел?

3. Каковы условия возможности и целесообразности интенсификации работы аппарата путем создания рециркуляции потока?

Для выяснения зависимости G от G_1 рассмотрим случай работы теплообменника по приведенной схеме, причем принимаем, что удельная теплоемкость продукта остается постоянной или изменяется несущественно, и продукт обогревают паром при одинаковой температуре теплоносителя по всей поверхности теплообмена.

Принятое ограничение условий значительно упрощает выкладки и в то же время не отражается на характере выводов.

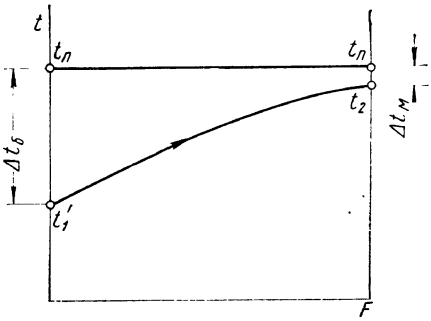


Рис. 132. График изменения температур в теплообменнике с рециркуляцией продукта

Для условий работы теплообменника по рассматриваемой схеме можно написать равенство

$$G_1 t_1' = G t_1 + (G_1 - G) t_2, \quad (243)$$

где G — массовый расход продукта на подходе к циркуляционному контуру (производительность системы); G_1 — массовый расход продукта через теплообменник; t_1 и t_2 — начальная и конечная температуры продукта; t_1' — температура продукта при входе в теплообменник.

Из этого уравнения получим

$$t_1' = t_2 - \frac{G}{G_1}(t_2 - t_1). \quad (244)$$

Для теплообменника справедливо также следующее равенство:

$$G_1 c (t_2 - t_1') = kF\bar{\Delta t}. \quad (245)$$

Средний температурный напор в теплообменнике $\bar{\Delta t}$ при неизменной конечной температуре продукта t_2 и постоянной температуре второй рабочей среды $t_п$ зависит от начальной для теплообменника температуры продукта t_1'.

Зависимость выражается формулой (рис. 132)

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{t_п - t_1' - t_п + t_2}{\ln \frac{t_п - t_1'}{t_п - t_2}} = \frac{t_2 - t_1'}{\ln \frac{t_п - t_1'}{t_п - t_2}}. \quad (246)$$

Подставляя это выражение в уравнение (245), получим

$$G_1 c = \frac{kF}{\ln \frac{t_п - t_1'}{t_п - t_2}}. \quad (247)$$

Заменим t_1' его значением согласно формуле (244). Получим

$$G_1 c = \frac{kF}{\ln\left(1 + \frac{G}{G_1} \cdot \frac{t_2 - t_1}{t_п - t_2}\right)}. \qquad (248)$$

Величина $\frac{t_2 - t_1}{t_п - t_2}$ характеризует температурные условия работы системы. Для принятого режима работы эта величина постоянная. Заметим, что она представляет собой отношение перепада температур для продукта к меньшему температурному напору и может быть заранее вычислена. Обозначим ее $\frac{t_2 - t_1}{t_п - t_2} = A$.

Следовательно, можно написать

$$G_1 c = \frac{kF}{\ln\left(1 + A\frac{G}{G_1}\right)}, \qquad (249)$$

откуда получим

$$G = \frac{G_1}{A}\left(e^{\frac{kF}{G_1 c}} - 1\right). \qquad (250)$$

Этой зависимости может быть придана и другая форма.

Обозначим $G_1 = mG$ и назовем m степенью или коэффициентом рециркуляции. После подстановки в формулу (249) и преобразования получим

$$G = \frac{kF}{mc \ln\left(1 + \frac{A}{m}\right)}. \qquad (251)$$

Заметим, что в полученной формуле коэффициент теплопередачи k — величина переменная, зависящая от расхода G_1 или степени рециркуляции m:

$$k = f(G_1) = \varphi(m). \qquad (252)$$

Установление такой зависимости должно предшествовать анализу формул (250) и (251).

Предпосылкой для этого является наличие эмпирических критериальных уравнений вида $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$ для рассматриваемых случаев, которые позволяют выразить коэффициенты теплоотдачи α в виде

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_э} f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}). \qquad (253)$$

Для выбранных условий обогревания паром, когда температуру теплоносителя можно принять постоянной по всей рабочей

поверхности и условия отвода конденсата не изменяются во времени, можем считать коэффициент теплоотдачи α от пара к стенке неизменным в рамках выбранного режима и независящим от m.

Поскольку конструктивно-механические параметры аппарата предполагаются в пределах данной задачи также постоянными, то изменение k при изменяющейся интенсивности рециркуляции продукта будет всецело определено изменением α_2 в зависимости от режима течения в соответствии с формулой (253).

Характер изменения k может быть установлен в виде функции

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + 1/\alpha_2} = \frac{1}{C + 1/\alpha_2}. \qquad (254)$$

Формула (254) показывает, что для данного аппарата увеличение k может быть достигнуто только путем увеличения α_2 и это увеличение имеет предел, так как при $\alpha_2 \to \infty$ значение стремится к величине $1/C$.

Практически предел увеличения k с увеличением α_2 наступает сравнительно быстро ввиду характера зависимости k от α_2.

Выражаемая формулами (250) и (251) неявная функция весьма сложна ввиду сложности зависимости k от G и m и не поддается аналитическому исследованию. Поэтому для исследования зависимости производительности аппарата от степени рециркуляции эту функцию необходимо представлять в графической форме на основании численного анализа.

Ввиду несложности и в то же время громоздкости вычислений мы не приводим здесь численного примера решения подобной задачи и ограничимся обобщением выводов из такого анализа нескольких вариантов пластинчатых нагревателей для жидкой среды с различными начальными параметрами. Под начальными параметрами в рамках данной задачи подразумеваем параметры процесса при работе теплообменника без рециркуляции или до начала рециркуляции в системе. При этом имеем в виду начальную производительность аппарата, начальную скорость нагреваемой среды, начальное среднее число Рейнольдса, средний температурный напор и т. д.

Анализ показал следующее.

Переход теплообменника в работе с рециркуляцией нагреваемой среды может сопровождаться как увеличением, так и уменьшением его производительности по сравнению с начальной, причем этот результат зависит от величины начальных параметров теплообменника — коэффициента теплопередачи $k_{\text{нач}}$ и температурного симплекса A.

Увеличение производительности теплообменника может быть достигнуто при сравнительно малых значениях $k_{\text{нач}}$ и A. При средних значениях $k_{\text{нач}}$ производительность почти не зависит от

наличия и степени рециркуляции и удерживается примерно на уровне начальной, а при высоких значениях $k_{нач}$ — меньше начальной производительности и снижается с увеличением степени рециркуляции. Это происходит потому, что уменьшение среднего температурного напора при рециркуляции уже не может быть компенсировано увеличением коэффициента теплопередачи.

Особенно резко понижается производительность, когда параметр A имеет сравнительно высокие значения. В этом случае производительность уменьшается даже при низких начальных значениях $k_{нач}$.

Из-за различного характера зависимостей $G = f(m)$ вопрос о целесообразности применения рециркуляции должен решаться в каждом отдельном случае с учетом начальных параметров аппарата.

Изложенные выводы сделаны без учета формирования на теплопередающей стенке слоя пригара или других отложений и их влияния на работу аппарата.

При нагревании большинства жидких пищевых продуктов, склонных к образованию слоя пригара, резко понижающего производительность аппарата, рециркуляция оказывается практически полезной и в тех случаях, когда увеличение производительности вследствие повышения k не будет обнаружено.

Уменьшение среднего температурного напора, сопутствующее рециркуляции, является при обработке таких продуктов положительным фактором, замедляющим формирование пригара. В сочетании с повышением скорости потока, как показал опыт, оно тормозит образование пригара на стенках и способствует стабилизации первоначальной производительности аппарата.

Сделанные выводы действительны не только для пластинчатых, но и для других теплообменных аппаратов непрерывного действия, например для трубчатых, спиральных, ламельных и др.

Ценность частичной рециркуляции продукта, как способа повышения эффективности работы теплообменника, подтверждена практикой.

Рециркуляция не может быть рекомендована при обработке продуктов, которые теряют свои свойства после продолжительного воздействия температуры или повторного прохождения через нагнетательные устройства.

Глава VI ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

ПРИМЕНЕНИЕ

Пластинчато-ребристые теплообменники (теплообменники со вторичными поверхностями) нашли широкое распространение в авто- и самолетостроении, в химической промышленности в качестве теплообменников, конденсаторов, испарителей для чистых газов и жидкостей, в том числе, высоковязких. Их применяют главным образом в крупных установках по разделению методом глубокого охлаждения воздуха, углеводородных газов, в установках для сжижения и ректификации водорода с целью получения дейтерия и тяжелой воды.

Широкое распространение пластинчато-ребристые теплообменники получили благодаря своей компактности, достигающей 2000 м^2 поверхности теплообмена на 1 м^3 объема теплообменника, что во много раз превышает компактность всех остальных видов теплообменников. В пластинчато-ребристых теплообменниках возможно одновременно в одном блоке проводить теплообмен между четырьмя и более теплоносителями, что достигается соответствующей конструкцией коллекторов. Особенно выгодно применять пластинчато-ребристые теплообменники в качестве реверсивных, в которых часто приходится регулировать температурные напоры рециркуляцией одного из потоков, что находит широкое применение в установках глубокого холода.

В одном и том же теплообменнике расстояние между пластинами, а также тип оребрения могут быть различны, что позволяет регулировать сопротивление при прохождении потоков через теплообменник в зависимости от расхода теплоносителей и их давления.

Масса и теплоемкость пластинчато-ребристых теплообменников намного меньше, чем остальных типов теплообменников такой же поверхности, в связи с тем, что основная часть поверхности выполняется из тонких металлических листов. Малая теплоемкость теплообменника очень важна при переменном переключении их и необходимости сублимации примесей, выделяющихся на поверхности теплообмена. По данным зарубежных фирм, применение в установках глубокого холода пластинчато-ребристых теплообменников вместо регенераторов с насыпной

насадкой сокращает габаритные размеры аппарата в 5 раз и его вес в 15 раз.

Стоимость единицы поверхности теплопередачи пластинчато-ребристых теплообменников при их серийном изготовлении значительно ниже той же стоимости теплообменников других типов.

КОНСТРУКЦИЯ

Существуют различные типы пластинчатых теплообменников со вторичными поверхностями. На рис. 133 показаны детали элемента пластинчато-ребристого теплообменника: между двумя гладкими пластинами расположен гофрированный лист, пространство с двух сторон закрыто боковыми уплотнениями. Поставленные один на другой такие элементы образуют пакет теплообменника. После сборки необходимого количества элементов в пакет при помощи специальных приспособлений производится припайка гофров к гладкой пластине в местах касания пластин. Таким образом получается оребренная теплообменная поверхность, в которой теплоноситель разбивается на большое число потоков. Схемы движения теплоносителей в пакете могут быть различные: прямоток, противоток (рис. 134) или перекрестный ток (рис. 135).

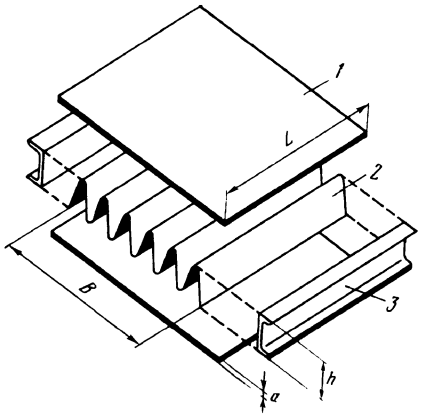


Рис. 133. Детали элемента пластинчато-ребристого теплообменника

Дополнительные теплообменные поверхности (ребра), находящиеся между гладкими поверхностями, могут быть (рис. 136):

а) гладкими (непрерывными); ребра изготовлены из гофрированной тонкой полосы и припаяны к обеим гладким пластинам;

б) волнистыми (рифлеными); ребра образуют волнистую линию вдоль всего движения теплоносителя; к этому же типу относятся пластины с зигзагообразными ребрами;

в) прерывистыми, смещенными одно относительно другого;

г) чешуйчатыми (жалюзными); на ребрах такой же формы, как и гладкие ребра, имеются прорези, расположенные поперек хода ребра; прорезь не доходит до вершин ребер; края прорези отогнуты в одну или в разные стороны и создают таким образом как бы чешую на ребре;

д) стерженьковыми (шиповыми); ребра изготовлены из тонкой проволоки и расположены в шахматном или коридорном

порядке перпендикулярно гладким пластинам; шипы могут быть изготовлены как цилиндрическими, так и обтекаемой формы,

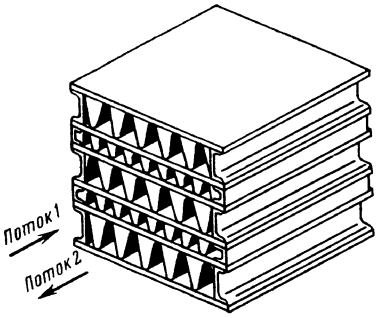


Рис. 134. Пакет противоточного теплообменника

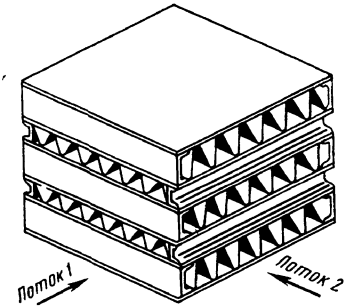


Рис. 135. Пакет перекрестно-точного теплообменника

когда задняя кромка шипа заостренная; однако из-за сложности изготовления насадка этого типа применяется сравнительно редко.

