

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра машин и аппаратов химических и пищевых производств

С.Ю. СОЛОВЫХ, С.В. АНТИМОНОВ, В.П. ХАНИН

# РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО КУРСУ  
ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом  
государственного образовательного учреждения высшего профессионального  
образования «Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2006

УДК 664 (076.5)  
ББК 36.81 я73  
С60

Рецензент

доцент, кандидат технических наук В.П. Попов

**С 60**      **Соловых С.Ю.**  
**Расчет теплообменника: методические указания к выполнению**  
**курсовой работы по курсу «Процессы и аппараты пищевых**  
**производств» / С.Ю. Соловых, С.В. Антимонов, В.П. Ханин –**  
**Оренбург: ГОУ ОГУ, 2006. - 56 с.**

Методические указания предназначены для получения общих сведений о конструкции, принципах работы и навыков расчета кожухотрубных и пластинчатых теплообменников в ходе изучения дисциплины «Процессы и аппараты пищевых производств» для студентов специальности 260501 «Технология продуктов общественного питания», 260505 «Технология детского и функционального питания», 260601 «Машины и аппараты пищевых производств» и 260602 «Пищевая инженерия малых производств» всех форм обучения.

© Соловых С.Ю.,  
Антимонов С.В.,  
Ханин В.П., 2006  
© ГОУ ОГУ, 2006

## Содержание

Введение.....	4
1 Исходные данные для расчета.....	15
2 Тепловой расчет.....	16
2.1 Определение температурных условий нагревания.....	16
2.2 Определение физических параметров нагреваемого раствора.....	17
2.3 Определение тепловой нагрузки.....	17
2.4 Расчет коэффициента теплопередачи и общего термического сопротивления.....	17
2.5 Определение площади поверхности теплопередачи.....	22
3 Конструктивный расчет.....	22
3.1 Расчет для кожухотрубного подогревателя.....	23
3.2 Расчет для пластинчатого подогревателя.....	30
3.3 Определение диаметров патрубков.....	32
4 Гидравлический расчет.....	32
Список использованных источников.....	36
Приложение А.....	36
Приложение Б.....	39
Приложение В.....	40
Приложение Г.....	41
Приложение Д.....	42
Приложение Е.....	50
Приложение Ж.....	50
Приложение И.....	53
Приложение К.....	55
Приложение Л.....	56

## Введение

Одним из наиболее распространенных процессов на предприятиях пищевой промышленности является тепловая обработка материалов, которая в зависимости от характера и цели технологического процесса обеспечивает поддержание температуры на определенном уровне, нагревание, охлаждение или замораживание продуктов, конденсацию паров и т.п. Важным показателем этих процессов является коэффициент теплопередачи, величина которого при проектировании аппаратов определяет их габаритные размеры, а при эксплуатации – интенсивность процесса. Не менее важными показателями прохождения процесса теплопередачи является также: коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности теплопередачи (стенке) и от стенки к холодному теплоносителю; расходы теплоносителей; расход теплоты в окружающую среду.

Теплоиспользующие аппараты, применяемые для проведения теплообменных процессов, называют теплообменниками. Теплообменники по способу передачи теплоты разделяют на регенеративные, рекуперативные, смесительные; по конструкции – кожухотрубные, пластинчатые, спиральные, оросительные и аппараты с рубашками.

Наиболее широко используются кожухотрубные и пластинчатые.

Кожухотрубный одноходовой теплообменник с неподвижными трубными решетками состоит из цилиндрического корпуса, который с двух сторон ограничен приваренными к нему трубными решетками с закрепленными в них греющими трубами. К корпусу прикреплены с помощью болтового соединения два днища. Для ввода и вывода теплоносителей корпус и днища имеют патрубки. Один поток теплоносителя направляется в трубное пространство через один патрубок и выходит из другого. Другой поток вводится в межтрубное пространство, омывает снаружи трубы и выводится из корпуса. Теплообмен осуществляется через стенки труб. Преимущества кожухотрубных теплообменников заключается в компактности, невысоком расходе металла, легкости очистки труб изнутри. Недостатки – сложность достижения высоких скоростей теплоносителей, за исключением многоходовых теплообменников, малая доступность межтрубного пространства для очистки и ремонта, сложность изготовления из материалов, не поддающихся развальцовке и сварке.

