

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



В.О. Мамченко, А.А. Малышев

# ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКЕ И БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Учебное пособие

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением  
по университетскому политехническому образованию  
в качестве учебного пособия для студентов  
высших учебных заведений, обучающихся по направлению  
подготовки «Технологические машины и оборудование»*



Санкт-Петербург  
2014

УДК 621.001.63 (075), 621.565

ББК 34.6, 31.392

М 22

**Мамченко В.О., Малышев А.А.** Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах: Учеб. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 116 с.

ISBN 978-5-7577-0471-5

Приведены методические расчеты и рассмотрено применение пластинчатых теплообменных аппаратов в холодильной технике и других отраслях промышленности.

Рекомендовано для бакалавров и магистрантов по направлениям 151000 Технологические машины и оборудование и 141200 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения.

**Рецензенты:** ЗАО «БАРРЕНС» (директор по науке и технике доктор техн. наук, проф. В.П. Захаренко); доктор техн. наук, проф. Л.Г. Кузнецов (генеральный директор ОАО «Компрессор»)

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий**



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

ISBN 978-5-7577-0471-5

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2014

© Мамченко В.О., Малышев А.А., 2014

## ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие содержит материал по теории теплообмена и гидродинамики однофазных и двухфазных течений, методике расчета, результатам экспериментов и производственных испытаний пластинчатых теплообменников. Широкий круг рассматриваемых вопросов должен способствовать развитию кругозора студентов. Данный материал может использоваться в курсах интерактивного обучения, включая деловые игры и студенческие конференции.

Основными нормативными документами являются: ФГОС ВПО 151000 «Технологические машины и оборудование» и 141200 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения»; учебные планы для подготовки магистров по профилю 141200.01.68 «Промышленные холодильные системы и тепловые насосы» и бакалавров профиля 141200.01.62 «Холодильная техника и технологии».

Пластинчатые теплообменники являются одними из наиболее перспективных аппаратов в современной химической, пищевой технологии и низкотемпературной технике. Они привлекательны как с позиции энергоэффективности, так и массогабаритных характеристик, надежности и безопасности. Поэтому данное учебное пособие будет способствовать уяснению основных проблем развития современной промышленности.

Материал, изложенный в учебном пособии, напрямую связан с другими дисциплинами, предусмотренными учебными планами, такими как «Повышение энергетической эффективности парокомпрессорных холодильных машин», «Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов», «Математическое моделирование процессов холодильных систем».

Приведенные в учебном пособии расчетные методики и примеры расчета дают широкие возможности для самостоятельной работы студентов как очной, так и заочной форм обучения.

Данное учебное пособие будет полезным для инженеров, работающих в области проектирования, монтажа и эксплуатации техники низких температур и иных технологических процессов, связанных с теплообменом.

## ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Пластинчатые теплообменники нашли широкое применение в химической, нефтехимической, пищевой промышленности, энергетике, системах отопления, утилизации теплоты, вентиляции и кондиционирования воздуха, холодильных установках (в качестве испарителей, конденсаторов, фторконденсаторов, охладителей масла для винтовых компрессоров, утилизаторов теплоты конденсации, переохладителей жидкого аммиака), в двухконтурных системах отвода теплоты от судовых энергетических установок и во многих других системах.

Столь обширный и разнообразный диапазон областей применения пластинчатой теплообменной аппаратуры свидетельствует о ее серьезных преимуществах перед традиционными кожухотрубными теплообменниками. К их числу прежде всего можно отнести:

- высокую унификацию узлов и деталей пластинчатых аппаратов, позволяющую создавать широкий ряд поверхностей теплообмена на базе пластин одного типа;

- технологичность изготовления пластин и пластинчатых аппаратов в целом, высокий уровень механизации их производства;

- высокий коэффициент теплопередачи при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении.

Так, по данным натурных опытно-промышленных испытаний аммиачного пластинчатого конденсатора, поверхность которого  $50 \text{ м}^2$ , скомпонованного из пластин типа 0,8, коэффициент теплопередачи составлял  $2500\text{--}3100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при средних скоростях воды  $\bar{w} = 0,4\div 0,5 \text{ м}/\text{с}$  [1]. Максимальные потери давления в хладоновых конденсаторах (ширина канала  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ ) при плотности теплового потока  $q$  до  $40 \text{ кВт}/\text{м}^2$  не превышают  $10^4 \text{ Па}$ , что существенно ниже потерь давления в клапанах хладоновых холодильных машин и допускаемых потерь в нагнетательных трубопроводах;

- компактность, меньшую массу пластинчатых аппаратов, существенное сокращение внутреннего объема по рабочим средам, а следовательно, количества рабочего вещества, заполняющего узкие щелевые каналы пластинчатого теплообменника, что имеет особое значение при использовании дорогостоящих хладагентов (хладонов) либо опасных рабочих веществ (аммиака). По информации ОАО «Орелхолодмаш», альтернативная замена панельного испарителя ИП–320 на пластинчатый аппарат ТПА–59–180–1–3–1,6, выпускаемый данным ОАО, при одина-

ковых производственных характеристиках позволяет снизить аммиакоемкость в 9 раз, а производственную площадь – в 16 раз. Альтернативная замена аммиачного кожухотрубного конденсатора КТГ–250 на пластинчатый ТПА–59–104–1–3–2,1 позволяет сократить производственную площадь в 9 раз, а массу – более чем в 5 раз. По данным работы [2], один из пластинчатых теплообменников шведской фирмы «Alfa Laval» (поверхность теплообмена  $1600 \text{ м}^2$ ), разработанный для вторичного контура АЭС, занимает объем  $7 \times 5 \times 3 \text{ м}^3$ , включая объем, необходимый для обслуживания и ремонта. При прочих равных условиях требуемый объем для установки кожухотрубного теплообменника примерно в 3 раза больше;

– возможность открытого доступа к теплообменной поверхности (для разборных и полуразборных аппаратов) в сочетании с высокой прочностью и плотностью. Это позволяет осуществлять визуальный осмотр, дефектацию пластин, заменять отдельные пластины или блоки, изменять их число, производить очистку теплообменной поверхности с помощью механических средств.

Так, по данным фирмы «Alfa Laval», разборный теплообменник (поверхность теплообмена  $600 \text{ м}^2$ ) может быть очищен двумя работниками за 8 ч. Сварные или паяные пластинчатые аппараты могут быть очищены практически без затрат ручного труда химическим или тепловым («тепловой удар») способом.

Химический способ заключается в растворении образовавшегося слоя отложений специальными составами, не разрушающими материалы пластин и припоев. Этот способ обеспечивает надежную очистку теплообменной поверхности. Его неоднократно использовали для удаления отложений в водяной полости сварного аммиачного пластинчатого конденсатора, имеющего поверхность  $50 \text{ м}^2$ , установленного на одном из холодильников Санкт-Петербурга [3]. Многолетний опыт эксплуатации конденсатора подтвердил возможность и эффективность такого способа очистки и его высокое качество: теплотехнические и гидравлические характеристики конденсатора после очистки восстанавливались до уровня показателей нового аппарата. По данным фирмы ЗАО ПРОМАРМАТУРА XXI, длительность химической очистки не превышает 3 ч.

Тепловой способ очистки заключается в резком изменении температуры сред в рабочих полостях, в результате чего из-за разности коэффициентов температурного расширения материала пластин и от-

ложений последние разрушаются, отрываются от поверхности пластин и затем удаляются из аппарата потоком воды.

Несомненным достоинством пластинчатой аппаратуры является высокая степень турбулентности потока в каналах, что способствует некоторому самоочищению поверхности теплообмена и снижению трудоемкости и стоимости эксплуатации теплообменников [4];

- наличие многочисленных точек контакта гофров пластин, что практически сводит к минимуму вибрацию аппарата;

- расположение патрубков для входа и выхода рабочих сред на одной плите, отсутствие фундамента, что существенно упрощает монтаж аппаратов;

- компоновку определенным образом каналов выхода пара из испарителя холодильной установки и входа утепленного теплоносителя. Это позволяет получить на выходе из испарителя перегретый на несколько градусов пар хладагента, что обеспечивает сухой ход компрессора. Переохлаждения конденсата можно достичь, обеспечив максимальную разность температур потоков сконденсированного хладагента и входящей воды, что реализуется в одноходовом конденсаторе.

При эксплуатации теплообменной аппаратуры может возникнуть ситуация, при которой теплоноситель (вода или рассол) замерзает в рабочей полости. Это происходит, например, при работе испарителя холодильной машины с температурой кипения ниже расчетной или из-за остановки рассольного насоса при работающей холодильной машине, при снижении концентрации рассола и в ряде других случаев. Трубки кожухотрубных аппаратов при этом разрушаются, герметичность одной из полостей нарушается, и аппарат выходит из строя. В подобных условиях, как известно из практики, замерзание воды в одной из полостей пластинчатого аппарата не приводит к нарушению его плотности и после размораживания аппарата его функции восстанавливаются. Устойчивость пластинчатого аппарата к замерзанию теплоносителя объясняется достаточной гибкостью каналов, образованных гофрированными пластинами.

Весьма эффективны пластинчатые аппараты при использовании в качестве хладоносителей вязких рабочих сред (в частности, этиленгликоля, пропиленгликоля, водных растворов  $\text{NaCl}$ ,  $\text{CaCl}_2$ ) при отрицательных значениях температуры. Известно, что вязкость этих веществ резко возрастает с понижением температуры [5]. Этим объясняются относительно невысокие значения коэффициента теплопере-

дачи кожухотрубных испарителей холодильных машин  $k_{к.т.}$ . В этих условиях коэффициент теплопередачи пластинчатых испарителей  $k_{пл}$  значительно выше за счет организации сложного движения вязкой среды в каналах.

Результаты исследований, выполненных авторами [6]–[9], показали перспективность использования пластинчатых аппаратов в качестве испарителей и конденсаторов аммиачных и хладоновых холодильных машин. Практика использования этих теплообменников в нашей стране и за рубежом подтвердила выводы о преимуществе пластинчатых аппаратов перед кожухотрубными по таким показателям, как масса и габариты.

Преимущества паяной (сварной) пластинчатой аппаратуры перед кожухотрубной по массе и габаритам более очевидны с увеличением поверхности теплообмена, так как при этом растет только масса пластин (в кожухотрубных аппаратах увеличивается масса труб, обечайки, трубных решеток и крышек).

Современные паяные теплообменники, по данным фирмы «Danfoss», могут успешно эксплуатироваться при температуре рабочих сред  $t$  от минус 196 до плюс 200 °С и рабочем давлении  $p$  до 45 бар (усиленный вариант – до 67,5 бар). Диапазон производительности составляет 0,5–500 кВт. Цельносварной пластинчатый теплообменник фирмы АНВИТЕК, изготовленный по японским инновационным технологиям и помещенный в кожух, рассчитан на работу в широчайших диапазонах: давлений  $p$  – до 100 бар, температур – от минус 250 до плюс 950 °С.

Известная фирма «Alfa Laval» – производитель пластинчатой теплообменной аппаратуры – выпускает сварные и полуразборные конденсаторы и испарители, в которых хладагентами являются аммиак, диоксид углерода, новые типы хладонов; хладоносителями – этиленгликоль, пропиленгликоль. Фирма гарантирует эксплуатацию аппаратов до 20 000 циклов с амплитудой 90 °С и температурным градиентом 5 °С в секунду. Материал пластин – нержавеющая сталь или титан, пайка осуществляется по вакуумной технологии, припоями служат медь или сплавы никеля (для аммиачной аппаратуры или конденсаторов, работающих на морской воде). При изготовлении сварных аппаратов используется лазерная сварка.

Теплообменная поверхность современных пластинчатых аппаратов варьируется от 1–2 до нескольких тысяч квадратных метров

в одном теплообменнике и набирается из тонких штампованных гофрированных пластин, образующих узкие щелевые каналы сложной формы. По степени доступа к теплообменной поверхности все пластинчатые аппараты подразделяются:

– на разборные, каналы которых уплотняются при помощи резиновых прокладок. В случае необходимости (например, при изменении площади теплообменной поверхности, ее очистке, ремонте теплообменника и т. д.) такие аппараты могут быть легко разобраны, при этом вся теплообменная поверхность оказывается доступной для осмотра;

– на полуразборные, пластины которых свариваются или спаиваются попарно и, таким образом, по одной из рабочих сред образуются неразборные каналы. Открытый доступ к теплообменной поверхности этих каналов невозможен. Он имеется только к каналам для другой среды, которые уплотняются резиновыми прокладками;

– на сварные и паяные (блочные либо цельносварные), уплотнение которых по обеим рабочим средам целиком достигается за счет применения сварных или паяных соединений. Доступ к теплообменной поверхности таких аппаратов невозможен.

Согласно источнику [10], теплообменники пластинчатые разборные (ТПР) рекомендуется применять при давлении рабочих сред не более 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>) и температуре от 243 К (–30 °С) до 423 К (150 °С) в тех случаях, когда требуется механическая очистка теплообменной поверхности по обеим рабочим средам. Теплообменники пластинчатые полуразборные (ТПП) рекомендуются к использованию при давлении рабочих сред до 1,6 МПа (16 кгс/см<sup>2</sup>) и температуре от 243 до 423 К в случаях, когда одна из сред чистая, а другая загрязнена и требуется периодическая механическая очистка теплообменной поверхности со стороны этой среды. Теплообменники пластинчатые сварные (ТПС) применяют при давлении рабочих сред более 1,6 МПа, их температуре от 123 до 673 К (от –150 до 400 °С), если теплообменивающиеся среды не образуют на поверхности теплообмена труднорастворимых отложений. Очистка теплообменной поверхности ТПС производится, как правило, химическим способом.

На рис. 1 схематически изображен разборный пластинчатый теплообменник на двухопорной раме. Основным элементом теплообменника является набор (пакет) пластин 1, которые свободно подвешены на верхней горизонтальной штанге 2. Верхняя 2 и нижняя 9 го-

ризонгальные штанги закреплены в вертикальных опорах 5 и 10. Пакет пластин с уплотнительными прокладками прижимается к неподвижной плите 5 с помощью подвижной нажимной плиты 7 и стяжных болтов с гайками 4. В плитах 5 и 7 имеются штуцера 3, 6, 8, 11 для входа и выхода теплообменивающих рабочих сред. Сварные теплообменники могут выпускаться без опорной рамы. При этом к нажимным плитам привариваются лапы для крепления аппарата на раму по месту монтажа.

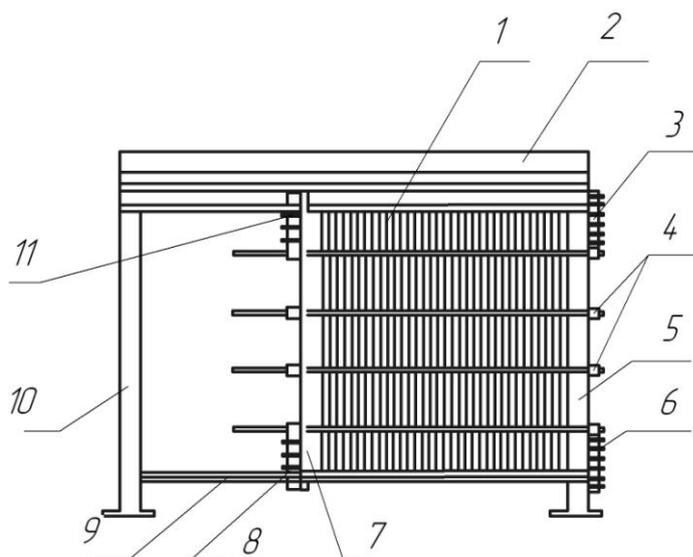


Рис. 1. Схема двухопорного пластинчатого аппарата:

1 – пакет пластин; 2, 9 – штанги; 3, 6, 8, 11 – штуцера; 4 – стяжные болты с гайками; 5, 10 – вертикальные стойки; 7 – подвижная нажимная плита

На рис. 2 показан общий вид теплообменной гофрированной пластины с прикрепленными уплотнительными прокладками. Пластина 1 изготовлена из листового материала толщиной 0,5–2 мм методом штамповки, в результате чего образуется гофрированная поверхность 5 с чередованием выступов и впадин. Форма и размеры гофров различны и зависят от типа теплообменной пластины. Отверстия 2, 7, 8 и 10 служат для прохода рабочих сред в каналы, образованные смежными пластинами. Для обеспечения герметичности каналов в специальные пазы укладываются уплотнительные прокладки 3. В целях предотвращения перетекания одной рабочей среды в другую установлены уплотнительные перегородки 4 и 6. Направляющие гофры 9 служат для обеспечения равномерного распределения рабочей среды вдоль всей теплообменной по-

верхности и устранения так называемых «застойных зон». Выштампованные пазы *11* необходимы для фиксации пластины *1* на горизонтальных штангах (позиция *2* и *9* на рис. 1).

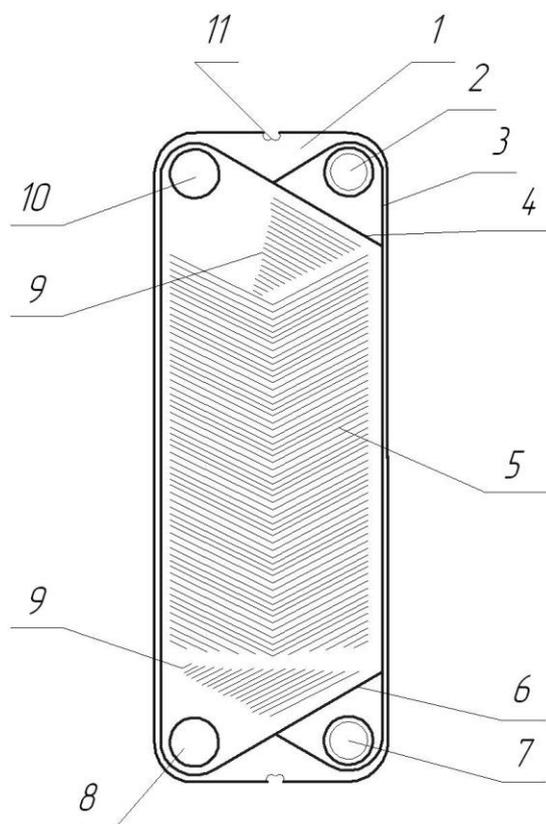


Рис. 2. Конструкция пластины теплообменника:

*1* – пластина; *2, 7, 8, 10* – отверстия для движения сред; *3* – прокладка уплотнительная; *4, 6* – перегородки уплотнительные; *5* – гофрированная поверхность теплообмена; *9* – направляющие гофры; *11* – пазы для крепления пластины на штанге

Материалами отечественных теплообменных поверхностей пластин, как правило, служат нержавеющие стали с низким либо высоким содержанием легирующих компонентов: 12Х18Н10Т, 06ХН28МДТ, 10Х17Н13М2Т, AISI316, 10Х13Г18Д (ДИ–61), 05Х18АН5 и др. В отдельных случаях при использовании чистой пресной воды с антикоррозионными добавками возможно применение оцинкованных (08КП) либо углеродистых сталей (например, в первичном контуре двухконтурных систем отвода теплоты от судового оборудования).

При эксплуатации пластинчатых аппаратов там, где источником низкой температуры является морская вода, к антикоррозионным свой-

ствам материала теплообменной поверхности предъявляются повышенные требования. Поэтому материалами, используемыми обычно для судовых пластинчатых аппаратов, являются: алюминиевая латунь (76 % Cu, 22 % Ni, 2 % Al); никелин (90 % Cu, 10 % Ni или 68 % Cu, 30 % Ni и до 2 % Fe); адмиралтейская латунь или титан (BT1–0 или BT1–00). Последний, по данным многочисленных исследований отечественных и зарубежных специалистов, весьма стоек как к коррозии, так и к эрозии за счет мгновенного образования химически стабильной защитной оксидной пленки, покрывающей поверхность. При применении пластинчатых теплообменников в химическом производстве (для охлаждения серной и фосфорной кислот, нагрева щелочей и т. д.) для изготовления пластин используют специальные материалы, стойкие к этим агрессивным средам. Сопоставление антикоррозионных свойств различных материалов в этих средах приводится в работах [11], [12].

Уплотнительные прокладки, используемые для герметизации каналов в разборных и полуразборных пластинчатых теплообменниках, должны обладать прочностью, эластичностью, химической и температурной устойчивостью. Различают прокладки однократного и многократного использования. Прокладки, предназначенные для однократного применения, изготавливаются из асбеста, паронита. Прокладки, которые можно использовать многократно, изготавливаются из материалов на основе резины (нитроловая, бутиловая, силиконовая и фторуглеродная резина) и синтетического каучука, витона, хлоропрена. Так, на основе бутадиен-стирольного каучука изготавливаются прокладки, стойкие к щелочам и кислотам, а фторкаучук химически устойчив к серной кислоте, стабилен при повышенной и низкой температуре. Детальная характеристика материалов, идущих на изготовление уплотнительных прокладок для пластинчатых теплообменников, приведена в работе [13].

На рис. 3 показана типичная схема движения сред в каналах одноходового разборного пластинчатого теплообменника с противоточным течением рабочих веществ. В данном варианте нагреваемая среда *1* проходит через штуцер в нажимной плите (на рисунке условно не показана) и через угловые отверстия в пластинах поступает в два параллельных канала *4*, образованных парами соседних пластин. Доступ среды *1* в смежные каналы *3* невозможен, поскольку на входе в эти каналы установлены уплотнительные прокладки. Нагреваемая среда под давлением, создаваемым насосом, прокачивается через узкие щелевые каналы *4*,

воспринимает теплоту от охлаждаемой среды 2 через разделяющую их гофрированную теплообменную пластину и удаляется из аппарата через правое верхнее угловое отверстие. В свою очередь, охлаждаемая среда 2 поступает через левое верхнее угловое отверстие, распределяется по трем параллельным каналам 3 и выходит через левое нижнее угловое отверстие. В концевой пластине 5 угловые отверстия по обеим рабочим средам заглушены. В соседней с ней пластине заглушены отверстия только для прохода нагреваемой рабочей среды (на рисунке справа).

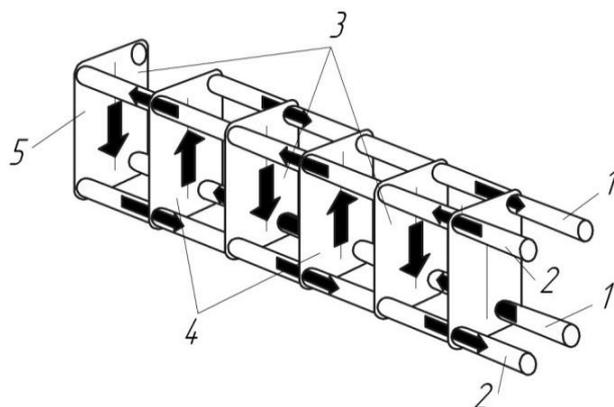


Рис. 3. Схема движения рабочих сред в пластинчатом теплообменнике:  
 1 – нагреваемая среда; 2 – охлаждаемая среда; 3 – каналы по охлаждаемой среде; 4 – каналы по нагреваемой среде; 5 – концевая пластина

По взаимному направлению движения теплообменивающихся сред пластинчатые аппараты могут быть подразделены:

- на прямоточные, в которых обе среды движутся в одном направлении;
- на противоточные, в которых среды движутся навстречу друг другу;
- на перекрестноточные, в которых векторы скорости рабочих сред перпендикулярны друг к другу;
- на смешанные, в которых среды перемещаются в различных направлениях по отношению друг к другу.

В зависимости от компоновки пластин различают одно- и многоходовые пластинчатые теплообменники.

В некоторых случаях для увеличения коэффициента теплопередачи аппарата  $k$  требуется увеличить коэффициент теплоотдачи по одной из рабочих сред при неизменных массовом расходе среды

и геометрических характеристиках единичного канала. Осуществить это можно путем изменения средней скорости движения среды в канале, которая определяется числом параллельных каналов для движения среды в одном направлении. (При этом, конечно, не следует забывать, что с ростом скорости в канале существенно возрастают потери давления в аппарате, поэтому изменение компоновки пластинчатого теплообменника возможно лишь при достаточном располагаемом напоре.)

Совокупность пластин, образующих систему каналов, в которых рабочая среда движется в одном направлении, называют пакетом. Термин «пакет» аналогичен понятию «ход» в кожухотрубном теплообменнике. Пластинчатый теплообменник, изображенный на рис. 4, представляет собой двухходовой теплообменный аппарат, в котором каналы по одной из рабочих сред объединены в один пакет (ход).

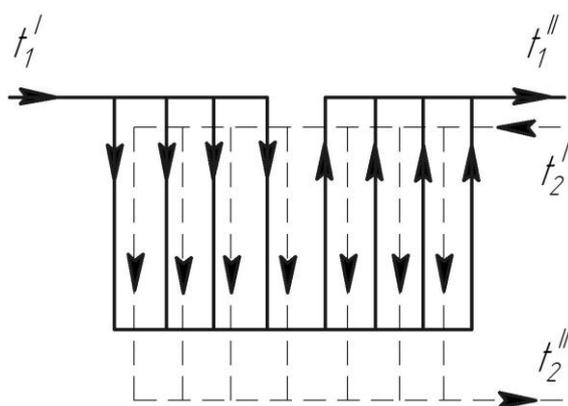


Рис. 4. Компоновка двухходового (по одной из рабочих сред) пластинчатого аппарата (вариант)

Поскольку первая среда (на рис. 4 показана пунктирными линиями) распределяется сразу по всем параллельным каналам, ее температура  $t_2^I$  на входе в любой канал одинакова. Вторая среда (на рис. 4 изображена сплошными линиями) направляется лишь в половину каналов. В остальных каналах эта рабочая среда изменяет направление своего движения на противоположное. Если в приведенном варианте компоновки пластинчатого теплообменника вторая среда будет горячей, а температура первой среды близка к температуре окружающей среды, то потери теплоты через нажимные плиты практически сведутся к нулю. Функции тепловых экранов в этом случае будут выполнять потоки рабочей первой среды, движущиеся в крайних межпластинных каналах.

Подчеркнем, что при указанной компоновке скорость первой среды возрастает вдвое по сравнению с одноходовым аппаратом, а при равенстве расходов сред – примерно в два раза выше, нежели второй среды.

Таким образом, в зависимости от назначения пластинчатого аппарата, массового расхода и температуры рабочих сред схема его компоновки может быть самой различной. Схемы компоновки пластин и пакетов в пластинчатом теплообменнике в общем случае принято обозначать следующим образом:

$$C_x = \frac{m_1' + m_1'' + m_1''' + \dots + m_1^k}{m_2' + m_2'' + m_2''' + \dots + m_2^n},$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – количество каналов в пакете для охлаждаемой и нагреваемой сред; верхние индексы обозначают количество последовательно соединенных ходов (пакетов) в аппарате для охлаждаемой и нагреваемой сред.

Следовательно, варианты компоновки пластинчатых аппаратов (см. рис. 3 и 4) можно выразить следующими формулами:

$$C_x = \frac{2}{3}; \quad C_x = \frac{4+4}{7}.$$

Пластинчатые теплообменники могут состоять из нескольких секций, в каждой из которых осуществляется тепловая обработка определенного вида. Рабочих сред в таких аппаратах может быть более двух. Примером многосекционного аппарата могут служить охлаждающие пастеризационные установки (ОПУ), получившие широкое применение в процессах тепловой обработки жидких пищевых продуктов. Установки ОПУ включают в себя секцию пастеризации, в которой пищевой продукт подвергают нагреву паром или горячей водой. В секции регенерации происходит теплообмен между горячим продуктом, обработанным в секции пастеризации, и продуктом, подаваемым в секцию пастеризации. В секциях охлаждения продукт обменивается теплотой с водой, а затем с охлажденным рассолом.

## Глава 1

### ТЕПЛОБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ РАБОЧИХ СРЕД В КАНАЛАХ ПЛАСТИНАТЫХ АППАРАТОВ

Сборка пластинчатых теплообменников осуществляется таким образом, что соседние пластины разворачиваются в своей плоскости на угол  $180^\circ$  относительно друг друга (см. рис. 3), поэтому смежные пластины с гофрами в «елку» образуют сложные сетчато-поточные каналы для движения рабочих сред. На рис. 5 показано сечение канала, образованного парой смежных пластин типа 0,5.