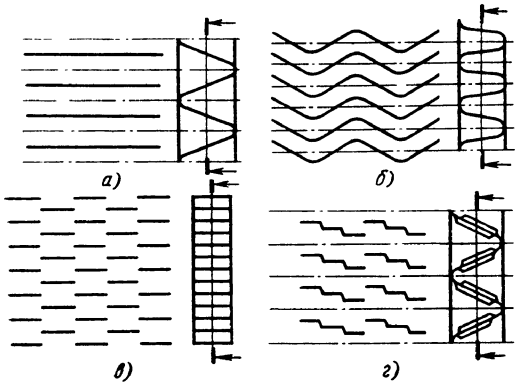


Рис. 136. Схемы пластинчато-ребристых поверхностей с ребрами:

а — гладкими (непрерывными); *б* — волокнистыми, *в* — прерывистыми, *г* — чешуйчатыми

В зависимости от количества протекающих через теплообменник теплоносителей и их свойств расстояния между гладкими пластинами в одном и том же теплообменнике могут быть различны.

При конструировании пластинчато - ребристых теплообменников необходимо обеспечить равномерное распределение потоков внутри блока и между блоками. Это достигается применением многоходовых коллекторов, т. е. образованием параллельных каналов при помощи установки в коллекторе перегородок.

Наиболее широко применяемыми материалами для пластинчато-ребристых теплообменников являются алюминий и его сплавы. Кроме того, эти теплообменники выполняются из стали, титана, сплавов меди и других металлов.

Для изготовляемых из алюминиевых сплавов пластинчато-ребристых теплообменников расстояние между гладкими листами (высота гофра) составляет от 3 до 15 мм. Для жидкостей и

конденсирующихся паров обычно используют ребра высотой от 3 до 7 мм, а более высокие ребра используются для газов. Алюминиевые листы имеют толщину от 0,7 до 1,5 мм, а толщина металла, из которого изготовляют ребра, колеблется от 0,1 до 0,4 мм и в редких случаях достигает 0,8 мм. В этих теплообменниках удельная поверхность достигает 900—1500 м^2 на 1 м^3 объема пакета. На 100 мм ширины пакета приходится от 40 до 70 ребер. В теплообменниках с гладкими ребрами толщиной 0,1 мм число ребер на 100 мм ширины пакета достигает до 120, а удельная поверхность доходит до 2500 м^2/м^3. Для кожухотрубчатых теплообменников удельная поверхность колеблется от 40 до 150 м^2/м^3.

Максимальный объем пакета теплообменника зависит от условий пайки и обычно не превышает 1 м^3. Необходимая поверхность теплообмена компонуется путем последовательного или параллельного соединения отдельных пакетов (обычно до 6—8 шт.). Наибольший суммарный объем пакетов, находящийся в эксплуатации, доходит до 5 м^3.

Пайка пакетов пластинчато-ребристых теплообменников обычно производится в ванне с расплавленной солью или в печах в атмосфере инертных газов. Качество пайки должно тщательно контролироваться, так как отсутствие полного контакта между пластинами и оребрением приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи и механической прочности. Теплообменник должен быть рассчитан на перепад давлений между протекающими по теплообменнику теплоносителями.

Пластинчато-ребристые теплообменники благодаря применению высокотемпературных припоев могут применяться и для высокотемпературных установок.

Сборка пакета теплообменника производится следующим образом. Между пластинами устанавливаются отшлифованные ребра. Припой в виде фольги толщиной 0,05—0,15 мм прокладывается между пластинами и ребрами. Пакет заключают в специальный контейнер и помещают в печь для пайки. Пайка производится твердым припоем в защитной атмосфере. Для сжатия пластин и ребер в контейнере можно использовать или механические прижимы, или прижимы.

В качестве твердых припоев применяют припои на серебряной основе, а в теплообменниках, работающих при температурах ниже 400° С, можно применять твердые припои на медной основе.

Низкотемпературные пластинчато-ребристые теплообменники изготовляют, как правило, из алюминия и его сплавов, так как при низких температурах их механические свойства, в том числе и ударная вязкость, не ухудшаются. В качестве припоя применяют алюминий с присадкой кремния, что понижает температуру плавления алюминия. Припой на основной лист наносится с двух сторон плакировкой.

После пайки аппарат вынимают из контейнера, тщательно очищают, проверяют на прочность и плотность, а затем к аппарату приваривают коллекторы. Увеличение давления приводит к необходимости уменьшения размеров коллекторов, чтобы уменьшить напряжение на периферии коллектора до допустимой величины. Возникают также дополнительные напряжения в результате тепловых деформаций и деформаций, передающихся через соединительные трубопроводы. Поэтому при высоких

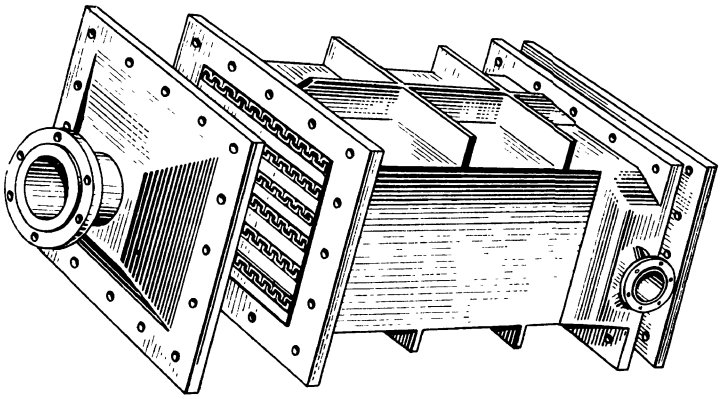


Рис. 137. Стальной пластинчато-ребристый теплообменник со снятой крышкой

давлениях необходимо или применять блоки небольшого поперечного сечения, или устанавливать несколько коллекторов малых размеров.

При хорошей пайке теплообменники могут выдерживать большую разницу температур между теплоносителями, так как при этом не возникает температурных напряжений. Кроме того, теплообменники хорошо выдерживают перемену давления. Так для установок глубокого охлаждения некоторые типы реверсивных теплообменников из алюминиевого сплава испытывались при температуре 18° С переменным давлением от 0 до 1,05 МПа и выдерживали свыше миллона переключений без нарушения их прочности.

Пластинчато-ребристые теплообменники хорошо выдерживают вибрацию, что позволяет широко применять их в транспортных установках.

На рис. 137 показан пластинчато-ребристый теплообменник, выпускаемый Павлоградским заводом химического машиностроения. Теплообменник изготовляется из коррозионностойкой и углеродистой стали с толщиной листа 0,8 мм. Толщина ребер 0,5 мм. Вид оребрения показан на рис. 138. Теплообменник может работать в интервале температур от —150 до +500° С, при

давлении до 1 МПа. Пластина с гладкими ребрами. Высота ребер 6 мм.

В табл. 8 приведены основные размеры ребристых поверхностей алюминиевых теплообменников типа Марстон.

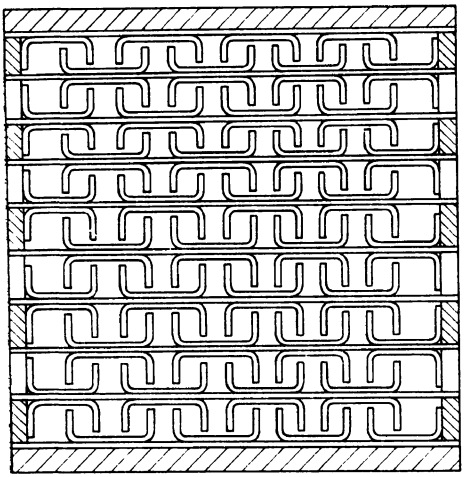


Рис. 138. Схема сборки оребрения пластинчато-ребристого теплообменника

Таблица 8

Ребра	Размер ребер		Число ребер на 100 мм ширины пластины	Эквивалентный диаметр
	Высота	Толщина		
Гладкие	6,35	0,25	40	2,77
	8,9	0,25	47	2,51
	11,8	0,25	47	2,69
Прерывистые	3,8	0,25	47	2,03
	6,35	0,30	47	2,34
	8,9	0,20	59	2,10
	11,8	0,20	59	2,18
Волнистые	3,8	0,25	71	1,45
	8,9	0,25	71	1,70

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕННУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Теплопроводность вдоль ребра постоянного поперечного сечения (рис. 139) в случае, если ребро плотно соединено с поверхностью листа, имеющего температуру T_1, определяем из следующих условий. Примем, что коэффициент теплоотдачи от боковой поверхности ребра к окружающей среде равен α, а температура окружающей среды равна T_0. Для ребра постоянного поперечного сечения имеем

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{\alpha P}{\lambda F_p}(T - T_0), \qquad (255)$$

где P — периметр поперечного сечения ребра; F_p — площадь поперечного сечения ребра.

Изменение температуры вдоль ребра лежит в пределах от T_1 до T_0. Частное решение дифференциального уравнения (255) может быть представлено в виде экспоненциальной функции

$$T - T_0 = C\,e^{mx}, \qquad (256)$$

где C и m — постоянные.

Дифференцируя уравнение (256), получаем

$$\frac{d^2T}{dx^2} = Cm\,e^{mx}, \qquad (257)$$

подставляя эти значения в уравнение (255), получим

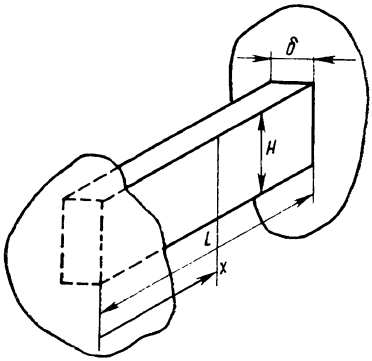


Рис. 139. Схема прямого ребра

$$Cm^2\,e^{mx} = \frac{\alpha P}{\lambda F_p}\,C\,e^{mx}, \qquad (258)$$

откуда

$$m = \pm\sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda F_p}}. \qquad (259)$$

Таким образом, уравнению (256) удовлетворяют два частных решения типа (257). В одном показатель степени при e — положителен, во втором — отрицателен. Общим решением рассматриваемого дифференциального уравнения является сумма его частных решений, т. е.

$$T - T_0 = C_1\,e^{mx} + C_2\,e^{-mx}, \qquad (260)$$

где m — положительное значение корня (259); $T - T_0$ — разность температур «стенка — поток» на расстоянии x от начала ребра.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находятся из граничных условий в начале и конце работы. При достаточно широком ребре, когда его ширина $H \gg \delta$, можно считать, что

$$P = 2(H + \delta) \approx 2H; \quad F_p = \delta H \approx \delta\frac{P}{2}; \quad m \approx \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}}. \qquad (261)$$

Если условно считать, что свободный торец ребра изолирован, то теплоотдача ребра конечной длины может быть определена по формуле

$$Q = \lambda F m (T - T_0)\,\mathrm{th}(mL). \qquad (262)$$

Значение гиперболического тангенса при $mL \to \infty$ составляет th = 1, а при $mL \to 0$ соответственно $\mathrm{th}(mL) \approx mL$. При малых значениях mL при подстановке в уравнение (262) вместо $\mathrm{th}(mL)$ величины mL видно, что влиянием коэффициента теплопроводности ребра на теплоотдачу можно пренебречь. Пределом значения mL, удовлетворяющим указанному условию, является $0 < mL < 0{,}4$, так как уже $\mathrm{th}_{(0,5)} = 0{,}462$, что дает большое расхождение между mL и $\mathrm{th}(mL)$.

Особенностью ребра пластинчато-ребристого теплообменника является наличие контактов с плоскими стенками с двух сторон. Е. И. Микулин вывел уравнение распределения температур в ребре двухпоточного пластинчато-ребристого теплообменника в предположении симметричности условий теплообмена для каждого потока.

Н. К. Елухин и И. Н. Журавлева вывели уравнение распространения температур в ребре трехпоточных пластинчато-ребристых теплообменников, т. е. для условий разных температур стенок с двух сторон ребра. Для определения постоянных интегрирования в уравнении (260) авторы приняли граничные условия: в начале ребра $x = 0$ и $\theta' = T_1 - T_0$ — разность температур «стенка — поток»; в конце ребра $x = L$ и $\theta'' = T_2 - T_0$ — разность температур «стенка — поток», тогда

$$C_1 = \frac{\theta'' - \theta' e^{-mL}}{2\mathrm{sh}(mL)}; \tag{263}$$

$$C_2 = \frac{\theta' e^{mL} - \theta''}{2\mathrm{sh}(mL)}. \tag{264}$$

Подставляя уравнения (263) и (264) в уравнение (260), находим уравнение распределения температур в ребре пластинчато-ребристого теплообменника

$$\theta = \frac{\theta'' \mathrm{sh}(mx) + \theta' \mathrm{sh}[m(L-x)]}{\mathrm{sh}(mL)}. \tag{265}$$

Как видно из уравнения (265), ребро работает с переменным температурным напором. Средний по длине ребра температурный напор определяется по уравнению

$$\theta_{ср} = \frac{\theta' + \theta''}{2}\eta, \tag{266}$$

где $$\eta = \frac{\mathrm{th}\left(\frac{mL}{2}\right)}{\frac{mL}{2}}$$ — к. п. д. ребра.

Из уравнения (265) может быть определен участок ребра, работающий на каждую стенку. Сечение, где тепловой поток по ребру равен нулю, определится при приравнивании к нулю температурного градиента, т. е.

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{d}{dx}\left[\frac{\theta'' \mathrm{sh}(mx) + \theta' \mathrm{sh}[m(L-x)]}{\mathrm{sh}(mL)}\right] = 0, \tag{267}$$

т. е. условие разделения ребра совпадает с условием минимума функции, выраженным уравнением (265).