Улучшение трубчатых теплообменников достигается путем группировки труб в отдельные пучки (ходы), для чего в распределительных коробках устраивают перегородки (рисунок 1). Такие теплообменные аппараты называют многоходовыми. При небольшом числе ходов (до 3) перегородки делают по хордам, при большем – радиально или концентрически. Удобно устраивать четное число ходов. Возможно устройство перегородок в межтрубном пространстве, причем как продольно, так и поперечно.

При установке теплообменников обращают внимание на направление движения рабочих сред. Охлаждаемая жидкость должна опускаться, холодная – подниматься, тогда принудительное движение совпадает с естественным. Одноходовой теплообменник удобно ставить вертикально, многоходовой – горизонтально, т.к. в некоторых ходах свободное движение не совпадает с вынужденным, что отражается на теплообмене в вертикальных теплообменниках.

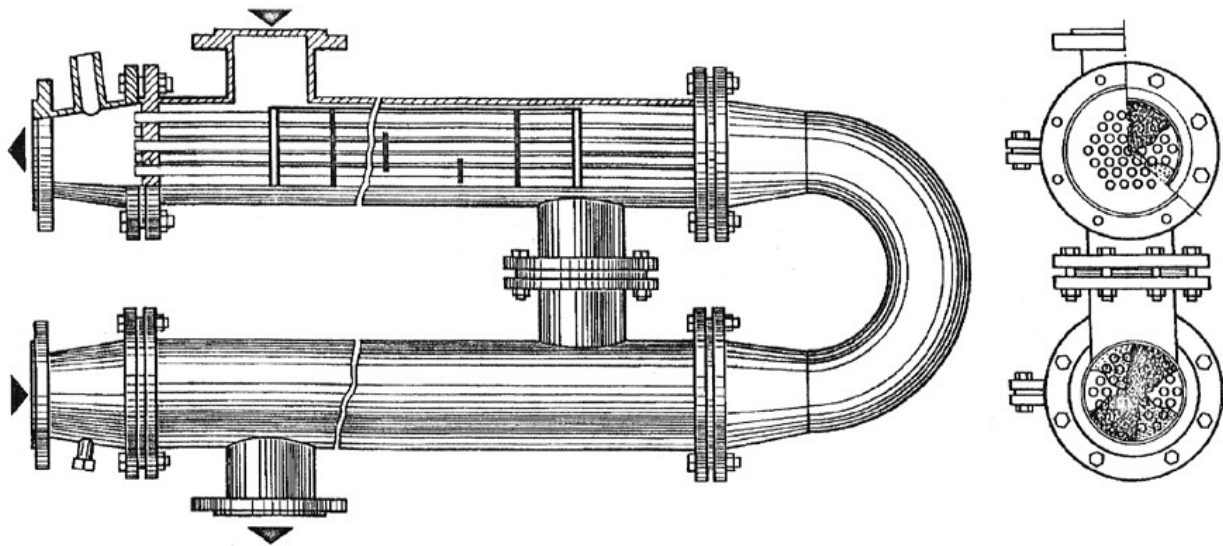


Рисунок 1 – Общий вид двухсекционного кожухотрубного теплообменника

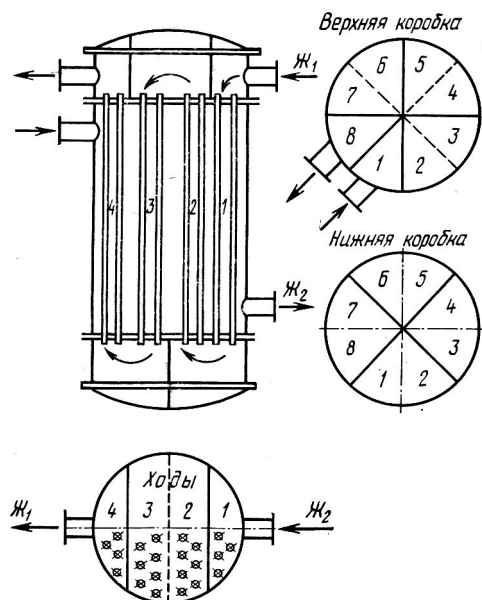
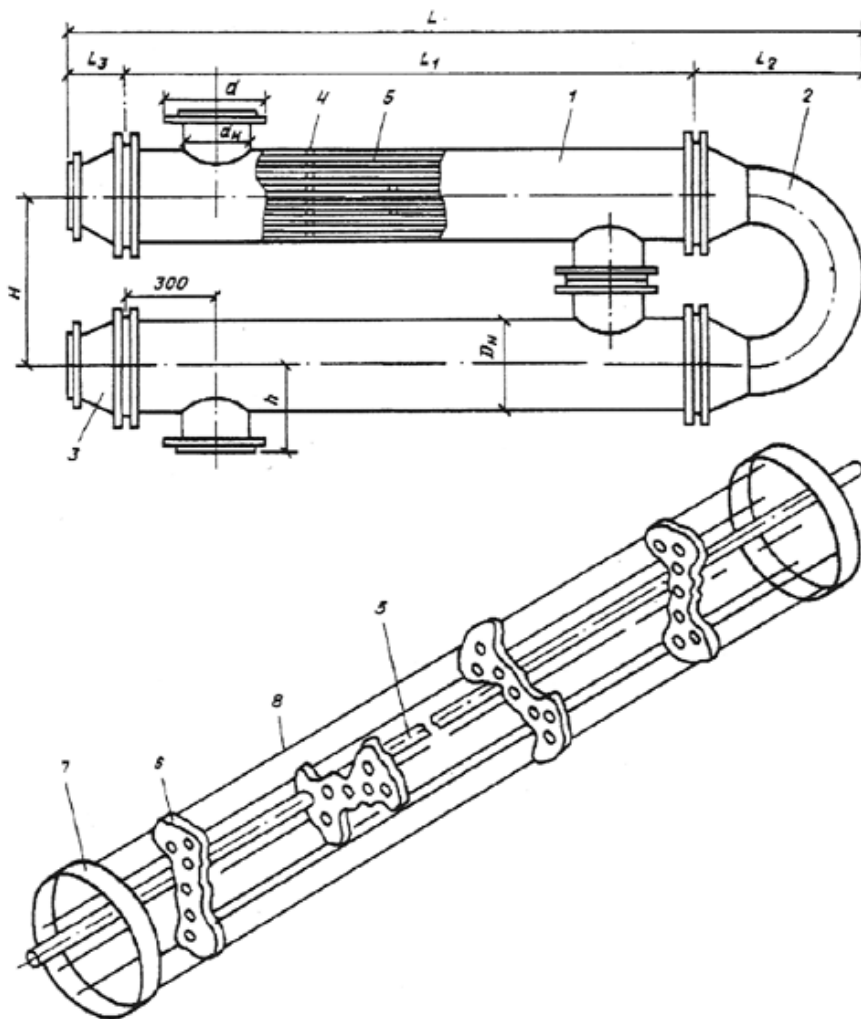


Рисунок 2 – Примерное расположение ходов в многоходовом кожухотрубном теплообменнике



1 - секция; 2 - калач; 3 - переход; 4 - блок опорных перегородок; 5 - трубки; 6 - перегородка опорная; 7 - кольцо; 8 - пруток

Рисунок 3 – Схема кожухотрубного теплообменника

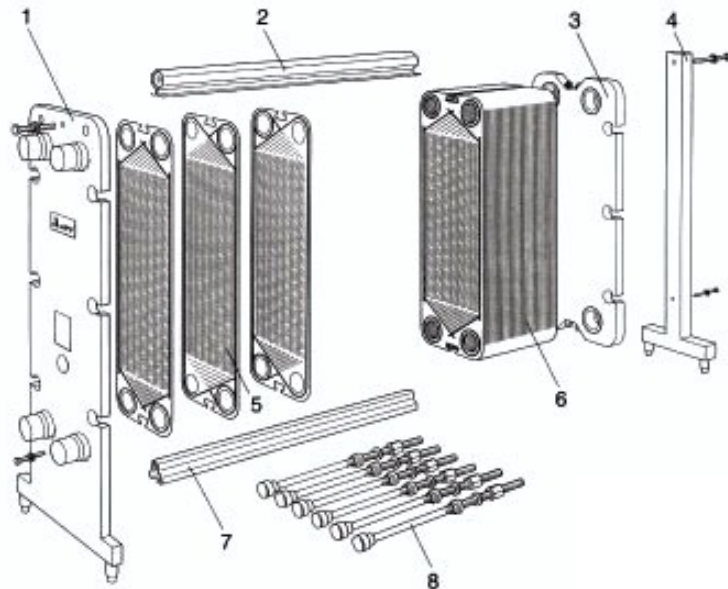


Схема движения теплоносителя в межтрубном пространстве подогревателя с опорами-турбулизаторами