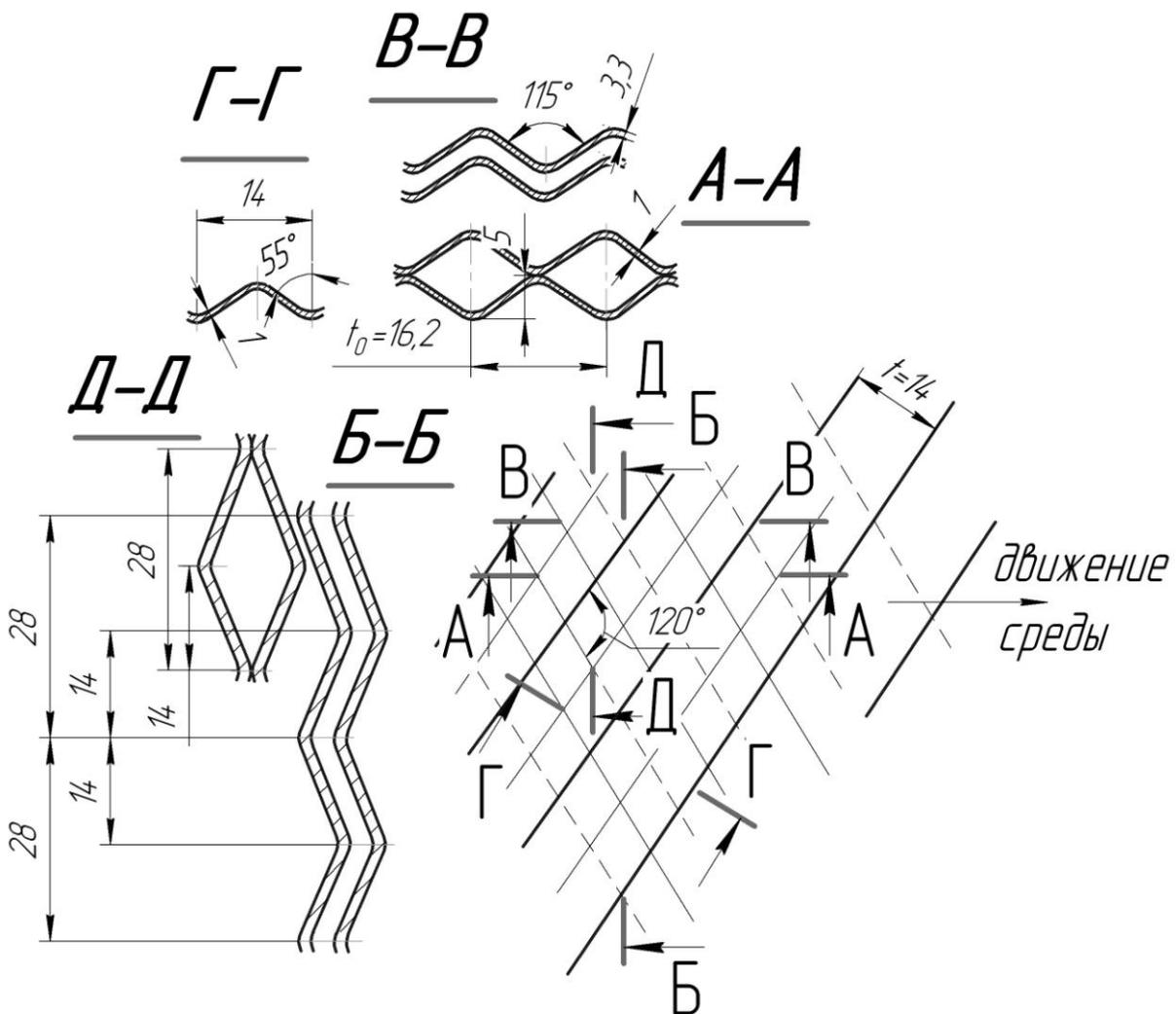


Рис. 5. Общий вид пластины типа 0,5 ТПР и сечение канала, образованного соседними пластинами этого типа

Как видно из рис. 5, по направлению движения рабочей среды формируется сеть из расширяющихся и сужающихся каналов, образованных точками контакта выступов гофров соседних пластин и их впадинами. Обтекая точки контакта гофров, жидкость непрерывно изменяет направление своего движения (сечение Б–Б). Кроме того, постоянно изменяется скорость ее движения из-за чередования участков расширения и сужения поперечного сечения канала (сечение А–А).

Рассмотрим установившееся течение элементарного объема идеальной жидкости  $dV$  в криволинейном канале (сечение Б–Б на рис. 5). Обозначим среднерасходную скорость элементарного объема через  $\bar{w}$ . Масса элементарного объема жидкости определится как  $dm = \rho dV = \rho df dr$  (рис. 6).

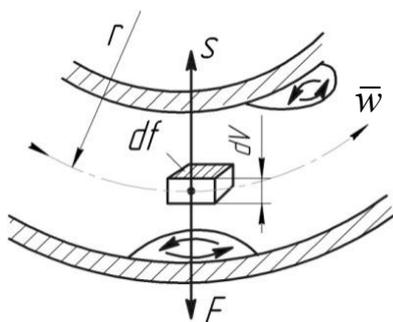


Рис. 6. К обоснованию изменения скорости и давления

Величину центробежной силы, действующей на выделенный объем, можно найти из выражения

$$dF = \frac{\bar{w}^2}{r} dm = \rho \frac{\bar{w}^2}{r} df dr. \quad (1)$$

Центробежная сила  $dF$  уравнивается центростремительной силой  $dS$ , обусловленной разностью давления на нижней и верхней гранях выделенного объема, т. е.

$$dS = dp df = \frac{dp}{dr} df dr. \quad (2)$$

Для установившегося течения проекция этих сил на радиус равна нулю, т. е.  $dF + dS = 0$ , тогда из уравнений (1) и (2) имеем

$$\rho \frac{\bar{w}^2}{r} df dr - \frac{dp}{dr} df dr = 0, \text{ откуда}$$

$$\frac{\rho \bar{w}^2}{r} = \frac{dp}{dr}. \quad (3)$$

Согласно уравнению Бернулли, для потока идеальной жидкости

$$p + \frac{\rho \bar{w}^2}{2} = \text{const}. \quad (4)$$

Взяв производную из (4) по радиусу, получим

$$\frac{dp}{dr} + \rho \bar{w} \frac{d\bar{w}}{dr} = 0. \quad (5)$$

Подставляя (5) в (3), имеем

$$\rho \frac{\bar{w}^2}{r} = \rho \bar{w} \frac{d\bar{w}}{dr}. \quad (6)$$

Упростив выражение (6), разделив переменные и проинтегрировав, окончательно получим

$$\bar{w}r = \text{const}. \quad (7)$$

Физический смысл уравнения (7) заключается в том, что оно указывает на появление градиента скорости, обусловленного движением потока идеальной жидкости в криволинейном канале. Слои жидкости, перемещающиеся у выпуклой поверхности (по дуге меньшего радиуса), имеют большую скорость, а у вогнутой – меньшую. Так как реальная жидкость вязкая, скорость у вогнутой поверхности еще более снижается за счет внутреннего трения. Это приводит к тому, что скорость слоев жидкости в этой области снижается до нуля и здесь появляется зона с обратным движением жидкости (вихревая, или циркуляционная, зона). У выпуклой поверхности за счет отрыва пограничного слоя от стенки сразу за поворотом также появляется вихревая зона. Образование вихревых зон и последующее расширение потока являются основными причинами потери энергии при движении жидкости в извилистых каналах пластинчатого теплообменника и возрастания их гидравлического сопротивления по сравнению с плоскими каналами.

Кроме этих явлений при течении жидкости в чередующихся каналах различного поперечного сечения возникает так называемый «диффузорно-конфузорный эффект», проявляющийся в периодическом

отрыве пограничного слоя, образующегося на поверхностях гофров. Физическая картина этого явления аналогична обтеканию потоком жидкости или газа поверхности выпуклой стенки. На участке сужающегося сечения (конфузор) происходит нарастание ламинарного пограничного слоя на непроницаемой стенке канала за счет вязкостных сил. Толщина ламинарного пограничного слоя определяется режимом течения жидкости и кривизной обтекаемой поверхности (геометрическими характеристиками гофров). При движении жидкости на участке с увеличивающимся сечением канала (диффузор) скорость ее снижается, а давление, в соответствии с уравнением (4), возрастает. Нарастающий противоположно направленный градиент давления препятствует продольному течению в пограничном слое. Это противодействие в сочетании с вязким трением на стенке затормаживает пограничный слой, он отрывается от поверхности и на некотором расстоянии от выступа начинает двигаться в противоположном направлении. Возникает возвратное течение, образующее циркуляционную область. Наложение одного сложного течения на другое приводит к интенсивной турбулизации потока жидкости в канале пластинчатого теплообменника. Известно, что развитое турбулентное течение в этом случае наблюдается уже при числах Рейнольдса  $Re = \bar{w}d/\nu \cong 50 \div 100$  [14]. Это явление, в свою очередь, определяет высокую интенсивность процесса теплообмена между стенкой канала и движущимся рабочим телом. При одних и тех же значениях скорости течения теплоносителя в трубах кожухотрубного и каналах пластинчатого теплообменников коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в последнем примерно на порядок выше.

В качестве примера приводим технические характеристики пластинчатых теплообменников, выпускаемых заводом «Орелхолодмаш» (рис. 7, табл. 1), которые могут использоваться в составе аммиачных холодильных установок в качестве конденсаторов, форконденсаторов, испарителей, переохладителей жидкого аммиака, охладителей масла и т. д.

Технические характеристики некоторых типов пластинчатой теплообменной аппаратуры, выпускаемой отечественной промышленностью, приведены в табл. 2. Основные характеристики пластин, на базе которых изготавливаются теплообменные аппараты, а также каналов, образуемых пластинами, приведены в табл. 3.

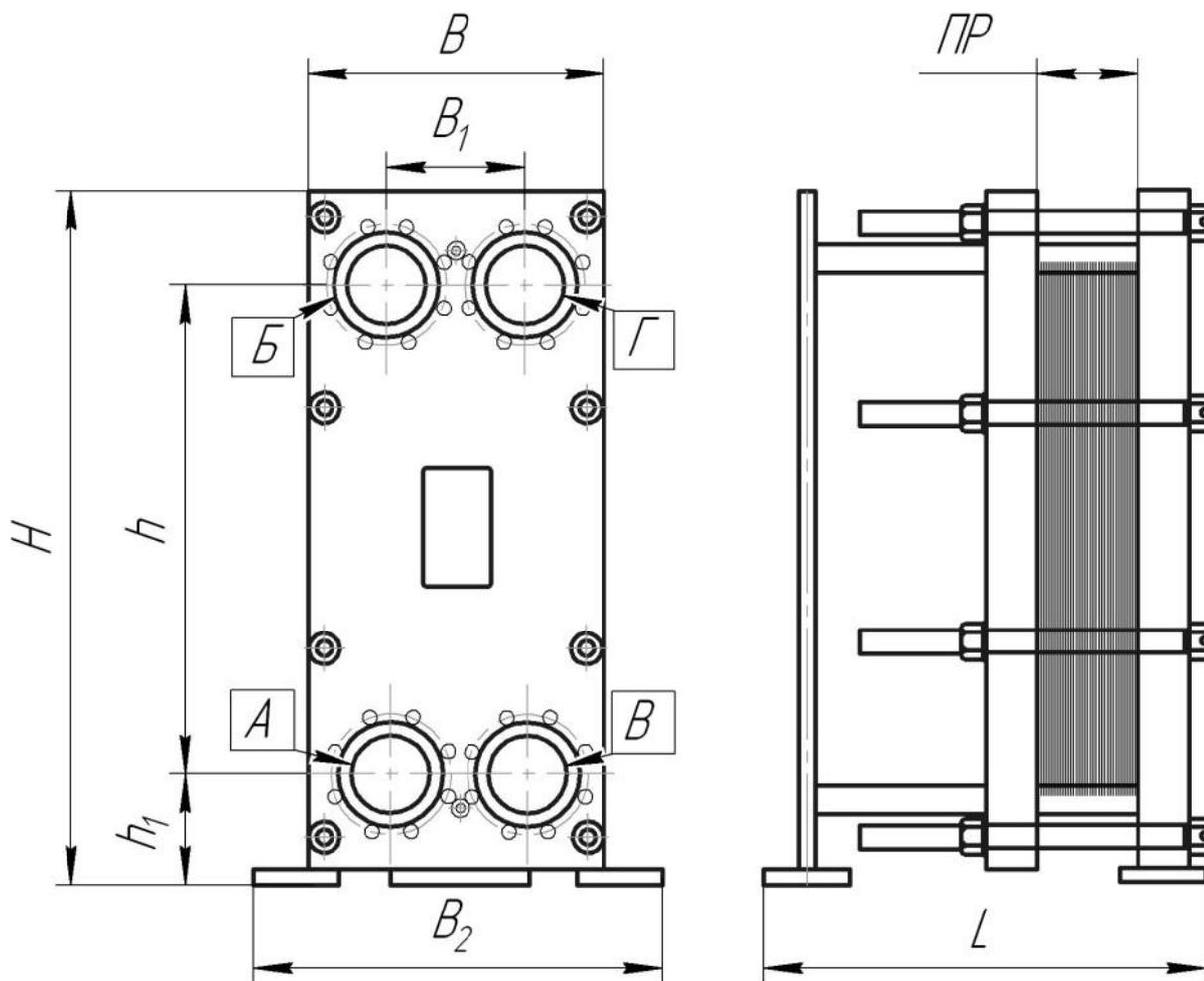


Рис. 7. Геометрические характеристики пластинчатого теплообменника завода «Орелхолодмаш»:

*А, Б* – аммиачные патрубки;

*В, Г* – патрубки для теплоносителя (теплохладоносителя)

Технические характеристики теплообменника (см. рис. 7):

- рабочая среда – R 717 (аммиак);
- теплоноситель – вода, рассолы, антифризы;
- давление расчетное:
  - аммиачной полости – 2,1 МПа (21 бар);
  - полости теплоносителя – 1,0 МПа (10 бар);
- диапазон температур – от –30 до +125 °С;
- материалы основных деталей:
  - корпус – сталь 09Г2С, Ст20;
  - пластины – сталь нержавеющая AISI 304, AISI 315, AISI 316, титан;
  - прокладки – витон, хлоропрен, EPDM.

Таблица 1

**Технические характеристики пластинчатых теплообменников завода «Орелхолодмаш»**

Маркировка*	Наименование параметра											Масса, не более, кг
	Площадь поверхности пластины, м <sup>2</sup>	Количество пластин (макс.), шт.	Внутренний объем полости пластины, м <sup>3</sup>	Размеры, мм							h <sub>1</sub>	
				ПР	L	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	H	h		
ТПА 10–N–1	0,10	75	0,000125×N	3,8×N	864	380	150	480	895	594	160	420
		150			1224							548
		200			1534							648
ТПА 24–N–1	0,24	75	0,000280×N	3,2×N	785	480	225	580	1045	655	205	559
		130			1156							669
		200			1656							838
ТПА 40–N–1	0,40	75	0,000465×N	3,2×N	785	480	225	580	1445	1055	205	762
		130			1156							915
		200			1656							1137
ТПА 59–N–1	0,59	60	0,000670×N	3,0×N	800	770	395	870	1574	988	273	1480
		120			1188							1705
		180			1688							1970

\* Число пластин N в теплообменнике устанавливают согласно расчету на основании данных опросного листа.

Таблица 2

**Технические характеристики пластинчатых теплообменных аппаратов, серийно выпускаемых промышленностью (по данным ЦИНТИхимнефтемаш, УкрНИИхиммаш)**

Характеристика	Типы аппаратов							
	Разборные (ТПР)							
	Типы пластин							
	0,2	0,2К	0,3	0,5	0,6	0,63	1,1	1,3
Рабочая среда	Жидкость, пар, газ							
Расход рабочей среды (не более), м <sup>3</sup> /ч:								
жидкость	50	50	50	150	200	200	600	500
пар, газ	3000	3000	900	2500	3500	3500	10000	5000
Номинальная площадь поверхности аппарата, м <sup>2</sup>	1–40	2–25	3–20	10–320	10–300	10–400	50–400	200–800
Расчетное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1(10)	1,6(16)	1(10)	1(10)	1(10)	1(10)	0,6(6)	–
Расчетная температура, °С	–30–+160	–30–+200	–30–+160	–30–+160	–30–+150	–30–+180	–30–+160	–30–+160
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	80; 150	100; 150	65	150	200	200	300	300

Характеристика	Типы аппаратов						
	Полуразборные (ТПП)				Неразборные (ТПС)		
	Типы пластин						
	0,1	0,3	0,5×2	0,7	0,75	0,8	1,2
Рабочая среда	Жидкость, пар, газ						
Расход рабочей среды (не более), м <sup>3</sup> /ч:							
жидкость	10	30	200	60	250	50	300
пар, газ	1000	5000	3000	6000	4500	4500	7000
Номинальная площадь поверхности аппарата, м <sup>2</sup>	0,4–10	10–50	100–300	400–1400	80–160	20–320	60–600
Расчетное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1,6 (16)	1,6 (16)	1,6 (16); 2,5 (25)	0,6 (6)	2 (20)	2,5 (25)	4 (40)
Расчетная температура, °С	–30– +200	–30– +200	–30– +200	–30– +200	–120– +400	–120– +400	–150– +400
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	50; 80	65; 300	200	80; 300	300	200; 300	500

Таблица 3

**Основные характеристики пластин и образуемых ими каналов (по данным работ [10], [13]–[15])**

Технические данные пластины	Тип пластины						
	0,2	0,3	0,5	0,6	0,63	1,1	1,3
	Теплообменники разборные						
Поверхность теплообмена пластины $F_1, \text{м}^2$	0,20	0,20	0,50	0,60	0,63	1,10	1,30
Эквивалентный диаметр канала $d_{\text{эКВ}}, \text{м}$	0,00880	0,00800	0,00585	0,00830	0,00740	0,01437	0,00960
Площадь поперечного сечения межпластинного канала $f_1, \text{м}^2$	0,00176	0,00110	0,00134	0,00245	0,00262	0,00645	0,00425
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала $\Pi, \text{м}$	0,8100	0,5500	1,2500	2,8200	0,9080	1,3400	1,2800
Приведенная длина канала $L_{\text{п}}, \text{м}$	0,800	0,700	1,2700	1,1880	1,4100	1,8240	1,7640
Толщина стенки пластины $\delta_{\text{ст}}, \text{м}$	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010
Масса пластины $m_{\text{пл}}, \text{кг}$	2,50	3,20	3,12	5,80	6,50	12,20	12,00
Габаритные размеры, м: длина $L$ ширина $B$	0,960 0,46	1,370 0,30	1,370 0,50	1,375 0,60	1,375 0,66	1,950 0,95	1,915 0,92
Шаг гофра, м: вдоль потока $S_{\text{п}}$ по нормали к гофру $S_{\text{н}}$	0,0720 0,036	0,0208 0,018	0,0360 0,018	0,0208 0,018	0,0360 0,018	– 0,027– 0,045	0,0208 0,018
Высота гофра $h_{\text{г}}, \text{м}$	0,0045	0,004	0,004	0,0045	0,0045	0,0075	0,045
Количество гофров $z$ , шт.	14	50	46	63	72	–	95
Ширина канала $b_{\text{к}}, \text{м}$	0,400	0,250	0,450	0,545	0,600	0,860	0,846
Зазор для прохода рабочей среды $\delta$ , мм	0,0045	0,0040	0,004	0,0045	0,0045	0,0075	0,0045
Угол наклона гофра к оси симметрии $\varphi_{\text{г}}$ , град у вершины	120	60	30	60	30	45	60

Технические данные пластины	Тип пластины						
	0,1	0,3	0,5×2	0,7	0,75	0,8	1,2
	Теплообменники полуразборные				Теплообменники сварные		
Поверхность теплообмена пластины $F_1$ , м <sup>2</sup>	0,10	0,30	0,50	0,70	0,75	0,8	1,20
Эквивалентный диаметр канала $d_{э\text{кв}}$ , м	0,00885	0,01560	0,00960	0,00960	0,00780	0,00900	0,01150
Площадь поперечного сечения межпластинного канала $f_1$ , м <sup>2</sup>	0,00064	0,00346	0,00300	0,00220	0,00177	0,00310	0,00368
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала $\Pi$ , м	0,2900	0,8856	1,2500	2,8200	0,9080	1,3400	1,2800
Приведенная длина канала $L_{\text{п}}$ , м	0,800	0,700	0,836	1,460	1,470	1,160	1,910
Толщина стенки пластины $\delta_{\text{ст}}$ , м	0,0005	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0020
Масса пластины $m_{\text{пл}}$ , кг	0,55	2,50	5,50	3,07	5,50	6,30	19,40
Габаритные размеры, м:							
длина $L$	0,900	0,626	1,380	1,470	1,470	1,370	1,932
ширина $B$	0,16	–	0,64	0,47	0,47	0,64	0,64
Шаг гофра, м:							
вдоль потока $S_{\text{п}}$	0,0207	0,0420	0,0208	0,0208	0,0298	0,0360	0,0230
по нормали к гофру $S_{\text{н}}$	0,018	0,036	0,018	0,018	0,018	0,018	0,020
Высота гофра $h_{\text{г}}$ , м	0,0045	0,0080	0,0050	0,0040	0,0040	0,0050	0,0060
Количество гофров $z$ , шт.	35	14	43	69	69	46	87
Ширина канала $b_{\text{к}}$ , м	0,142	–	0,585	0,444	0,444	0,610	0,610
Зазор для прохода рабочей среды $\delta$ , мм	0,0045	0,0080	0,0050	0,0040	0,0040	0,0050	0,0060
Угол наклона гофра к оси симметрии $\varphi_{\text{г}}$ , град	60	60	60	60	60	30	60

В работе [16] дан анализ широкого ряда схем аммиачных, хладоновых и абсорбционных холодильных установок, в которых используются пластинчатые аппараты, выпускаемые фирмой «Alfa Laval». Приводятся сравнительные оценки теплотехнических и гидравлических характеристик схем, даны подробные инструкции по монтажу и эксплуатации пластинчатых теплообменников. К сожалению, в работе отсутствуют методики расчета аппаратов, что исключает возможность сравнения их характеристик с показателями пластинчатых теплообменников других фирм.

### **Конвективный теплообмен и гидравлическое сопротивление без изменения агрегатного состояния сред**

Требуемую поверхность теплообмена пластинчатого аппарата определяют по известному выражению

$$F_a = \frac{Q}{K\theta_m}, \quad (8)$$

где  $Q$  – тепловой поток в аппарате, кВт;  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\theta_m$  – среднелогарифмическая разность температур рабочих сред, К,

$$\theta_m = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (9)$$

здесь  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  большая и меньшая разность температур теплоносителей на входе в аппарат и выходе из него.

Коэффициент теплопередачи находят по уравнению для плоской стенки

$$K_{\text{пл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемой среды, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_2$  – то же для нагреваемой среды;  $\sum(\delta_i / \lambda_i)$  – суммарная величина термического сопротивления стенки и загрязнений, м<sup>2</sup>·К/Вт.

Расчетные значения коэффициента теплопроводности материала пластин и термического сопротивления некоторых видов загрязнений приведены в табл. 4 и 5.

Таблица 4

**Расчетные значения коэффициента теплопроводности материала пластин и некоторых других металлов и сплавов при  $T = 273 \text{ К}$**

Материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)
Сталь углеродистая марки 08 КП (оцинкованная)	60
Стали коррозионно-стойкие:	
X18H9T	13
12X18H10T	14
10X17H13M2T	16
10XГ7H13M3T	16
12X13Г18Д	16
сталь 20	65
Титан	15
Алюминий	150
Алюминиевые сплавы:	
АМц	165
АМГб	110
Медь	380
Сплавы меди:	
латунь	70
бронза фосфористая	190
бронза оловянная	61

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  со стороны греющей и охлаждаемой сред при их вынужденном движении без изменения агрегатного состояния в общем случае рассчитывают по зависимости

$$Nu = \frac{\alpha d_f}{\lambda} = c Re^n Pr_f^m \left( \frac{Pr_f}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (11)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса соответствующей среды,

$$Re = \frac{\bar{w} d_s}{\nu};$$

$Pr_f$  – число Прандтля среды, рассчитанное по ее средней температуре,

$$Pr_f = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \nu \rho}{\lambda};$$

$Pr_{ст}$  – число Прандтля, рассчитанное по температуре стенки.

Таблица 5

**Ориентировочные расчетные величины термического сопротивления загрязнений на пластинах (при толщине слоя отложений не более 0,5 мм)**

Рабочая среда и виды загрязнений	Термическое сопротивление загрязнений $R_{загр}$ , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
Вода:	
техническая оборотная	0,00023
техническая сильно загрязненная	0,00055
речная	0,00017
морская	0,00011
водопроводная	0,00020
жесткая	0,00025
дистиллированная	0,00004
Растворы солей	0,00020
Сжатый воздух	0,00040
Гипс	0,00093
Аммиак	0,0002
Накипь	0,00033
Ржавчина	0,00050
Лед	0,00025
Сажа	0,01000
Хлористый кальций	0,00080
Хлористый натрий	0,00017
Смазочное масло	0,00420
Масло машинное	0,00015
Хладоносители	0,00010
Масло топливное	0,00051
Бензин, керосин	0,00010

Величины коэффициента  $c$  и показателей степени  $n$  и  $m$  определяются геометрическими характеристиками пластин, межпластинных каналов и режимом течения теплоносителя.

Средняя скорость потока в канале теплообменника, входящая в число Рейнольдса, определяет и общую потерю давления в аппарате по рассматриваемой среде в соответствии с уравнением Дарси–Вейсбаха

$$\Delta p = \xi \frac{L_{\text{п}}}{d_3} \frac{\rho \bar{w}^2}{2} X, \quad (12)$$

где  $\xi$  – коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала, учитывающий потерю давления на трение и местные сопротивления канала;  $X$  – число ходов в аппарате по данной среде.

Величины  $\xi$  приведены в табл. 6. Среднюю скорость  $\bar{w}$  следует выбирать по допустимому перепаду давлений в аппарате.

Таблица 6

**Величины постоянного коэффициента и показателей степени в уравнениях для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления (конвективный теплообмен)**

Типо-размер пластины	Ламинарный режим			$Re_{кр}$	Турбулентный режим		
	$Nu_{л} = c_{л} Re^{0,33} Pr^{0,33} \left( \frac{Pr_f}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$ ; $\xi = \frac{B}{Re}$ ; $\Delta p = \frac{4K_V \bar{w} L_{пл} \mu}{d_3} X$				$Nu = c_T Re^n Pr_f^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$ ; $\xi = \left( \frac{A}{Re} \right)^{0,25}$ ; $\Delta p = \xi \frac{L_{пл} \rho \bar{w}^2}{d_3} X$		
	$c_{л}$	$B$	$K_V$		$c_T$	$n$	$A$
ТПР:							
0,2	0,46	425	28,0	100	0,0650	0,73	19,6
0,3	0,60	425	54,3	50	0,1000	0,73	19,3
0,5	0,60	300	21,0	50	0,0978	0,73	6,3
0,6	0,60	320	–	50	0,1350	0,73	15,0
0,63	0,46	210	–	50	0,1000	0,73	4,0
1,3	0,46	400	–	50	0,1350	0,73	17,0
ТПШ:							
0,1	0,46	485	–	50	0,0860	0,73	7,6
0,3	0,46	485	11,3	50	0,1000	0,73	12,0
0,5×2	0,6	324	–	50	0,1350	0,73	15,0
0,7	–	–	–	50	0,1000	0,73	30,0
ТПС:							
0,75	–	–	–	50	0,1000	0,73	6,0
0,8	0,6	210	–	50	0,1000	0,73	4,0
1,2	0,46	300	–	50	0,1000	0,73	6,0

*Примечание.* Уравнения для расчета  $\xi$  справедливы в пределах скоростей движения: жидкостей –  $\bar{w} \leq 2,5$  м/с; паров –  $\bar{w} \leq 50$  м/с; воздуха –  $\bar{w} \leq 30$  м/с;  $K_V$  – коэффициент формы канала.

Эквивалентный диаметр каналов, для которых  $b_k$  и  $\delta_k$  известны (см. табл. 3), определится как

$$d_3 = \frac{4f_1}{\Pi} = \frac{4b_k \delta_k}{2(b_k + \delta_k)} \approx 2\delta_k. \quad (13)$$

Количество теплоты, которой обменивается охлаждаемая среда со стенками канала,

$$Q = 2F_1 \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}) = 2L_{\text{пк}} b_{\text{к}} \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}). \quad (14)$$

В результате теплообмена температура потока изменится на величину  $\Delta t = t'_1 - t''_1$ . Количество переданной теплоты

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = V_1 \rho_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = \bar{w} \delta_{\text{к}} b_{\text{к}} \rho_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1),$$

Решая совместно уравнения (14) и (15) с учетом (13), получим

$$2L_{\text{пк}} b_{\text{к}} \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}) = \bar{w}_1 b_{\text{к}} \frac{d_3}{2} \rho_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1),$$

или

$$\frac{4L_{\text{пк}}}{d_3} \alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}) = \bar{w}_1 \rho_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1). \quad (15)$$

Решив совместно уравнения (12) и (15) относительно  $\bar{w}_1$ , получим рациональную среднюю скорость потока в каналах теплообменника:

$$\bar{w}_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 (\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}) \Delta p_1}{c_{p1} \rho_1^2 \xi_1 (t'_1 - t''_1)}}. \quad (16)$$

В 80-х гг. XX в. сотрудниками Ленинградского технологического института холодильной промышленности (ЛТИХП) было выполнено экспериментальное исследование теплообмена при вынужденной конвекции в каналах пластинчатого теплообменника, скомпонованного из пластин размером  $0,5 \times 2$ , потоков вода–вода и вода–раствор бромистого лития концентрации  $\zeta = 58,2\%$ . Опытные данные для исследованных рабочих веществ хорошо коррелируются между собой и аппроксимируются уравнением

$$\text{Nu}_{d_3} = 0,16 \text{Re}_{d_3}^{0,7} \text{Pr}^{0,43},$$

где

$$\text{Nu}_{d_3} = \frac{\alpha_{\text{сп}} d_3}{\lambda}; \quad \text{Re}_{d_3} = \frac{\bar{w} d_3}{\nu}; \quad \text{Pr} = \frac{c_p \nu \rho}{\lambda},$$

здесь  $d_3$  – эквивалентный диаметр канала (для данного аппарата  $d_3 = 9,6 \cdot 10^{-3}$  м);  $\bar{w}$  – средняя скорость движения сред в каналах, м/с.