В случае, если

$$\frac{1}{\mathrm{ch}(mL)} \leqslant \frac{\theta''}{\theta'} \leqslant \mathrm{ch}(mL),$$

длина ребра, работающего на одну стенку, определяется уравнением

$$x_0 = \frac{L}{2} + \frac{1}{2m} \ln \left(\frac{e^{mL} - \frac{\theta''}{\theta'}}{\frac{\theta''}{\theta'} e^{mL} - 1} \right), \tag{268}$$

если теплообменник двухпоточный и $\theta'' = \theta'$, то

$$x_0 = \frac{L}{2}.$$

Если размеры секций прямого и обратного потока для двухпоточного теплообменника одинаковые, а $m_1 = m_2$, то количество тепла, переданное через одну пару ребер,

$$q_p = k_p F \overline{\Delta t}, \tag{269}$$

где

$$k_p = \frac{\lambda_т}{2} \operatorname{th} \left(\frac{mL}{2} \right). \tag{270}$$

Зная величину q_p, можно определить общее необходимое количество ребер, а следовательно, и геометрические размеры аппарата. Общее количество тепла, передаваемое в теплообменнике, определяется из соотношения

$$Q = q_p N n = k_p F \overline{\Delta t} N n, \tag{271}$$

где N — число секций в теплообменнике;

n — число оребренных пластин в одной секции;

$\overline{\Delta t}$ — средняя разность температур потоков с двух сторон стенки.

Максимальное значение длины ребра может быть задано, исходя из соотношения

$$L_{max} \leqslant \frac{0{,}4}{m}.$$

Хотя увеличение длины ребра L уменьшает число секций, что упрощает конструкцию аппарата, оно все же невыгодно, так как при этом повышается термическое сопротивление ребер и снижается эффективность теплообменника.

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Наиболее полное описание результатов исследования процессов теплоотдачи и определения аэродинамического сопротивления различного типа пластинчато-ребристых теплообменников приведено в монографии Кейса и Лондона. В этих исследовани-

ях данные по теплоотдаче приводятся в виде зависимости фактора теплоотдачи (числа Кольборна), равного $St \cdot Pr^{2/3}$, от критерия Рейнольдса, а данные об аэродинамическом сопротивлении — в виде зависимости фактора трения f от критерия Рейнольдса.

Критерий конвективного переноса тепла (критерий Стантона) St является мерой отношения интенсивности теплоотдачи к удельному теплосодержанию потока и равен

$$St = \frac{\alpha}{\rho c w}, \qquad (272)$$

где α — коэффициент теплоотдачи в Вт/(м^2·°С); w — скорость потока в м/с; c — удельная теплоемкость в Дж/(кг·°С); ρ — плотность в кг/м^3.

С другой стороны, критерий Стантона может быть получен как комбинация критериев Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}, \qquad (273)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}; \quad Re = \frac{w d}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a},$$

d — определяющий размер в м; λ — коэффициент теплопроводности в Вт/(м·°С); ν — кинематическая вязкость в м^2/с; $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ — коэффициент температуропроводности в м^2/с.

Для пластинчато-ребристых теплообменников за определяющий размер принят гидравлический диаметр канала

$$d_э = \frac{4}{F' + F''}, \qquad (274)$$

где $F' + F''$ — соответственно поверхность гладких листов и поверхность ребер, приходящихся на единицу свободного объема (равному общему объему минус объем, занимаемый металлом).

Дентон и Уорд указывают, что поскольку гидравлический диаметр не отражает полностью влияние формы и размеров ребер, кривые для критерия теплоотдачи и коэффициента трения различны для разной геометрии ребер. Авторы указывают, что для большинства прерывистых ребер и ребер с желобками коэффициент теплоотдачи приблизительно вдвое выше, чем для гладких ребер соответствующего размера, а коэффициент трения возрастает несколько больше, чем в 2 раза. Кроме того, характеристики прерывистых ребер и ребер с желобками остаются стабильными и в области, переходной между турбулентным и ламинарным движением.

На рис. 140 приведены тепловые и гидродинамические характеристики гладких, прерывистых и волнистых ребер теплообменников. Как видно из рисунка, значение критерия Стантона для прерывистых ребер (кривая *г*) выше, чем для волнистых ребер (кривая *д*), и значительно выше, чем для гладких ребер (кривая *е*). То же относится и к коэффициенту трения, где кривая *а* показывает значение коэффициента для прерывистых ребер, кривая *б* — для волнистых и кривая *в* — для гладких.

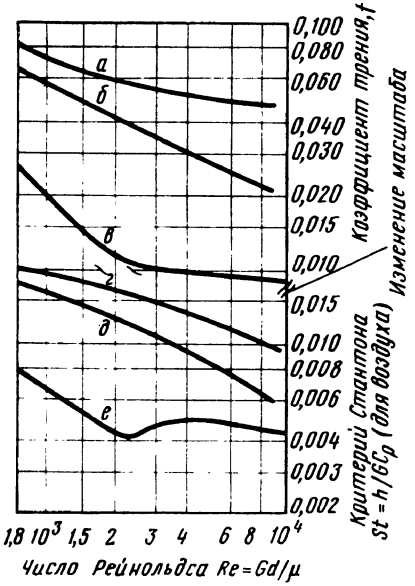


Рис. 140. Коэффициенты трения для прерывистых (а), волнистых (б), гладких (в) ребер и коэффициенты Стантона для прерывистых (г), волнистых (д) и гладких (е) ребер

В монографии Кейса и Лондона даны кривые зависимости фактора теплоотдачи $St - Pr^{2/3}$ и коэффициента трения f от критерия Рейнольдса для тридцати трех пластинчато-ребристых поверхностей пяти типов: девяти типоразмеров с гладкими ребрами с расстоянием между пластинами от 4,6 до 20,9 мм, двух типоразмеров с волнистыми ребрами с расстоянием между пластинами 10,5 мм, четырнадцати типоразмеров с жалюзными ребрами и расстоянием между пластинами 6,35 мм, трех типоразмеров с прерывистыми ребрами и расстоянием между пластинами от 6,3 до 12,3 мм и с пятью типоразмерами стерженьковых ребер с расстоянием между пластинами от 6,1 до 19,05 мм. Все кривые приведены для значений критерия Рейнольдса от 500 до 10 000.

Симпелар и Аронсон на крупной установке по разделению воздуха испытали два теплообменника с гладкими ребрами. Один теплообменник, предназначенный для работы на низком давлении с высотой каналов для обоих теплоносителей 12,7 мм, и второй теплообменник высокого давления с секцией для теплоносителя высокого давления высотой 6,35 мм и секцией для теплоносителя низкого давления высотой 12,7 мм. По данным авторов, результаты опытов по теплоотдаче могут быть выражены формулой

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}245 Re^{-0{,}4}. \qquad (275)$$

По данным той же работы зависимость для гидравлического сопротивления описывается эмпирической формулой

$$f = 0{,}393 Re^{-0{,}25}. \qquad (276)$$

По данным И. Н. Журавлевой и Н. К. Елухина, для гладких ребер высотой 6 мм в интервале Re от 2000 до 6500

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}0089Re^{0{,}095}, \quad (277)$$

а для интервала критерия Re от 500 до 2000

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}21Re^{-0{,}52}. \quad (278)$$

Для прерывистых ребер высотой 6 мм в интервале Re от 700 до 2000

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}0088Re^{0{,}067}, \quad (279)$$

а для Re от 2000 до 13 000

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}076Re^{-0{,}23}. \quad (280)$$

Для чешуйчатых ребер высотой 7 мм в интервале Re от 2400 до 10 000

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0{,}19Re^{-0{,}37}. \quad (281)$$

Эмпирические формулы (275)—(281) являются результатом обработки экспериментальных данных при испытании насадок определенного типа и не могут быть распространены на насадки других геометрических размеров. Следовательно, каждый новый тип насадки пластинчато-ребристого теплообменника должен быть подвергнут предварительному исследованию для определения тепловых и гидродинамических характеристик.

Для определения потери напора при прохождении теплоносителя через каналы пластинчато-ребристого теплообменника находим значение коэффициента сопротивления для ребер разных типов.

Для гладких ребер высотой 6 мм в интервале Re от 2000 до 30000

$$f = 0{,}065Re^{-0{,}21}. \quad (282)$$

Для прерывистых ребер высотой 6 мм в интервале Re от 2000 до 17 000

$$f = 0{,}12Re^{-0{,}085}. \quad (283)$$

Для чешуйчатых ребер высотой 7 мм в интервале Re от 2600 до 14 500

$$f = 0{,}23Re^{-0{,}14}. \quad (284)$$

К. п. д. ребер пластинчато-ребристого теплообменника определяется соотношением

$$\eta = \frac{\text{th}\left(\frac{mL}{2}\right)}{\frac{mL}{2}}, \quad (285)$$

где m — параметр ребра, определяемый по формуле (261).

Эффективность поверхности одной стороны теплообменника η_0 определяется по уравнению

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_{op}}{F}(1 - \eta), \tag{286}$$

где $\frac{F_{op}}{F}$ — отношение поверхности оребрения к полной поверхности.

Зная коэффициент теплоотдачи по стороне холодного теплоносителя α_x и коэффициент теплоотдачи по стороне горячего теплоносителя $\alpha_г$, можно определить коэффициент теплопередачи. Для пластинчато-ребристых теплообменников коэффициент теплопередачи должен быть отнесен к какой-либо стороне, омываемой либо холодным, либо горячим потоком:

$$\frac{1}{k_г} = \frac{1}{\eta_{гх}\alpha_г} + \frac{\delta_{ст}}{\frac{F_{ст}}{F_г}\lambda_{ст}} + \frac{1}{\frac{F_x}{F_г}\alpha_x}; \tag{287}$$

$$\frac{1}{k_x} = \frac{1}{\eta_{ox}\alpha_x} + \frac{\delta_{ст}}{\frac{F_{ст}}{F_x}\lambda_{ст}} + \frac{1}{\frac{F_г}{F_x}\alpha_г}, \tag{288}$$

где $F_{ст}$ — поверхность гладких (разграничивающих) листов;

F_x — полная поверхность со стороны холодного теплоносителя;

$F_г$ — полная поверхность со стороны горячего теплоносителя;

η_{ox} и $\eta_{гх}$ — соответственно эффективность поверхности со стороны холодного и горячего теплоносителя;

$k_г$ и k_x — коэффициенты теплопередачи, отнесенные к одной из поверхностей, в Вт/(м²·°С).

В качестве одного из методов дальнейшего расчета пластинчато-ребристых теплообменников примем метод, основанный на понятии об эффективности теплообменника ε и числе единиц передачи тепла N.

Полная теплоемкость массового расхода теплоносителя в единицу времени, называемая водяным эквивалентом, определяется выражением

$$W = Gc_p \text{ Вт/°С},$$

где G — массовый расход в кг/с; c_p — теплоемкость в Дж/(кг·°С). Из уравнения теплового баланса следует, что

$$\frac{W_г}{W_x} = \frac{t'_x - t''_x}{t'_г - t''_г}. \tag{289}$$

Эффективность теплообменника определяется по уравнению

$$\varepsilon = \frac{W_г(t'_г - t''_г)}{W_{min}(t'_г - t'_x)} = \frac{W_x(t'_x - t''_x)}{W_{min}(t'_г - t''_x)}, \tag{290}$$

где $W_г = G_г c_{pг}$ — водяной эквивалент горячего теплоносителя в Вт/град; $W_х = G_х c_{px}$ — водяной эквивалент холодного теплоносителя в Вт/град; W_{min} — меньшее из значения водяных эквивалентов $W_г$ или $W_х$; $t'_г$ и $t''_г$ — температура входа и выхода горячего теплоносителя; $t'_х$ и $t''_х$ — то же холодного теплоносителя.

Число единиц переноса тепла N, которое вводится в качестве безразмерной характеристики теплообменника, определяется соотношениями

$$N = \frac{kF}{W_{min}} = \frac{1}{W_{min}} \int_0^F k dF, \qquad (291)$$

где F — поверхность теплообменника, которая использовалась для определения коэффициента теплопередачи.

В общем случае соотношение между эффективностью теплообменника ε и числом единиц переноса тепла N может быть представлено функцией

$$\varepsilon = \varphi\left(N, \frac{W_{min}}{W_{max}}\right).$$

Значения эффективности теплообменника ε в зависимости от отношения водяных эквивалентов теплоносителей $\frac{W_{min}}{W_{max}}$ и числа единиц переноса N показаны: на рис. 124 для прямоточного теплообменника, на рис. 123 для противоточного теплообменника и на рис. 127 для перекрестно-точного теплообменника.

Зная характер движения потока, отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса тепла, по одному из указанных выше графиков находят значение эффективности теплообменника. Как видно из графиков, наиболее высокие значения эффективности теплообменников характерны для противоточных теплообменников. Наибольшее различие в эффективности теплообменников различных типов получается при отношении водяных эквивалентов, равном единице.

После определения значения эффективности теплообменника по формуле (290) вычисляются конечные температуры горячего и холодного теплоносителя.

Глава VII СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ

Спиральные теплообменники получили в промышленности сравнительно широкое распространение, что объясняется рядом важных преимуществ их по сравнению с теплообменными аппаратами других типов.

Спиральные теплообменники могут изготовляться из любого рулонного материала, подвергаемого холодной обработке и свариванию. Теплообменники компактны, их конструкция предусматривает возможность полного противотока. Площадь поперечного сечения каналов по всей длине остается неизменной, и поток не имеет резких изменений направлений, благодаря чему загрязнение поверхности спиральных теплообменников меньше, чем теплообменных аппаратов других типов, кроме того, ряд конструкций их позволяет проводить сравнительно легкую очистку в случае, не требующем для удаления осадка механического воздействия. Гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников при одинаковой скорости движения жидкости меньше, чем у кожухотрубчатых.

В СССР первые работы по проектированию, освоению производства и испытанию опытных образцов спиральных теплообменников проводились в 1935—1939 гг. в ЭКИХИММАШе и ГИПРОАЗОТМАШе. В дальнейшем, работы по разработке новых типов спиральных теплообменников и освоению их производства проводились главным образом УкрНИИХИММАШем и Сумским машиностроительным заводом им. Фрунзе. В 1966 г. утвержден разработанный УкрНИИХИММАШем ГОСТ на стальные теплообменники, в соответствии с которым в СССР выпускаются теплообменники двух типов и семи видов исполнения.

За рубежом спиральные теплообменники выпускают фирмы Альфа-Лаваль (Швеция), APV (Англия и США), Рока аппаратенбау, Феникс-Рейнрор, Руршиль (ФРГ), Петрогаз (Голландия), Кокиво сайсакушо (Япония) и др.