Рисунок 4 – Схема движения теплоносителей в межтрубном пространстве

Пластинчатый теплообменник монтируют на раме, состоящей из верхнего и нижнего несущих брусов, которые соединяют стойку с неподвижной плитой. По направляющим стяжным шпилькам перемещается подвижная плита, между подвижной и неподвижной плитами располагается пакет штампованных гофрированных пластин, у которых имеются каналы для прохода теплоносителей. Уплотнение пластин достигается с помощью

заглубленных прокладок, которые могут выдерживать высокие рабочие давления. Теплоносители к каналам, образованным пластинами, проходят по чередующимся каналам сквозь разделенные прокладками отверстия. К достоинствам пластинчатого теплообменника относят компактность, большую площадь поверхности теплопередачи, что достигается гофрированием пластин. Из недостатков выделяют сложность изготовления, возможность забивания поверхности пластин взвешенными в жидкости твердыми частицами.



1 – неподвижная плита, 2 – верхняя штанга, 3 – нажимная плита, 4 – стойка, 5 – пластина с уплотнителем, 6 – пакет пластин, 7 – нижняя штанга, 8 – шпильки

Рисунок 5 – Вид пластинчатого теплообменника в разобранном виде

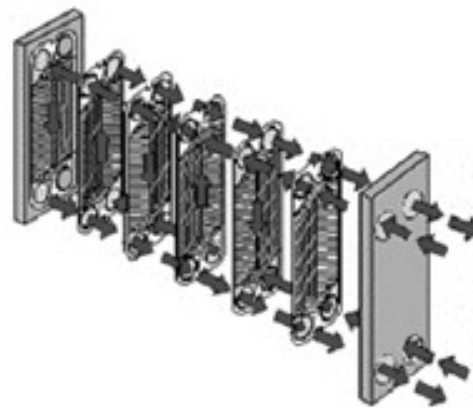


Рисунок 6 – Схема движения потоков теплоносителей

На рисунке 6 для более ясного изображения потоков рабочих сред показаны только шесть пластин в раздвинутом положении. В рабочем положении пластины плотно прижаты друг к другу, и пространство канала, образующегося между пластинами, уплотнено резиновыми прокладками.

Каждая пластина на лицевой стороне имеет резиновую контурную прокладку, ограничивающую канал для потока рабочей среды и охватывающая два

угловых отверстия (по одной стороне пластины или диагонали), через которые проходит поток рабочей среды в межпластинный канал и выходит из него, а два других отверстия, изолированные дополнительно малыми кольцевыми прокладками, встречный теплоноситель проходит транзитом. Вокруг этих отверстий имеется двойная прокладка, которая гарантирует герметичность каналов. Она сконструирована таким образом, что в случае ее повреждения, протечки, связанные с отклонениями в технологическом процессе (например, резкое повышение давления в результате гидравлического удара), приводят к тому, что жидкость заполняет мертвое пространство, образуемое двойным уплотнением, с последующим выводом вытекающей жидкости наружу через дренажные каналы, делая утечку и ее источник видимыми, и позволяет заменить прокладку за короткое время.

Данная конструкция полностью исключает смешивание греющей и нагреваемой сред.

Уплотнительные прокладки разборного теплообменника крепятся на пластине таким образом, что после сборки и сжатия пластины в аппарате образуют две системы герметичных межпластинных каналов, изолированных друг от друга металлической стенкой и прокладками: одна – для греющей среды. Другая – для нагреваемой. Обе системы межпластинных каналов соединены со своими коллекторами и далее со штуцерами для входа и выхода рабочих сред (теплоносителей), расположенными на неподвижных опорных плитах.

Нагреваемая среда входит в аппарат через штуцер, расположенный на неподвижной плите, и через верхнее угловое отверстие первой пластины попадает в продольный коллектор, образованный кромками пластин с угловыми отверстиями после их сборки.

Нагреваемая среда по коллектору доходит до пластины, распределяется по межпластинным каналам, которые сообщаются (через один) с угловым коллектором, благодаря соответствующему расположению больших и малых резиновых прокладок.

При движении по межпластинному каналу нагреваемая среда обтекает волнистую поверхность пластин, обогреваемых с обратной стороны греющей средой. Нагреваемая среда затем попадает в продольный коллектор и выходит из аппарата через другой штуцер.