Приведенная зависимость может быть рекомендована для расчета теплоотдачи при развитии турбулентном течении, которое для данного пластинчатого аппарата наблюдается при  $\text{Re}_{d_3} \geq 100$ .

Полученные эмпирические данные по теплообмену в пластинчатом аппарате сравнивались с данными по теплоотдаче при течении раствора LiBr в кольцевом канале теплообменника типа «труба в трубе». Диаметры труб двухтрубного теплообменника: 22×17 – для внутренней трубы и 45×40 – для внешней. Эквивалентный диаметр кольцевого канала  $d_s = 4F/L = 18 \cdot 10^{-3}$  м. Такие аппараты обладают высокой эффективностью и часто используются в качестве растворного теплообменника-регенератора. Сопоставление опытных данных (для пластинчатого аппарата) и расчетных (для двухтрубного) при одинаковых числах  $Re_{d_s}$  показало существенное преимущество пластинчатого аппарата перед двухтрубным. Так, при  $Re_{d_s} \approx 2000$  безразмерный коэффициент теплоотдачи  $Nu_{d_s} / Pr^{0,43}$  пластинчатого аппарата более чем в 18 раз выше двухтрубного.

### **Теплообмен и гидравлическое сопротивление при конденсации чистого пара в каналах пластинчатых аппаратов**

Пластинчатые аппараты широко используются в качестве конденсаторов чистых веществ и парогазовых смесей. По данным работы [10], при разности температур насыщения конденсирующегося пара и поверхности пластины  $\Delta t = (t_n - \bar{t}_{ст})$  более 10 К коэффициент теплоотдачи со стороны пара  $\alpha_k$  следует определять по уравнению

$$Nu_k = \frac{\alpha_k L_{\Pi}}{\lambda} = c_1 Re_k^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (17)$$

где

$$Nu_k = \frac{\alpha_k L_{\Pi}}{\lambda_k}; \quad Re_k = \frac{q L_{\Pi}}{r \rho_k v_k}; \quad Pr = \frac{c_{pk} v_k \rho_k}{\lambda_k}.$$

Индекс «к» означает, что свойства относятся к конденсату при температуре насыщения  $t_n$ . По данным [10], уравнение справедливо при  $\Delta t = t_n - \bar{t}_{ст} \geq 10$  °С.

В качестве определяющего размера при установлении  $Nu_k$  и  $Re_k$  в уравнении (17) принимают приведенную длину канала  $L_{\Pi}$ . Значения коэффициента  $c_1$  приведены в табл. 7.

**Величины постоянных  $c_1$  в уравнении для расчета теплоотдачи  
и коэффициента местного гидравлического сопротивления  $\xi$   
в коллекторном участке межпластинного канала  
(для пластин, используемых в конденсаторах парогазовой смеси)**

Параметры	ТПР							ТПП				ТПС		
	0,2	0,2К	0,3	0,5	0,6	0,63	1,3	0,1	0,3	0,5x2	0,7	0,75	0,8	1,2
Постоянная $c_1$ в урав- нении (17)	800	482	322	412	240	451	201	264	393	201	340	201	302	185
$\xi$	30	–	–	28	25	–	–	–	–	–	–	–	–	–

При  $\Delta t < 10$  К коэффициент теплоотдачи рекомендуется рассчитывать по известной теоретической зависимости Нуссельта с поправкой на волнообразование в пленке конденсата:

$$\alpha_k = 1,15 \sqrt[4]{\frac{g \rho_k^2 \lambda_k^3 r}{\mu L_{\Pi} (t_{\Pi} - \bar{t}_{\text{ст}})}} \quad (18)$$

При конденсации перегретого пара вместо теплоты парообразования  $r$  в уравнение (18) следует подставлять

$$(r + c_{p\Pi} \Delta t_{\Pi}),$$

где  $c_{p\Pi}$  – массовая изобарная теплоемкость перегретого пара;  
 $\Delta t_{\Pi} = t_{\Pi} - t_{\Pi}$  – величина перегрева пара, К.

Расчет по уравнениям (17) и (18) среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара, паров аммиака и других веществ, близких по теплофизическим свойствам к указанным, хорошо согласуется с имеющимися экспериментальными данными.

В качестве конденсаторов и испарителей хладоновых холодильных машин предлагается использовать пластинчатую аппаратуру с комбинированными каналами. Каналы для теплоносителя целесообразно формировать обычным образом, разворачивая соседние пластины на  $180^\circ$  относительно друг друга так, чтобы образовывались каналы сетчато-поточного типа. Хладоновые каналы следует компоновать без разворота соседних пластин таким образом, чтобы выступы и впа-

дины одной пластины совпадали с выступами и впадинами другой, образуя узкие щелевые каналы ленточно-поточного типа. Такая конструкция позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи со стороны хладонов путем использования для снижения толщины пленки конденсата скорость конденсирующегося пара. Уменьшение ширины зазора канала по хладону при неизменной площади поверхности аппарата и одном и том же передаваемом тепловом потоке  $Q$  приводит, согласно уравнению неразрывности  $\bar{w} = Q / (r\rho\delta_{\kappa}b_{\kappa})$ , к росту средней скорости парового потока и усилению его динамического воздействия на стекающую пленку.

Средние по поверхности значения коэффициента теплоотдачи при конденсации хладонов в каналах пластинчатых аппаратов рекомендуется рассчитывать по уравнениям

$$\bar{Nu}_{\kappa} = 0,2\bar{Nu}_{\text{н}} Re_{\text{п.вх}}^{0,12} Pr_{\text{п}}^{-0,35} \quad (19)$$

для  $1,2 \cdot 10^5 \leq Re_{\text{п.вх}} \leq 4,5 \cdot 10^5$ ;

$$\bar{Nu}_{\kappa} = 0,246 \cdot 10^{-3} \bar{Nu}_{\text{н}} Re_{\text{п.вх}}^{0,55} Pr_{\text{п}}^{-0,33} \quad (20)$$

для  $4,5 \cdot 10^6 \leq Re_{\text{п.вх}} \leq 2,5 \cdot 10^7$ .

В уравнениях (19) и (20)

$$\bar{Nu} = \frac{\alpha_{\kappa} L_{\text{п}}}{\lambda_{\kappa}}; \quad Re_{\text{п.вх}} = \frac{\bar{w}_{\text{п.вх}} L_{\text{п}}}{v_{\text{п}}},$$

где  $\alpha_{\kappa}$  рассчитывается по уравнению (18);  $\bar{w}_{\text{п.вх}}$  – скорость парового потока на входе в каналы паровой полости;  $Pr_{\text{п}}$  – число Прандтля для пара.

Приведенные уравнения хорошо аппроксимируют опытные данные по теплообмену при конденсации паров хладона R22 в каналах с шириной зазора 0,5–3,0 мм в диапазоне температур насыщения  $t_{\text{н}} = 20 \div 40$  °С.

Абсолютные величины перепадов полного давления при конденсации в узких щелевых каналах пластинчатых конденсаторов относительно невелики.

Рассмотрим дифференциальное уравнение изменения полного давления нисходящего конденсирующегося в плоском канале пластинчатого аппарата потока пара:

$$-\frac{dp}{dz} = +\frac{2\tau_0}{\delta_k} - g[\varphi\rho_{\text{п}} + (1-\varphi)\rho_{\text{ж}}] + \frac{M^2}{\rho_{\text{п}}} \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\varphi} + \frac{(1-x)^2}{1-\varphi} \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right], \quad (21)$$

где  $z$  – вертикальная координата;  $\tau_0$  – касательное напряжение на стенке;  $\varphi$  – истинное объемное паросодержание;  $M$  – плотность потока массы, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $x$  – массовое расходное паросодержание.

Первый член правой части уравнения (21) характеризует градиент давления, обусловленный трением потока; второй – гравитационная составляющая; третий член зависит от ускорения (торможения) потока.

Уравнение (21) показывает, что действие составляющих градиента полного давления разнонаправлено и, следовательно, величина  $dp/dz$  будет зависеть от соотношения его компонентов. При высокоинтенсивных процессах конденсации доля  $(dp/dz)_{\text{уск}}$  может оказаться существенной, тогда происходит восстановление давления по длине канала. Описанное явление аналогично возрастанию статического давления при движении газа в диффузоре.

Для приближенного расчета истинного объемного паросодержания можно воспользоваться уравнением

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{2/3}}. \quad (22)$$

Расчет градиентов давления, обусловленных гравитацией и ускорением потока при известных (средних на данном участке канала) величинах  $x$ , не вызывает затруднений. Расчет составляющей  $(dp/dz)_{\text{тр}}$ , вносимой трением, выполненный по известным зависимостям для моделей гомогенного или раздельного течений, и сравнение результатов с экспериментальными данными (19) приводит к значительным расхождениям. Поэтому авторы для расчета потерь давления на трение при движении двухфазного потока предлагают зависимости, полученные в результате обработки собственных экспериментальных данных:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{\text{тр.д.ф}} = \frac{\xi_{\text{д.ф}} M^2 x}{4\rho_{\text{п}} \delta_{\text{к}}}, \quad (23)$$

где  $\xi_{\text{д.ф}}$  – коэффициент трения двухфазного конденсирующегося потока,

$$\xi_{\text{д.ф}} = \xi \left(\frac{\rho_{\text{ж}} \mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}} \mu_{\text{п}}}\right)^{0,9} \left(\frac{64}{\bar{x}} - 1,16\bar{x} - 2,9\right) 10^{-3}, \quad (24)$$

здесь  $\xi$  – коэффициент трения, рассчитанный для однофазного потока в канале при той же плотности потока массы, что и для двухфазного;  $\bar{x}$  – средняя величина массового расходного паросодержания на участке  $\Delta z$ .

### **Теплообмен и потери давления при конденсации пара из газовых смесей**

Процессы конденсации однокомпонентного пара из парогазовой смеси находят широкое применение при разделении газов, при производстве минеральных удобрений, в криогенной технике и ряде смежных отраслей промышленности. Применение для этих процессов аппаратов пластинчатого типа позволяет существенно интенсифицировать тепло- и массообмен за счет организации сложного пространственного движения потока в каналах, образованных гофрированными пластинами.

Поскольку концентрация компонентов по длине канала постоянно изменяется, расчет теплообмена производят по отдельным малым участкам поверхности конденсации.

Расчет теплоотдачи при отсутствии поперечного потока вещества в различных каналах пластинчатых аппаратов рекомендуется осуществлять по уравнению, приведенному в работе [15]:

$$\text{Nu} = 0,051 \exp(0,064 \text{tg}\varphi) \text{Re}_{\text{см}}^{0,73} \text{Pr}_{\text{см}}^{0,43}, \quad (25)$$

где  $\text{Re}_{\text{см}} = \frac{\bar{w} d_{\text{э}} \rho_{\text{см}}}{\mu_{\text{см}}}$ ;  $\text{Pr}_{\text{см}} = \frac{c_{p\text{см}} \mu_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}}$  – тепловое число Прандтля;

$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{э}}}{\lambda_{\text{см}}}$  – тепловое число Нуссельта; подстрочный индекс «см» от-

носится к физическим свойствам смеси;  $\varphi$  – угол наклона гофров к вертикальной оси пластины, град.

Интенсивность массоотдачи рассчитывают по зависимостям

$$\text{Nu}_D = \frac{\Psi_D}{m_{rf}} \text{Nu}_{D_0},$$

где

$$\text{Nu}_{D_0} = \text{Nu} (\text{Pr}_D / \text{Pr}_{\text{см}})^{0,43} \text{ или } \text{Nu}_D = \text{Nu} \frac{\Psi_D}{m_{rf}} (\text{Pr}_D / \text{Pr}_{\text{см}})^{0,43}, \quad (26)$$

здесь  $\text{Nu}_D = \frac{\beta_p d_3}{D}$  – диффузионное число Нуссельта;  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к градиенту парциальных давлений пара, с/м;  $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  $\Psi_D$  – относительное увеличение массоотдачи за счет поперечного потока массы,  $\Psi_D = 1 + 0,85b_D$ ;  $b_D$  – фактор проницаемости границы раздела фаз,

$$b_D = \frac{d_3 \text{Pr}_D j_{\text{п}}}{\mu_{\text{см}} \text{Nu}_D}, \quad (27)$$

$j_{\text{п}}$  – плотность поперечного потока массы, кг/(м<sup>2</sup> · с);  $m_{rf}$  – массовая доля газового компонента в смеси у границы раздела фаз.

По данным авторов [15], [17], расчет теплофизических свойств парогазовой смеси на каждом малом участке конденсации на основании закона аддитивности производят по следующим зависимостям:

ПЛОТНОСТЬ

$$\rho_{\text{см}} = \varepsilon_{\text{п}} \rho_{\text{п}} + \varepsilon_{\text{г}} \rho_{\text{г}}; \quad (28)$$

ТЕПЛОЕМКОСТЬ

$$c_{p\text{см}} = m_{\text{п}} c_{p\text{п}} + m_{\text{г}} c_{p\text{г}}. \quad (29)$$

Динамический коэффициент вязкости смеси

$$\mu_{\text{см}} = \frac{\varepsilon_{\text{п}} \mu_{\text{п}} M_{\text{п}2}^{0,5} + \varepsilon_{\text{г}} \mu_{\text{г}} M_{\text{г}2}^{0,5}}{\varepsilon_{\text{п}} M_{\text{п}2}^{0,5} + \varepsilon_{\text{г}} M_{\text{г}2}^{0,5}}. \quad (30)$$

## Теплопроводность смеси

$$\lambda_{\text{см}} = \frac{\varepsilon_{\text{п}} \lambda_{\text{п}} M_{\text{п}}^{1/3} + \varepsilon_{\text{г}} \lambda_{\text{г}} M_{\text{г}}^{1/3}}{\varepsilon_{\text{п}} M_{\text{п3}}^{1/3} + \varepsilon_{\text{г}} M_{\text{г3}}^{1/3}}. \quad (31)$$

Газовые постоянные компонентов смеси необходимо приводить для рабочих условий с учетом сжимаемости.

В уравнениях (28)–(31)  $\varepsilon$  – объемная доля соответствующего компонента;  $m$  – массовая доля компонента;  $M_{\text{п2}}, M_{\text{г2}}, M_{\text{п3}}, M_{\text{г3}}$  – вспомогательные коэффициенты для расчета физических свойств смеси:  $M_{\text{п2}} = \sqrt{8314,9 / R_{\text{п}}}$ ;  $M_{\text{г2}} = \sqrt{8314,9 / R_{\text{г}}}$ ;  $M_{\text{п3}} = M_{\text{п2}}^{0,666}$ ;  $M_{\text{г3}} = M_{\text{г2}}^{0,666}$ ;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К); подстрочный индекс «см» относится к смеси, «п» – к пару, «г» – к газу.

Гидравлическое сопротивление аппарата по стороне конденсирующейся газовой смеси определяют как сумму потерь в подводящих трубопроводах, распределительных коллекторных участках межпластинного канала и его гофрированной области. Коэффициент местного гидравлического сопротивления в подводящем контуре  $\xi = 1,5$ . Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления коллекторных участков межпластинных каналов, образуемых пластинами, используемыми в конденсаторах парогазовых смесей, приведены в табл. 6.

Коэффициент полного гидравлического сопротивления единицы относительной длины гофрированной области, по данным работы [15], определяется соотношением

$$\xi = \frac{0,34 \exp(1,52 \operatorname{tg} \varphi)}{\operatorname{Re}_{\text{см}}^{0,25-0,06 \operatorname{tg} \varphi}}. \quad (32)$$

Теплоотдачу и потери давления по стороне теплоносителя (холодной среды) определяют по соответствующим зависимостям для однофазных сред, приведенным ранее.

Конденсаторы парогазовых смесей рекомендуется проектировать одноходовыми (однопакетными) по стороне парогазовой смеси в целях обеспечения наилучших условий для отвода конденсата. При расчете площади поверхности теплопередачи конденсатора следует в качестве первого приближения принять ее минимальное значение, достаточное для пропуска требуемого количества парогазовой среды при допустимом гидравлическом сопротивлении аппарата.

## Теплообмен и гидравлическое сопротивление при кипении в каналах пластинчатых испарителей

Следует заранее отметить, что процессы теплообмена и гидродинамики при кипении хладагентов в узких щелевых каналах пластинчатых теплообменников до настоящего времени, по нашему мнению, исследованы недостаточно. Имеющиеся работы в этом направлении в основном касаются испарительных систем высокотемпературных аппаратов, эксплуатируемых при значительных температурных перепадах [18].

Одними из первых работ по исследованию теплопередачи при кипении хладагентов в каналах пластинчатых испарителей являются исследования сотрудников ЛТИХП [19]–[23]. По данным их работ, интенсивность теплообмена при кипении хладонов в узких щелевых каналах пластинчатых теплообменников определяется геометрическими характеристиками пластин и образуемых ими каналов, теплофизическими свойствами кипящей жидкости и основными режимными параметрами: температурой насыщения, плотностью теплового потока, массовым расходным паросодержанием и плотностью потока массы. Как известно, с увеличением скорости циркуляции или плотности потока массы  $M$  интенсивность теплообмена при кипении возрастает. Величина  $M$  при прочих равных условиях определяется, в свою очередь, геометрическими характеристиками канала.

Экспериментальные данные по теплообмену получены для плоского канала пластинчатого теплообменника высотой 1,2 м. Хладагент R22 подавался в щелевой канал с шириной зазора  $\delta = 1$  мм восходящим и нисходящим потоками при изменении степени сухости  $x$  от нуля до единицы. Диапазон изменения плотности теплового потока составлял в экспериментах  $q = (2 \div 20) 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>, давления насыщения  $p_n = 0,355 \div 0,584$  МПа, плотности потока массы в пределах  $M = 50 \div 500$  кг/(м<sup>2</sup>·с).

Анализ полученных экспериментальных данных по среднему значению теплоотдачи показал, что величины  $\bar{\alpha}$  возрастают с увеличением плотности теплового потока  $q$ , плотности потока массы  $M$  и снижением температуры насыщения. Изменение направления подачи хладагента практически не влияет на среднюю величину коэффициента теплоотдачи  $\bar{\alpha}$ .

Поскольку при кипении в узких щелевых каналах пластинчатых испарителей режимы движения двухфазной смеси, а следовательно, и закономерности теплообмена по длине (высоте) канала будут различны, предложено вначале рассчитывать локальные величины  $\alpha$ , а затем интегрировать их для получения осредненных значений  $\bar{\alpha}$ . Для расчета локальных значений коэффициента теплоотдачи рекомендованы три уравнения для разных диапазонов изменения массового расходного паросодержания.

При восходящем течении парожидкостной смеси:

– для  $0 < x < x_{гр1}$

$$\alpha = 86,3q^{0,37}M^{0,2}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,05}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,25}; \quad (33)$$

$$x_{гр1} = 7,5 \cdot 10^{-3}q^{0,65}M^{-0,58}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,1}; \quad (34)$$

– для  $x_{гр1} \leq x \leq x_{гр2}$

$$\alpha = 99,0q^{0,2}M^{0,25}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,15}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right); \quad (35)$$

$$x_{гр2} = 1,05q^{-0,1}M^{0,05}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{-0,1}; \quad (36)$$

– для  $x > x_{гр2}$

$$\alpha = 66,7q^{0,25}M^{0,33}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{-0,5}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{-0,4}. \quad (37)$$

При нисходящем течении двухфазного потока хладагента:

– для  $0 < x < x_{гр1}$

$$\alpha = 21,5q^{0,37}M^{0,1}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,05}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{-0,4}; \quad (38)$$

$$x_{гр1} = 3,65 \cdot 10^{-3}q^{0,3}M^{-0,25}\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{-0,8}; \quad (39)$$

– ДЛЯ  $x_{гр1} \leq x \leq x_{гр2}$

$$\alpha = 69q^{0,25} M^{0,15} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,2} \left( \frac{p_0}{p_{кр}} \right)^{-0,4}; \quad (40)$$

$$x_{гр2} = 3,11 \cdot 10^{-3} q^{-0,1} M^{0,2} \left( \frac{p_0}{p_{кр}} \right)^{-0,4}; \quad (41)$$

– ДЛЯ  $x > x_{гр2}$

$$\alpha = 0,41q^{0,2} M^{0,85} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,3} \left( \frac{p_0}{p_{кр}} \right)^{-1,75}. \quad (42)$$

В уравнениях (33)–(42):  $M$  – плотность потока массы, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $p_0$  и  $p_{кр}$  – давление кипения и критическое давление, МПа.

Как показали эксперименты, гидравлическое сопротивление при движении кипящего потока в обогреваемых плоских щелевых каналах возрастает с ростом  $M$  и слабо зависит от плотности теплового потока и давления насыщения  $p_0$ , причем потери давления увеличиваются при возрастании  $q$  и снижении  $p_0(t_0)$ .

Составляющие потерь давления предлагается рассчитывать по уравнению

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{уск} = \frac{M^2}{\rho_{п}} \frac{dx}{dz} \left[ 2x + (1-2x) \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}} \right)^{1/3} + (1-2x) \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}} \right)^{2/3} - 2(1-x) \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}} \right) \right], \quad (43)$$

где  $dz$  – величина выбранного или расчетного шага по длине канала, м;

$$dz = \frac{Mf_1 r}{2qF} dx; \quad (44)$$

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{грав} = g[\varphi \rho_{п} + (1-\varphi) \rho_{ж}] \sin \theta; \quad (45)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{тр}} = \xi_{\text{д.ф}} \frac{L}{d_3} \frac{\rho_{\text{см}} \bar{w}_{\text{см}}^2}{2}; \quad (46)$$

$$\xi_{\text{д.ф}} = \frac{c}{\bar{w}_{\text{см}}^{0,25}}; \quad \bar{w}_{\text{см}} = \frac{M}{\rho_{\text{см}}}; \quad \rho_{\text{см}} = \varphi \rho_{\text{п}} + (1 - \varphi) \rho_{\text{ж}}. \quad (47)$$

По данным [19]–[23], для восходящего потока  $c = 5,26 \cdot 10^{-2}$ , для нисходящего –  $c = 5,7 \cdot 10^{-2}$ .

Суммарные потери давления в канале определяются интегрированием уравнений (43)–(47) по длине с учетом соотношения

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{уск}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{грав}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{тр}}. \quad (48)$$

Как показали эксперименты, величины потерь давления в режимах работы испарителей холодильных машин не превышают 6–10 кПа.

Исследования теплообменных процессов при кипении в пластинчатом испарителе проводятся в ОАО «УкрНИИхиммаш» совместно с сотрудниками НТУ «ХПИ», ИПМаш НАН Украины (г. Харьков), КП «Харьковские тепловые сети» [24]. В результате выполненных авторами теоретических и экспериментальных исследований теплообмена в вертикальных каналах пластинчатого испарителя, скомпонованного из пластин типа 0,3Г, получено критериальное уравнение

$$\text{Nu} = 50,2 \text{Re}^{0,115(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} (We'')^{0,055(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \text{Pr}^{0,4} (e^{\vartheta_{\text{тер}}})^2, \quad (49)$$

где  $We'' = \frac{\rho'' L_0 \bar{w}''^2}{\sigma}$  – критерий Вебера;  $\vartheta_{\text{тер}} = \frac{r \rho''}{c'_p \rho'}$  – комплекс термо-

динамических величин.

Уравнение (49) рекомендовано применять в следующем интервале критериев:  $\text{Re} = 600 \div 3000$ ;  $\text{Pr} = 1,5 \div 2,5$ ;  $We'' = 1,102 \cdot 10^{-6} \div 2,151 \cdot 10^{-5}$ . Значение капиллярной постоянной  $L_0$  принято равным 0,008 м.

Теплообмен при кипении жидкости в щелевом канале теплообменника, скомпонованном из плоских вертикальных пластин, авторы [24] рекомендуют рассчитывать по аналогичному уравнению (49), отличающемуся только величиной коэффициента, т. е.

$$Nu = 35,5Re^{0,115(\vartheta_{\text{ТЕП}})^{-0,1}} (We'')^{0,055(\vartheta_{\text{ТЕП}})^{-0,1}} Pr^{0,4} (e^{\vartheta_{\text{ТЕП}}})^2. \quad (50)$$

По данным авторов [24], приведенные уравнения с точностью до 14 % справедливы для расчета интенсивности теплообмена из пластины исследуемого профиля в следующем диапазоне изменения режимных параметров:  $q = 5 \div 60 \text{ кВт/м}^2$ ;  $p_{\text{н}} = 30 \div 160 \text{ кПа}$ ;  $t = 70 \div 130 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t = 4 \div 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\delta_{\text{к}} = 8 \div 10 \text{ мм}$ .

Некоторые результаты экспериментальных исследований, полученные авторами, проказаны на рис. 8.

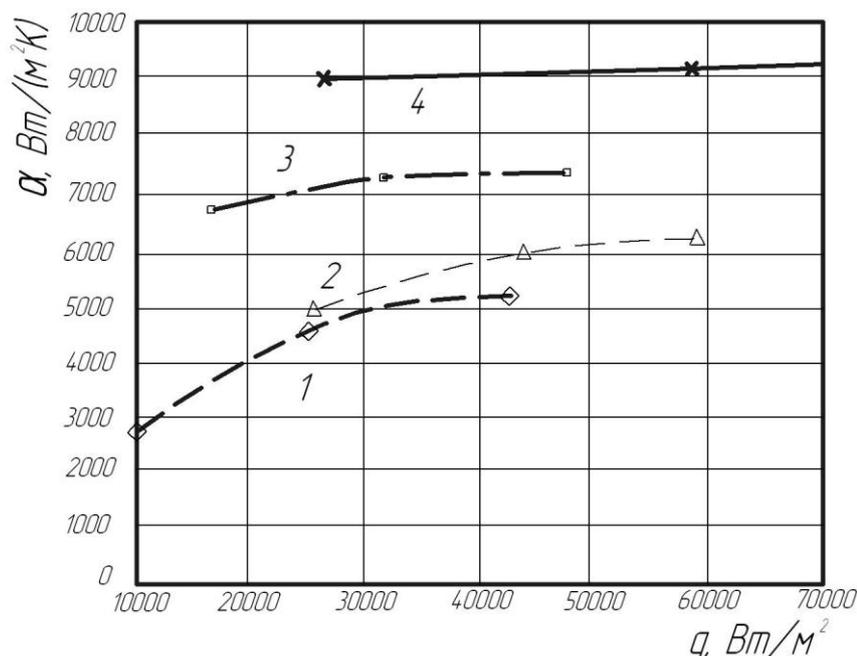


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при кипении в щелевом канале по данным [24]:

1 – давление насыщения  $p = 0,0361 \text{ МПа}$ ; 2 –  $0,066 \text{ МПа}$ ; 3 –  $0,119 \text{ МПа}$ ;  
4 –  $0,156 \text{ МПа}$

По нашему мнению, возможность использования критериальных зависимостей для расчета теплообмена при кипении хладагентов в целях эксплуатации холодильных систем нуждается в дополнительных исследованиях.

## Глава 2

### ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, В КОТОРЫХ НЕТ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДОВ РАБОЧИХ СРЕД

Исходные данные для расчета должны содержать сведения о расходах рабочих сред, их составе, рабочих давлениях, температурах сред на входе в аппарат и выходе из него, теплофизических свойствах обеих сред при рабочих температурах. Иногда может быть задан тепловой поток  $Q$  в аппарате. При отсутствии в исходных данных какой-либо из температур сред или расхода одной из сред неизвестные величины могут быть найдены из теплового баланса. Кроме перечисленных исходных данных, должны быть заданы максимальные величины допустимого гидравлического сопротивления по каждой рабочей среде. Дополнительными исходными данными являются: предпочтительный тип и материал пластин, конструкция аппарата, технологические либо конструктивные ограничения (максимально допустимая температура стенки, интенсивность и характер отложений, предполагаемый способ очистки теплообменной поверхности аппарата, коррозионная стойкость материала пластин и основных элементов теплообменника по каждой из рабочих сред, располагаемый напор для нагнетания рабочих веществ). Примеры расчета пластинчатой теплообменной аппаратуры приведены в гл. 5.

#### Порядок расчета поверхности теплообмена аппарата

Количество теплоты, передаваемой в аппарате, определяется уравнением теплового баланса

$$Q = Q_1 = Q_2 = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = Q_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2). \quad (51)$$

Из уравнения (51) в случае необходимости могут быть найдены массовый расход охлаждаемой или нагреваемой среды или конечная температура одной из сред.