Спиральные теплообменники различных конструкций нашли применение для систем жидкость — жидкость, для систем жидкость — пар в качестве конденсаторов, нагревателей и испарителей, для охлаждения и нагревания паро-газовых смесей. Спиральные теплообменники специальной конструкции могут

компоноваться с ректификационными колоннами и применяться в качестве дефлегматоров.

Одно из назначений спиральных теплообменников — нагревание и охлаждение высоковязких жидкостей. Так как вязкая жидкость проходит по одному каналу, то устраняется проблема равномерного распределения вязкой жидкости по трубам. Нами для вязких жидкостей (прядильный раствор синтетического волокна «нитрон») испытывался спиральный теплообменник со сквозными каналами для прядильного раствора и спиральным каналом, по которому поступали пар или охлаждающая вода. Спиральные теплообменники могут успешно применяться для шламов и жидкостей, содержащих волокнистые материалы. Применение специальных теплообменников для газов ограничено малым поперечным сечением канала.

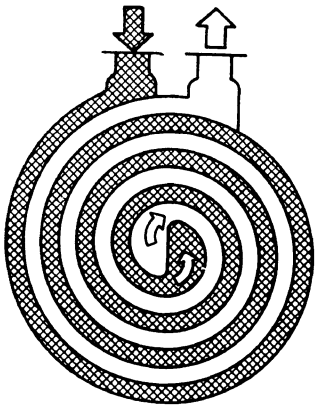


Рис. 141. Схема движения жидкости в спиральном теплообменнике

Спиральные теплообменники применяются в гидролизной промышленности в качестве дефлегматоров, рекуператоров тепла в отбелочных отделениях, конденсаторов терпентиновых паров и поверхностных конденсаторов в выпарных отделениях; в химической промышленности — в качестве теплообменников при производстве серной, азотной и фосфорной кислот, в качестве конденсаторов для различных органических соединений; в коксогазовой промышленности — для охлаждения аммиачной воды, бензола и поглотительного масла, в алюминиевой промышленности — в качестве теплообменников для алюминатных растворов; в сахарной и пищевой промышленности — для нагрева и охлаждения раствора сахара и фруктовых соков.

Спиральный теплообменник представляет собой два спиральных канала, навитых из рулонного материала вокруг центральной разделительной перегородки (керна) (рис. 141).

По видам уплотнения торцов каналы делятся на три основных типа.

1. Тупиковые каналы, каждый из которых заваривается с противоположной стороны при помощи вставленной ленты (см. рис. 142, *а*). Такой способ уплотнения исключает возможность смешения теплоносителей при прорыве прокладки. После снятия крышек оба канала легко подвергаются чистке. Этот способ уплотнения каналов наиболее распространен.

2. Глухие каналы, в которых канал заваривается на торцах с обеих сторон (рис. 142, *б*). Недостаток этого типа уплотнения заключается в невозможности чистки каналов.

3. Сквозные каналы, открытые с торцов (рис. 142, *в*, *г*). Уплотнение достигается при помощи манжет U-образного сечения или листового прокладочного материала. Каналы такого типа легко поддаются чистке, но основной их недостаток заключается в возможности перетока теплоносителя из одного канала в другой.

В конструкциях теплообменников встречаются и различные комбинации вышеуказанных каналов.

Для придания спиральным теплообменникам жесткости, особенно при давлении выше 0,3 МПа (3 кгс/см^2), в большинстве

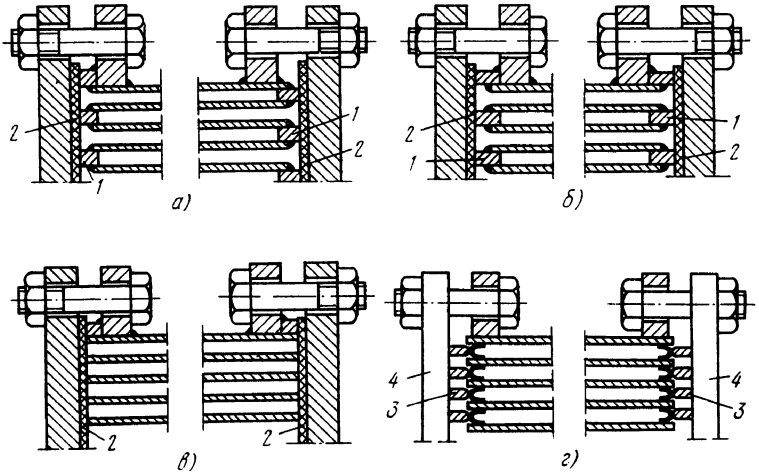


Рис. 142. Уплотнение торцов каналов:

а — тупиковых, *б* — глухих, *в* — сквозных, уплотненных листовой прокладкой; *г* — сквозных, уплотненных U-образной прокладкой

теплообменников к одной из лент перед навивкой приваривают штифты. Кроме создания жесткости, штифты фиксируют расстояние между спиралями.

Согласно ГОСТу 12067—66 навивка спиральных теплообменников производится из рулонной стали шириной от 0,2 до 1,5 м, поверхность нагрева теплообменников от 3,2 до 100 м^2, ширина канала 8 или 12 мм, давление до 1 МПа (10 кгс/см^2). Толщина стенок при давлении до 0,3 МПа (3 ат) — 2 мм, до 0,6 МПа (6 ат) — 3 мм.

По ГОСТу спиральные теплообменники выпускаются двух типов; тип 1 с тупиковыми каналами (с крышами) и тип 2 с глухими каналами (без крышек). Тип 1 выпускается в четырех исполнениях: горизонтальный теплообменник на лапах для жидкостей (рис. 143, *а*); горизонтальный теплообменник на цапфах для жидкостей (рис. 143, *б*); вертикальный теплообменник на цапфах для конденсации паров (рис. 144, *а*); вертикальный теплообменник на цапфах для паро-газовой смеси (рис. 144, *б*).

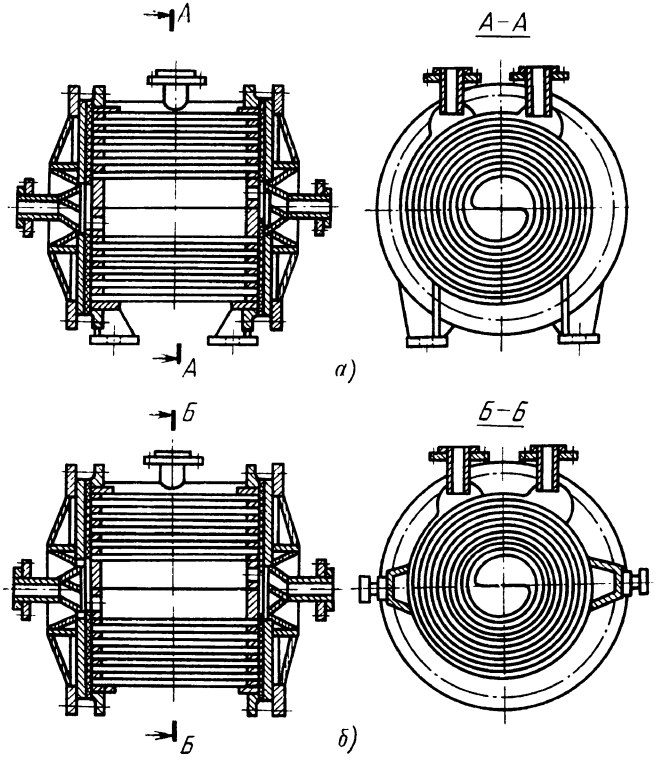


Рис. 143. Горизонтальные спиральные теплообменники с тупиковыми каналами (тип 1):
а — на лапах, *б* — на цапфах

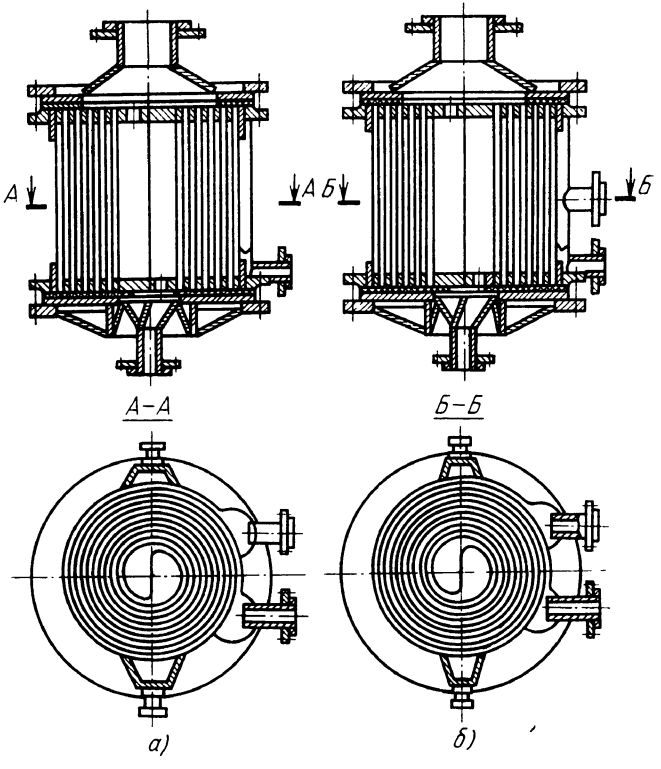


Рис. 144. Вертикальные спиральные теплообменники с тупиковыми каналами (тип 1):
для паров (*а*) и для паро-газовых смесей (*б*)

Тип 2 выпускается в трех исполнениях: горизонтальный на лапах; горизонтальный на цапфах; вертикальный на лапах (рис. 145).

Спиральные теплообменники изготовляют из углеродистой стали ВМСт3 и из сталей Х18Н10Т, 0Х18Н10Т и Х17Н12М2Т. Для изготовления крышек может применяться двухслойная сталь марок ВМСт3+Х18Н10Т и 20К + Х17Н13М2Т и др.

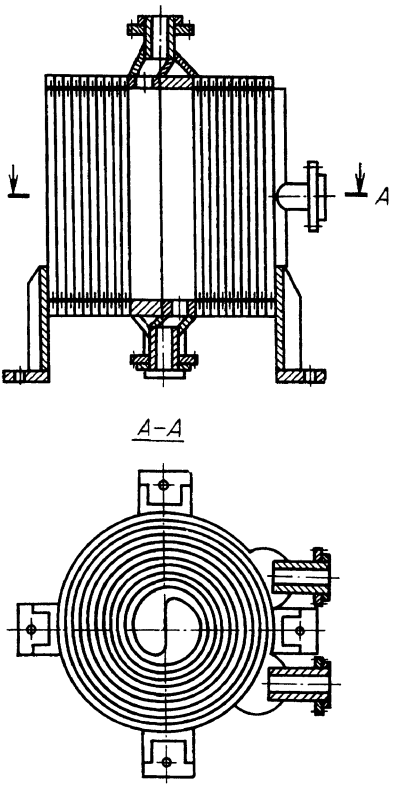


Рис. 145. Вертикальный теплообменник на лапах с глухими каналами (тип 2)

В качестве прокладок применяют резину, паронит, фторопласт, асбестовый картон и др.

Теплообменники спиральные для жидкости состоят из корпуса спирали с тупиковыми каналами, двух плоских крышек по торцам с прокладками, четырех штуцеров для входа и выхода теплоносителей, два из которых установлены в центральной части крышки, а два — в верхней части корпуса на коллекторах.

Корпус спирали выполняется на лапах для установки непосредственно на фундаменте в горизонтальном исполнении или на цапфах для установки в любом положении: вертикальном, горизонтальном и наклонном.

Принцип работы спиральных теплообменников для жидкостей заключается в следующем: первый теплоноситель поступает под давлением через штуцер на одной из крышек в камеру центровика, а затем по каналу спирали — в коллектор и через штуцер выходит из теплообменника. Второй теплоноситель через штуцер коллектора поступает в смежный канал спирали противотоком по отношению к первому теплоносителю и выходит через штуцер второй крышки.

Спиральные теплообменники для конденсации паров изготовляются только в вертикальном варианте и состоят из корпуса спирали с тупиковыми каналами, двух крышек (верхней — с конусом для подвода пара к каналам и нижней с прокладками для уплотнения каналов), четырех штуцеров для входа и выхода теплоносителей, два из которых установлены в крышках,

а два — в боковых коллекторах, причем один из них для вывода конденсата установлен в нижней части коллектора.

Спиральные теплообменники для парогазовой смеси отличаются от теплообменников для конденсации паров только тем, что они имеют еще штуцер для выхода газов после отделения от них конденсата, который установлен в середине коллектора, на котором имеется штуцер для выхода конденсата.

Вертикальное расположение каналов конденсаторов исключает образование пробок конденсата и гидравлические удары. Пар или паро-газовая смесь поступает в аппарат через штуцер большого диаметра одновременно в большинство каналов, кроме нескольких крайних наружных. Образующийся конденсат стекает по вертикальной стенке каналов, собирается в нижней части каналов теплообменника и стекает по спирали в штуцер для конденсата, расположенный у нижней стороны канала. Остатки неконденсировавшегося пара или паро-газовой смеси проходят несколько наружных витков канала по спирали и после охлаждения отводятся через штуцер на коллекторе тупиковых каналов.

Гидравлическое сопротивление каналов по паровой стороне невелико вследствие достаточно большого поперечного сечения каналов, включенных на входе пара параллельно. Охлаждающая среда подается через наружный коллектор и движется по спиральному каналу к центру, откуда выводится через штуцер на нижней крышке.

Спиральные теплообменники могут выполняться для движения теплоносителей по спиральному потоку, по поперечному, пересекающему спираль потоку и по комбинированному потоку, сочетающему поперечный и спиральный поток. Конструктивное оформление таких теплообменников может быть разнообразным.

Зарубежные фирмы навивку спиральных теплообменников производят из рулонного материала шириной от 0,1 до 1,8 м и толщиной от 2 до 8 мм. Диаметр сердечника (керна) 200—300 мм. Ширина канала от 5 до 25 мм, поверхность нагрева выпускаемых теплообменников от 0,5 до 160 м^2. Для получения больших поверхностей теплообменники могут быть соединены в блоки.