Греющая среда движется в аппарате навстречу нагреваемой и поступает в штуцер, проходит через нижний коллектор, распределяется по каналам и движется по ним. Через верхний коллектор и штуцер греющая среда выходит из теплообменника.

Основным узлом теплообменника является теплопередающая пластина. Общий вид пластины с прокладкой приведены на рисунке 7. Внешний вид («рисунки» пластины) – это визитная карточка любого теплообменника. «Рисунки» должны обеспечивать равномерное распределение потока по всей поверхности пластины, высокую турбулентность потока даже при малых его скоростях, и в то же время обеспечить необходимую жесткость пластины.

Толщина обычной стандартной пластины составляет 1 мм.



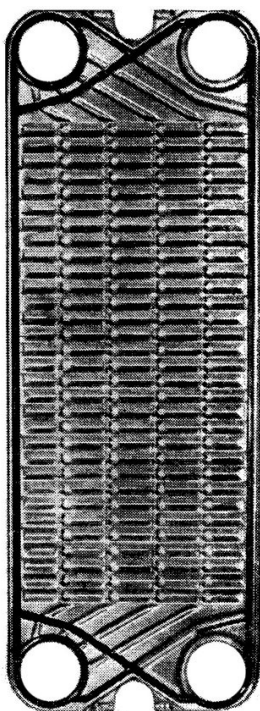


Рисунок 7 – Общий вид теплопередающей пластины

Траекторией движения жидкости в пластинчатом теплообменнике является канал – пространство между двумя соседними пластинами. Рабочая среда, входящая в аппарат, попадает в каналы через продольные коллекторы, образованные угловыми отверстиями пластин и малыми прокладками, окружающими эти отверстия. Из коллектора рабочая среда распределяется обычно по нескольким параллельным каналам. Жидкость при движении в них совершает пространственное трехмерное извилистое движение, при котором происходит турбулизация потока. Особенностью каналов является то, что суммарная площадь поперечного сечения межпластинного канала, перпендикулярного основному направлению движения потока жидкости, остается постоянной по всей длине пластины, за исключением участков входа и выхода. Расположение коллекторных отверстий для входа и выхода рабочей среды на углах пластины – одностороннее (левое или правое).

Совокупность нескольких каналов, по которым данная рабочая среда течет в одном направлении, в практике проектирования называют пакетом.

Понятие пакета в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию хода в кожухотрубчатом.

Пластины собираются в пакет таким образом, что каждая последующая пластина повернута на  $180^\circ$  относительно смежных, что создает равномерную сетку пересечения и взаимных точек опор вершин гофр.

Один или несколько пакетов, сжатых между подвижной и неподвижной плитами, называют секцией.

Односекционным пластинчатым теплообменником называют аппарат, в котором в теплообмене участвуют только две рабочие среды.

Вид гофрирования пластин и их количество, устанавливаемое в раму,

зависят от эксплуатационных требований к пластинчатому теплообменнику

При полном соприкосновении опорных выступов между пластинами в собранном аппарате сохраняется зазор не менее 4,5 мм.

Стойки и нажимные плиты пластинчатых аппаратов изготавливают из чугуна или стали толщиной 8-12 мм.

По контуру пластины расположен паз для резиновых уплотняющих прокладок. Угловые отверстия для прохода рабочей среды имеют форму, обеспечивающую снижение гидравлических сопротивлений на входе в канал и выходе из него, снижение отложений на этих участках и позволяющую более рационально использовать всю площадь пластины для теплообмена.

Компоновку готового разборного теплообменника можно изменить в соответствии с конкретными данными: количеством каждой рабочей среды, имеющимся напором и заданным тепловым режимом. В таком случае гидромеханическую характеристику теплообменника можно приблизить к оптимальной и повысить коэффициент теплопередачи.

Компоновку пластин в аппарате и направление движения рабочих сред изображают на схемах, составляемых в соответствии с тепловым и гидромеханическим расчетами. Схему простейшего пластинчатого теплообменника, состоящего из пяти пластин, формирующих по два параллельных канала для каждой рабочей среды, условно обозначают дробью  $C_x/2$ . Теплообменные аппараты промышленного назначения имеют более сложные схемы компоновки каналов и теплопередающих поверхностей, например

$$C_x \begin{array}{c} \downarrow \\ \hline 20 + 20 + 20 + 20 + 20 \\ \hline \uparrow \\ \hline 21 + 20 + 20 + 20 + 20 \\ \hline \end{array}$$

Числа, приведенные в числителе, соответствуют числу последовательно соединенных пакетов (ходов) для охлаждаемой среды; знак + означает последовательное соединение; значение каждого числа – 20 – число параллельных межпластинных каналов в каждом пакете. В знаменателе приведены аналогичные условные обозначения для нагреваемой рабочей среды. Вертикальные стрелки показывают направление движения каждой рабочей среды в пакетах, горизонтальные стрелки — направление движения во всем аппарате.