Для последующего расчета коэффициента теплопередачи и поверхности аппарата необходимо знать среднелогарифмический температурный напор, который определяется по уравнению (9).

Заметим, что в случае сложного тока рабочих сред среднелогарифмический температурный напор при повторном (уточненном) расчете после выбора схемы компоновки пластин в аппарате уточняется с помощью поправочного множителя  $\theta_m^c = \theta_m \psi$ .

Поправочный коэффициент  $\psi$  определяется двумя относительными избыточными температурами  $P$  и  $R$ :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (52)$$

Величины поправочного коэффициента  $\psi$  определяют из графика на рис. 9.

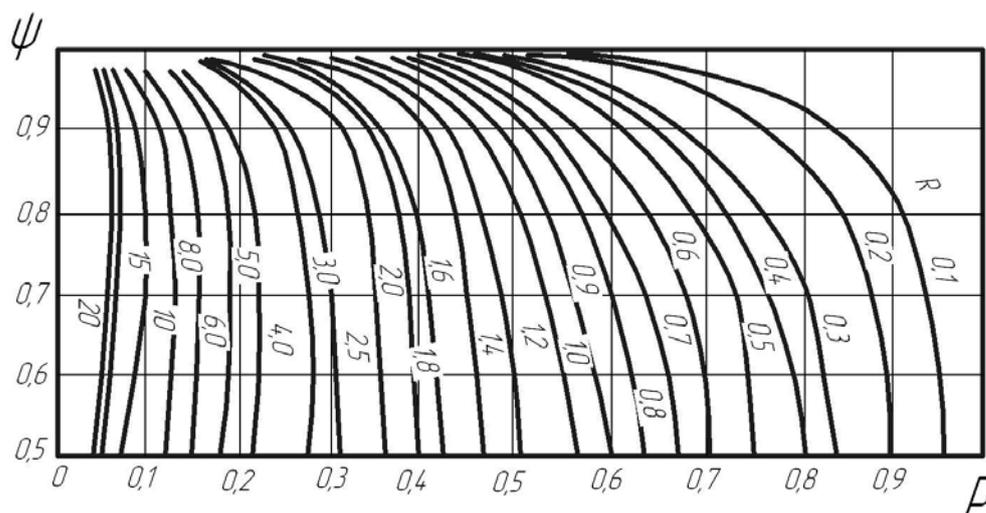


Рис. 9. Поправочный коэффициент  $\psi = f(P, R)$  для расчета  $\theta_m^c$  при смешанном токе

Далее задают ориентировочные величины коэффициента теплоотдачи от греющей среды к поверхности пластины  $\alpha_1$ , средней температуры стенки аппарата [ориентировочно принимают  $\bar{t}_{ст} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2)$ ] и коэффициента гидравлического сопротивления относительной длины канала  $\xi$ . Приблизительно рассчитывают величину рациональной скорости движения греющей среды  $\bar{w}$  по уравнению (16). По полученному значению скорости определяют число Рейнольдса для охлаждаемой среды и проверяют соответствие принятой величины коэффициента гидравлического сопротивления действительной для данного режима

течения и типа пластин  $\xi = f(\text{Re})$ . При необходимости пересчитывают величину скорости движения среды в аппарате до получения требуемой сходимости  $\xi$ .

Определяют числа Прандтля и по уравнению (11) вычисляют число Нуссельта для данной рабочей среды. Находят коэффициент теплоотдачи со стороны греющей среды к стенке  $\alpha_1$ . Аналогично рассчитывают оптимальную скорость движения нагреваемой рабочей жидкости и коэффициент теплоотдачи между стенкой и этой средой  $\alpha_2$ . Используя данные табл. 3 и 4, определяют термическое сопротивление стенки и загрязнений. По уравнению (10) рассчитывают коэффициент теплопередачи аппарата  $K_{пл}$ , после чего из выражения (8) определяют общую поверхность теплопередачи аппарата  $F_a$ . Далее выбирают ближайшую стандартную поверхность аппарата, выпускаемого отечественными или зарубежными производителями.

### **Конструктивный расчет и уточнение величины теплообменной поверхности**

Определяют суммарную площадь поперечных сечений всех каналов (пакетов) по греющей  $f_{n1}$  и охлаждающей  $f_{n2}$  рабочим средам:

$$f_{n1} = \frac{G_1}{\rho_1 \bar{w}_1} \text{ и } f_{n2} = \frac{G_2}{\rho_2 \bar{w}_2}. \quad (53)$$

Находят число каналов по рабочим средам в одном пакете:

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1}; \quad m_2 = \frac{f_{n2}}{f_1}, \quad (54)$$

где  $f_1$  – площадь поперечного сечения одного канала; величины  $m$  округляют до целых чисел.

Рассчитывают число пластин в пакете:

$$n_n = 2m. \quad (55)$$

В крайних пакетах, соприкасающихся с плитами, общее число пластин будет на одну больше:

$$n_n^k = 2m + 1.$$

Определяют поверхность теплообмена одного пакета:

$$F_{\text{п}} = F_1 n_{\text{п}}, \quad (56)$$

где  $F_1$  – поверхность теплообмена пластины.

Число пакетов (ходов) в аппарате для одной из рабочих сред

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{\text{п}}}. \quad (57)$$

Расчетную величину  $X$  округляют до ближайшего целого числа.

Число пластин в аппарате определяют с учетом наличия концевых пластин:

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1}. \quad (58)$$

Принимают схему компоновки пластин  $S_x$  в аппарате. Для принятой компоновки аппарата уточняют величины фактических скоростей рабочих веществ в каналах теплообменника и выполняют уточненный расчет коэффициента теплопередачи и поверхности аппарата.

### Гидравлический расчет

По полученным в предыдущих разделах величинам фактической скорости в каналах теплообменника определяют числа  $Re_1$  и  $Re_2$ , после чего вычисляют коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала для обеих сред (см. табл. 6). Определяют гидравлическое сопротивление пакетов пластин по уравнению (12). Для течения неньютоновских (высоковязких) сред

$$\Delta p = \frac{4K_V \bar{w} L_{\text{п}} \mu}{d_{\text{э}}^2} X,$$

где  $K_V$  выбирают из табл. 6.

Общее гидравлическое сопротивление аппарата по каждой из сред не должно превышать заданных максимально допустимых величин  $\Delta p_{\max}$ .

Мощность насоса, требуемая для прокачивания одной из рабочих сред через каналы аппарата,

$$N_{\text{н1}} = \frac{G_1 \Delta p_1}{\rho_1 \eta_1}, \quad (59)$$

где  $\eta$  – коэффициент полезного действия нагнетателя (насоса) для каждой из рабочих жидкостей.

### Поверочный расчет теплообменного аппарата

Поверочный расчет выполняется в целях определения конечной (или начальной) температуры нагреваемой либо охлаждаемой среды, а при известных температурах сред – для определения теплового потока в аппарате. Исходными данными для поверочного расчета являются конструктивное и компоновочное решения аппарата, начальное состояние и расход рабочих сред, их теплофизические свойства.

Расчет начинают с определения водяного эквивалента нагреваемой рабочей среды:

$$W_2 = G_2 c_{p2}. \quad (60)$$

Величину конечной температуры нагреваемой среды  $t_2''$  в первом приближении задают. Теплоемкость и другие теплофизические свойства среды определяют по средней температуре  $\bar{t}_2$ . Во втором приближении  $t_2''$  определяют из уравнения теплового баланса

$$Q = W_2 (t_2'' - t_2') \quad (61)$$

или

$$t_2'' = \frac{t_2' + Q}{W_2}. \quad (62)$$

Рассчитывают коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой рабочей среде  $\alpha_2$ .

Для заданной  $t_2''$  определяют конечную температуру охлаждаемой среды:

$$t_1'' = t_1' - \frac{W_2}{W_1} (t_2'' - t_2'), \quad (63)$$

где  $W_1 = G_1 c_{p1}$  – водяной эквивалент охлаждаемой среды.

Определяют теплофизические свойства первой среды при средней температуре  $\bar{t}_1 = 0,5(t_1'' + t_1')$ .

Находят величину коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  и при принятой расчетной величине термического сопротивления загрязнений определяют коэффициент теплопередачи  $K_{пл}$ . Определяют число единиц переноса теплоты:

$$N = \frac{F_a K_{пл}}{W_{\min}}. \quad (64)$$

Рассчитывают относительную величину водяных эквивалентов:

$$W = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}. \quad (65)$$

Величины  $W_{\min}$  и  $W_{\max}$  определяют сравнением  $W_1$  и  $W_2$ .

По графикам (рис. 10–12) или уравнениям, приводимым ниже, определяют коэффициент эффективности теплообменного аппарата  $\varepsilon$ .

Рассчитывают количество теплоты, передаваемой в аппарате:

$$Q = W_{\min} (t_1' - t_2') \varepsilon. \quad (66)$$

Определяют конечную температуру охлаждаемой рабочей среды:

$$t_1'' = \frac{t_1' - Q}{W_1}. \quad (67)$$

Полученное значение сравнивают с рассчитанным ранее при принятой величине  $t_2''$ . При значительной разнице в результатах расчет повторяют при новом значении  $t_2''$ .

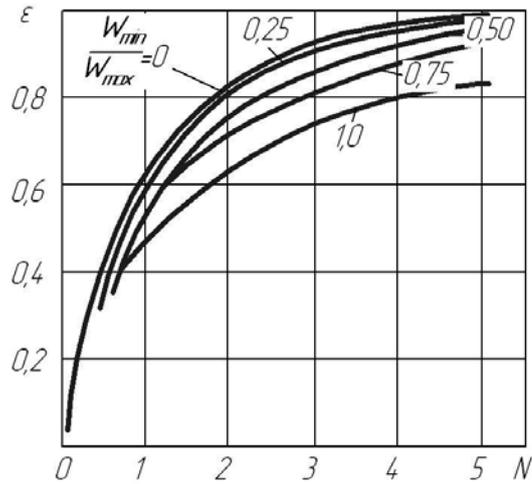


Рис. 10. Коэффициент эффективности пластинчатого аппарата при противоточной схеме движения рабочих сред

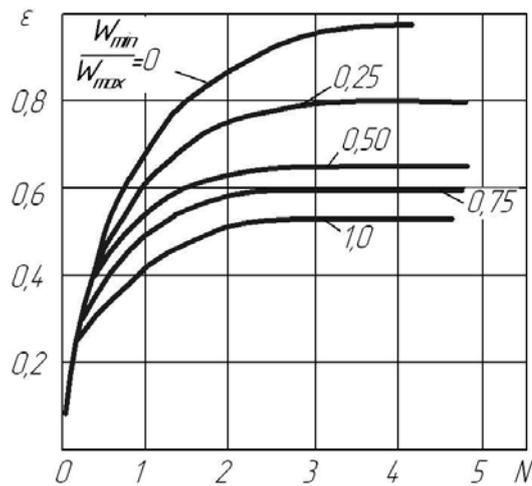


Рис. 11. Коэффициент эффективности теплообменника при прямотоке

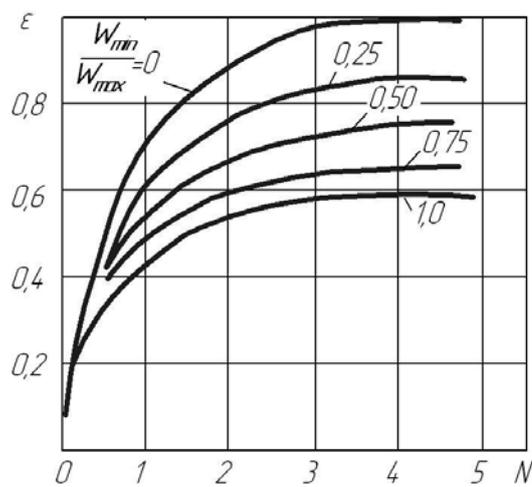


Рис. 12. Коэффициент эффективности теплообменника в случае, когда одна из сред движется по одноходовой, а другая – по многоходовой схеме

Для теплообменников, в которых не происходит изменение агрегатных состояний сред, при ориентировочно известных величинах коэффициента теплопередачи  $K_{\text{ит}}$  перепады температур при прямотоке определяют по следующим уравнениям:

– для греющей среды

$$t'_1 - t''_1 = (t'_1 - t'_2) \frac{1 - e^{-N\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} = \varepsilon(t'_1 - t'_2); \quad (68)$$

– для нагреваемой среды

$$t''_2 - t'_2 = (t'_1 - t'_2) \frac{W_1}{W_2} \frac{1 - e^{-N\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 + \frac{W_1}{W_2}} = \varepsilon(t'_1 - t'_2). \quad (69)$$

При противоточной схеме движения рабочих сред:

– для греющей среды

$$t'_1 - t''_1 = (t'_1 - t'_2) \frac{1 - e^{-N\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-N\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}} = \varepsilon(t'_1 - t'_2); \quad (70)$$

– для нагреваемой среды

$$t''_2 - t'_2 = (t'_1 - t'_2) \frac{W_1}{W_2} \frac{1 - e^{-N\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-N\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right)}} = \varepsilon(t'_1 - t'_2). \quad (71)$$

При равенстве водяных эквивалентов  $W_1 \cong W_2$  конечные температуры сред можно определить следующим образом:

– при прямотоке

$$t''_1 = \frac{t'_1 + t'_2}{2} + \frac{t'_1 - t'_2}{2} e^{-2N}; \quad (72)$$

$$t''_2 = \frac{t'_1 + t'_2}{2} - \frac{t'_1 - t'_2}{2} \varepsilon^{-2N}. \quad (73)$$

– при противотоке

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \frac{1}{1 + \frac{1}{N}}; \quad (74)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{1}{1 + \frac{1}{N}}. \quad (75)$$

В работе [10] приводятся ориентировочные предельные величины коэффициента теплопередачи промышленных пластинчатых теплообменных аппаратов. При теплопередаче от воды к воде  $K_{пл} = 500 \div 3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; масла к воде –  $K_{пл} = 150 \div 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; газа к газу –  $K_{пл} = 25 \div 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; газа к воде –  $K_{пл} = 1000 \div 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

## Глава 3

### ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ ТЕПЛООБМЕНИВАЮЩИХСЯ СРЕД

На основании исходных данных выбирают тип аппарата, материалы элементов конструкции, тип пластин, на базе которых будет изготовлен теплообменник; намечают предварительную схему компоновки конденсатора или испарителя. Как правило, эти аппараты выполняются однокходовыми по стороне конденсирующейся (испаряющейся) рабочей среды. Такая схема компоновки существенно упрощает конструкцию аппарата, обеспечивает оптимальные условия отвода образующегося конденсата или пара. По стороне тепло- и хладоносителя аппараты выполняются как по однокходовой, так и многоходовой схеме.

При расчете пластинчатых аппаратов, в которых осуществляется процесс конденсации пара, содержащего до 10–12 % неконденсирующихся примесей, коэффициент теплоотдачи от пара к стенке, согласно работе [10], рассчитывают по уравнению

$$\frac{\alpha_{\text{п}}}{\alpha_{\text{к}}} = 0,34(\rho_{\text{см}} \bar{w}_{\text{см}})^{0,3} \delta_{\text{п}}^{-0,18}, \quad (76)$$

где  $\alpha_{\text{п}}$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара с неконденсирующимися примесями;  $\alpha_{\text{к}}$  – то же для конденсации чистого пара;  $\bar{w}_{\text{см}}$  – скорость движения парогазовой смеси в межпластинных каналах, м/с;  $\rho_{\text{см}}$  – плотность парогазовой смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_{\text{п}}$  – процентное содержание неконденсирующихся газов в смеси.

При содержании неконденсирующихся газов в смеси более 10–12 % расчет коэффициента теплоотдачи при конденсации производят в соответствии с методикой, изложенной в гл. 1.

В случаях подачи в испаритель переохлажденной жидкости ( $t_1'' < t_{\text{н}}$ ) или переохлаждения конденсата в конденсаторе ( $t_2' < t_{\text{н}}$ ) площадь поверхности теплопередачи зон подогрева или переохлаждения рассчитывают по уравнениям для теплообмена без изменения агрегатного состояния рабочих сред.

## Порядок выполнения расчета поверхности теплообмена конденсатора или испарителя

По уравнению теплового баланса определяют тепловые потоки в аппаратах:

– в конденсаторе

$$Q_k = G_1 \left[ r + c_{pн1} (t_1 - t_n) + c_{pж1} (t_n - t_1'') \right] = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'); \quad (77)$$

– в испарителе

$$Q_{и} = G_2 \left[ r(1 - x) + c_{pн2} (t_2'' - t_n) \right] = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1''), \quad (78)$$

где  $c_{pн}$  и  $c_{pж}$  – теплоемкость паровой и жидкостной фаз; индексы «1» и «2» относятся к теплоотдающей и тепловоспринимающей средам;  $x$  – степень сухости на входе в испаритель.

Из уравнений (77) и (78) могут быть найдены неизвестные температуры сред или их расход. По средней температуре теплоносителя определяют их теплофизические свойства. Рассчитывают среднюю температуру стенки (пластины). В качестве первого приближения принимают (при  $\alpha_1 \cong \alpha_2$ )  $\bar{t}_{ст} = 0,5 (\bar{t}_1 + \bar{t}_2)$ .

Определяют число  $Pr_{ст}$  тепло- и хладоносителя при средней температуре стенки. По рабочему давлению конденсации (кипения) определяют температуру насыщения.

Задают ориентировочную величину плотности теплового потока  $q$  или  $t_{ст}$ , по соответствующим уравнениям (17)–(20), (25), (26) или (33)–(42) определяют коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующейся либо испаряющейся рабочей среды.

Ориентировочные величины плотности теплового потока при конденсации водяного пара с давлением  $p_n = 0,1 \div 0,6$  МПа: когда хладоносителем является вода с температурой  $t_2' = 20$  °С,  $q \cong 50\,000 \div 400\,000$  Вт/м<sup>2</sup>; при конденсации аммиака с температурой насыщения  $t_n = 20 \div 35$  °С  $q = 7000 \div 10\,000$  Вт/м<sup>2</sup>.

По уравнению (16) рассчитывают рациональную скорость движения тепло- и хладоносителя в каналах пластинчатого аппарата. Полученную величину скорости принимают для предварительного опре-

деления коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  со стороны рабочего тела, которое не претерпевает фазового превращения.

Рассчитывают среднелогарифмический температурный напор в аппарате  $\theta_m$  [см. уравнение (9)]. Выбирают величины термического сопротивления со стороны обеих сред  $R_1$  и  $R_2$  и находят термическое сопротивление стенки аппарата  $R_{ст}$ . Рассчитывают коэффициент теплопередачи конденсатора (испарителя)  $K_{пл}$ , определяют потребную поверхность теплопередачи аппарата  $F_a$  и действительную величину плотности теплового потока  $q$ . Полученную величину  $q$  сопоставляют с принятой ранее. Если указанные величины различаются более чем на 10 %, расчет повторяют при расчетной величине  $q$ .

Если в расчете была задана средняя температура стенки со стороны конденсирующейся или кипящей рабочей среды, то методом итераций уточняют температуру стенки, исходя из следующих уравнений:

– для конденсатора

$$\bar{t}_{ст} = t_{н1} - \frac{K_{пл}}{\alpha_k} (t_{н1} - \bar{t}_2); \quad (79)$$

– для испарителя

$$\bar{t}_{ст} = t_{н2} + \frac{K_{пл}}{\alpha_i} (\bar{t}_1 - t_{н2}). \quad (80)$$

Расчет площади поверхности теплопередачи конденсатора и испарителя может быть осуществлен и графоаналитическим методом [25].

## **Конструктивный, гидравлический и поверочный расчеты**

Конструктивный расчет пластинчатых конденсатора и испарителя выполняют аналогично расчету аппаратов, в которых не происходит изменение агрегатного состояния сред (см. гл. 2). Отличие заключается в том, что все каналы, в которых конденсируется либо кипит рабочее тело, включаются параллельно, т. е. аппарат по этим средам выполняется одноходовым и расчет сводится к определению схемы компоновки каналов по тепло- и хладоносителю. При этом услови-

ем для выбора схемы является обеспечение такой скорости движения сред, при которой суммарное гидравлическое сопротивление аппарата будет меньше располагаемого перепада давления в аппарате.

Необходимо отметить, что в ряде случаев не следует стремиться полностью использовать располагаемый перепад давления в аппарате, как это рекомендуется в работе [10], поскольку при значительной разнице в значениях коэффициента теплоотдачи рабочих сред, т. е.  $\alpha_1 > \alpha_2$  (и наоборот), коэффициент теплопередачи аппарата слабо зависит от изменения большей из величин  $\alpha$ , а следовательно, скорости движения этой среды. В то же время увеличение скорости течения этого рабочего вещества приводит к резкому росту гидравлических потерь и возрастанию мощности, затрачиваемой на прокачивание жидкости через аппарат.

Расчет гидравлического сопротивления по стороне тепло- и хладоносителя выполняют по уравнению (11); расчет мощности, потребляемой насосом, – по уравнению (59). В случае необходимости рассчитывают потери давления в аппарате: со стороны конденсирующегося пара – по уравнениям (21)–(24), (32); со стороны кипящего рабочего вещества – по уравнениям (43)–(47).

При выполнении поверочного расчета следует учитывать, что для процессов кипения и конденсации  $W_{\max} > W_{\min}$ , т. е.  $W_{\min}/W_{\max} \rightarrow 0$ , поэтому расчет коэффициента эффективности теплообменника может быть выполнен по упрощенной зависимости

$$\varepsilon = 1 - \varepsilon^N. \quad (81)$$

Из уравнения (81) следует, что эффективность теплообменника при прямотоке, противотоке и смешанном токе будет одной и той же.

Количество теплоты, переданной в теплообменнике,

$$Q = W_{\min} \varepsilon (t'_1 - t'_2), \quad (82)$$

где  $t'_1$  – начальная температура более нагретой рабочей среды ( $t'_n$  – при конденсации);  $t'_2$  – начальная температура теплоносителя.

Последовательность поверочного расчета испарителей и конденсаторов аналогична описанной в гл. 2.

## Глава 4

### РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ

При проектировании пластинчатых теплообменников пластины обычно выбирают из числа серийно выпускаемых промышленностью, так как процесс создания новых пластин является достаточно трудоемким и дорогостоящим. Количество пластин устанавливают, исходя из теплового и гидравлического расчетов.

Прочность элементов является одним из критериев работоспособности пластинчатых теплообменных аппаратов. Условию прочности должны удовлетворять размеры нажимных и промежуточных плит, винтов или шпилек, скрепляющих пакеты пластин, штанг, коллекторов и прокладок, которые должны обеспечивать герметичность аппаратов. Напряжения в элементах теплообменных аппаратов обычно обусловлены внутренним избыточным давлением, возникающим при работе, монтажными усилиями и силой тяжести. Кроме того, в некоторых деталях возникают температурное напряжение и линейное расширение материалов элементов.

Понятия рабочего, расчетного и пробного давлений устанавливаются ГОСТ 25005–94:

- рабочее давление представляет собой максимальное избыточное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса;
- расчетное давление – максимальное избыточное давление, которое может возникнуть в элементах холодильных машин и установок во время работы и во время стоянок;
- пробное давление – избыточное давление при испытаниях аппарата на прочность после его изготовления и периодически при эксплуатации. Испытаниям подвергаются литые и сварные элементы, а также сборочные единицы, отделяющие полости хладагента от внешней среды.

Величины рабочего, расчетного и пробного давлений в аппаратах холодильных установок устанавливаются Правилами безопасности аммиачных холодильных установок (ПБ 09–595–03), Правилами устройства и безопасной эксплуатации холодильных систем (ПБ 09–592–03), Межотраслевыми правилами по охране труда при эксплуатации фреоновых холодильных установок (ПОТ РМ 015–2000) и рядом других документов.

Величины расчетных давлений зависят от критической температуры хладагента, способа отвода теплоты при конденсации хладагента, климатического исполнения оборудования, а также от того, к стороне высокого или низкого давления относится рассчитываемое устройство.

К аппаратам стороны низкого давления относятся: все испарители, исключая испарители, оттаиваемые горячими парами хладагента со стороны высокого давления; абсорберы; отделители жидкости; промежуточные сосуды; ресиверы, соединенные непосредственно с испарителями и абсорберами, и другое оборудование.

К аппаратам стороны высокого давления относятся: конденсаторы, маслоотделители, линейные и дренажные ресиверы, а также другие аппараты и сосуды, находящиеся во время работы под давлением нагнетания (конденсации).

В многоступенчатых системах сжатия к стороне высокого давления относятся только холодильное оборудование и трубопроводы, находящиеся под давлением нагнетания конечной ступени сжатия.

ГОСТ 15150–69 установлены следующие варианты климатического исполнения оборудования: У (для умеренного климата); У, ХЛ (для умеренного и холодного климата); Т (тропического исполнения); О (общеклиматического исполнения); ОМ (общеморского исполнения).

Для аммиачных холодильных установок с винтовыми, ротационными, поршневыми компрессорами и турбокомпрессорами, теплообменных и емкостных аппаратов, входящих в их состав, пробные давления регламентированы ПБ 09–595–03 и приведены в табл. 8.

Расчетные давления машин и аппаратов хладоновых холодильных установок устанавливаются ПБ–09–592–03 и определяются по температурам насыщения на сторонах низкого и высокого давления (табл. 9, 10).

Для холодильного оборудования, работающего на хладагентах с критической температурой ниже 50 °С (R13, R23, R170, R1150 и других), обязательным является выполнение условия ограничения роста давления в системе при нерабочем состоянии (применение систем с ограниченным наполнением хладагентом, включение в систему газовых емкостей).

Таблица 8

**Значения пробного давления для контроля прочности  
аммиачной аппаратуры**

Контрольные испытания	Величины назначаемого давления
Контроль прочности литых деталей (после механической обработки) и их сборочных единиц	Не менее 1,5 $P$ расчетного
Контроль прочности сварных, штампованных и кованных деталей и их сборочных единиц	Не менее 1,3 $P$ расчетного

Таблица 9

**Значения давления испытания на прочность и плотность**

Область испытаний	Давление испытания (избыточное), МПа	
	Пробное на прочность	Расчетное на плотность
1. Сторона низкого давления установок и сторона промежуточного давления двухступенчатых установок То же для установок с температурой окружающего (атмосферного) воздуха не более 32 °С	2,0	1,6
	1,5	1,2
2. Сторона высокого давления для установок с водоохлаждаемыми и испарительными конденсаторами	2,0	1,6
3. Сторона высокого давления для установок с конденсаторами воздушного охлаждения То же для установок, эксплуатируемых в условиях умеренной и холодной зоны при обеспечении температуры конденсации не более 50 °С (за счет подбора оборудования)	2,9	2,3
	2,5	2,0

При испытании стальных изделий на прочность напряжение в элементах холодильного оборудования не должно превышать 0,9 от предела текучести материала. Испытательное давление для контроля плотности холодильного оборудования избыточным давлением газовых сред должно быть равно расчетному давлению.

**Рекомендуемые значения температуры хладагентов  
для определения расчетных давлений**

Сторона давления холодильной системы	Температура насыщения, °С
Сторона низкого давления для всех холодильных систем	32
Сторона высокого давления для холодильных систем с водоохлаждаемыми конденсаторами	43
Сторона высокого давления для холодильных систем с конденсаторами воздушного охлаждения	55

Указанные нормы не распространяются на холодильное оборудование, подведомственное Морскому Регистру, где действуют специальные правила.

Для водяных и рассольных полостей оборудования, за исключением исполнения ОМ, пробные давления устанавливаются равными расчетным. Для оборудования исполнения ОМ  $p_{пр} = 1,5P_p$ , но не менее 0,4 МПа.

Стандартные аппараты и их элементы могут быть выбраны при конструировании на ближайшее большее условное давление  $p_y$  и на прочность не рассчитываются. Для стандартной арматуры и элементов трубопроводов ряд условных давлений установлен ГОСТ 356–80, а для стандартных аппаратов и их элементов – ГОСТ 9493–80.

При стандартизации аппаратов и их элементов используется условное давление  $p_y$ , под которым понимают расчетное давление при температуре элементов аппарата 20 °С. Для более высоких температур условное давление снижается пропорционально отношению допускаемых напряжений при расчетной температуре и температуре 20 °С.

Важной характеристикой аппаратов, используемой при определении физико-механических свойств материала и допускаемых напряжений, является расчетная температура, определяемая на основании тепловых расчетов или результатов испытаний. При положительных температурах за расчетную температуру стенки элемента аппарата принимают наибольшее значение температуры стенки. При отрицательной температуре стенки элемента за расчетную температуру при определении допускаемых напряжений принимают температуру 20 °С.

Самая низкая температура, ограничивающая применение того или иного материала, связана с изменением его вязкопластических

свойств, характеризующих ударной вязкостью  $KCU$ . Для углеродистых сталей характерно скачкообразное изменение ударной вязкости в интервале температур от  $-10$  до  $-30$  °С. При более высоких температурах наблюдаются вязкие изломы образцов при испытаниях, а при меньших – хрупкие.