За рубежом спиральные теплообменники изготовляют из углеродистой и коррозионностойкой сталей, хастеллоя В и С, никеля и никелевых сплавов, алюминиевых сплавов и титана.

При относительно высоких давлениях в каналах часть зарубежных фирм в целях снижения веса и придания достаточной прочности навивку теплообменников производят из стали разной толщины. Внутренние витки с меньшим радиусом навиваются из более тонкого материала, а наружные витки с большим радиусом — из металла большей толщины. Полотнища разной толщины свариваются под углом, для того чтобы более жесткий шов не мешал навивке спирали.

В ряде случаев спиральные теплообменники конструируют с расчетом на применение анодной антикоррозионной защиты или защитных покрытий.

Определение размеров спирального теплообменника. Для определения геометрических размеров спирального теплообменника после теплового расчета и определения величины рабочей поверхности исходят из размеров внутреннего радиуса спиралей (по ГОСТу 12067—66 радиус равен 150 мм), ширины канала, т. е. расстояния между листами, и ширины ленты, из которой производится навивка.

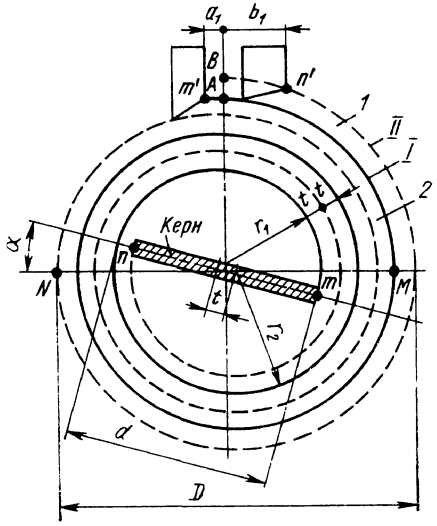


Рис. 146. Схема к расчету длины канала теплообменника:
1 — наружный канал; *2* — внутренний канал

Поверхность нагрева спирального теплообменника, полученная на основании теплового расчета, связана с размерами спиралей соотношением

$$F = 2Lb_e, \qquad (292)$$

где L — эффективная длина спирали от точек m и n до точек M и N (рис. 146);

b_e — эффективная ширина спирали, равная ширине навиваемой ленты за вычетом толщины входящих внутрь спирали металлических лент или прокладок:

$$b_e \approx b - 20 \text{ мм},$$

где b — ширина полосы.

Эффективную длину спирали определяют с учетом того, что наружный виток спирали не участвует в передаче тепла.

Каждый виток строится по двум радиусам: первый виток по радиусам

$$r_1 = \frac{d}{2}; \quad r_2 = r_1 + t,$$

где $t = \delta + \delta_{ст}$ — шаг спирали;

δ — ширина канала (зазор между спиралями);

$\delta_{ст}$ — толщина листа.

Длина первого витка

$$l_1 = 2\pi\left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right) = \pi(r_1 + r_1 + t) = 2\pi r_1 + 2\pi t \cdot 0{,}5.$$

Длина второго витка $l_2 = 2\pi r_2 + 2\pi t \cdot 2{,}5$.

Длина n-го витка $l_n = 2\pi r_n + 2\pi t(2n - 1{,}5)$.

Суммируя, получим длину одной спирали

$$L = l_1 + l_2 + \ldots + l_n = 2\pi r_1 n + \pi t n(2n - 1), \qquad (293)$$

откуда число витков, необходимое для получения эффективной длины, определяем по уравнению

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi t} + \frac{1}{16}\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} - \frac{1}{4}\left(\frac{d}{t} - 1\right). \qquad (294)$$

Число витков обеих спиралей

$$N = 2n = \sqrt{\frac{2L}{\pi t} + \frac{1}{4}\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} - \frac{1}{2}\left(\frac{d}{t} - 1\right), \qquad (295)$$

где $d = 2r + t$ — внутренний диаметр спирального теплообменника.

Наружный диаметр спирали с учетом толщины листа определяется по формуле

$$D = d + 2Nt + \delta_{ст}. \qquad (296)$$

Действительная длина листов спиралей между точками m и m' для спирали I и между точками n и n' для спирали II (фиг. 146) определяется по соотношениям:

$$L_I = L + \frac{1}{4}\pi D + a_1; \qquad (297)$$

$$L_{II} = L + \frac{3}{4}\pi D - b_1. \qquad (298)$$

ХАРАКТЕРИСТИКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ СПИРАЛЬНЫХ КАНАЛОВ

Экспериментально установлено, что соотношения для падения давления в стабилизированном турбулентном потоке, справедливые для круглых труб, можно использовать и для труб некруглого сечения, если при вычислении коэффициента сопротивления трения и критерия Рейнольдса подставлять в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр, равный $4f/\Pi$.

Определяя коэффициенты трения при турбулентном изотермическом движении жидкости в прямоугольных каналах при различном соотношении сторон, Харнет, Кох и Мак-Комас показали, что в интервале значений критерия Рейнольдса от $6 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^5$ зависимости для определения коэффициента трения для круглых труб пригодны для прямоугольных труб с любым соотношением сторон при подстановке в эту зависимость эквивалентного диаметра.

Сравнение экспериментальных данных для каналов прямоугольного сечения с зависимостью для круглой трубы по данным ряда авторов показано на рис. 147. Однако, несмотря на наличие

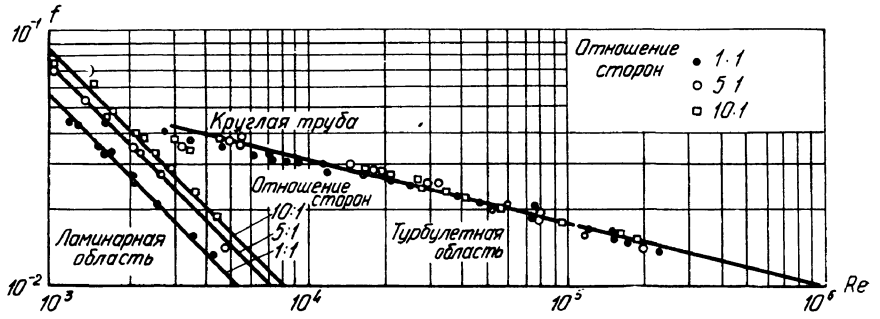


Рис. 147. Сравнение экспериментальных данных для прямоугольных каналов с расчетными для кругой трубы (по Блазиусу)

большого количества работ, посвященных движению жидкости в прямоугольных каналах, гидродинамика потока в спиральных теплообменниках изучена недостаточно.

Различие в движении жидкости в прямом плоском канале и в канале спирального теплообменника состоит, в частности, в том, что на жидкость, движущуюся в криволинейном канале, действует центробежная сила инерции, тем большая, чем больше ее окружная скорость. Следовательно, ближе к оси канала центробежные силы больше, чем у стенок, и это вызывает явление поперечной циркуляции.

Поперечная (вторичная) циркуляция может наблюдаться как при турбулентном, так и при ламинарном движении. В случае ламинарного потока имеет место упорядоченное движение жидкости со сложными траекториями не смешивающихся между собой струек.

В качестве первого приближения к рассмотрению вопроса о гидродинамике движения в криволинейных прямоугольных каналах рассмотрим характер движения жидкости в круглой изогнутой трубе.

При ламинарном движении жидкости внутри змеевика фактором, определяющим влияние кривизны, является введенный Дином параметр K_D, зависящий от числа Рейнольдса:

$$K_D = \mathrm{Re}\sqrt{\frac{d}{D}}, \qquad (299)$$

где d — внутренний диаметр трубы; $D = 2R$, здесь R — радиус кривизны змеевика, $\mathrm{Re} = \frac{wd}{\nu}$.

При $K_D < 13{,}5$ в потоке отсутствует поперечная циркуляция. При $K_D > 13{,}5$, хотя течение остается ламинарным, в потоке появляется поперечная циркуляция. Следовательно, значение $\mathrm{Re}_{\text{пр}}$,

при котором отсутствует поперечная циркуляция, определяется так:

$$\mathrm{Re}_{\text{пр}} = 13{,}5\sqrt{\frac{D}{d}}. \tag{300}$$

Мори и Накаяма провели тщательное изучение гидродинамики потока в змеевике канала. Исследование проводилось на установке, состоящей из вентилятора для подачи воздуха, трубы с диафрагмой, струевыпрямителя длиной 1,6 м, прямого участка медной трубы диаметром 38 × 1,2 мм, длиной 8,5 м и, наконец, горизонтального витка с отношением радиусов, равным 40.

Профиль скоростей по горизонтальной и вертикальной оси змеевиковой трубы при значениях Re = 4000 показан на рис. 148. Как видно из рисунка, влияние кривизны на характер распределения скоростей в трубе имеет большое значение.

Для определения коэффициента сопротивления в изогнутой трубе получена зависимость

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{пр}}} = \frac{0{,}108K_D^{\frac{1}{2}}}{1-3{,}253K_D^{-\frac{1}{2}}}; \quad \xi = \left(-\frac{\partial P}{R\partial\theta}\right)\frac{d}{\frac{\rho w^2}{2}}, \tag{301}$$

где P — давление в точке потока, а θ — угловая координата (при стабилизированном потоке $\frac{\partial P}{\partial \theta} = \text{const}$, но $\frac{\partial P}{\partial \theta} \neq 0$ из-за наличия поперечной циркуляции).

По данным Ито, результаты исследования гидравлического сопротивления в змеевиках из круглых труб в диапазоне $13{,}5 \leqslant K_D \leqslant 2000$ описываются уравнением

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{пр}}} = \frac{21{,}5K_D}{(1{,}56+\log K_D)^{5{,}73}}, \tag{302}$$

где $\xi_{\text{пр}}$ — коэффициент сопротивления в прямой трубе при тех же значениях критерия Рейнольдса, что и в изогнутой. Уравнение справедливо при значениях $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{\text{кр}}$. Критическое значение числа Рейнольдса для круглых змеевиковых труб возрастает с уменьшением радиуса кривизны змеевика.

Значение $\mathrm{Re}_{\text{кр}}$ для змеевика [134] может быть определено из уравнения

$$\mathrm{Re}_{\text{кр}} = 18\,500\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}28}. \tag{303}$$

Опытные данные о $\mathrm{Re}_{\text{кр}}$ представлены на рис. 149. На этом рисунке область *I* соответствует ламинарному течению жидкости без циркуляции, область *II* — ламинарному течению с поперечной циркуляцией и область *III* — турбулентному течению.

Согласно данным работы Минтона, критическое значение критерия Рейнольдса для канала спирального теплообменника определяется по уравнению

$$Re_{кр} = 20\,000\left(\frac{d_э}{D_c}\right)^{0,32}, \qquad (304)$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр; D_c — диаметр спирали.

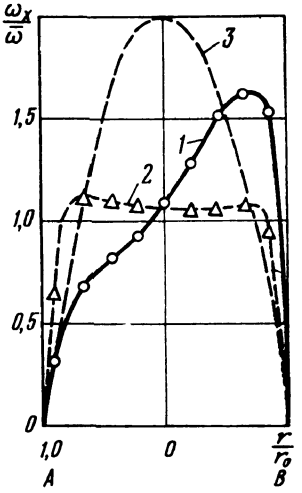


Рис. 148. Профиль скоростей в змеевиковой трубе при Re = 4000 и D/d = 40:

1 — по горизонтальной оси; *2* — по вертикальной оси; *3* — профиль Пуазейля

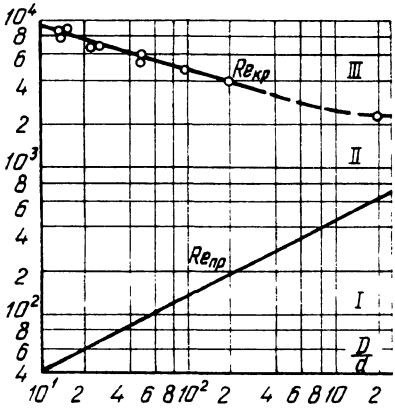


Рис. 149. График зависимости $Re_{кр}$ и $Re_{пр}$ от D/d для змеевиков (*I* — область ламинарного течения; *II* — область ламинарного течения с поперечной циркуляцией; *III* — область турбулентного течения)

Для канала с зазором 10 мм увеличение диаметра спирали от 0,5 до 1,5 м приводит к уменьшению значения $Re_{кр}$ от 7000 до 5000. Как видно из уравнений (302) и (303), критические значения критерия Рейнольдса для змеевиков и каналов спиральных теплообменников получаются очень близкими.

Подробное исследование, посвященное изучению движения потока жидкости в канале спирального теплообменника, провели И. И. Чернобыльский и В. И. Гнатовский, которые изучали гидродинамику потока жидкости в спиральных каналах шириной 4 и 6 мм, высотой каналов соответственно 182 и 180 мм, отношением $\delta : b = 1 : 45{,}5$ и $1 : 30$. Каналы были навиты из углеродистой стали толщиной 4 мм с начальным радиусом кривизны 45 мм. Авторы пришли к выводу, что при изотермическом режиме движения и значениях $Re < 7000$ имеет место ламинарный поток, при $Re = 7000 \div 14000$ переходный поток, а при $Re > 14000$ поток турбулентный.