В общем случае схема компоновки пластин обозначается так:

$$C_x \begin{array}{c} \downarrow \\ \hline \overrightarrow{m_1^i + m_1^{ii} + m_1^{iii} + \dots + m_1^k} \\ \hline \uparrow \\ \hline \overleftarrow{m_2^i + m_2^{ii} + m_2^{iii} + \dots + m_2^p} \\ \hline \end{array}$$

где  $m_1$  – число каналов в пакете греющей среды;

1, ..., k – число последовательно включенных пакетов (ходов) в аппарате для греющей среды;

$m_2$  – число каналов в пакете для нагреваемой среды;

1, ..., p – число последовательно включенных пакетов в аппарате для нагреваемой среды.

Общее число пластин в аппарате можно определить сложением числа каналов для греющей и нагреваемой рабочих сред в теплообменниках:  $n = \sum m_1 + \sum m_2 + 1$  – без промежуточной плиты;  $n = \sum m_1 + \sum m_2 + 2$  – с промежуточной плитой.

Дополнительный канал по стороне хода греющей среды в пакете, расположенном в начале либо в конце аппарата, входит в знаменатель дроби (см. пример выше) – вместо числа 20 указано число 21. Этот канал предназначен для охлаждения стенок, примыкающих к плитам. Это позволяет, используя охлаждаемые каналы, расположенные в начале и в конце аппарата, обеспечить тепловую защиту рамы и окружающей среды и эксплуатировать пластинчатые теплообменники без специальной тепловой изоляции аппарата.

На рисунке 8 приведена схема компоновки пластин в два симметричных пакета для греющей и нагреваемой рабочих сред, т. е. при одинаковом числе каналов в каждом пакете для каждой рабочей среды.

Рабочая среда с температурой  $t_1$  через входной штуцер поступает в продольный коллектор, образуемый угловыми отверстиями и прокладками сжатых в пакет пластин и движется по нему до пластины с непросеченным угловым отверстием. Из коллектора рабочая среда проходит в межпластинные каналы через участки, на которых отсутствуют уплотнительные прокладки. Эти участки в каждом коллекторе расположены через одну пластину, благодаря чему образуется система каналов для прохождения греющей и нагреваемой сред. Пройдя межпластинные каналы, рабочая среда попадает в противоположный коллектор и выводится из аппарата с температурой  $t_2$  или проходит перетоком в следующий пакет.

Пакет всегда ограничен пластиной, в которой часть угловых отверстий отсутствует (пластины 4, 5 и 6 на рисунке 8). Такие пластины называют граничными. Существует конструктивный вариант компоновки пластин, в котором пластины 4 и 6 имеют полное число угловых отверстий, однако граничная пластина 5 всегда имеет непросеченное отверстие. Из первого пакета жидкость направляется по противоположному коллектору вдоль теплообменника до очередной граничной пластины, после чего распределяется по каналам второго пакета в направлении, противоположном ее движению в первом пакете.

Рабочие среды движутся в аппарате, как правило, противотоком.