Явление резкого падения ударной вязкости называют хладноломкостью. Наинизшей температурой применимости углеродистых сталей считают температуру, ниже которой может наблюдаться хрупкий излом, а выше которой – только вязкий излом. При этом ударная вязкость должна быть  $KCU \geq 0,3$  МДж/м<sup>2</sup> при рабочей температуре [26]. Для различных углеродистых сталей наинизшие температуры применимости различны и приводятся в справочнике [26]. Ударная вязкость легированных сталей с понижением температуры уменьшается плавно. Температурой их хладноломкости считают такую температуру, при которой ударная вязкость составляет 60 % величины, соответствующей 20 °С. Цветные металлы и сплавы не подвержены хладноломкости.

Кроме соответствующих прочностных и пластических характеристик в рабочих условиях, материалы, применяемые для изготовления элементов теплообменных аппаратов, должны быть химически и коррозионно-стойкими в заданной среде при ее рабочих параметрах, обладать хорошей свариваемостью, допускать холодную и горячую механическую обработку, а также иметь возможно низкую стоимость и быть недефицитными.

Рекомендуемые для изготовления различных элементов аппаратов марки листовой стали, листовой двухслойной стали, сортовой стали в виде полос, круглых, квадратных и фасонных профилей, стальных труб, поковок, отливок, крепежных деталей, сварочные материалы, а также технические требования к ним и виды испытаний в зависимости от расчетных давлений и температур приведены в ОСТ 26–291–94 и справочнике [26].

На практике в подавляющем большинстве случаев для теплообменных аппаратов холодильных установок количество циклов нагружения от давления, стесненности, температурных деформаций и других воздействий не превышает  $10^3$  за расчетный срок службы, а колебания нагрузки в рабочих условиях не выходят за пределы 15 % от расчетной величины. Такая нагрузка в соответствии с ГОСТ 14249–89 считается однократной статической. Допускаемое напряжение опре-

деляется по этому же стандарту как меньшая из двух следующих величин:

– для углеродистых и низколегированных сталей

$$[\sigma] = \eta \frac{\sigma_T \text{ или } \sigma_{0,2}}{n_T}; \quad [\sigma] = \eta \frac{\sigma_B}{n_B}; \quad (83)$$

– для аустенитных сталей

$$[\sigma] = \eta \frac{\sigma_{1,0}}{n_T}; \quad [\sigma] = \eta \frac{\sigma_B}{n_B}, \quad (84)$$

где  $\eta$  – поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям, имеющий следующие значения:  $\eta = 1$  для всех деталей, кроме отливок;  $\eta = 0,8$  для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающими методами;  $\eta = 0,7$  для остальных отливок;  $\sigma_T, \sigma_{0,2}, \sigma_{1,0}$  – предел текучести и условные пределы текучести материала при 0,2 %-м и 1 %-м остаточном удлинении;  $\sigma_B$  – предел прочности материала;  $n_T$  и  $n_B$  – коэффициенты запаса прочности, которые для рабочих условий следует принимать равными:  $n_T = 1,5$ ;  $n_B = 2,4$ .

Допускаемое напряжение для условий испытаний определяется через механические характеристики материала при температуре 20 °С по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T^{20} \text{ или } \sigma_{0,2}^{20}}{n_T}, \quad (85)$$

где  $n_T = 1,1$  при гидравлических испытаниях и  $n_T = 1,2$  при пневматических.

Для некоторых широко используемых в аппаратостроении марок стали допускаемые напряжения при  $\eta = 1$  приведены в ГОСТ 14249–89.

Как указано в работе [27], пределы прочности, текучести и допускаемые напряжения при изгибе для сталей примерно на 20 % превышают допускаемые напряжения при растяжении, т. е.

$$[\sigma]_{\text{и}} \cong 1,2 [\sigma]. \quad (86)$$

Большинство элементов плит пластинчатых теплообменников рассчитывают по этому напряжению.

В теплообменных аппаратах пищевой промышленности в связи с частыми мойками число циклов нагружения может превышать  $10^3$ . При таких условиях допускаемые напряжения определяют по РТМ 26–01–92–76 с учетом малоцикловой прочности.

Приводимый в дальнейшем расчет элементов пластинчатых теплообменных аппаратов излагается на базе РД РТМ 26–01–86–83 и ОСТ 26–373–78 для расчета плоских прокладок.

### Расчет прокладок

При небольших рабочих давлениях в пластинчатом аппарате уплотнения стыков между пластинами могут осуществляться плоскими прокладками из резины по ГОСТ 7338–77 с твердостью по прибору ТШР 0,76–1,2 МПа. Ширину  $b_{пр}$  и толщину  $h_{пр}$  прокладок назначают в соответствии с размерами канавки под прокладку в пластине. Условия работы прокладки в этом случае полностью аналогичны условиям работы прокладки на соединительном выступе фланцевого соединения. Параметр нагружения  $m$  таких прокладок от внутреннего избыточного давления составляет 0,5, а монтажное давление на поверхности  $q = 2$  МПа [8].

Эффективная ширина прокладки  $b_э = 0,5b_{пр}$  при  $b_{пр} \leq 15$  мм; при  $b_{пр} > 15$  мм  $b_э = 0,6 \sqrt{b_{пр}}$ .

Реакция прокладки в рабочих условиях

$$R_{пр} = 2L_{пр}b_эp_Rm, \quad (87)$$

где  $L_{пр}$  – длина прокладки по среднему слою.

Реакция прокладки в условиях монтажа

$$R_{п.м} = L_{пр}b_эq. \quad (88)$$

Погонную реакцию прокладки получают делением выражений (87) и (88) на  $L_{пр}$  (Н/мм):

$$q_0 = \max \frac{2b_эmp_R}{b_эq}, \quad (89)$$

где  $b_э$  – эффективная ширина прокладки, мм;  $p_R$  и  $q$  – расчетное и монтажное давления, МПа.

При большом давлении РД РТМ 26–01–66–83 рекомендует применять прокладки шестиугольного поперечного сечения. Конструкция такой прокладки показана на рис. 13.

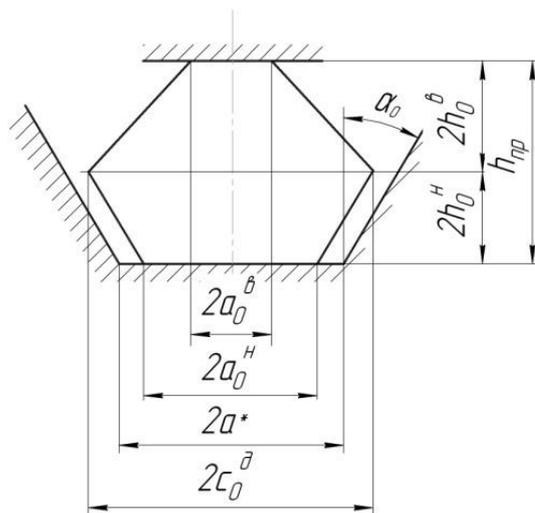


Рис. 13. Конструкция и расчетные размеры прокладки шестиугольного сечения

Величины  $q_0$  для этих прокладок устанавливают экспериментально. Они также могут быть определены приближенно расчетным путем. Расчетные формулы приведены в РД РТМ 26–01–86–83. Для справки отметим, что прокладка из резины марки 4526 с размерами  $a_0^b = 1,5$  мм,  $a_0^H = 4,5$  мм,  $c_0^d = 5,65$  мм,  $h_0^b = h_0^H = 3$  мм, помещенная в канавку шириной  $a^* = 4,58$  мм и  $\text{tg } \alpha_0 = 0,383$ , при монтажной осадке  $\Delta V = 1,5$  мм обеспечивает погонную реакцию  $q_0 = 35$  Н/мм.

### Расчет неоребранных нажимных плит

Нажимные плиты являются несущими элементами конструкции и передают усилия, обусловленные внутренним давлением и упругостью прокладок, на шпильки или винты, сжимающие пакеты пластин. Неоребранные нажимные плиты применяют при небольших размерах пластин или при низких расчетных давлениях (например, в пластинчатых пастеризаторах-охладителях молока). Конструкция неоребранный нажимной плиты теплообменника со стяжными шпильками и ее основные размеры показаны на рис. 14.

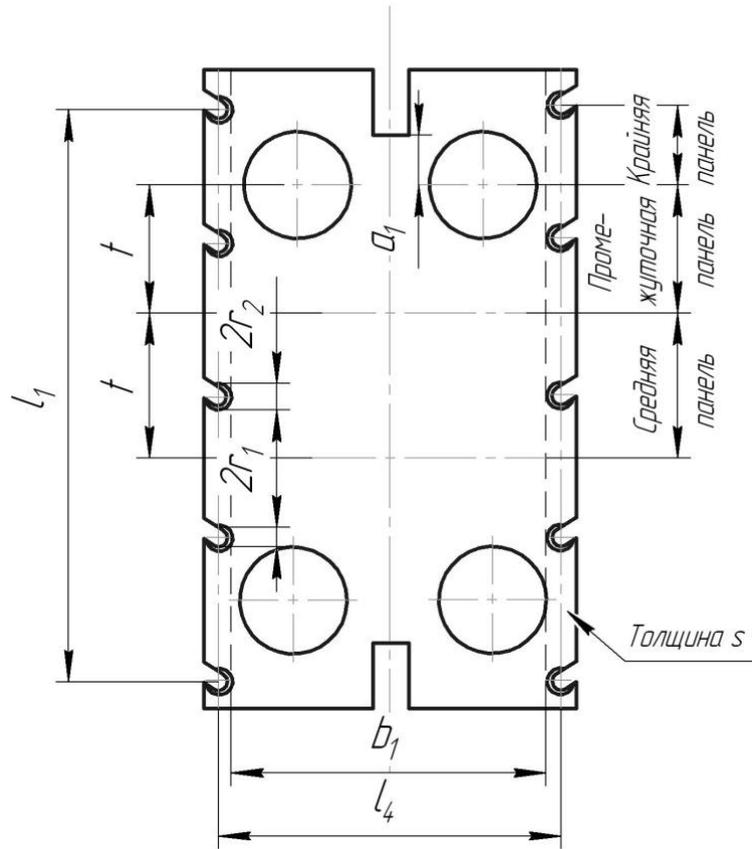


Рис. 14. Конструкция и основные размеры неоресной нажимной плиты

Расчетное межцентровое расстояние

$$b = l_4 - \frac{2}{3} r_2. \quad (90)$$

Приводимые далее формулы применимы при условиях  $b/s \geq 5$  и  $L_1/s \geq 2$ , где  $s$  – толщина плиты. При расчете рассматриваются три условные панели (см. рис. 14).

Расчетные давления для панелей определяют по следующим формулам, МПа:

– для крайней панели

$$p_{\text{п}} = \frac{q_0 L'_{\text{п}}}{F_{\text{п}}} + p_R; \quad (91)$$

– для промежуточной панели

$$p_{\text{п}} = \frac{q_0 L'_{\text{п}}}{b_1 t} + p_R; \quad (92)$$

– для средней панели

$$p_{\text{п}} = p_R, \quad (93)$$

где  $L'_{\text{п}}$  – длина прокладки, приходящаяся на рассматриваемую панель, мм;  $F_{\text{п}}$  – площадь пластины в пределах рассматриваемой панели, нагруженная внутренним давлением, мм<sup>2</sup>;  $b_1$  и  $t$  – размеры панели, мм.

При расчетах на прочность в период гидравлических испытаний в формулы (87)–(89) вместо  $p_R$  следует подставить пробное давление  $p_{\text{пр}}$ .

Необходимую толщину крайней панели рассчитывают по формуле

$$s_1 = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{p_{\text{п}} F_{\text{п}} (b - b_1 / 2)}{a_4 [\sigma]_{\text{и}}}}. \quad (94)$$

Выражения для расчета толщины промежуточной и средней панелей зависят от параметра  $\alpha = b/t$  и его соотношения с граничным параметром  $\alpha_{\text{п}}$  (рис. 15).

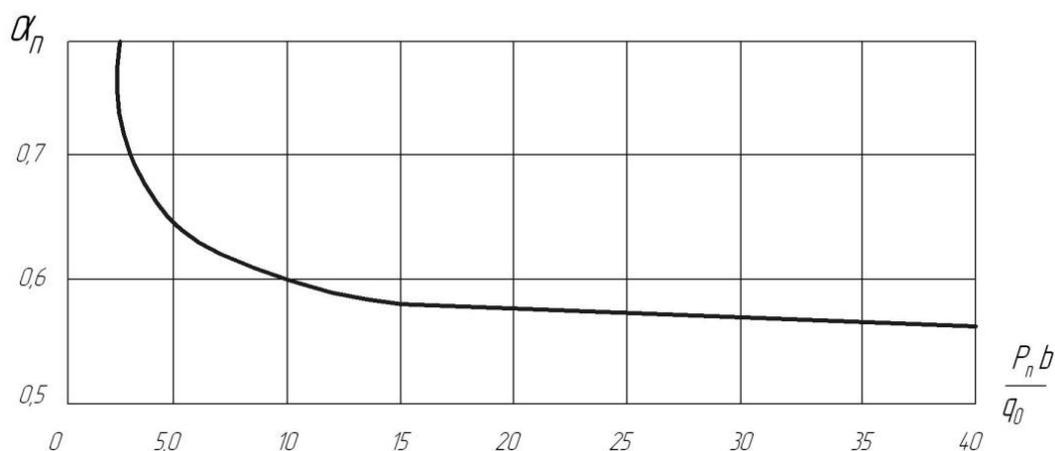


Рис. 15. Зависимость граничного параметра  $\alpha_{\text{п}}$  от  $\frac{p_{\text{п}} b}{q_0}$

Необходимая из условий прочности толщина промежуточной и средней панелей определяется следующими зависимостями:

– при  $\alpha < \alpha_{\text{п}}$

$$s_{2,3} \geq \sqrt{\frac{6}{[\sigma]_{\text{и}}} q_0 b \left( \alpha'_2 + \frac{p_{\text{п}} b}{q_0} \alpha''_2 \right)}; \quad (95)$$

– при  $\alpha_{\text{п}} \leq \alpha \leq 1,5$

$$s_{2,3} \geq \sqrt{\frac{6}{[\sigma]_{\text{н}}} q_0 b (\alpha'_1 + \frac{p_{\text{п}} b}{q_0} \alpha''_1)}; \quad (96)$$

– при  $\alpha > 1,5$

$$s_{2,3} \geq \sqrt{\frac{3}{2} \frac{p_{\text{п}} b_1 (b - b_1 / 2) + 2q_0 (b - b_1)}{[\sigma]_{\text{н}}}}, \quad (97)$$

где  $\alpha'_1, \alpha''_1, \alpha'_2, \alpha''_2$  – коэффициенты (табл. 11).

Таблица 11

**Коэффициенты к расчету нажимных плит**

$\alpha$	$\alpha'_1$	$\alpha''_1$	$\alpha'_2$	$\alpha''_2$	$\alpha'_3$	$\alpha''_3$
0,3	0,2590	0,200	0,940	0,3990	1,090	0,4630
0,4	0,2060	0,178	0,574	0,2440	0,660	0,2800
0,5	0,1670	0,161	0,403	0,1710	0,467	0,1980
0,6	0,1400	0,150	0,311	0,1320	0,362	0,1540
0,7	0,1210	0,142	0,254	0,1080	0,298	0,1270
0,8	0,1080	0,136	0,217	0,0922	0,255	0,1080
0,9	0,0985	0,132	0,190	0,0807	0,223	0,0948
1,0	0,0920	0,129	0,169	0,0718	0,200	0,0850
1,1	0,0873	0,127	0,153	0,0650	0,181	0,0769
1,2	0,0839	0,126	0,140	0,0595	0,165	0,0701
1,3	0,0815	0,125	0,129	0,0548	0,152	0,0646
1,4	0,0797	0,124	0,119	0,0506	0,141	0,0599
1,5	0,0784	0,124	0,111	0,0472	0,132	0,0561

Толщина плиты в зоне опорной площадки под шайбу размером  $2r_2$ :

– при  $\alpha \leq 1,5$

$$s_0 \geq \sqrt{\frac{6}{[\sigma]_{\text{н}}} q_0 b (\alpha'_3 + \frac{p_{\text{п}} b}{q_0} \alpha''_3)}; \quad (98)$$

– при  $\alpha > 1,5$

$$s_0 \geq \sqrt{\frac{12(1+\nu)}{\pi(3+\nu)[\sigma]_{\text{н}}} \left( \frac{p_{\text{п}} b_1}{2} + q_0 \right) \ln \frac{1}{2 \sin \frac{\pi(r_1 + r_2)}{2t}}}, \quad (99)$$

где  $\alpha'_3, \alpha''_3$  принимают по табл. 11;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

Толщину плиты назначают равной максимальной толщине панели.

## Расчет оребренных нажимных плит

Оребрение плит позволяет существенно уменьшить их толщину и металлоемкость. Предпочтительно применять ребра с прямолинейной осью, используя для их изготовления неравнобокий уголок или полосу, привариваемые к основной плите. Вариант конструкции оребренной нажимной плиты показан на рис. 16.

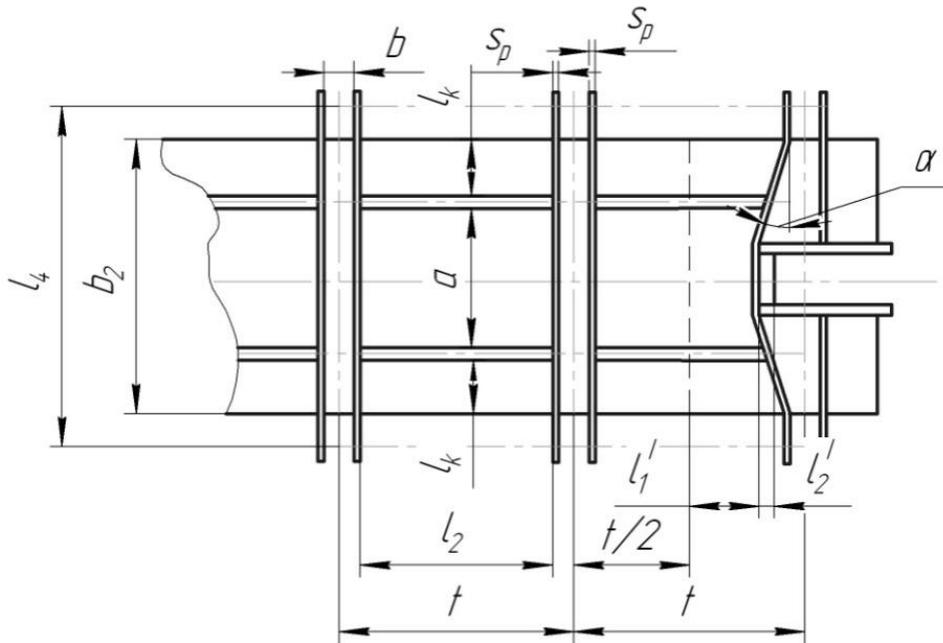


Рис. 16. Вариант конструкции оребренной нажимной плиты и ее расчетные размеры

Расчетное межцентровое расстояние определяют по формуле (90), а приведенное расчетное давление для любой панели – по формуле (91), в которую следует подставлять  $L'_n$  и  $F'_n$ , соответствующие каждой рассчитываемой панели. Расчетные зависимости применимы при условиях

$$\frac{b}{s} \geq 5; \quad \frac{h}{s_p} \geq 15,$$

где  $s$  – толщина плиты;  $h$  – высота ребер;  $s_p$  – толщина ребер.

При расчетах необходимо предварительно задать отношение  $s_p / s$ , предпочитая неравенство  $s_p < s$ , а также задать расположение ребер на плите. При числе продольных ребер  $n_2$  рекомендуется принимать расстояние между ребрами  $a = b_2 / n_2$ , а расстояние от края плиты до ребра  $l_k = a / 2$ .

Расчетом на прочность определяют толщину каждой панели, а толщину плиты  $s$  принимают равной максимальной из полученных значений.

Толщину панели, ограниченной ребрами с двух сторон (две другие стороны свободны), рассчитывают по формуле

$$s \geq \frac{(t - B) \sqrt{0,75 \frac{P_{II}}{[\sigma]_{II}}}}{1 + 2 \frac{s_p}{s} \sqrt{0,75 \frac{P_{II}}{[\sigma]_{II}}}}, \quad (100)$$

где конструктивные размеры  $t$  и  $B$  соответствуют размерам на рис. 16.

Толщину панели, ограниченную ребрами с четырех сторон, рассчитывают в такой последовательности.

Длина панели

$$l_2 = t - B - 2s_{II}. \quad (101)$$

Расчетные параметры:

$$\left. \begin{aligned} \bar{k} &= \frac{\bar{l}^2}{a} \geq 1; \\ \zeta &= \frac{1 + \bar{k}^2 - \sqrt{1 + 3\bar{k}^2}}{\bar{k}^2}; \\ \bar{\varphi} &= \frac{1 + \bar{k}^2 - \xi}{\bar{k}^2}. \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

Расчетная толщина панели

$$s \geq a \sqrt{\frac{P_{II}}{6\bar{\varphi}[\sigma]_{II}}}. \quad (103)$$

Расчет панели, ограниченной ребрами с трех сторон, когда четвертая сторона свободна, выполняют в следующем порядке.

Приведенная длина панели

$$l_{\text{пр}} = 0,43l_2. \quad (104)$$

Ширина панели

$$l_{\text{к}} = \frac{b_2 - (n_2 - t)a - s_{\text{п}}}{2}. \quad (105)$$

Коэффициент нагрузки

$$k_{\text{п}} = \sum_0^3 B_i \left( \frac{l_{\text{к}}}{l_2} \right), \quad i = 0; 1; 2; 3:$$

$i$	0	1	2	3
$10^4 B_i$	292	973	210	0,19

Расчетная толщина панели

$$s \geq l_2 \sqrt{\frac{k_{\text{п}} p_{\text{н}} + 0,75 q_0 l_{\text{пр}}}{[\sigma]_{\text{н}}}}. \quad (106)$$

Панель с круглым отверстием, радиус которого  $r_3$ , показана на рис. 17. Вспомогательный коэффициент  $k_2$  определяется по графику (рис. 18) в зависимости от отношения  $r_4 / r_3$ , где  $r_4$  – радиус окружности, касающейся наиболее удаленного из ближайших ребер.

Вспомогательный коэффициент  $k_1$  рассчитывают по формуле

$$k_1 = \frac{3 \frac{r_3}{r_4}}{1 + \nu + \left( \frac{r_3}{r_4} \right)^2 (1 - \nu)} \left[ (1 - \nu) \left[ 1 - \left( \frac{r_3}{r_4} \right)^2 \right] - 2(1 + \nu) \ln \frac{r_3}{r_4} \right]. \quad (107)$$

Необходимая толщина панели

$$s \geq \sqrt{\frac{r_4}{[\sigma]_{\text{н}}} \left( \frac{k_1 p_{\text{г}} r_3}{2} + k_2 p_{\text{н}} r_4 \right)}. \quad (108)$$

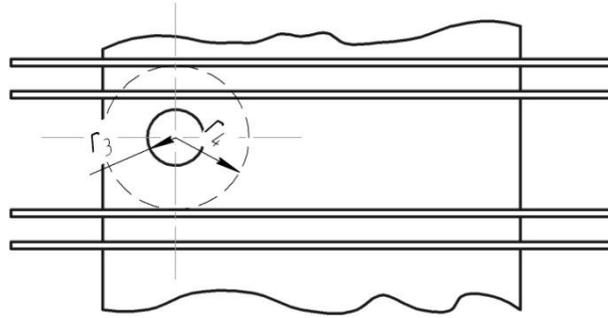


Рис. 17. Панель с круглым отверстием

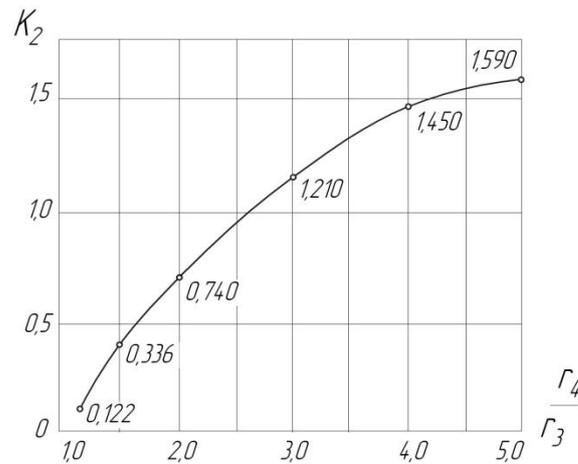


Рис. 18. Зависимость  $k_2 = f\left(\frac{r_4}{r_3}\right)$

Изгибающий момент в любом сечении средней и промежуточной панелей при  $0 \leq x \leq b/2$  определяется выражением

$$M = q_0 t x - q_0 t \left( x - \frac{b-b_1}{2} \right) \Big|_{x=\frac{b-b_1}{2}} + p_R \frac{b_1 t}{2} x - \frac{p_R t}{2} \left( x - \frac{b-b_1}{2} \right) \Big|_{x=\frac{b-b_1}{2}}. \quad (109)$$

Для крайних панелей в расчетной схеме (рис. 19) на участке длиной  $b_1$  вместо  $q_0$  и  $p_R$  принимают приведенное давление, определяемое по формуле (91). При этом изгибающий момент в любом сечении при  $0 \leq x \leq b/2$  определяется выражением

$$M = p_n \frac{t b_1}{2} x + \frac{p_n t}{2} \left( x - \frac{b-b_1}{2} \right) \Big|_{x=\frac{b-b_1}{2}}. \quad (110)$$

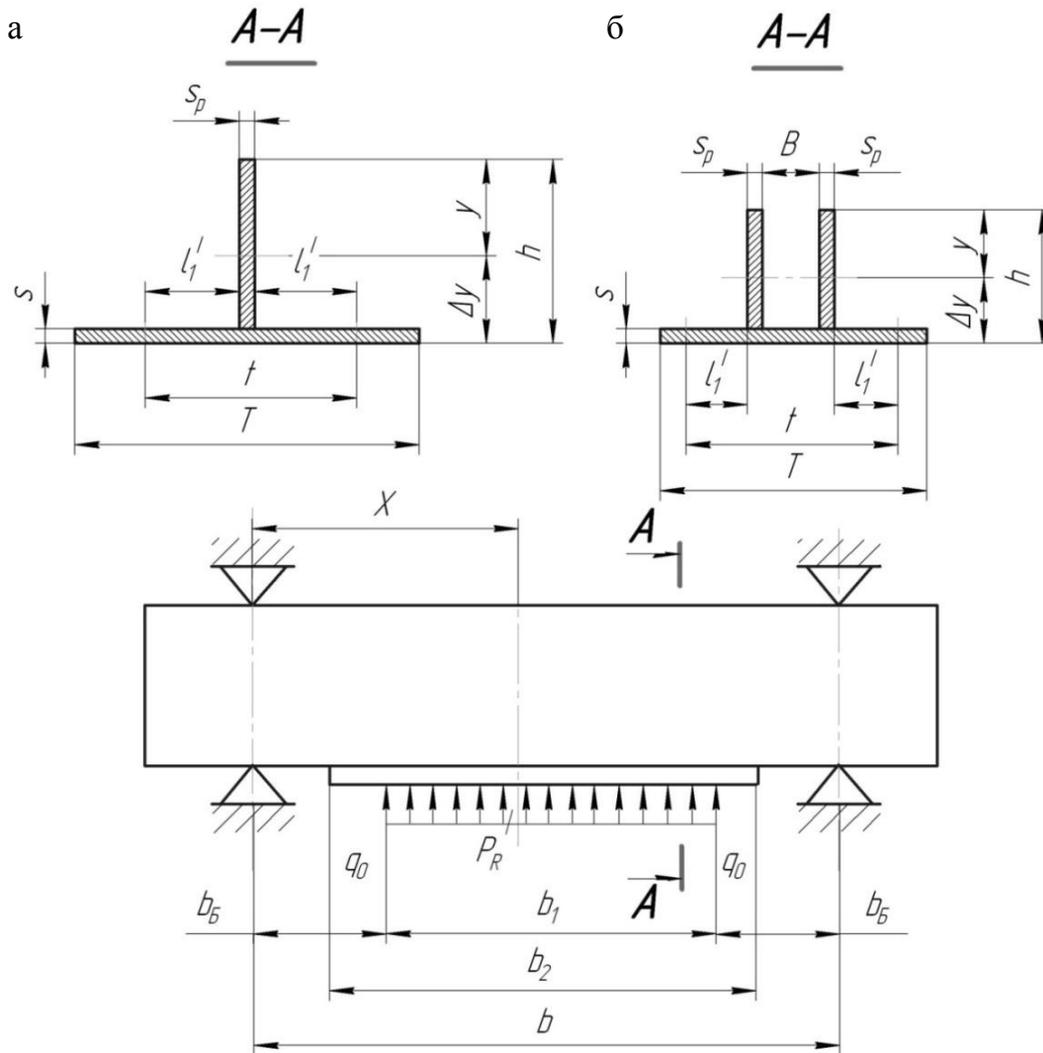


Рис. 19. Схема панели для расчета ребер:  
 а – панель с одним ребром;  
 б – панель со спаренными ребрами

Если высота ребер постоянна по длине, расчет ведут по максимальному моменту при  $x = b/2$ .