На рис. 150 приведены полученные в той же работе кривые гидравлического сопротивления первого и четвертого витков 6-мм канала при изотермическом режиме движения жидкости. Отношение радиусов кривизны каналов к эквивалентному диаметру равны: у первого полувитка $R_1 : d_э = 3{,}9$, у четвертого

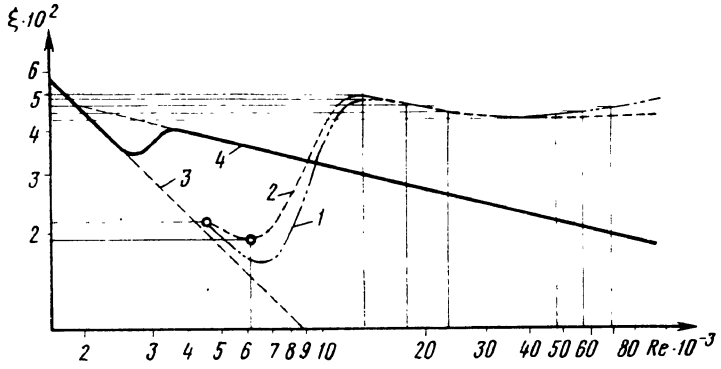


Рис. 150. График зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Re:

1 — в первом полувитке; $\frac{R}{d_э}=2{,}9$; *2* — в четвертом полувитке $\frac{R}{d_э}=6{,}2$; *3* — $\lambda=\frac{93}{\mathrm{Re}}$; *4* — $\lambda=\frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}$

$R_4 : d_э = 6{,}2$. Расхождение кривых ξ в интервале $\mathrm{Re} = 5000 \div 10\,000$ и $\mathrm{Re} > 50\,000$ авторы объясняют тем, что для $\mathrm{Re} < 10\,000$ кривизна канала стабилизирует ламинарный поток, а для $\mathrm{Re} > 50\,000$ появляется явление поперечной циркуляции. С достаточной для инженерных расчетов точностью опытные кривые в области турбулентного движения описываются уравнением

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2\lg\left(\frac{31{,}6}{\mathrm{Re}^{0{,}9}} + \frac{\bar{\Delta}^2}{13{,}73}\right), \qquad (305)$$

где $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_э}$ — относительная шероховатость стенок канала.

В ламинарной области (при $\mathrm{Re} < 6000$) значение $\xi = \varphi\frac{64}{\mathrm{Re}}$, где φ — коэффициент, учитывающий влияние относительной ширины канала на гидравлическое сопротивление. Гидравлическое сопротивление спиральных щелевидных каналов при неизотермическом турбулентном движении так же, как и для прямых труб, подчиняется зависимости

$$\xi = \xi_{из}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ст}}{\mathrm{Pr}}\right)^{\frac{1}{3}}. \qquad (306)$$

Для определения потери напора при прохождении жидкости

через канал спирального теплообменника с распорными штифтами Харгис приводит формулу

$$\Delta P = \frac{L\gamma w^2}{415}\left[\frac{A}{\mathrm{Re}^{0,33}} + B + \frac{16,4}{L}\right], \qquad (307)$$

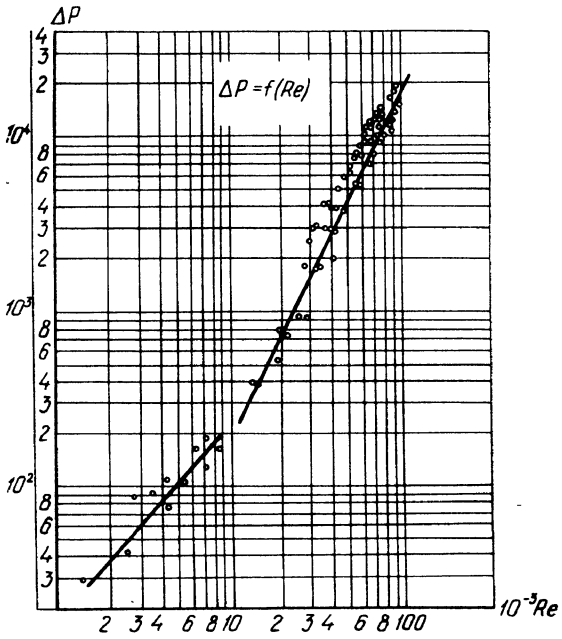


Рис. 151. Зависимость гидравлического сопротивления теплообменника ΔP от числа Re

где L — длина спирали в фут; w — скорость в фут/сек; γ — удельный вес; A — постоянная; B — величина, зависящая от шага штифтов и их размеров.

Минтон указывает, что величина A в уравнении (307) достаточно точно аппроксимируется выражением $A = \frac{28}{\delta + 0,125}$, где δ — ширина канала, дюймы; величина $B = 1,5$ для шага штифтов 70 мм и диаметра 8 мм.

Нами исследовано гидравлическое сопротивление спирального теплообменника со штифтами. Теплообменник поверхностью 35 м² был изготовлен из четырехмиллиметровой стали марки Х17Н13М2Т; ширина ленты 500 мм, ширина канала 10 мм. Расположение штифтов в теплообменнике коридорное, расстояние между расположенными по сторонам квадрата штифтами 70 мм, диаметр штифтов 5 мм.

При исследовании скорость протекания жидкости изменялась от 0,1 до 3,0 м/с. Значение числа Рейнольдса изменялось от 1300 до 100 000. Экспериментальные данные в виде зависимости $\Delta P = f(\mathrm{Re})$ показаны на рис. 151 (ΔP в кгс/м²). С достаточной для инженерных расчетов точностью, в случае турбулентного движения, потерю давления в спиральном теплообменнике со штифтами с шагом 70 мм можно определить по формуле

$$\Delta P = 0,0113\frac{L\rho w^2}{\mathrm{Re}^{0,25}\delta}, \qquad (308)$$

где ΔP — потеря давления в кгс/м²; L — длина спирали в м; ρ — плотность в кг/м³; w — скорость в м/с; δ — ширина канала в м.

Наша работа показала, что формула (307) при условии подстановки в нее вместо величин A и B предложенных Минтоном зависимостей дает хорошее совпадение с опытными данными.

ТЕПЛООТДАЧА В СПИРАЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Процесс теплообмена в спиральных каналах, а особенно в спиральных каналах прямоугольной формы, изучен недостаточно. Еще меньше изучен теплообмен в спиральных каналах со штифтами, которые наиболее часто применяются в современных спиральных теплообменниках.

Профили скоростей относительно оси в изогнутых круглых трубах получаются несимметричными, что объясняется наличием вторичных течений. Если в такой трубе происходит явление теплообмена, то и поле температур также будет несимметричным. На рис. 152 по данным работы Мори и Накаямы показано распределение температуры в изогнутой трубе внутреннего диаметра 35,6 мм при отношении радиуса трубы к радиусу закругления, равному 40. Поле температур снято при $\mathrm{Re} = 4000$.

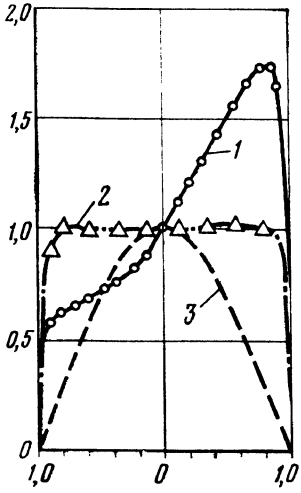


Рис. 152. Распределение температур в изогнутой трубе при $\mathrm{Re} = 4000$:

1 — горизонтальная ось; *2* — вертикальная ось; *3* — прямая труба

В той же работе дано теоретическое исследование процесса теплообмена при ламинарном движении жидкости в круглой трубе, изогнутой по окружности при полностью сформированном температурном поле и одинаковом тепловом потоке для больших чисел Дина $\left(K_D = \mathrm{Re}\sqrt{\frac{d}{D}}\right)$. В качестве граничных условий принято, что температура стенки по окружности постоянна и что по длине трубы плотность теплового потока также постоянна. Поток условно разделен на две области — ядро, в котором можно пренебречь силами вязкости и переносом тепла вследствие теплопроводности, и пограничный слой (тепловой и гидромеханический).

Отношение толщины теплового $\delta_т$ и гидромеханического $\delta_г$ пограничного слоя $\zeta_1 = \frac{\delta_т}{\delta_г}$.

В случае, если $\mathrm{Pr} \geqslant 1$, величина $\zeta_1 \leqslant 1$ и может быть определена по уравнению

$$\zeta_1 = \frac{2}{11}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{77}{4}\frac{1}{\mathrm{Pr}^2}}\right). \qquad (309)$$

В случае, если $\mathrm{Pr} \leqslant 1$, величина $\zeta \geqslant 1$ и может быть определена по уравнению

$$\zeta_1 = \frac{1}{5}\left(2 + \sqrt{\frac{10}{\mathrm{Pr}^2} - 1}\right). \tag{310}$$

В первом приближении отношение значений критерия Нуссельта в изогнутой трубе и прямой трубе получено равным

$$\frac{\mathrm{Nu_{из}}}{\mathrm{Nu_{пр}}} = 0{,}1979\,\frac{K_D^{0,5}}{\zeta_1}, \tag{311}$$

где K_D — число Дина.

Во втором приближении при $\mathrm{Pr} \geqslant 1$

$$\frac{\mathrm{Nu_{из}}}{\mathrm{Nu_{пр}}} = \frac{0{,}1979 K_D^{0,5}}{\zeta_1\left\{1 + \frac{37{,}05}{\zeta_1}\left[\frac{1}{40} - \frac{17}{120}\zeta_1 + \left(\frac{1}{10\zeta_1} + \frac{13}{30}\right)\frac{1}{10\mathrm{Pr}}\right]K_D^{-0,5}\right\}}. \tag{312}$$

При $\mathrm{Pr} \leqslant 1$

$$\frac{\mathrm{Nu_{из}}}{\mathrm{Nu_{пр}}} = \frac{0{,}1979 K_D^{0,5}}{\zeta_1\left\{1 - \frac{37{,}05}{\zeta_1}\left[\frac{\zeta_1^2}{12} + \frac{1}{24} - \frac{1}{120\zeta_1} - \left(\frac{4}{3}\zeta_1 - \frac{1}{3\zeta_1} + \frac{1}{15\zeta_1^2}\right)\frac{1}{20\mathrm{Pr}}\right]K_D^{-0,5}\right\}}. \tag{313}$$

На рис. 153 показано значение $\frac{\mathrm{Nu_{из}}}{\mathrm{Nu_{пр}}}$ при различных значениях Pr в зависимости от числа Дина K_D. Кривые построены по уравнениям (312) и (313), а экспериментальные точки получены при теплообмене с воздухом и при теплообмене с маслом. При увеличении числа Дина и Прандтля влияние кривизны на сопротивление потока и теплообмена увеличивается.

Модель	Диаметр трубы в мм	Диаметр спирали в мм	Отношение диаметров
I	6,1	210	$\frac{1}{34{,}4}$
II	8,0	183	$\frac{1}{22{,}8}$
III	3,0	187	$\frac{1}{62{,}3}$

Как видно на рис. 153, экспериментально полученные соотношения чисел Нуссельта хорошо согласуются с теоретическими.

В. Г. Фастовский и А. Е. Ровинский исследовали теплоотдачу в круглом спиральном канале на трех моделях:

В качестве теплоносителей использовалась вода, трансформаторное масло и смесь трансформаторного масла с дихлорметаном.

Авторы указывают, что в исследованной области значений $Re < Re_{кр}$ опытные значения Nu в изогнутой трубе не более чем на 7—10% отличаются от вычисленных по уравнению, рекомендуемому для определения коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении жидкости в прямой трубе:

$$Nu = 0{,}021 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}.$$

Количество экспериментальных работ по исследованию процесса теплообмена в прямоугольных каналах спиральных теплообменников очень ограничено.

Л. П. Ваганов в Государственном экспериментальном институте химического машиностроения (ЭКИХИММАШ) проводил испытание опытного образца спирального теплообменника, навитого из стали толщиной 5 мм, высотой канала 460 мм, шириной 6 мм. Поверхность нагрева 3,4 м². Аппарат работал или как конденсатор, или как греющая камера выпарной установки. Для расчета спиральных теплообменников автор рекомендует следующие формулы:

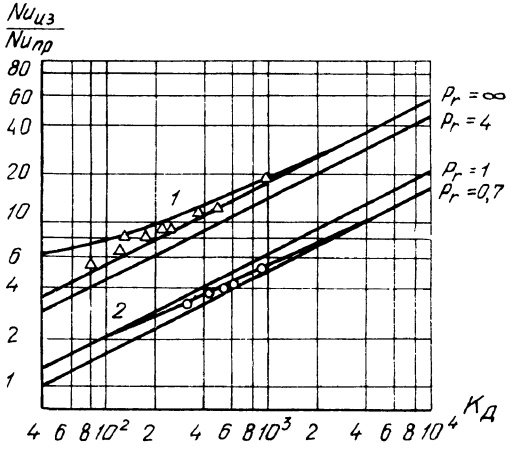


Рис. 153. Зависимость отношения чисел Нуссельта в изогнутой и прямой трубах от числа Дина по данным расчета (кривые) и эксперимента (1 — для масла; 2 — для воздуха)

$$Nu = 0{,}0235 Re^{0,8} Pr^{0,37} \text{ (для нагревания);} \qquad (314)$$

$$Nu = 0{,}0235 Re^{0,8} Pr^{0,3} \text{ (для охлаждения).} \qquad (315)$$

Однако нужно сказать, что методика проведения эксперимента была недостаточно совершенна. Температуры стенок теплообменника автором не измерялись, значения коэффициентов теплоотдачи получены косвенным путем и поэтому нельзя утверждать, что формулы достаточно хорошо отражают действительные характеристики.

Исследование теплообмена при протекании жидкости в канале спирального теплообменника было проведено Кунсом, Харгисом и др. По данным авторов, турбулентное движение в каналах спирального теплообменника начинается при значениях числа Рейнольдса порядка 1400—1800. При турбулентном движении предлагается определять коэффициент теплоотдачи по уравнению

$$Nu = 0{,}0225 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \qquad (316)$$

однако и эта формула не может быть признана достаточно надежной.

Значительно более достоверными являются данные, полученные А. В. Пинаевым, а также И. И. Чернобыльским и В. И. Гнатовским. А. В. Пинаев на опытной установке исследовал процесс теплообмена в четырех типах каналов спирального теплообменника. Каналы имели следующие размеры в мм:

Ширина канала	8,5	8,5	16,5	16,5
Высота канала	220	142	200	142
Длина канала	3368	3368	3228	3228
Начальный радиус кривизны	105,8	105,8	109,8	109,8

Опытные каналы были разбиты на ряд экспериментальных участков, где измерялась температура потоков и их количества, а также температура стенок участков. Для этих локальных участков определялись опытные значения коэффициентов теплоотдачи.