Условие прочности ребер:

$$W = \frac{M\theta}{[\sigma]_{\text{н}}}, \quad (111)$$

где  $W$  – требуемый осевой момент сопротивления плиты с оребрением;

$$\theta = 1 + \frac{1}{9} \left( \frac{\alpha}{10} \right)^3, \quad (112)$$

здесь  $\alpha$  – угол установки ребра, град (см. рис. 16).

Момент сопротивления  $W$  плиты с ребрами определяется в такой последовательности.

Эффективная длина от краев плиты до ребер для промежуточной и средней панелей (см. рис. 19)

$$l_1 = l_2 = \min\{l'_1; L'\},$$

где для спаренных ребер (рис. 20, б)

$$l'_1 = \frac{t - B}{2} - s_p;$$

для одиночного ребра (см. рис. 20, а)

$$l'_1 = \frac{t - s_p}{2}; \quad L' = 0,1815b.$$

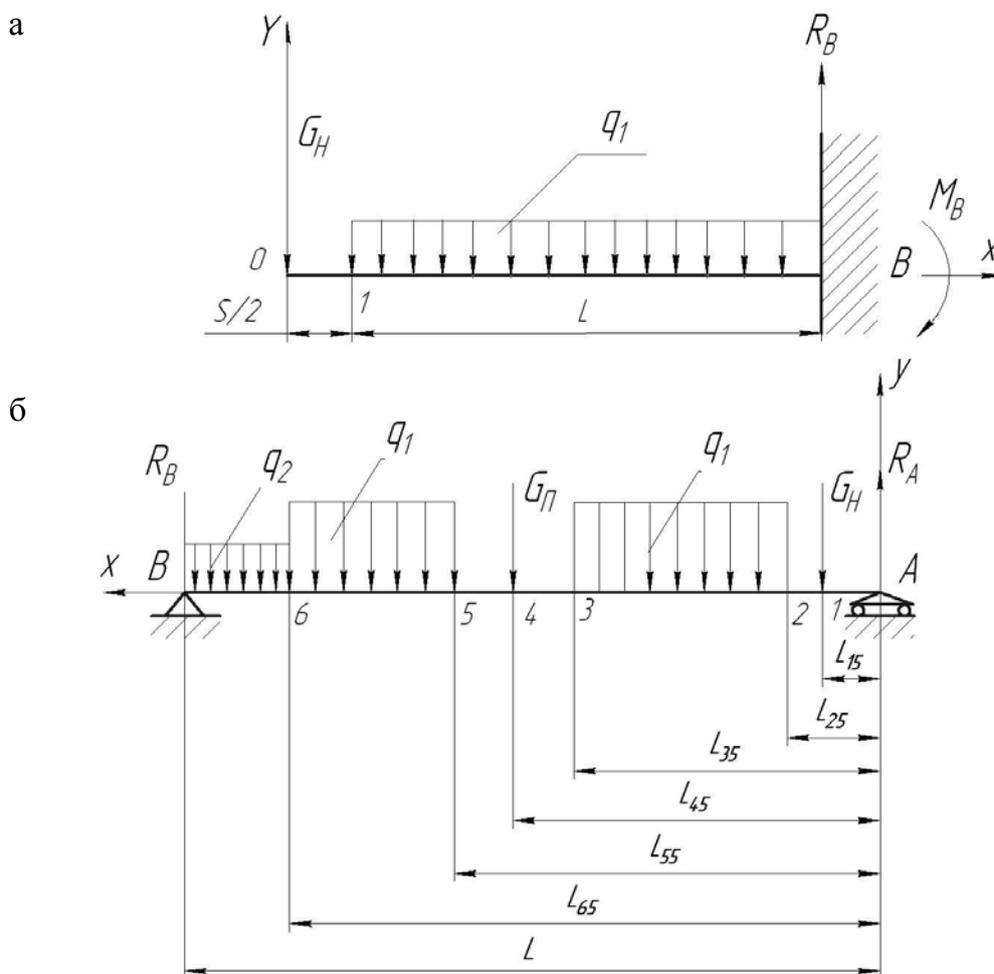


Рис. 20. Расчетные схемы верхних штанг:  
а – консольная штанга; б – балка на двух опорах

Вспомогательные размеры  $D_1$ : в случае одного ребра  $D_1 = s_p$ , для спаренных ребер  $D_1 = 2s_p + B$ .

Для крайней панели

$$l_1 = \min \{l'_1; L'\}; \quad l_2 = \min \{l'_2; L'\},$$

где  $l'_1$  и  $l'_2$  – конструктивные размеры (см. рис. 16);  $L'$  определяется по формуле (114);  $D_1 = s_p$ .

Эффективная ширина плиты

$$T = D_1 + l_1 + l_2.$$

Далее конструктивно задают высоту ребра с плитой  $h$  (см. рис. 19) и определяют расстояние от основания плиты до нейтрального слоя:

$$\Delta y = \frac{1}{2} \frac{s_c h^2 + (T - s_c) s^2}{s_c h + (T - s_c) s},$$

где для одного ребра  $s_c = s_p$ , а для спаренных ребер  $s_c = 2s_p$ .

Расстояние от края ребра до нейтрального слоя  $y = h - \Delta y$ .

Момент инерции плиты с ребрами

$$J = \frac{1}{3} \left[ T \Delta y^3 - (T - s_c) (\Delta y - s)^3 + s_c y^3 \right]. \quad (113)$$

Если фактический момент сопротивления оказывается меньше рассчитываемого по формуле (111), то изменяют  $h$  и производят перерасчет по формулам (100)–(113).

Для ребер фасонного профиля момент инерции определяют в зависимости от формы сечения ребра по известным зависимостям сопротивления материалов.

## Расчет штанг

На верхних штангах пластинчатых теплообменников подвешиваются гофрированные пластины, нажимные и промежуточные плиты. Поэтому верхние штанги рассчитывают как балки с учетом веса этих

элементов. Нагрузки от пластин и прокладок  $q_1$  и  $q_2$  считаются равномерно распределенными по длине штанг, а вес нажимных  $G_n$  и промежуточных  $G_{np}$  плит прикладывается как сосредоточенные нагрузки посередине их толщины.

При небольших размерах аппаратов штанги могут консольно закрепляться в одной из плит (см. рис. 20, а). В случае значительных пролетов и нагрузок устанавливается вторая опора (см. рис. 20, б). Обе опоры в этом случае по РД РТМ 26–01–86–83 рассматриваются как шарнирные, что приводит при расчете к увеличению запаса прочности и обеспечивает жесткость штанг. Расчетные схемы штанг показаны на рис. 20, а, б.

Максимальный момент в месте заделки консольной штанги (см. рис. 20, а).

$$M_{\max} = \frac{q_1 L^2}{2} + G_n \left( L + \frac{s}{2} \right). \quad (114)$$

В схеме на рис. 20, б штанга закреплена в левой нажимной плите в точке  $B$ , поэтому вес этой плиты не учитывается.

Реакция правой опоры определяется выражением

$$R_A = \frac{q_1}{2L} [(l_{35} - l_{25})(2L - l_{35} - l_{25}) + (l_{65} - l_{55})(2L - l_{65} - l_{55})] + \\ + \frac{q_2}{2L} (L - l_{65})^2 + G_n \frac{L - l_{45}}{L} + G_n \frac{L - l_{15}}{L}. \quad (115)$$

Все линейные размеры штанг пластинчатых теплообменников определяются конструкцией аппарата.

Момент в любом сечении на расстоянии  $x$  от правой опоры рассчитывают по формуле

$$M = R_A x - G_n (x - l_{15}) \Big|_{x=l_{15}} - G_n (x - l_{45}) \Big|_{x=l_{45}} - \frac{q_1}{2} [(x^2 - l_{25}^2) \Big|_{x=l_{25}} - \\ - (x^2 - l_{35}^2) \Big|_{x=l_{35}}] - \frac{q_1}{2} [(x^2 - l_{35}^2) \Big|_{x=l_{55}} - (x^2 - l_{65}^2) \Big|_{x=l_{65}}] - \frac{q_2}{2} (x^2 - l_{65}^2) \Big|_{x=l_{65}}. \quad (116)$$

Максимальный момент  $M_{\max}$  по длине штанги используется для расчета ее момента сопротивления  $W_{\max}$ .

Для обоих вариантов штанг условие прочности имеет вид

$$W_{\max} \geq \frac{M_m}{[\sigma]_и}. \quad (117)$$

Нижние штанги в целях унификации, как правило, изготавливают такими же, как и верхние, но они могут иметь и меньшие сечения, поскольку не несут нагрузки, а являются лишь направляющими.

### Расчет резьбовых соединений

Соединение пакетов пластин и плит может осуществляться болтами или шпильками. Расчет резьбовых соединений производят с учетом податливости их деталей в такой последовательности.

Тепловая деформация каждой плиты

$$\Delta h_{пл} = \alpha_{пл} s_{пл} (t_{пл} - t_0), \quad (118)$$

где  $\alpha_{пл}$  – коэффициент температурного линейного расширения материала плиты (для стали  $\alpha_{пл} = 11,35 \cdot 10^{-6}$  1/К);  $s_{пл}$  – толщина плиты;  $t_{пл}$  – расчетная температура плиты;  $t_0$  – температура монтажа аппарата.

Тепловая деформация каждой прокладки

$$\Delta h_{пр} = \alpha_{пр} h_{пр} (t_{пр} - t_0), \quad (119)$$

где  $\alpha_{пр} = 230 \cdot 10^{-6}$  1/К – коэффициент температурного линейного расширения материала прокладки;  $h_{пр}$  – толщина прокладки;  $t_{пр}$  – расчетная температура прокладки.

Тепловая деформация пластины

$$\Delta h_{п} = \alpha_{п} h_{п} (t_{п} - t_0), \quad (120)$$

где  $\alpha_{п}$  – коэффициент температурного линейного расширения материала пластины;  $h_{п}$  – толщина пластины;  $t_{п}$  – расчетная температура пластины.

Тепловая деформация стяжных болтов или шпилек

$$\Delta l_{\text{ст}} = \alpha_{\text{ст}} l_{\text{ст}} (t_{\text{ст}} - t_0), \quad (121)$$

где  $\alpha_{\text{ст}}$  – коэффициент температурного линейного расширения материала стяжных болтов;  $l_{\text{ст}}$  – длина стяжки;  $t_{\text{ст}}$  – расчетная температура стяжки.

При расчетах, согласно ОСТ 26–373–78, может быть принято

$$t_{\text{пл}} = 0,96 t_R; \quad t_{\text{ст}} = 0,95 t_R; \quad t_{\text{пр}} = t_{\text{п}} = t_R,$$

где  $t_R$  – расчетная температура среды в аппарате.

Разность температурных деформаций элементов

$$\Delta L = \sum \Delta h_{\text{пл}} + (n+1)\Delta h_{\text{пр}} + n\Delta h_{\text{п}} - \Delta l_{\text{ст}}, \quad (122)$$

где  $\sum \Delta h_{\text{пл}}$  – сумма деформаций нажимных и промежуточных плит;  $n$  – число пластин.

Податливость прокладки шестиугольного сечения (см. рис. 13)

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{kV_0}{At} \left( \frac{q_0}{A} \right)^{k-1}, \quad (123)$$

где для резины марки 4326  $k = 0,3$ ;  $V_0 = 1$  мм;  $A = 9$  Н/мм.

Податливость плоской прокладки

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{h_{\text{пр}}}{L_{\text{пр}} E_{\text{пр}}}, \quad (124)$$

где  $L_{\text{пр}}$  – сумма длин всех участков прокладки, полученная по среднему по ширине слою;  $E_{\text{пр}}$  – модуль упругости материала прокладки.

Для резины с твердостью по прибору ТШР 0,76–1,2 МПа

$$E_{\text{пр}} = 3 \left( 1 + \frac{b_{\text{п}}}{2h_{\text{пр}}} \right). \quad (125)$$

Изгибная податливость нажимных плит под действием реакции прокладки

$$\lambda_Q = \frac{b_6^2}{6} (3b_1 + 2b_6) \left( \frac{1}{E_1 I_1} + \frac{1}{E_2 I_2} \right), \quad (126)$$

где  $b_1$  и  $b_6$  – размеры, указанные на рис. 19;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов плит;  $I_1$  и  $I_2$  – моменты инерции плит.

Изгибная податливость плит под действием давления сред

$$\lambda_P = \frac{b_6}{12} (4b_6^2 + 6b_6 b_1 + b_1^2) \left( \frac{1}{E_1 I_1} + \frac{1}{E_2 I_2} \right). \quad (127)$$

Податливость стяжки

$$\lambda_{ст} = \frac{4}{\pi E_{ст}} \left( \frac{l_{16}}{d_1^2} + \frac{l_{26}}{d_2^2} \right), \quad (128)$$

где  $E_{ст}$  – модуль упругости материала стяжки;  $l_{26}$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  – размеры по рис. 21;

$$l_{16} = l_{ст} l_{26} - 0,6d. \quad (129)$$

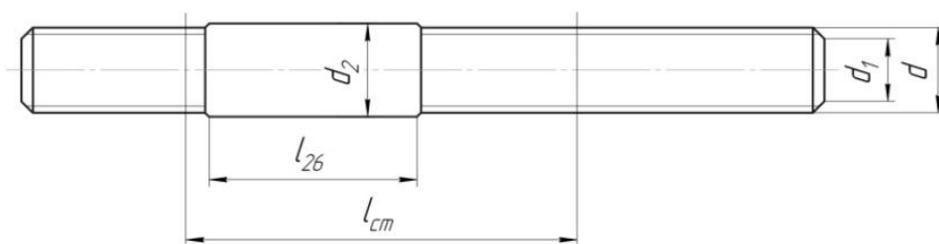


Рис. 21. Стяжная шпилька

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{(n+1)\lambda_{пр} + \lambda_Q - \lambda_P}{(n+1)\lambda_{пр} + \lambda_Q + \lambda_{ст} - \lambda_P}. \quad (130)$$

Коэффициенты распределения нагрузки:

$$k_n = e + f_6 x' + c_6 (x')^2; \quad (131)$$

$$k_0 = e + f_6 x' + c_6 (x')^2, \quad (132)$$

где коэффициенты  $e, f_6$  и  $c_6$  выбирают из табл. 12 в зависимости от числа стяжек  $z$ , номера ряда и схемы нагружения;

$$x' = \frac{|L_1 - L_2|}{2L_1}, \quad (133)$$

здесь  $L_1$  – расстояние между крайними по длине плит стяжками;  $L_2$  – расстояние между наиболее удаленными по длине плит средними слоями сечений прокладок.

Отсчет номеров рядов  $i$  ведут от каждого края нажимной плиты к середине. В каждом ряду находятся две стяжки. При четном  $i_{\max}$  под этим номером фигурирует один ряд, при нечетном  $i_{\max}$  – два ряда.

Нагрузка среды на стяжку

$$Q_n = \frac{p_R F_{\text{пл}}}{z}, \quad (134)$$

где  $F_{\text{пл}}$  – огражденная площадкой площадь плиты, находящаяся под давлением  $p_R$ .

Температурная нагрузка на стяжку

$$Q_t = \frac{\Delta L}{(n+1)\lambda_{\text{ип}} + \lambda_Q + \lambda_{\text{ст}}}. \quad (135)$$

Усилие начальной затяжки при монтаже

$$Q_0 = \max \{Q'_0; Q''_0\}, \quad (136)$$

где

$$Q'_0 = \frac{q_0 L}{z}; \quad (137)$$

$$Q''_0 = 5P_R \frac{L_{\text{ип}} b_{\text{п}}}{z} + (1 + \kappa) Q_n - Q_t. \quad (138)$$

Таблица 12

Коэффициенты  $e$ ,  $f_6$ ,  $c_6$  для расчета коэффициентов распределения нагрузки  $k_n$  и  $k_0$ 

Коэффициенты	$k_n$ при $z$					$k_0$ при $z$					№ ряда	Схема нагружения
	6	8	10	12	14	6	8	10	12	14		
$e$	0,56	0,53	0,49	0,47	0,46	0,83	0,96	0,97	1,01	1,02	1	$L_1 \geq L_2$
$f_6$	-1,95	-3,02	-4,18	-5,22	-6,18	-2,79	-4,45	-7,02	-7,90	-12,15		
$c_6$	1,44	2,30	7,28	12,05	17,79	1,90	3,27	10,57	7,94	30,09		
$e$	1,88	1,47	1,43	1,36	1,32	1,43	1,13	1,56	1,72	1,99	2	
$f_6$	3,90	3,02	3,21	3,01	2,83	5,36	4,19	8,03	8,78	9,17		
$c_6$	-2,85	-2,30	-16,87	-24,42	-34,55	3,79	-3,06	-29,75	-45,83	-79,02		
$e$	-	-	1,16	1,17	1,12	-	-	0,47	0,58	0,86	3	
$f_6$	-	-	1,94	2,20	2,25	-	-	-0,23	1,48	5,13		
$c_6$	-	-	19,24	12,40	15,40	-	-	31,95	23,49	53,57		
$e$	-	-	-	-	1,19	-	-	-	-	0,79	4	
$f_6$	-	-	-	-	2,27	-	-	-	-	2,25		
$c_6$	-	-	-	-	1,92	-	-	-	-	-15,80		
$e$	0,56	0,53	0,49	0,47	0,46	0,83	0,96	0,97	1,01	1,02	1	$L_1 \leq L_2$
$f_6$	1,94	3,00	4,20	5,28	6,31	2,80	4,41	6,90	9,47	12,29		
$c_6$	0,26	0,62	2,50	5,27	9,72	0,19	0,54	1,91	4,34	9,48		
$e$	1,88	1,47	1,43	1,36	1,32	1,43	1,13	1,56	1,72	1,99	2	
$f_6$	-	-	-3,26	-3,18	-2,72	-	-	-6,29	-6,60	9,11		
$c_6$	3,88	3,00	-6,11	-10,89	-21,17	5,61	4,11	-7,19	-14,87	31,17		

Окончание табл. 12

Коэффициенты	$k_n$ при $z$					$k_0$ при $z$					№ ряда	Схема нагружения
	6	8	10	12	14	6	8	10	12	14		
$e$	-0,51	-0,62	1,16	1,17	1,12	-0,36	-0,69	0,47	0,58	0,86	3	$L_1 \leq L_2$
$f_6$	–	–	-1,85	-2,10	-2,02	–	–	1,54	0,02	0,64		
$c_6$	–	–	7,05	5,63	9,54	–	–	5,34	4,77	12,06		
$e$	–	–	–	–	1,19	–	–	–	–	0,79	4	
$f_6$	–	–	–	–	-2,97	–	–	–	–	-2,26		
$c_6$	–	–	–	–	1,61	–	–	–	–	-3,63		

Рабочая нагрузка на стяжку

$$Q_p = k_0(Q_0 + Q_t) + k_n \chi Q_n. \quad (139)$$

Внутренний диаметр резьбы из условия прочности при монтаже

$$d_1' \geq \sqrt{\frac{k_0 Q_0}{\pi [\sigma]_6^{20}}}, \quad (140)$$

где  $[\sigma]_6^{20}$  – допускаемое напряжение для болта или шпильки при температуре 20 °С (табл. 13).

Таблица 13

**Допускаемые напряжения для болтов (шпилек)  
в зависимости от температуры (ОСТ 26–373–78)**

Расчетная температура, °С	$[\sigma]_6^t$ для сталей, МПа							
	Ст5	12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	45Х14Н13В2Н	35Х, 40Х, 37Х12Н8Г8МФБ	25Х2МФА, 25Х1МФ	25Х2М1Ф	18Х12ВМВФР	20ХНФБР
20	130	110	160	230	230	230	230	230
100	126	105	150	230	230	230	230	230
200	120	98	138	225	225	225	230	225
250	107	95	132	222	220	220	225	220
300	97	90	126	220	215	215	220	215

Внутренний диаметр резьбы согласно условию прочности при рабочей нагрузке

$$d_1'' \geq 2 \sqrt{\frac{Q_p}{\pi [\sigma]_6^t}},$$

где  $[\sigma]_6^t$  – допускаемое напряжение для болтов при расчетной температуре (см. табл. 13).

Окончательно принимают

$$d_1 = \max \{d_1'; d_1''\}. \quad (141)$$

Для сталей марок, не указанных в табл. 13, допускаемые напряжения определяют по нормам, приведенным в ОСТ 26–373–78 и справочнике [26].

### Расчет промежуточных плит

Схема промежуточной плиты, ее расчетные размеры и расчетные схемы ребер показаны на рис. 22.

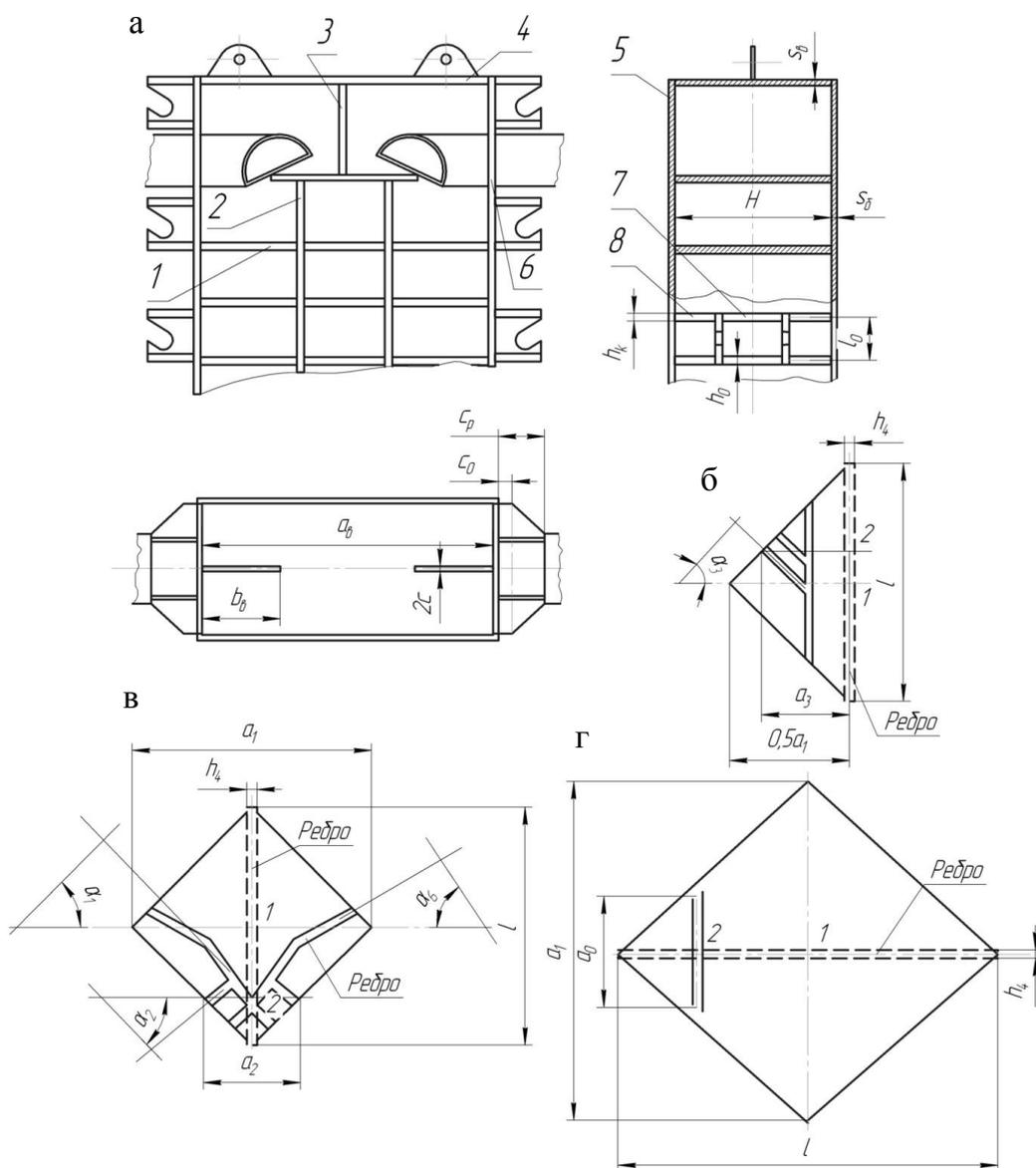


Рис. 22. Конструктивная схема промежуточной плиты (а) и расчетные схемы ребер (б, в, г)

Толщину  $s_6$  боковой стенки 5 рассчитывают по формулам (101)–(103). При этом рассматривают панель, ограниченную ребрами с четырех сторон. Расстояние  $H$  между боковыми стенками принимают конструктивно.

Погонные нагрузки на ребра плит определяют следующим образом.

Расчетная схема среднего продольного ребра 3 крайней панели показана на рис. 22, в.

Сечение 1 располагается посередине длины ребра  $l$ . Расстояние  $a_1$  измеряют между точками, расположенными посередине расстояния между ребром 3 и торцевыми стенками 6. Сечение 2 проводят через узел разветвления прокладки.

Погонная нагрузка на ребро

$$p_1 = p_R a_1 + 2 \frac{q_0}{\cos \alpha_6}; \quad (142)$$

$$p_2 = p_R a_2 + 2q_0 \left( \frac{1}{\cos \alpha_1} + \frac{1}{\cos \alpha_2} \right), \quad (143)$$

где размер  $a_1$  показан на рис. 22, в.

Для продольного промежуточного ребра 2 размер  $a_1$  определяют так же, как и в схеме на рис. 22, в; длину  $l$  измеряют в пределах одной ячейки; погонная нагрузка

$$p_1 = p_R a_1. \quad (144)$$

Для бокового продольного ребра 6 расчетная схема показана на рис. 22, б. Сечение 1 проводят посередине длины ребра  $l$ , а расстояние  $0,5 a_1$  измеряют до точки, расположенной посередине между рассматриваемым и соседним с ним ребрами. Сечение 2 проводят в месте верхнего ответвления прокладки. Погонные нагрузки на ребро:

$$p_1 = 0,5 p_R a_1 + q_0 \left( 1 + \frac{1}{\cos \alpha_3} \right); \quad (145)$$

если сечение 2 пересекает одно ответвление прокладки, то

$$p_2 = p_R a_3 + q_0 \left( 1 + \frac{1}{\cos \alpha_3} \right); \quad (146)$$

если сечение 2 пересекает два ответвления прокладки, то

$$p_2 = p_R \alpha_3 + q_0 \left( 1 + \frac{2}{\cos \alpha_3} \right). \quad (147)$$

Расчетная схема поперечного ребра  $l$  показана на рис. 22, г. Расстояние  $a_1$  измеряют в сечении  $l$ , расположенном посередине длины ребра  $l$  в пределах одной ячейки, между серединами промежутков между ребрами. Сечение 2 проводят вдоль прокладки и в этом сечении измеряют размер  $a_0$ . Погонные нагрузки для этого ребра:

$$p_1 = p_R a_1; \quad (148)$$

$$p_2 = p_R a_0 + \frac{q_0}{b_{\Pi}} a_0. \quad (149)$$

Для всех рассмотренных ребер расчетная погонная нагрузка

$$\bar{p} = \max \{ p_1; p_2 \}.$$

Толщина  $h_4$  любого из ребер должна удовлетворять условию устойчивости.

Допускаемое напряжение на устойчивость рассчитывают по формуле

$$[\sigma]_y = \frac{0,6}{n_y} \eta_y \sigma_T, \quad (150)$$

где  $n_y = 2,4$  – коэффициент запаса устойчивости;  $\eta_y = 1,05 \frac{\sigma_T}{10^3}$ ;  $\sigma_T$  – предел текучести материала ребра, МПа.

Выбирают наибольшую толщину ребра из следующих величин:

$$h_{14} \geq \frac{\bar{p}}{[\sigma]_y}; \quad (151)$$

$$h_{24} \geq \sqrt[3]{\frac{20(1-\nu^2)n_y}{\pi^2 k_1} \frac{\bar{p}}{E} H^2}, \quad (152)$$

т. е.  $h_4 = \max \{ h_{14}; h_{24} \}$ .

Вспомогательный коэффициент  $k_1$  вычисляют в зависимости от отношения  $H/l$  по одной из следующих формул:

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{при } 0 < H/l < \sqrt{2} \\
 k_1 = \left[ 1 + \left( \frac{H}{l} \right)^2 \right]^2 ; \\
 \text{при } \sqrt{2} < H/l < 2,45 \\
 k_1 = \left[ 2 + \frac{1}{2} \left( \frac{H}{l} \right)^2 \right]^2 ; \\
 \text{при } 2,45 < H/l < 3,48 \\
 k_1 = \left[ 3 + \frac{1}{3} \left( \frac{H}{l} \right)^2 \right]^2 ; \\
 \text{при } 0 < H/l < 3,48 \\
 k_1 = 4 \left( \frac{H}{l} \right)^2 .
 \end{array} \right\} \quad (153)$$

Рассчитанная толщина бокового продольного ребра является окончательной в случае, когда кронштейны для стяжных болтов или шпилек связаны планками 7, 8 (см. рис. 22, а). Толщина планки

$$h_0 \geq \frac{0,5Q_p}{c_p \varphi [\sigma]}, \quad (154)$$

где  $Q_p$  – рабочая нагрузка на стяжку по формуле (146);  $c_p$  – размер, показанный на рис. 22, а;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва по ГОСТ 14249–89 (при выполнении сварки в тавр с конструктивным зазором между свариваемыми деталями, при контроле 10–50 % длины шва  $\varphi = 0,65$ ).

Толщину косынки кронштейна принимают большей из двух расчетных величин:

$$h_{1k} \geq \frac{Q_p n_y}{2b_4[\sigma]}; \quad h_{2k} \geq \frac{3}{2} \frac{Q_p b_4}{c_p^2 \sigma_T}, \quad (155)$$

т. е.

$$h_k = \max\{h_{1k}; h_{2k}\}. \quad (156)$$

Размеры  $b_4$  и  $c_p$  показаны на рис. 22, а.

Условие прочности сварных швов, крепящих кронштейн к торцевой стенке:

$$\frac{Q_0}{F_c} + \frac{Q_0 c_0}{W_c} \leq 0,5[\sigma], \quad (157)$$

где  $Q_0$  – усилие начальной затяжки, рассчитываемое по формулам (143)–(145);  $c_0$  – размер, показанный на рис. 22, а;  $F_c$  и  $W_c$  – площадь и момент сопротивления сварного шва, вычисляемые по его биссекторному сечению.

Рассмотренный вариант конструкции кронштейнов является предпочтительным с точки зрения металлоемкости плиты. Если кронштейны не связаны планками, то для расчета толщины торцевой стенки следует обратиться к РД РТМ 26–01–86–83.

Толщину  $s_B$  верхнего листа плиты рассчитывают с учетом ее веса  $G_{II}$  по формуле

$$s_B \geq \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{\pi} \frac{G_{II}}{[\sigma]_{II}} \left[ (1 + \nu) \ln \frac{2a_B \sin\left(\frac{2\pi b_B}{3 a_B}\right)}{\pi c} \right]}, \quad (158)$$

где размеры  $a_B$ ,  $b_B$ ,  $c$  показаны на рис. 22, а.

## Глава 5

### ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТОЙ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ

Одной из причин сдерживания широкого внедрения пластинчатых теплообменников в технику искусственного холода является отсутствие надежных методик их расчета и экспериментальных исследований теплотехнических и гидравлических характеристик выпускаемых аппаратов для условий холодильной техники. Известные методы разработаны, как правило, применительно к конденсаторам водяного пара или испарителям выпарных установок и ориентированы преимущественно на тепловые потоки, существенно превышающие те, которые имеют место в аппаратах холодильных машин и, следовательно, не могут быть непосредственно использованы для расчета аппаратуры холодильной техники.

Авторы сочли целесообразным привести в пособии примеры теплового и гидравлического расчетов пластинчатых теплообменников, используемых в холодильной технике, а также поместить некоторые результаты собственных теплотехнических испытаний сварных аммиачных пластинчатых конденсаторов, полученные на одном из холодильников Санкт-Петербурга и испытательном стенде вуза.

#### Тепловой и гидравлический расчеты регенеративного пластинчатого аппарата

Рассчитать необходимую поверхность теплообмена пластинчатого теплообменного аппарата для охлаждения машинного масла ВМ–4 водой.

Исходные данные: массовый расход масла  $G_1 = 20$  кг/с; давление на стороне масла  $P_1 = 0,6$  МПа; располагаемый напор на преодоление гидравлического сопротивления на стороне масла  $\Delta P_1 = 0,15$  МПа; начальная температура масла  $t'_1 = 90$  °С; конечная температура масла  $t''_1 = 30$  °С; начальная температура воды  $t'_2 = 15$  °С; конечная температура воды  $t''_2 = 25$  °С; располагаемый напор на преодоление гидравлического сопротивления на стороне воды  $\Delta P_2 = 0,12$  МПа; давление на стороне воды  $P_2 = 0,6$  МПа.

Теплофизические свойства масла при средней температуре масла  $\bar{t}_1 = 0,5 (30 + 90) = 60$  °С: плотность  $\rho_1 = 880$  кг/м<sup>3</sup>; удельная теплоемкость  $c_{p1} = 1,540$  кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности  $\lambda_1 = 0,124$  Вт/(м·К); кинематический коэффициент вязкости  $\nu_1 = 34,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; число Прандтля  $Pr_1 = 370$ .

Теплофизические свойства воды [5, 28] при средней температуре  $\bar{t}_2 = 0,5(15 + 25) = 20$  °С: плотность  $\rho_2 = 998,2$  кг/м<sup>3</sup>; удельная теплоемкость  $c_{p2} = 4,183$  кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности  $\lambda_2 = 0,597$  Вт/(м·К); кинематический коэффициент вязкости  $\nu_2 = 1,006 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; число Прандтля  $Pr = 7,03$ .

Планируется спроектировать пластинчатый аппарат на базе пластин типа 0,6 с гофрами «в елку» из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т со следующими техническими характеристиками: поверхность теплообмена одной пластины  $F_1 = 0,6$  м<sup>2</sup>; эквивалентный диаметр одного канала  $d_3 = 0,0083$  м; площадь поперечного сечения одного канала  $f_1 = 0,00254$  м<sup>2</sup>; приведенная длина канала  $L_{\text{п}} = 1,01$  м; толщина стенки пластины  $\delta_{\text{ст}} = 0,001$  м; коэффициент теплопроводности материала пластин  $\lambda_{\text{ст}} = 16$  Вт/(м·К).

Уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи и потерь давления для теплообменников, скомпонованных из пластин типа 0,6, имеют следующий вид (см. табл. 6):

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr_f^{0,43} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25};$$

$$\Delta P = \xi \frac{L_{\text{п}} \rho \bar{w}^2}{d_3} X; \quad \xi = \frac{15}{Re^{0,25}}.$$

Диаметр присоединяемых штуцеров  $D_y = 200$  мм.

### Расчет

Тепловая производительность аппарата

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = 20 \cdot 1,54 (90 - 30) = 1848 \text{ кВт.}$$

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2'' - t_2')} = \frac{1848}{4,183(25 - 15)} = 44,2 \text{ кг/с.}$$

Принимаем противоточную схему движения потоков теплообменивающихся сред в аппарате. Изменение температур сред:

– масла

$$90 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 30 \text{ }^\circ\text{C};$$

– воды

$$25 \text{ }^\circ\text{C} \leftarrow 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Разность температур:

$$\Delta t_6 = 90 - 25 = 65 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta t_m = 30 - 15 = 15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмический температурный напор в аппарате

$$\theta_m = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} = \frac{65 - 15}{\ln(65 / 15)} = 34,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем рациональную скорость движения масла  $\bar{w}_1$  в каналах пластинчатого теплообменника. Для ориентировочного расчета скорости  $\bar{w}_1$  принимаем: коэффициент теплоотдачи со стороны масла  $\alpha_1 = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})^*$ ; средняя температура стенки  $\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 0,5(60 + 20) = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ; коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала  $\xi = 5$ .

Тогда, следуя уравнению (16), имеем

$$\bar{w}_1 = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{ст}}) \Delta P_1}{c_{p1}(t_1' - t_1'') \xi_1 \rho_1^2}} = 2 \sqrt[3]{\frac{800(60 - 40)150\,000}{1540(90 - 30)880^2 \cdot 5}} = 0,378 \text{ м/с.}$$

---

\* Заметим, что выбор величины  $\alpha_1$  является весьма условным и незначительно влияет на расчет поверхности теплопередачи, поскольку она входит в уравнение для расчета скорости в степени 0,33, а при расчете коэффициента теплоотдачи – в степени 0,73.

Число Рейнольдса для потока масла

$$\text{Re}_1 = \frac{\bar{w}_1 d_3}{\nu_1} = \frac{0,378 \cdot 0,0083}{34,0 \cdot 10^{-6}} = 92,3.$$

Проверяем принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления:

$$\xi_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{15}{92,3^{0,25}} = 4,84.$$

Отличие полученного значения  $\xi_1$  от принятого в расчете не превышает 5 %, поэтому в данном случае пересчета  $\bar{w}_1$  не требуется.

Следует отметить, что поскольку для пластинчатой теплообменной аппаратуры характерен, как правило, турбулентный режим движения сред в каналах, для которых справедлива зависимость  $\xi = A / \text{Re}^{0,25}$ , в целях сокращения числа итераций процедуру определения рациональной скорости можно упростить.

Из уравнений (12) и (15) имеем

$$\bar{w}_1^3 = \frac{8\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{cr}})\Delta P_1}{c_{p1}(t'_1 - t''_1)\rho_1^2 \xi_1}. \quad (159)$$

Учитывая, что  $\xi = A / (\bar{w}_1 d_3 / \nu_1)^{0,25}$ , равенство (159) приводим к виду

$$\bar{w}_1 = \left[ \frac{8\alpha_1(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\text{cr}})\Delta P_1 d_3^{0,25}}{Ac_{p1}(t'_1 - t''_1)\rho_1^2 \nu_1^{0,25}} \right]^{0,364}. \quad (160)$$

Воспользуемся полученным выражением (160) для расчета  $\bar{w}_1$ :

$$\bar{w}_1 = \left[ \frac{8 \cdot 800(60 - 40)150000 \cdot 0,0083^{0,25}}{15 \cdot 1540(90 - 30)880^2(34,0 \cdot 10^{-6})^{0,25}} \right]^{0,364} = 0,381 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{0,381 \cdot 0,0083}{34,0 \cdot 10^{-6}} = 93.$$

Величина нового значения коэффициента общего гидравлического сопротивления на стороне масла

$$\xi_1 = \frac{15}{93^{0,25}} = 4,83,$$

что близко к полученному ранее значению.

Число Прандтля для масла при средней температуре стенки  $\bar{t}_{ст} = 40$  °С равно 950.

Определяем число Нуссельта на стороне охлаждаемого масла:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,135 Re_1^{0,73} Pr_{f1}^{0,43} (Pr_{f1} / Pr_{ст1})^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 93^{0,73} \cdot 370^{0,43} (370 / 950)^{0,25} = 37,1. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемого масла к стенке

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_3} = \frac{37,1 \cdot 0,124}{0,083} = 554 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем рациональную скорость движения воды в каналах теплообменника. Для приближенного расчета  $\bar{w}_2$  принимаем  $\alpha_2 = 2500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\bar{t}_{ст} = 40$  °С.

Имеем

$$\begin{aligned} \bar{w}_2 &= \left[ \frac{8\alpha_2(\bar{t}_{ст} - \bar{t}_2)\Delta P_2 d_3^{0,25}}{Ac_{p2}(t_2'' - t_2')\rho_2^2 v_2^{0,25}} \right]^{0,364} = \\ &= \left[ \frac{8 \cdot 2500(40 - 20)120000 \cdot 0,0083^{0,25}}{15 \cdot 4,183(25 - 15)998,2^2 (1,006 \cdot 10^{-6})^{0,25}} \right]^{0,364} = 0,893 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Число Рейнольдса для охлаждающей среды

$$Re_2 = \frac{0,893 \cdot 0,0083}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 7389.$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi_2 = \frac{15}{7389^{0,25}} = 1,62.$$

Число Нуссельта по стороне охлаждающей среды

$$\begin{aligned} \text{Nu}_2 &= 0,135 \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_{f2}^{0,43} (\text{Pr}_{f2} / \text{Pr}_{\text{ст}2})^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 7389^{0,73} \cdot 7,03^{0,43} (7,03 / 4,36)^{0,25} = 234,6. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей среде

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_3} = \frac{234,6 \cdot 0,597}{0,0083} = 16870 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Термическое сопротивление:

– стенки (пластина из стали 12Х18Н19Т при толщине стенки  $\delta_{\text{ст}} = 1 \text{ мм}$ )  $(\delta / \lambda)_{\text{ст}} = 0,001 / 14 = 0,0000714 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

– загрязнений на стороне воды и масла:  $R_{\text{в}} = 0,00023 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ; (воды);  $R_{\text{м}} = 0,00015 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  (масла).

Рассчитываем коэффициент теплопередачи аппарата:

$$\begin{aligned} K_{\text{пл}} &= \frac{1}{(1 / \alpha_1) + (\delta / \lambda)_{\text{ст}} + R_{\text{в}} + R_{\text{м}} + (1 / \alpha_2)} = \\ &= \frac{1}{(1 / 554) + 0,0000714 + 0,00023 + 0,00015 + (1 / 16870)} = 432 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Общая поверхность теплопередачи аппарата

$$F_{\text{а}} = \frac{Q}{K_{\text{пл}} \theta_{\text{м}}} = \frac{1848 \cdot 10^3}{432 \cdot 34,1} = 125,4 \text{ м}^2.$$

Принимаем ближайшую большую стандартную величину поверхности теплообмена аппарата из пластин типа 0,6:  $F_{\text{а}} = 140 \text{ м}^2$  (ГОСТ 15518–77).

Выбираем теплообменник разборный на двухпорной раме.

### **Компоновка теплообменника и уточнение требуемой поверхности теплообмена**

Площадь поперечных сечений пакетов:

– по тракту масла

$$f_{\text{пл}} = \frac{G_1}{\rho_1 \bar{w}_1} = \frac{20}{880 \cdot 0,381} = 0,05965 \text{ м}^2;$$

– по тракту воды

$$f_{n2} = \frac{G_2}{\rho_2 \bar{w}_2} = \frac{44,2}{998,2 \cdot 0,893} = 0,0496 \text{ м}^2.$$

Число каналов в одном пакете:

– для масла

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1} = \frac{0,05965}{0,00245} = 24,35;$$

принимаем  $m_1 = 25$  шт.;

– для воды

$$m_2 = \frac{f_{n2}}{f_2} = \frac{0,0496}{0,00245} = 20,2;$$

принимаем  $m_2 = 20$  шт.

Число пластин в одном пакете:

– для масла  $n_1 = 2m_1 = 2 \cdot 25 = 50$  шт.;

– для воды  $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 20 = 40$  шт.

Площадь поверхности теплообмена одного пакета при полученном количестве пластин:

– для масла  $F_{n1} = F_1 n_1 = 0,6 \cdot 50 = 30 \text{ м}^2$ ;

– для воды  $F_{n2} = F_1 n_2 = 0,6 \cdot 40 = 24 \text{ м}^2$ .

Число пакетов (ходов) в аппарате:

– по стороне масла  $X_1 = F_a / F_{n1} = 140 / 30 = 4,67$ ;

принимаем  $X_1 = 4^*$ ;

– по стороне воды  $X_2 = F_a / F_{n2} = 140 / 24 = 5,83$ .

Из условия симметричной компоновки пакетов принимаем  $X_2 = 4$ . Снижение числа ходов по воде  $X_2$  отразится на уменьшении скорости  $\bar{w}_2$  и в конечном счете на величинах  $\alpha_2$  и  $K_{пл}$ . Однако, поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны воды  $\alpha_2$  значительно превышает коэффициент теплопередачи со стороны масла  $\alpha_1$  и соизмерим с величинами термического сопротивления стенки и загрязнений, некоторое снижение  $\alpha_2$  не должно в значительной мере отразиться на коэффициенте теплопередачи.

---

\* Если принять  $X_1 = 5$ , то необходимо уменьшить число каналов  $m_1$ , поскольку при этом  $F_{n1} = F_a / X_1 = 140 / 5 = 28$ ,  $n_1 = F_{n1} / F_1 = 28 / 0,6 = 46,67$  и  $m_1 = n_1 / 2 = 23,3$ . Снижение величины  $m_1$  повлечет за собой возрастание скорости  $w_1$  и превышение расчетного значения потерь давления над допусаемым  $\Delta P_1$ .

Число пластин в аппарате (с учетом наличия концевых пластин)

$$n_a = \frac{F_a + 2F}{F_1} = \frac{140 + 2 \cdot 0,6}{0,6} = 235 \text{ шт.}$$

Число пластин в одном пакете

$$n_1 = \frac{235}{4} = 58,75.$$

Принимаем  $n_1 = 58$  шт.

Принимаем следующую схему компоновки аппарата:

$$C_x = \frac{58 + 58 + 59 + 59}{59 + 58 + 59 + 59}.$$

Число каналов в одном пакете

$$m_1 = m_2 = \frac{n_1}{2} = 29 \text{ шт.}$$

Фактическая площадь поперечных сечений каналов в одном ходе

$$f_{n1} = f_{n2} = 29 \cdot 0,00245 = 0,071 \text{ м}^2.$$

Фактические скорости движения сред в каналах (после выбора схемы компоновки):

– масла

$$\bar{w}_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_{n1}} = \frac{20}{880 \cdot 0,071} = 0,32 \text{ м/с};$$

– воды

$$\bar{w}_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_{n2}} = \frac{44,2}{998,2 \cdot 0,071} = 0,624 \text{ м/с.}$$

Проверяем, достаточно ли теплообменной поверхности при фактических скоростях движения рабочих сред.

Число Рейнольдса при действительных величинах скорости потоков:

– масла

$$Re_1 = \frac{0,32 \cdot 0,0083}{34,0 \cdot 10^{-6}} = 78,1;$$

– ВОДЫ

$$Re_2 = \frac{0,624 \cdot 0,0083}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 5148.$$

Число Нуссельта для потоков:

– масла

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 78,1^{0,73} \cdot 370^{0,43} \left( \frac{379}{950} \right)^{0,25} = 32,67;$$

– ВОДЫ

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 148^{0,73} \cdot 7,03^{0,43} \left( \frac{7,03}{4,36} \right)^{0,25} = 180,5.$$

Уточненные значения коэффициента теплоотдачи:

– со стороны масла

$$\alpha_1 = \frac{32,67 \cdot 0,124}{0,0083} = 488 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

– со стороны воды

$$\alpha_2 = \frac{180,5 \cdot 0,597}{0,0083} = 12\,985 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Фактический коэффициент теплопередачи

$$K_{\text{шт}} = \frac{1}{(1/188) + 0,0000714 + 0,00023 + 0,00015 + (1/12985)} = 388 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Требуемая поверхность теплообмена аппарата

$$F_a = \frac{1848 \cdot 10^3}{388 \cdot 34,1} = 139,7 \text{ м}^2.$$

Выбранный стандартный теплообменник ( $F_a = 140 \text{ м}^2$ ) удовлетворяет требуемым условиям.

## Гидравлический расчет

Определяем фактическое гидравлическое сопротивление по обоим рабочим средам.

Коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала:

$$- \text{ на стороне масла } \xi_1 = 15 / 78,1^{0,25} = 5,05;$$

$$- \text{ на стороне охлаждающей воды } \xi_2 = 15 / 5148^{0,25} = 1,77.$$

Действительные потери давления по трактам:

- масла

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{L_{\text{II}}}{d_3} \frac{\rho_1 w_1^2}{2} X_1 = 5,05 \frac{1,01}{0,0083} \frac{880 \cdot 0,32^2}{2} 4 = 110\,750 \text{ Па};$$

полученная величина  $\Delta P_1$  меньше допустимой  $\Delta P_1 = 150\,000$  Па;

- воды

$$\Delta P_2 = 1,77 \frac{1,01}{0,0083} \frac{998,2 \cdot 0,624^2}{2} 4 = 167\,400 \text{ Па}.$$

Действительное значение  $\Delta P_2$  больше допустимого значения  $\Delta P_2 = 120\,000$  Па. В целях снижения потерь давления в водяных каналах уменьшим скорость движения воды путем снижения числа ходов (пакетов)  $X'_2$  до трех и увеличения общей площади поперечного сечения пакета  $f'_{\text{н2}}$ .

Изменим схему компоновки аппарата. Примем

$$C_{\text{X}'} = \frac{58 + 58 + 59 + 59}{79 + 78 + 78}.$$

Число каналов в одном пакете полости для воды

$$m'_2 = \frac{78}{2} = 39 \text{ шт.}$$

Площадь поперечного сечения пакета на стороне охлаждающей воды

$$f'_{\text{н2}} = m'_2 f_1 = 39 \cdot 0,00245 = 0,0956 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения воды в каналах при новой схеме компоновки

$$\bar{w}'_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f'_{п2}} = \frac{44,2}{998,2 \cdot 0,0956} = 0,463 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для потока охлаждающей воды

$$Re'_2 = \frac{0,463 \cdot 0,0083}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 3821.$$

Число Нуссельта для потока воды

$$Nu'_2 = 0,135 \cdot 3821^{0,73} \cdot 7,03^{0,43} \left( \frac{7,03}{4,36} \right)^{0,25} = 145,22.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha'_2 = \frac{145,22 \cdot 0,597}{0,0083} = 10\,446 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Коэффициент теплопередачи при новой схеме компоновки

$$K'_{\text{шт}} = \frac{1}{(1/488) + 0,0000714 + 0,00023 + 0,00015 + (1/10446)} = 385,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

Поверхность теплообмена аппарата

$$F'_a = \frac{1,848 \cdot 10^3}{385,2 \cdot 34,1} = 140,7 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что в расчет заложены максимальные величины термического сопротивления загрязнений, а полученное значение  $F'_a$  не очень отличается от принятого ранее, оставляем  $F_a = 140 \text{ м}^2$ .

Гидравлическое сопротивление аппарата по водной полости при  $\xi'_2 = 15 / 3821^{0,25} = 1,91$

$$\Delta P'_2 = \xi'_2 \frac{L_{\text{п}}}{d_3} \frac{\rho_2 (w'_2)^2}{2} X'_2 = 1,91 \frac{1,01}{0,0083} \frac{998,2 \cdot 0,463^2}{2} 3 = 74\,600 \text{ Па.}$$

Расчетная величина  $\Delta P'_2$  меньше максимально допустимой  $\Delta P_2 = 120\,000$  Па.

Определяем скорости движения масла и воды в штуцерах. Максимальный диаметр присоединяемого штуцера для пластинчатого теплообменника из пластин типа 0,6  $D_y = 200$  мм.

Скорости движения:

– масла

$$\bar{w}_{шт1} = \frac{G_1}{(\rho_1 \pi D_{шт}^2) / 4} = \frac{20 \cdot 4}{880 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,723 \text{ м/с};$$

– воды

$$\bar{w}_{шт2} = \frac{G_2}{(\rho_2 \pi D_{шт}^2) / 4} = \frac{44,2 \cdot 4}{998,2 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 1,41 \text{ м/с}.$$

Скорости движения сред в штуцерах менее допустимой  $\bar{w}_{шт} = 2,5$  м/с, поэтому их гидравлическое сопротивление можно не учитывать. Заметим, что при  $\bar{w}_{шт} > 2,5$  м/с необходимо суммировать гидравлическое сопротивление аппарата по данной среде и потери давления на местное сопротивление в штуцере:

$$\Delta P_{шт} = \xi_{шт} \frac{\rho \bar{w}_{шт}^2}{2},$$

где  $\xi_{шт}$  – коэффициент местного гидравлического сопротивления штуцера, принимаемый равным 1,5.

Мощность, затрачиваемая на прокачивание охлаждаемого масла и охлаждающей воды через каналы пластинчатого теплообменника:

– масла

$$N_{шт1} = \frac{G_1}{\rho_1} \Delta P_1 = \frac{20}{880} 110\,750 = 2517 \text{ Вт} \cong 2,52 \text{ кВт};$$

– воды

$$N_{шт2} = \frac{G_2}{\rho_2} \Delta P_2 = \frac{44,2}{998,2} 74\,600 = 3303 \text{ Вт} \cong 3,3 \text{ кВт}.$$

## Расчет аммиачного пластинчатого конденсатора

Расчитать потребную площадь поверхности теплообмена пластинчатого конденсатора аммиачной холодильной установки. Теплота конденсации отводится оборотной водой.

Исходные данные: массовый расход паров аммиака  $t'_1 = 100G_1 = 0,5$  кг/с; температура перегретых паров аммиака на входе в конденсатор  $t'_1 = 100$  °С; давление насыщения  $P_n = 1,169$  МПа; температура охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор,  $t'_2 = 23$  °С; температура воды на выходе из конденсатора  $t''_2 = 27$  °С; температура насыщения аммиака, соответствующая давлению насыщения,  $t_n = 30$  °С.

Теплофизические свойства аммиака при температуре насыщения  $t_n = 30$  °С: плотность жидкой фазы  $\rho_{ж} = 595$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент теплопроводности жидкости  $\lambda_{ж} = 0,506$  Вт/(м · К); динамический коэффициент вязкости конденсата  $\mu_{ж} = 1,40 \cdot 10^{-4}$  Па·с; теплоемкость паровой фазы  $c_{рп} = 3,102$  кДж/(кг·К); теплота парообразования  $r = 1131,8$  кДж/(кг · К); энтальпия перегретого пара  $i_{н.п1}$  при давлении насыщения  $P_n = 1,169$  МПа и температуре  $t'_1 = 100$  °С составляет 1591,3 кДж/кг; энтальпия сухого насыщенного пара  $i_{н.п1}$  при  $P_n = 1,169$  МПа равна 1396,6 кДж/кг.

Теплофизические свойства воды при средней температуре  $\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(23 + 27) = 25$  °С: плотность  $\rho_2 = 997$  кг/м<sup>3</sup>; теплоемкость  $c_{р2} = 4,179$  кДж/(кг · К); коэффициент теплопроводности  $\lambda_2 = 0,605$  Вт/(м · К); число Прандтля  $Pr_f = 6,24$ ; кинематический коэффициент вязкости  $\nu_2 = 0,906 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Максимально допустимое гидравлическое сопротивление конденсатора по стороне теплоносителя  $\Delta P_2 = 100\,000$  Па.

### Расчет

В целях обеспечения прочности и плотности конденсатора принимаем к установке сварной пластинчатый аппарат, скомпонованный из пластин типа 0,8. Расчетное давление сред такого аппарата составляет 2,5 МПа (см. табл. 2).

Геометрические размеры пластин и образуемых ими каналов (см. табл. 3): поверхность теплообмена одной пластины  $F_1 = 0,8 \text{ м}^2$ ; эквивалентный диаметр канала  $d_3 = 0,009 \text{ м}$ ; площадь поперечного сечения межпластинного канала  $f_1 = 0,0031 \text{ м}^2$ ; приведенная длина канала  $L_{\text{пл}} = 1,16 \text{ м}$ ; толщина стенки пластины  $\delta = 0,001 \text{ м}$ ; диаметр штуцеров  $D_{\text{шт}} = 0,2 \text{ м}$ ; материал пластин – сталь коррозионно-стойкая марки 12Х18Н10Т; коэффициент теплопроводности материала пластин  $\lambda_{\text{ст}} = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

### Расчет площади поверхности теплообмена и конструктивный расчет

Количество теплоты, передающейся от конденсирующегося аммиака охлаждающей воде,

$$Q = G_1[r + (i_{\text{н.пл}} - i_{\text{н.пл}})] = 0,5[1131,8 + (1591,3 - 1396,6)] = 663 \text{ кВт}.$$

Объемный расход охлаждающей воды

$$V_2 = \frac{Q}{c_{p2}\rho_2(t_2'' - t_2')} = \frac{663}{4,179 \cdot 997,0(27 - 23)} = 0,0398 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Среднелогарифмический температурный напор

$$\theta_m = \frac{(t_{\text{н}} - t_2') - (t_{\text{н}} - t_2'')}{\ln \frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''}} = \frac{(30 - 23) - (30 - 27)}{\ln \frac{30 - 23}{30 - 27}} = 4,72 \text{ }^\circ\text{С}.$$

*Первое приближение*

Разность температур насыщения и средней температуры стенки

$$\Delta t = t_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ст}} = 30 - 0,5 \left( 30 + \frac{27 + 23}{2} \right) = 30 - 27,5 = 2,5 \text{ К} < 10 \text{ К}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиака ведем по уравнению (18) с учетом поправки на перегрев пара:

$$\begin{aligned}\alpha_{\kappa} &= 1,15^4 \sqrt{\frac{g \rho_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^3 [r + c_{\text{пл}}(t'_1 - t_{\text{н}})]}{\mu_{\text{ж}} L_{\text{п}} (t_{\text{н}} - \bar{t}_{\text{ст1}})}} = \\ &= 1,15^4 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 595^2 \cdot 0,506^3 [1131,8 + 3102(100 - 30)10^3 \cdot 10^4]}{1,4 \cdot 1,16 (30 - 27,5)}} = \\ &= 7150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).\end{aligned}$$

Заметим, что здесь теплофизические свойства жидкого аммиака выбраны при температуре насыщения. Это справедливо при небольших перепадах температур в конденсаторе.

Определим рациональную скорость движения теплоносителя (воды) в каналах конденсатора, приняв  $\alpha_{\kappa} = 7500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$\begin{aligned}\bar{w}_2 &= \left[ \frac{8\alpha_2 (\bar{t}_{\text{ст}} - \bar{t}_2) \Delta P_2 d_3^{0,25}}{Ac_{p2} (t_2'' - t_2') \rho_2^2 v_2^{0,25}} \right]^{0,364} = \\ &= \left[ \frac{8 \cdot 7500 (27,5 - 25) 100\,000 \cdot 0,009^{0,25}}{4,0 \cdot 4179 (27 - 23) 997^2 (0,906 \cdot 10^{-6})^{0,25}} \right]^{0,364} = 1,34 \text{ м/с}.\end{aligned}$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала на стороне воды

$$\xi_2 = \frac{4}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{4}{\left( \frac{\bar{w}_2 d_3}{v_2} \right)^{0,25}} = \frac{4}{\left( \frac{1,34 \cdot 0,009 \cdot 10^6}{0,906} \right)^{0,25}} = 0,37.$$

Число Рейнольдса для потока воды  $\text{Re} = 13\,310$ .