Кроме того, для всего опытного теплообменника были определены средние значения коэффициентов теплоотдачи, учитывающие влияние входных и выходных условий.

При обработке опытных данных значения коэффициентов тепло отдачи определялись по следующим формулам:

а) средние — для всего опытного теплообменника

$$\alpha = \frac{Gc\left(t'_{ж} - t''_{ж}\right)}{F_1\left(\bar{t}_{ж} - t'_{ст}\right) + F_2\left(\bar{t}_{ж} - t''_{ст}\right)}; \qquad (317)$$

б) локальные — для выделенных локальных участков

$$\alpha_{л} = \frac{Gc\left(t'_{ж} - t''_{ж}\right)}{F_1\left(\bar{t}_{ж} - t'_{ст}\right) + F_2\left(\bar{t}_{ж} - t''_{ст}\right)}, \qquad (318)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; c — теплоемкость жидкости; G — часовой расход жидкости; $t'_{ж}$ и $t''_{ж}$ — температура жидкости соответственно на входе и на выходе; $\bar{t}_{ж}$ — средняя температура жидкости; $t'_{ст}$ и $t''_{ст}$ — средняя температура на поверхности выпуклой и вогнутой стенок соответственно; F_1 и F_2 — поверхность теплообмена выпуклой и вогнутой стенок канала соответственно.

На рис. 154 показана кривая зависимости локального относительного коэффициента теплоотдачи ε от радиуса кривизны локального участка R. Величина ε определена как отношение коэффициентов теплоотдачи в теплообменнике со спиральным каналом и с прямыми при тех же условиях, т. е. $\varepsilon = \alpha_{сп}/\alpha_{пр}$. Кривая показывает, что для изогнутых каналов прямоугольного сечения при турбулентном движении потока коэффициент ε уменьшается с увеличением радиуса кривизны, причем интенсивность этого изменения не одинакова. Начальные витки спирального теплообменника влияют на относительный коэффициент теплоотдачи значительно больше, чем крайние витки.

На основании проведенных опытов с разными высотами каналов А. В. Пинаев приходит к выводу о том, что интенсивность теплоотдачи при турбулентном движении в спиральных каналах не зависит от отношения ширины канала к высоте. Для определения коэффициента теплоотдачи локальных участков спирального теплообменника он предложил пользоваться уравнением типа

$$\frac{Nu_{сп}}{Nu_{пр}} = 1 + C\left(\frac{nR}{d_э}\right)^q, \qquad (319)$$

где R — средний радиус кривизны локальных участков; n — число полувитков, составляющих локальный участок; C и q — опытные величины.

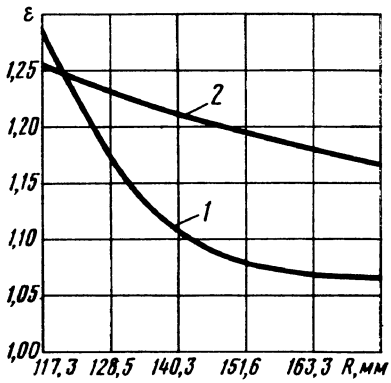


Рис. 154. Изменение относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от радиуса кривизны локального участка спирального теплообменника:

1 — экспериментальные данные; *2* — рассчитанные по формуле $\varepsilon = 1 + 1{,}77\frac{d_э}{R}$

И. И. Чернобыльский и В. П. Гнатовский провели тщательное исследование в двух типах каналов спиральных теплообменников, размеры которых указаны выше. По ходу движения жидкости в каналах измерялись температуры потока и температуры стенок каналов.

Авторы приходят к заключению, что для интенсификации работы спиральных теплообменников с относительной шириной $\delta : b = \frac{1}{30}$ и меньше необходимо работать при $Re > 30\,000$, так как тогда теплоотдача будет больше, чем в прямых каналах круглого сечения.

Найдено, что при нагревании значение коэффициентов теплоотдачи на 12—15% выше, чем при охлаждении. Для расчета спиральных теплообменников авторы рекомендуют пользоваться формулой вида

$$Nu = 0{,}023Re^{0{,}8}Pr^{0{,}4}\varepsilon, \qquad (320)$$

где ε — коэффициент, учитывающий влияние особенностей теплопередачи в спиральных каналах.

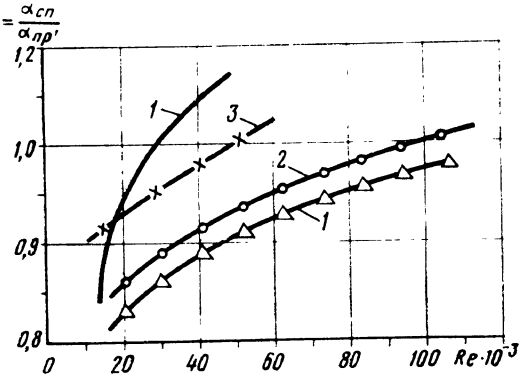


Рис. 155. Зависимость коэффициента ε от Re:

1 — для шестимиллиметрового канала при нагревании; *2* — то же при охлаждении; *3* — для четырехмиллиметрового канала при нагревании. *4* — то же при охлаждении

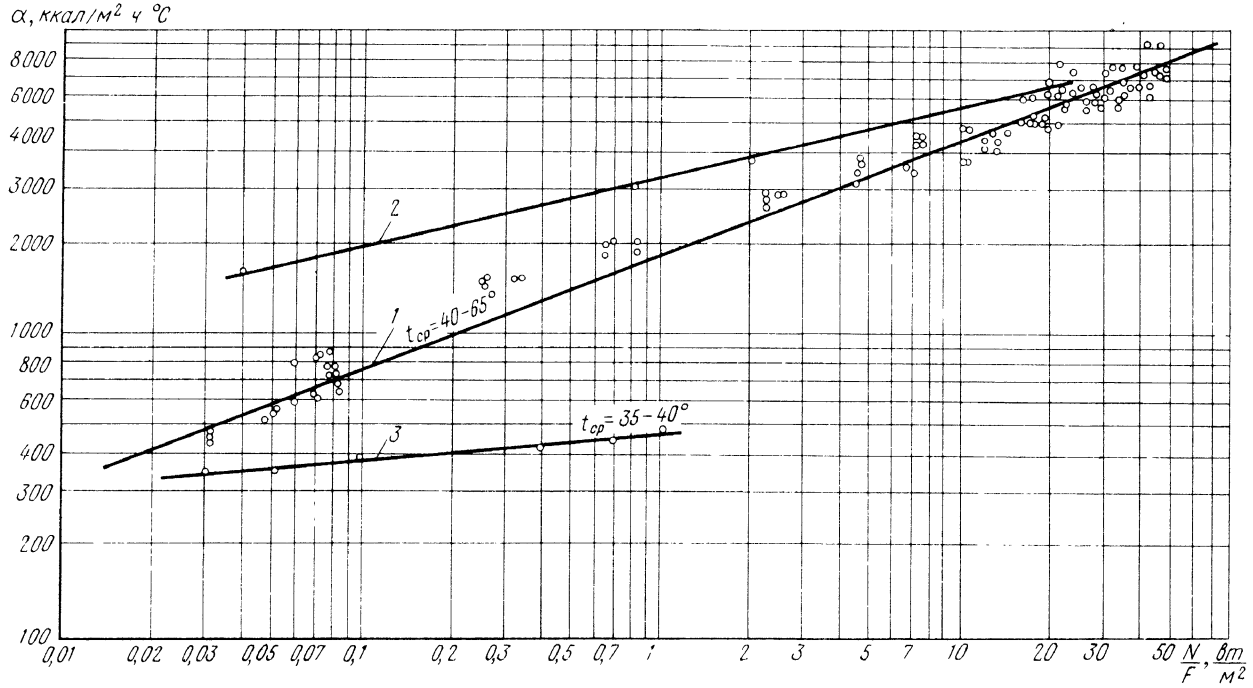


Рис. 156. Тепловая эффективность теплообменников:

1 — спирального (экспериментальные данные), *2* — пластинчатого; *3* — кожухотрубчатого

Задавшись скоростью движения раствора w_1 равной 0,5 м/с, находим площадь сечения канала теплообменника

$$f = \frac{G_1}{\rho_1 3600 w_1} = \frac{30\,000}{1196 \cdot 3600 \cdot 0,5} = 0,0138 \text{ м}^2,$$

откуда эффективная высота теплообменника (эффективная ширина ленты) $b_э = \frac{0,0138}{0,012} = 1,15$ м. Принимаем ширину ленты 1,25 м, тогда площадь поперечного сечения канала $f = 0,015$ м². Действительная скорость движения раствора NaOH по каналу теплообменника

$$w_1 = \frac{30\,000}{1196 \cdot 3600 \cdot 0,015} = 0,46 \text{ м/с}.$$

Скорость охлаждающей воды в канале теплообменника

$$w_2 = \frac{53\,000}{997 \cdot 3600 \cdot 0,015} = 0,98 \text{ м/с}.$$

Определяем значение критерия Рейнольдса для раствора

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{w_1 d_э}{\nu_1} = \frac{0,46 \cdot 0,024 \cdot 10^6}{1,563} = 7100.$$

Приняв диаметр спирали теплообменника $D_с = 1$ м, по формуле (304) находим критическое значение Re.

$$\mathrm{Re}_{кр} = 20\,000 \left(\frac{d_э}{D_с}\right)^{0,32} = 20\,000 \left(\frac{0,024}{1}\right)^{0,32} = 6000.$$

По формуле (322) определяем коэффициент теплоотдачи от раствора NaOH к стенке

$$\mathrm{Nu} = 0,023 \mathrm{Re}_1^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{d_э}{D_с}\right) =$$

$$= 0,023 \cdot 7100^{0,8} \cdot 10,7^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{1}\right) = 68,5.$$

Откуда

$$\alpha_1 = \frac{\mathrm{Nu}\,\lambda_1}{d_э} = \frac{68,5 \cdot 0,563}{0,024} = 1600 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Определяем значение Re для воды

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{w_2 d_э}{\nu_2} = \frac{0,98 \cdot 0,024 \cdot 10^6}{0,805} = 29\,200.$$

По формуле (322) определяем коэффициент теплоотдачи от воды к стенке

$$\mathrm{Nu}_2 = 0,023 \cdot 29\,200^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left(1 + 3,54 \frac{0,024}{1}\right) = 174$$

Откуда

$$\alpha_2 = \frac{\mathrm{Nu}_2 \lambda_2}{d_э} = \frac{174 \cdot 0,618}{0,024} = 4500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

На рис. 155 показано изменение ε в зависимости от числа Рейнольдса. Зависимость ε от Re приведена также в табл. 9.

В работе Харгиса и др. приводится эмпирическое уравнение для определения коэффициента теплоотдачи для турбулентного и переходного режима движения в спиральном теплообменнике, которое имеет следующий вид, при $Re > 1000$):

$$Nu = 0{,}0315Re^{0,8}Pr^{0,4}\left(\frac{\mu}{\mu_{ст}}\right)^{0,17} - 6{,}65\cdot 10^{-7}\left(\frac{L}{\delta}\right)^{1,8}, \quad (321)$$

где L — длина спирали, а δ — ширина канала.

Таблица 9

Процесс	δ/b	Значения коэффициента ε при Re									
		15 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000
Нагревание	1/30	0,85	0,91	1,00	1,04	1,073	1,102	1,13	1,155	1,175	1,192
	1/45,5	0,92	0,93	0,95	0,98	1,00	1,02	1,04	1,06	1,078	1,097
Охлаждение	1/30	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	1,00
	1/45,5	0,80	0,83	0,86	0,89	0,91	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96

На практике при $Re > 30\,000$ отношение $\frac{L}{\delta}$ не учитывается из-за незначительного его влияния.

В работе Минтона коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении капельной жидкости в каналах спирального теплообменника определяют по формуле

$$Nu = 0{,}023Re^{0,8}Pr^{0,33}\left(1 + 3{,}54\frac{d_э}{D_c}\right). \quad (322)$$

Автор указывает, что поскольку величина $\left(1 + 3{,}54\frac{d_э}{D_c}\right)$ не постоянна, а изменяется по мере увеличения диаметра спирали D_c, эту величину можно заменить средним значением 1,1.

Сравнение результатов расчета величины чисел Нуссельта по формулам (320) и (322) показывает их достаточно хорошую сходимость.

Нами проводились опыты по исследованию процесса теплообмена в спиральном теплообменнике со штифтами. Поверхность теплообменника 35 м^2, шаг штифтов 70 мм, ширина каналов $\delta = 10$ мм, высота $b = 500$ мм. Опыты проводились в интервале изменения числа Рейнольдса от 300 до 85 000.

Сравнение полученных в работе опытных данных с расчетными формулами показало, что формула (321) дает несколько завышенные значения коэффициентов теплоотдачи особенно в области значений $Re < 15\,000$. При турбулентном движении жидкости в канале [см. формулу (304)] наши опытные данные более точно выражаются формулами (320) и (322).

На рис. 156 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от мощности, затраченной на преодоление сопротивления перемещению теплоносителя и отнесенной к единице поверхности теплообменника. Как видно из графика, эффективность спиральных теплообменников выше кожухотрубчатых, а при больших числах Рейнольдса приближается к эффективности пластинчатых теплообменников.

Методику расчета спиральных теплообменников рассмотрим на примере.

Пример

Рассчитать спиральный теплообменник для охлаждения 20% раствора NaOH.

Исходные данные: количество раствора NaOH = 30 000 кг/ч, начальная температура раствора $t_1 = 80°$ С, конечная температура $t_2 = 40°$ С, температура охлаждающей воды на входе $t_3 = 20°$ С, на выходе $t_4 = 40°$ С. Движение теплоносителей противоточное.

Физические параметры теплоносителей при средней температуре потоков (при температуре раствора NaOH 60° С, охлаждающей воды 20° С).

	Раствор NaOH	Вода
Коэффициент теплопроводности λ в Вт/(м·°С)	0,536	0,618
Плотность ρ в кг/м^3	1196	997
Коэффициент кинематической вязкости ν в м^2/с	$1{,}563 \cdot 10^{-6}$	$0{,}805 \cdot 10^{-6}$
Теплоемкость С в кДж/(кг·°С)	3,963	4,174
Критерий Прандтля	10,7	5,41

Решение

Тепловая нагрузка аппарата

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_2) = 30\,000 \cdot 3{,}963 (80 - 40) = 4\,431\,600 \ кДж/ч.$$

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_4 - t_3)} = \frac{4\,431\,600}{4{,}174 (40 - 20)} = 53\,000 \text{ кг/ч}.$$

Средняя разность температур:

$$\Delta t_б = t_1 - t_4 = 80 - 40 = 40° \text{ С}; \quad \Delta t_м = t_2 - t_3 = 40 - 20 = 20° \text{ С};$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \dfrac{\Delta t_б}{\Delta t_м}} = \frac{20}{2{,}3 \cdot 0{,}301} = 29° \text{ С}.$$

Эквивалентный диаметр спирального теплообменника определяем по формуле $d_э \approx \dfrac{4b\delta}{2b} = 2\delta$ (сторона δ не участвует в теплообмене). Приняв ширину канала δ равной 0,012 м, получаем значение эквивалентного диаметра $d_э = 2 \cdot 0{,}012 = 0{,}024$ м.

Если для сравнения определить критерий Нуссельта по формуле (320) $Nu = 0{,}023\ Re^{0,8}Pr^{0,4}\varepsilon$, то, найдя значение ε по табл. 9, получим $Nu_2 = 0{,}023 \times \times 29\,200^{0,8} \cdot 5{,}41^{0,4} \cdot 0{,}95 = 173$.

Как видно, результат, полученный по формуле (320), почти совпадает с результатом, полученным по формуле (322).

Задаваясь толщиной стенки спирального теплообменника $\delta_{ст} = 0{,}004$ м и материалом стенки из стали Х18Н10Т с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст} = 16$ Вт/(м·°С), находим значение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{1600} + \frac{1}{4500} + \frac{0{,}004}{16}} = 670 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Находим поверхность теплообмена спирального теплообменника

$$F = \frac{Q}{k\overline{\Delta t}} = \frac{4\,431\,600 \cdot 1000}{670 \cdot 29 \cdot 3600} = 63{,}5 \text{ м}^2.$$

Длина листов спирали определяется из соотношения

$$L = \frac{F}{2b} = \frac{63{,}5}{2 \cdot 1{,}25} = 26{,}5 \text{ м}^2.$$

Число витков спирали, необходимое для получения эффективной длины, определяем по уравнению (294):

$$n = \sqrt{\frac{L}{2\pi t} + \frac{1}{16}\left(\frac{d}{t} - 1\right)^2} - \frac{1}{4}\left(\frac{d}{t} - 1\right) =$$

$$= \sqrt{\frac{26{,}5}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}016} + \frac{1}{16}\left(\frac{0{,}316}{0{,}016} - 1\right)^2} - \frac{1}{4}\left(\frac{0{,}316}{0{,}016} - 1\right) = 12{,}3,$$

где $t = \delta + \delta_{ст} = 0{,}012 + 0{,}004 = 0{,}016$ м,

$d = 2r + t = 2 \cdot 0{,}015 + 0{,}016 = 0{,}316$ м

(r принимаем равной 0,15 м).

Наружный диаметр спирали теплообменника с учетом толщины листа определяется по формуле (296):

$$D_c = d + 2Nt + \delta_{ст} = 0{,}316 + 2 \cdot 24{,}6 + 0{,}004 = 1{,}1 \text{ м},$$

где $N = 2n = 2 \cdot 12{,}3 = 24{,}6$ — число витков обеих спиралей.

Зная наружный диаметр спирали, находим по формуле (304) критическое значение Re:

$$Re_{кр} = 20\,000 \left(\frac{0{,}024}{1{,}1}\right)^{0,32} = 5840.$$

Таким образом для раствора NaOH $Re = 7100 > Re_{кр}$; для воды $Re = 29\,200 > Re_{кр}$.

Определяем потерю напора теплоносителями при прохождении через каналы спирального теплообменника.

Для 20% раствора NaOH потерю напора определяем по формуле (308):

$$\Delta P = 0{,}0113 \frac{L\rho w^2}{Re^{0,25}\delta} = 0{,}0113 \frac{26{,}5 \cdot 1196 \cdot 0{,}46^2}{7100^{0,25} \cdot 0{,}012} = 690 \text{ кг/м}^2 = 6770 \text{ Па}.$$

Для охлаждающей воды потеря напора

$$\Delta P = 0{,}0113 \frac{26{,}5 \cdot 997 \cdot 0{,}98^2}{29\,200^{0,25} \cdot 0{,}012} = 1820 \text{ кг/м}^2 = 17\,800 \text{ Па}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. «Энергия», 1966, 183 с.

Барановский Н. В. Пластинчатые теплообменники пищевой промышленности М., Машгиз, 1962, 327 с.

Барановский Н. В., Краснокутский Ю. В. Исследование кинематики потоков жидкости в межпластинных каналах пластинчатых аппаратов для пастеризации и охлаждения молока. Труды ВИСХОМ, вып. 59, 1969, с. 53—73.

Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. Госэнергоиздат, 1962, 223 с.

Кичигин М. А., Костенко Г. Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. Госэнергоиздат, 1955.

Ковалев Ю. Н., Барановский Н. В. Исследование теплоотдачи в пластинчатых теплообменных аппаратах. «Тракторы и сельхозмашины», 1965, № 7, с. 17—19

Коваленко Л. М., Петрушин П. И., Бородянский М. Б. Разборный пластинчатый холодильник для термической фосфорной кислоты. «Химическая промышленность», 1965, № 10, с. 63—65.

Кук Г. А. Процессы и аппараты молочной промышленности. Т. 1. М., Пищепромиздат, 1965, 472 с.

Перцев Л. П., Коробчанский О. А., Коваленко Л. М. Теплообменная аппаратура для химических производств. «Химическое и нефтяное машиностроение», 1967, № 10, с. 9—14.

Плановский А. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. М., Гостоптехиздат, 1960, 551 с.

Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии. М., Госхимиздат, 1968, 847 с.

Петровский Ю. В., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники М., Госэнергоиздат, 1962, 256 с.

Пластинчатые теплообменники для химической и нефтяной промышленности Справочник, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968, 49 с.

Рац И. И. Конструкции, исследования и расчет пластинчатых теплообменных аппаратов М., ЦИНТИМАШ, 1962, 166 с.

Товажнянский Л. Л., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Исследование теплоотдачи при конденсации пара в каналах пластинчатых теплообменников. «Химическая промышленность», 1965, № 2, с. 40—41.

Товажнянский Л. Л., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Расчет разборных пластинчатых конденсаторов. Сб. «Химическое, нефтеперерабатывающее и целлюлозно-бумажное машиностроение» № 9. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1966, с. 6—7.

Товажнянский Л. Л., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Конденсация фурфурольного пара в каналах пластинчатых теплообменников «Гидролизная и лесохимическая промышленность», 1966, № 13, с. 10—12

Товажнянский Л. Л., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Метод теплового конструктивного расчета разборных пластинчатых конденсаторов. Сб. «Алгоритмизация расчета процессов и аппаратов», вып. 3, Киев, «Наукова думка», 1967, с. 50—58.

Товажнянский Л. Л. и др. Влияние воздуха на процесс конденсации в щелевидных каналах сетчатого типа. Сб. «Проблемы химического машиностроения». М., «ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ», 1968, с. 18—20.

Ястребенецкий А. Р., Коваленко Л. М. К вопросу технико-экономической эффективности применения теплообменных аппаратов в химической промышленности. Сб. ХМ-1. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1966, с. 10—17.

Denton W. H., Word D. E. «British Chemical Engineering», v. 5, 1960, N 1.

Denton W. H. «British Chemical Engineering», v. 5, 1960, N 1.

Gilmour C. H. «Industrial Engineering Chemistry», v. 56, 1960, N 6.

Gilmour C. H. «Industrial Engineering Chemistry», v. 61, 1965, N 7.

Grozier R. D. Booth J. R., Stewart J. E. «Chemistry Engineering Progress», v. 60, 1964, N 8.

Hamberg M. «Petroleum Refiner», v. 42, 1963, N 5

Hargis A. M., Bekmann A. T., Loiacono I. I. «Chemical Engineering Progress», v. 63, 1967, N 7.

Hartnett I. P. Koh I. C., McComas S. T. Trans. ASME, serie C, v. 84, 1962, N 1.

Jeckson B. W., Troupe R. A. «Chemistry Engineering Progress», v. 60, 1964, N 7.

Minton P. E. «Chemistry Engineering», v. 77, 1970, N 10.

Mori I., Nakayama W. «International Journal Heat Mass Transfer», 1965, v. 8.

Oktabec Z. «Prumysl. Potravin», 1964, N 12.

Smith V, Troupe R. «Chemical Engineering Journal», v. 11, 1965, N 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава I. **Пластинчатые и спиральные теплообменные аппараты в современной технике** 5

Теплообменные аппараты и требования к ним 5
Классификация и номенклатура современных теплообменных аппаратов 9
О возникновении пластинчатых теплообменных аппаратов и совершенствовании их конструкций 12

Глава II. **Устройство современных пластинчатых теплообменников** . 19

Основные виды пластинчатых теплообменников 19
Разборные пластинчатые теплообменники 20
Полуразборные пластинчатые теплообменники 22
Блочные пластинчатые теплообменники 26
Сварные неразборные пластинчатые теплообменники . . 28
Ламельные теплообменники 32
Структура и схемы пластинчатых теплообменников 35
Компоновка промышленных пластинчатых аппаратов 46

Глава III. **Конструкции основных элементов пластинчатых теплообменных аппаратов** 55

Теплопередающая пластина как основной конструктивный элемент пластинчатого аппарата 55
Основные виды пластин и их классификация 58
Плоские и канальчатые пластины 58
Пластины с турбулизирующими вставками 61
Пластины ленточно-поточного типа 62
Пластины сетчато-поточного типа 71
Различие между пластинами по относительному расположению входа и выхода рабочей среды 82
Классификация пластин 83
Прокладки 85
Конструирование пластин 97
Рамы и зажимные механизмы 101
Межсекционные плиты и соединительные части 113

Глава IV. **Движение рабочих сред и теплоотдача в щелевидных каналах пластинчатых теплообменных аппаратов** . . . 115

Характер движения жидкости в межпластинных каналах . . 115
Гидравлические сопротивления при движении рабочей среды в межпластинном канале 119
Особенности теплообмена при движении рабочих сред в щелевидных каналах теплообменных аппаратов 126
Методы экспериментального исследования теплоотдачи в пластинчатых теплообменниках 130
Метод исследования теплоотдачи непосредственным измерением температуры теплопередающей стенки 130
Метод исследования теплоотдачи с расчетным определением температуры теплопередающей стенки 133
Экспериментальные данные и формулы для расчета теплоотдачи и гидравлических сопротивлений в пластинчатых теплообменниках 139
Каналы с плоскими гладкими стенками 140
Каналы из пластин ленточно-поточного типа 141
Каналы из пластин сетчато-поточного типа 147
Энергетическая эффективность различных форм и конструкций поверхности теплоотдачи 154
Технико-экономические показатели эффективности теплообменного аппарата 159

Глава V. **Методы тепловых и гидромеханических расчетов** . . . 166

Общие основы проектного расчета 167
Взаимосвязь тепловых, гидравлических и геометрических параметров для пластинчатого теплообменника 167
Основные уравнения теплового расчета 171
Вычисление среднего температурного напора 172
Выбор направления движения рабочих сред и их конечных температур 175
Расчет рациональных скоростей движения рабочих сред в теплообменных аппаратах 176
Расчет коэффициента теплопередачи 179
Расчет средней температуры стенки 180
Компоновочный и гидромеханический расчеты пластинчатых теплообменных аппаратов 181
Общие задачи и последовательность компоновочного расчета . 182
Примеры проектных расчетов простых пластинчатых теплообменников 182
Расчет рекуператоров тепла и комбинированных пластинчатых аппаратов 194
Рекуперация тепла в пластинчатых теплообменниках . . . 194
Тепловой баланс комбинированного пластинчатого аппарата . 198
Оптимальный коэффициент рекуперации тепла 203
Расчет комбинированных теплообменных аппаратов 207
Поверочные расчеты теплообменных аппаратов 222
Аналитический метод определения конечных температур . . 222
Графо-аналитический метод расчета теплообменных аппаратов 232
Исследование условий интенсификации работы теплообменного аппарата путем частичной рециркуляции потока 242

Глава VI. **Пластинчато-ребристые теплообменники** 248

Применение 248
Конструкция 249
Теплопередача через оребренную поверхность 253
Теплообмен и гидравлическое сопротивление различных типов пластинчато-ребристых поверхностей 256

Глава VII **Спиральные теплообменные аппараты** 262

Устройство и принцип работы 262
Характеристика гидравлических сопротивлений спиральных каналов 269
Теплоотдача в спиральных теплообменниках 275
Список литературы 285

ПЛАСТИНЧАТЫЕ И СПИРАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Барановский Николай Васильевич, Коваленко Леонид Максимович, Ястребенецкий Анисим Рудольфович

Редактор издательства **Н. П. Ошерова** Технический редактор **А. Ф. Уварова**
Корректор **И. М. Борейша** Художник **А. Я. Михайлов**

Сдано в набор 13/XI 1972 г. Подписано к печати 6/IV 1973 г.
Т-05457 Формат 60 × 90¹/₁₆ Бумага № 1 Печ. л. 18,0
Уч.-изд. л. 18,1 Тираж 5500 экз. Заказ 636 Цена 1 р 17 к.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная тип. ВНИИ полиграфии Госкомиздата Совета Министров СССР
Москва, К-51, Цветной бульвар, 30