Рассчитываем число Нуссельта для потока нагреваемой среды\*:

$$\text{Nu}_2 = c \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_{f2}^{0,43} = 0,1 \cdot 13\,310^{0,73} \cdot 6,24^{0,43} = 225.$$

---

\* Поскольку разность температур  $(\bar{t}_{\text{ст}} - \bar{t}_2)$  невелика, отношением  $\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст2}}$ , учитывающим направление теплового потока, пренебрегаем.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_3} = \frac{225 \cdot 0,605}{0,009} = 15\,125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Термическое сопротивление:

– стенки из стали марки 12Х18Н10Т толщиной 1 мм  
 $(\delta / \lambda)_{\text{ст}} = 0,0000714 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$

– загрязнений на стороне воды  $R_{\text{в}} = 0,00023 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$

Коэффициент теплопередачи аппарата

$$K_{\text{пл}} = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{к}}) + (\delta/\lambda)_{\text{ст}} + R_{\text{а}} + R_{\text{в}} + (1/\alpha_2)} =$$
$$= \frac{1}{(1/7150) + 0,0000714 + 0,00023 + (1/15\,125)} = 1971 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})^*.$$

Проверим правильность выбора температуры стенки со стороны конденсирующегося аммиака. Согласно уравнению (79),

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{н}} - \frac{K_{\text{пл}}}{\alpha_{\text{к}}} (t_{\text{н}} - \bar{t}_2) = 30 - \frac{2004}{7150} (30 - 25) = 28,6 \text{ }^\circ\text{С}.$$

(В расчете принята величина  $t_{\text{ст}} = 27,5 \text{ }^\circ\text{С}.$ )

Пересчитываем  $\alpha_{\text{к}}$ , приняв  $t_{\text{ст}} = 28,6 \text{ }^\circ\text{С}:$

$$\alpha_{\text{к}} = 1,15 \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 595^2 (1131,8 + 217,14) 10^7}{1,4 \cdot 1,16 (30 - 28,6)}} = 8265 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Величину  $\alpha_2$  не пересчитываем, поскольку незначительное изменение  $\bar{t}_{\text{ст}}$  практически не отразится на коэффициенте теплоотдачи со стороны воды.

---

\* Термическим сопротивлением тонкой пленки конденсата аммиака  $R_{\text{а}}$  пренебрегаем ввиду его малости.

Новое значение коэффициента теплопередачи

$$K'_{\text{пл}} = \frac{1}{(1/8265) + 0,0000714 + 0,00023 + (1/15125)} = 2014 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура стенки со стороны конденсирующегося аммиака

$$t'_{\text{ст}} = 30 - \frac{2014}{8265} (30 - 25) = 28,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полученная величина достаточно близка к принятой, поэтому дальнейшего уточнения не требуется.

Поверхность теплообмена конденсатора

$$F_a = \frac{Q}{K'_{\text{пл}} \theta_m} = \frac{663\,000}{2014 \cdot 4,72} = 79,9 \text{ м}^2.$$

Принимаем ближайшую большую стандартную величину поверхности теплообмена  $F_a = 80 \text{ м}^2$ .

Площадь поперечного сечения пакета на стороне воды

$$f_{\text{п2}} = \frac{V_2}{v_2} = \frac{0,0398}{1,34} = 0,0297 \text{ м}^2.$$

Число каналов в одном пакете  $m_2 = f_{\text{п2}}/f_1 = 0,0297/0,0031 = 9,58$ ; принимаем  $m_2 = 10$  шт.

Число пластин в одном пакете для воды  $n_2 = 2m_2 = 2 \cdot 10 = 20$  шт.

Поверхность теплообмена одного пакета  $F_{\text{п2}} = F_1 n_2 = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ м}^2$ .

Число пакетов (ходов) в аппарате на стороне воды  $X_2 = F_a/F_{\text{п2}} = 80/16 = 5$ .

При числе ходов  $X_2 = 5$  рассчитываем предварительно гидравлическое сопротивление аппарата по стороне охлаждающей воды:

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{L_{\text{пл}}}{d_3} \frac{\rho_2 \bar{w}_2^2}{2} 5 = 0,37 \frac{1,16}{0,009} \frac{997 \cdot 1,34^2}{2} 5 = 213\,400 \text{ Па}.$$

Полученная величина больше максимально допустимой  $\Delta P_2$  по исходным данным, поэтому принимаем  $X_2 = 4$ .

Расчетное число пластин в аппарате (с учетом концевых пластин)

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{80 + 1,6}{0,8} = 102 \text{ шт.}$$

Схема компоновки пластин в аппарате при  $n_a = 102$  шт.:

$$C_x = \frac{102}{26 + 25 + 25 + 26}$$

Фактическая площадь поперечного сечения пакета  $f_{п2} = m_2 f_1 = 25 \cdot 0,0031 = 0,0775 \text{ м}^2$ .

*Второе приближение*

Фактическая скорость движения воды в каналах  $\bar{w}_2 = V_2 / f_{п2} = 0,0398 / 0,0775 = 0,5135 \text{ м/с}$ .

Для охлаждающей воды  $Re_2 = \bar{w}_2 d_3 / \nu_2 = 0,5135 \cdot 0,009 / 0,906 \cdot 10^{-6} = 50101$ .

Число Нуссельта  $Nu_2 = 0,1 \cdot 50101^{0,73} \cdot 6,24^{0,43} = 111,83$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде  $\alpha_2 = 111,83 \times 0,605 / 0,009 = 7517 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Коэффициент теплопередачи аппарата

$$K''_{пл} = \frac{1}{(1/8265) + 0,0000714 + 0,00023 + (1/7517)} = 1800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Поскольку величина  $K''_{пл}$  изменилась, а следовательно, изменилась плотность теплового потока в аппарате, вновь проверяем температуру стенки:

$$t''_{ст} = 30 - \frac{1800}{8265} (30 - 25) = 28,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Пересчитываем  $\alpha''_к$ , принимая  $t_{ст} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\alpha''_к = 1,15 \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 595^2 \cdot 0,506^3 (1131,8 + 217) 10^7}{1,4 \cdot 1,16 (30 - 29)}} = 8990 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

При  $\alpha''_к = 8990 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$   $K'''_{пл} = 1862 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Температура стенки на стороне конденсирующегося аммиака

$$t_{\text{ст}} = 30 - \frac{1862}{8990} (30 - 25) = 28,96 \text{ } ^\circ\text{C},$$

что близко к принятой величине.

Поверхность теплообмена аппарата

$$F_a''' = \frac{663000}{1862 \cdot 4,72} = 75,43 \text{ м}^2,$$

что достаточно близко к ранее принятому значению  $F_a = 80 \text{ м}^2$ .

### *Гидравлический расчет*

При расчетной величине скорости  $\bar{w}_2 = 0,5135 \text{ м/с}$  число Рейнольдса  $Re = 5101$ .

Коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала  $\xi_2 = 4 / 5101^{0,25} = 0,473$ .

Гидравлическое сопротивление пакета пластин на стороне охлаждающей воды

$$\Delta P_2 = 0,473 \frac{1,16}{0,009} \frac{997 \cdot 0,5135^2}{2} 4 = 32\,054 \text{ Па.}$$

Полученная величина  $\Delta P_2$  меньше максимально допустимой, равной  $10^5 \text{ Па}$ .

Проверяем скорость воды в штуцере:

$$\bar{w}_{\text{шт}} = \frac{4V_2}{\pi D_{\text{шт}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0398}{3,14 \cdot 0,2^2} = 1,27 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с.}$$

Так как скорость меньше допустимой ( $\bar{w}_{\text{дон}} = 2,5 \text{ м/с}$ ), потерями давления на местное сопротивление в штуцере можно пренебречь.

Мощность, требуемая для преодоления гидравлического сопротивления на стороне воды при коэффициенте полезного действия насоса  $\eta_2 = 0,7$ ,

$$N_{\text{н2}} = \frac{V_2 \Delta P_2}{\eta_2} = \frac{0,0398 \cdot 32\,054}{0,7} = 1822 \text{ Вт.}$$

Таким образом, спроектированный пластинчатый конденсатор для аммиачной холодильной установки удовлетворяет требуемым исходным данным как по теплотехническим, так и по гидравлическим характеристикам.

Добавим, что полученная величина коэффициента теплоотдачи от стенки к воде достаточно близка к рекомендованной (прил. 1), а величина коэффициента теплопередачи – к полученной при промышленных испытаниях аммиачного конденсатора ( $F = 50 \text{ м}^2$ ) из пластин типа 0,8 (прил. 2), но несколько ниже, чем полученных в экспериментах со сварным образцом конденсатора ( $F = 4,5 \text{ м}^2$ ) из пластин 0,75 (см. прил. 2).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов О.П., Дюндин В.А., Мамченко В.О.** Пластинчатые теплообменные аппараты для холодильных машин. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1985.
2. Компактные теплообменники в процессах нагрева, охлаждения и регенерации тепла. Проспект фирмы «Альфа Лаваль». NSY 85124 Ру.
3. **Иванов О.П., Фирстов А.В., Бутырская С.Т.** Методы очистки аммиачного пластинчатого конденсатора от водяного камня // Холодильная техника. 1975. № 2.
4. Пластинчатые теплообменники: Метод. указания/ С.С. Амирова, А.С. Приданцев, А.Т. Тухватова, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) КГТУ, 2010.
5. **Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В.** Холодильная техника. Свойства веществ: Справ. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976.
6. **Иванов О.П., Мамченко В.О., Ширяев Ю.Н.** Промышленные испытания аммиачного пластинчатого конденсатора // Холодильная техника. 1974. № 2.
7. **Иванов О.П., Мамченко В.О.** Исследование процесса конденсации холодильных агентов в щелевых каналах сложной конфигурации // Техника низких температур. – Л.: ЛТИХП, 1971.
8. Перспективы использования пластинчатых аппаратов в компрессионных холодильных машинах / О.П. Иванов, В.М. Азарсков, С.Т. Бутырская и др. // Холодильная техника. 1971. № 12.
9. Пластинчатые теплообменники для холодильных машин / В.Н. Кротков, О.А. Коробчанский, Л.М. Коваленко и др.: Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978.
10. Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидродинамических расчетов. РТМ 26–01–107–78. – Харьков: УкрНИИхиммаш, 1978.
11. Применение теплообменников в процессах производства концентрированной серной кислоты по контактному методу. Проспект фирмы «Альфа Лаваль». NSY 83084 Ру.

12. Применение теплообменников в процессах производства фосфорной кислоты. Проспект фирмы «Альфа Лаваль». NSY 83120 Ру.
13. **Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973.
14. Пластинчатые теплообменные аппараты: Каталог. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983.
15. Конденсаторы пластинчатые для парогазовых смесей. Метод теплового и гидравлического расчета. РД РТМ 26–01–83. – Харьков: УкрНИИхиммаш, 1983.
16. Альфа Лаваль. Пластинчатые теплообменники холодильных систем (Danfoss)/ Алонте. Италия, 2001.
17. **Перри Д.** Справочник инженера-химика. Т. I. – М.: Химия, 1969.
18. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: Моногр. / Л.Л. Товажнянский, В.М. Кошельник, В.В. Соловей, А.В. Кошельник; Под ред. В.М. Кошельника. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.
19. Исследование локальных характеристик двухфазного потока диабатных потоков, осложненных фазовыми переходами / О.П. Иванов, В.А. Дюндин, В.О. Мамченко, В.Б. Данин // Тезисы докладов и сообщений VI Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин и аппаратов. – Л., 1978.
20. **Данин В.Б., Дюндин В.А., Иванов О.П.** Исследование локальных характеристик двухфазного потока R22 в плоском щелевом канале при вынужденном движении // Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха. – Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1980.
21. **Данин В.Б., Дюндин В.А., Иванов О.П.** Влияние режимных параметров на локальные гидродинамические характеристики двухфазного потока R22 в вертикальном щелевом канале // Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха: Межвузовский сборник научных трудов. – Л.: ЛТИХП, 1981.
22. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982.

23. **Данин В.Б.** Особенности гидродинамики и теплообмена при движении двухфазных потоков в элементах пластинчатых испарителей холодильных машин. – Л., 1982.

24. Теоретические и экспериментальные исследования теплообменных процессов в пластинчатом испарителе / В.М. Кошельник, В.С. Фокин, А.В. Кошельник, Л.И. Збараз // Сборник научных работ. Тематический выпуск: «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. № 5.

25. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1973.

26. **Лацинский А.А.** Конструирование сварных химических аппаратов. – Л.: Машиностроение, 1981.

27. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1980.

28. **Варгафтик Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972.

29. **Мамченко В.О.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в элементах пластинчатых конденсаторов фреоновых холодильных машин. – Л.: 1974.

Рекламные материалы ОАО «Орелхолодмаш».

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

Для ориентировочного расчета аммиачных пластинчатых конденсаторов можно воспользоваться графиком зависимости (рисунок) коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждающей воды при различных температурах и скоростях ее движения в каналах, образованных тремя типами пластин, выпускаемых отечественной промышленностью. Для расчета коэффициента теплоотдачи от воды и других сред следует использовать уравнения подобия, приведенные в гл. 1.

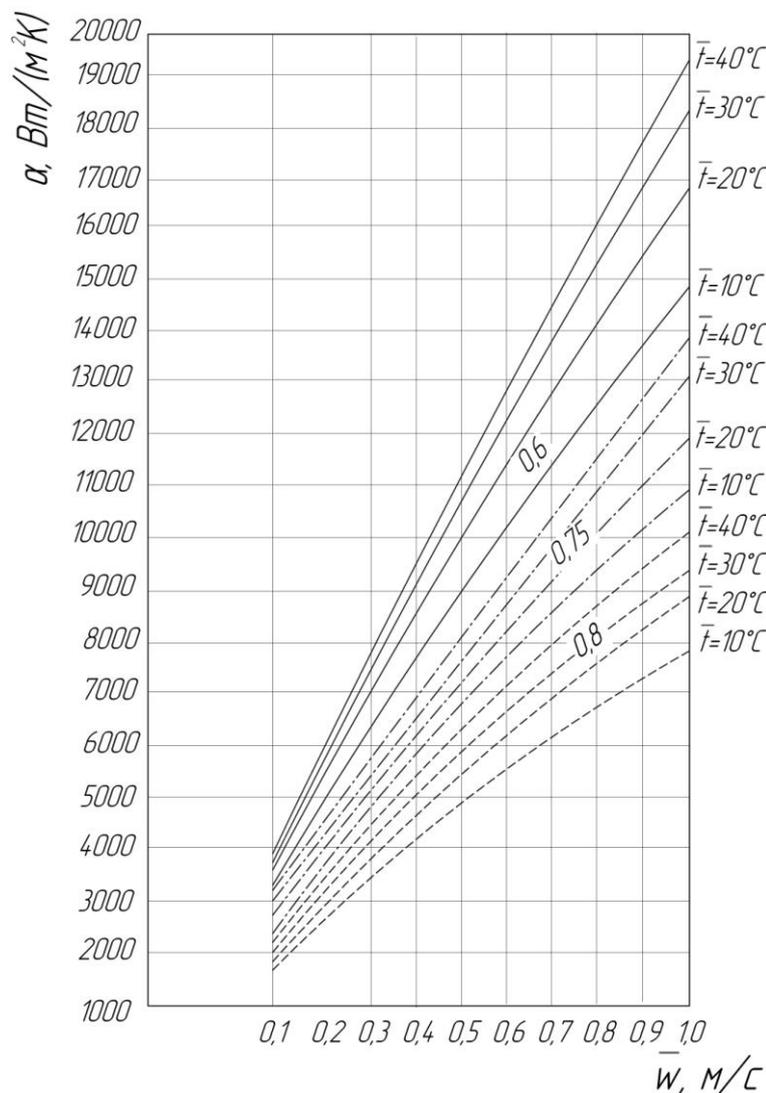


График зависимости коэффициента теплоотдачи воды при различных температурах от скорости ее движения в каналах, образованных пластинами различных типов: 0,6; 0,75; 0,8

## Приложение 2

На рис. 1 и 2 приведены полученные авторами данные испытаний аммиачных пластинчатых конденсаторов, скомпонованных из пластин типа 0,8 и 0,75, в условиях их эксплуатации в схеме холодильной установки [1], [29].

На рис. 1 приведены результаты испытаний опытного промышленного образца блочного сварного аммиачного пластинчатого конденсатора из пластин типа 0,8 с общей поверхностью теплоотдачи  $F = 50 \text{ м}^2$ . Аппарат находится в эксплуатации более 15 лет, заметного ухудшения теплотехнических характеристик конденсатора по прошествии указанного срока не обнаружено.

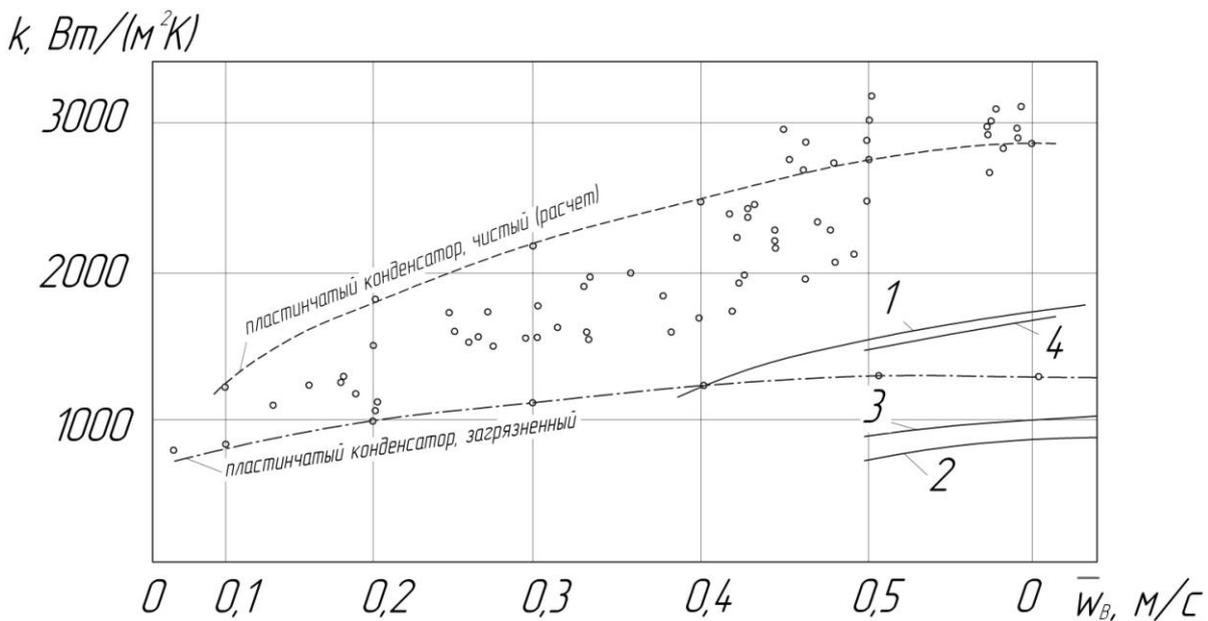


Рис. 1. Зависимость  $k = f(\bar{w}_a)$  для аммиачного пластинчатого конденсатора с поверхностью  $50 \text{ м}^2$ :

- 1 – КТГ, трубы чистые; 2 – то же после длительной эксплуатации;
- 3 – КТГ, трубы чистые «Data Book» (1959);
- 4 – то же после длительной эксплуатации

На рис. 2 помещены данные испытаний сварного образца аммиачного пластинчатого конденсатора, скомпонованного из пластин типа 0,75, полученные авторами в последнее время [1], [29]. Теплотехнические характеристики аппарата представлены в виде зависимости  $k = f(q)$  при различных скоростях движения охлаждающей воды.

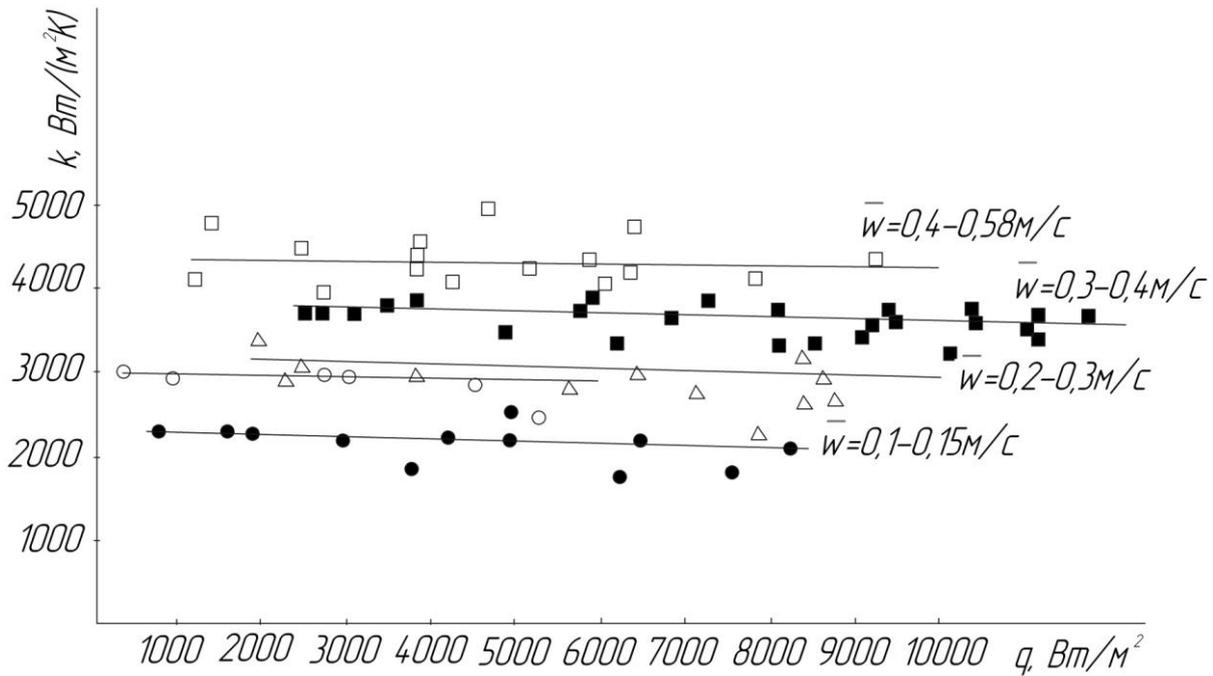


Рис. 2. Зависимость  $k = f(q)$  для аммиачного конденсатора сетчато-поточного типа из пластин 0,75 с поверхностью 4,5 м<sup>2</sup> ( $t_{\text{н}} = 20$  °С)

Как следует из графика, коэффициенты теплопередачи аппарата слабо зависят от плотности теплового потока и несколько снижаются с его ростом. Скорость воды в значительной мере сказывается на изменении интенсивности теплопередачи. Это подтверждает вывод о том, что коэффициенты теплопередачи аммиачного пластинчатого конденсатора в основном определяются условиями теплоотдачи со стороны охлаждающей воды, интенсивность которой существенно ниже, чем со стороны конденсирующегося аммиака. Некоторое снижение  $k$  при увеличении плотности теплового потока объясняется ростом толщины пленки конденсата и снижением коэффициента теплоотдачи от аммиака.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	4
Глава 1. ТЕПЛООБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ РАБОЧИХ СРЕД В КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАТЫХ АППАРАТОВ .....	15
Конвективный теплообмен и гидравлическое сопротивление без изменения агрегатного состояния сред .....	25
Теплообмен и гидравлическое сопротивление при конденсации чистого пара в каналах пластинчатых аппаратов .....	30
Теплообмен и потери давления при конденсации пара из газовых смесей.....	34
Теплообмен и гидравлическое сопротивление при кипении в каналах пластинчатых испарителей.....	37
Глава 2. ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, В КОТОРЫХ НЕТ ФАЗОВЫХ ПЕРЕХОДОВ РАБОЧИХ СРЕД .....	42
Порядок расчета поверхности теплообмена аппарата .....	42
Конструктивный расчет и уточнение величины теплообменной поверхности .....	44
Гидравлический расчет .....	45
Поверочный расчет теплообменного аппарата.....	46
Глава 3. ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ ТЕПЛООБМЕНИВАЮЩИХСЯ СРЕД .	51
Порядок выполнения расчета поверхности теплообмена конденсатора или испарителя.....	52
Конструктивный, гидравлический и поверочный расчеты .....	53
Глава 4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ .....	55
Расчет прокладок.....	61
Расчет неоребранных нажимных плит .....	62
Расчет оребранных нажимных плит .....	66
Расчет штанг .....	72
Расчет резьбовых соединений .....	74
Расчет промежуточных плит .....	81

Глава 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТОЙ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ .....	86
Тепловой и гидравлический расчеты регенеративного пластинчатого аппарата.....	86
Компоновка теплообменника и уточнение требуемой поверхности теплообмена .....	91
Гидравлический расчет .....	95
Расчет аммиачного пластинчатого конденсатора .....	98
Расчет площади поверхности теплообмена и конструктивный расчет .....	99
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	106
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	106



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

---

## ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



Институт холода и биотехнологий является преемником Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНиПТ), который в ходе реорганизации (приказ Министерства образования и науки Российской Федерации № 2209 от 17 августа 2011г.) в январе 2012 года был присоединен к Санкт-Петербургскому национальному исследовательскому университету информационных технологий, механики и оптики.

Созданный 31 мая 1931года институт стал крупнейшим образовательным и научным центром, одним из ведущих вузов страны в области холодильной, криогенной техники, технологий и в экономике пищевых производств.

В институте обучается более 6500 студентов и аспирантов. Коллектив преподавателей и сотрудников составляет около 900 человек, из них 82 доктора наук, профессора; реализуется более 40 образовательных программ.

Действуют 6 факультетов:

- холодильной техники;
- пищевой инженерии и автоматизации;
- пищевых технологий;
- криогенной техники и кондиционирования;
- экономики и экологического менеджмента;
- заочного обучения.

За годы существования вуза сформировались известные во всем мире научные и педагогические школы. В настоящее время фундаментальные и прикладные исследования проводятся по 20 основным научным направлениям: научные основы холодильных машин и термотрансформаторов; повышение эффективности холодильных установок; газодинамика и компрессоростроение; совершенствование процессов, машин и аппаратов криогенной техники; теплофизика; теплофизическое приборостроение; машины, аппараты и системы кондиционирования; хладостойкие стали; проблемы прочности при низких температурах; твердотельные преобразователи энергии; холодильная обработка и хранение пищевых продуктов; тепломассоперенос в пищевой промышленности; технология молока и молочных продуктов; физико-химические, биохимические и микробиологические основы переработки пищевого сырья; пищевая технология продуктов из растительного сырья; физико-химическая механика и тепло-и массообмен; методы управления технологическими процессами; техника пищевых производств и торговли; промышленная экология; от экологической теории к практике инновационного управления предприятием.

В институте создан информационно-технологический комплекс, включающий в себя технопарк, инжиниринговый центр, проектно-конструкторское бюро, центр компетенции «Холодильщик», научно-образовательную лабораторию инновационных технологий. На предприятиях холодильной, пищевых отраслей реализовано около тысячи крупных проектов, разработанных учеными и преподавателями института.

Ежегодно проводятся международные научные конференции, семинары, конференции научно-технического творчества молодежи.

Издаются журнал «Вестник Международной академии холода» и электронные научные журналы «Холодильная техника и кондиционирование», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Экономика и экологический менеджмент».

В вузе ведется подготовка кадров высшей квалификации в аспирантуре и докторантуре по 11 специальностям.

Действуют два диссертационных совета, которые принимают к защите докторские и кандидатские диссертации.

Вуз является активным участником мирового рынка образовательных и научных услуг.

**[www.ihbt.edu.ru](http://www.ihbt.edu.ru)**  
**[www.gunipt.edu.ru](http://www.gunipt.edu.ru)**

Мамченко Валерий Олегович  
Малышев Александр Александрович

**ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ  
В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКЕ  
И БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ**

Учебное пособие

*Ответственный редактор*  
Т.Г. Смирнова

*Редактор*  
Е.О. Трусова

*Компьютерная верстка*  
Д.Е. Мышковский

*Дизайн обложки*  
Н.А. Потехина

---

Подписано в печать 16.06.2014. Формат 60×84 1/16  
Усл. печ. л. 6,74. Печ. л. 7,25. Уч.-изд. л. 7,0  
Тираж 500 экз. Заказ № 3134. С 19

---

НИУ ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49  
ИИК ИХиБТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Санкт-Петербургский национальный исследова-  
тельный университет  
информационных технологий,  
механики и оптики  
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49  
Институт холода и биотехнологий  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