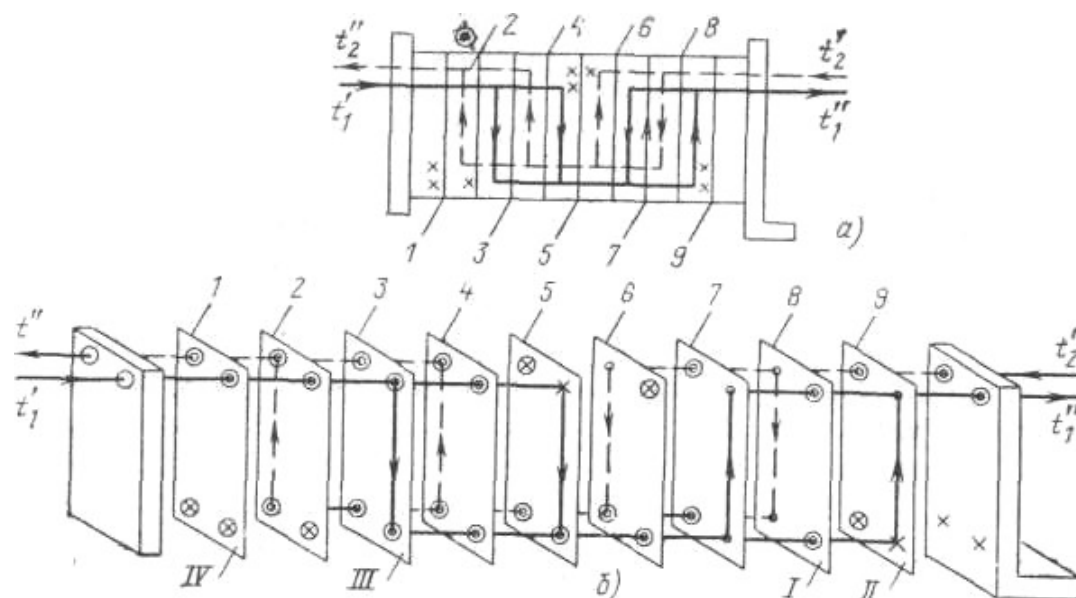
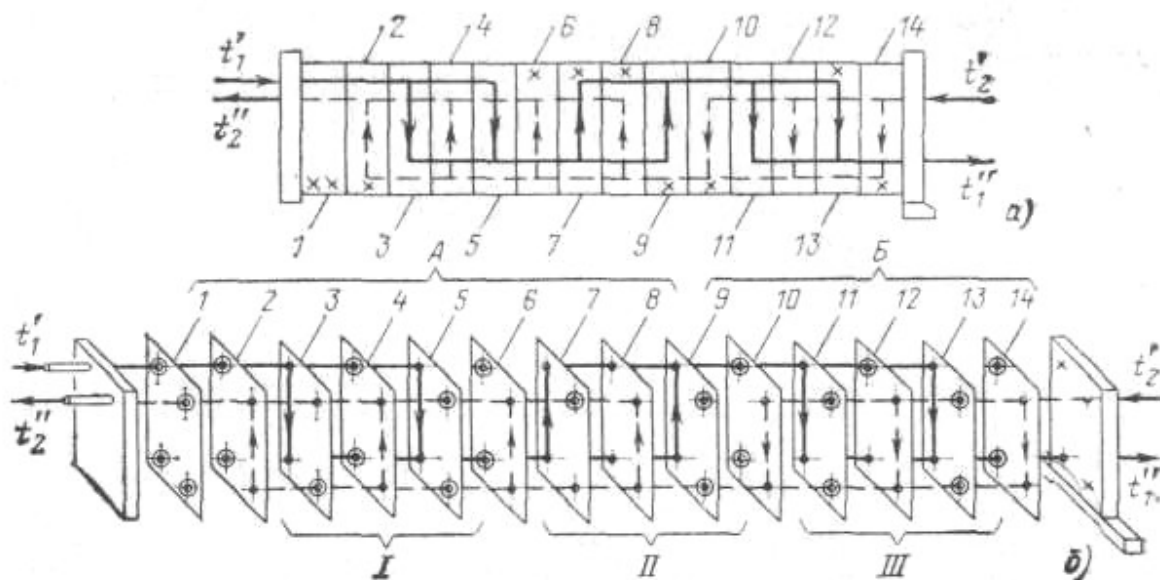


Рисунок 8 – Компоновка пластин в два симметричных канала по схеме  $C_x \frac{2+2}{2+2}$

Если расход одной рабочей среды значительно отличается от расхода другой среды, то для сохранения одинаковых скоростей и гидравлических сопротивлений по стороне хода каждой среды и обеспечения оптимальных коэффициентов теплоотдачи применяют несимметричные схемы компоновок пластин в соответствии с рисунком 9. В этих схемах число каналов в пакетах для первой и второй рабочих сред неодинаково.



а) 1-14 – нумерация каналов; б) 1-14 – нумерация пластин

Рисунок 9 – Компоновка пластин в три пакета (I-III) для греющей среды и в два пакета (А-В) для холодной среды по схеме  $C_x \frac{2+2+2}{(4+3)}$

При соответствующей компоновке пластин и использовании различных расположений просечек угловых отверстий на них можно получить многосекционный аппарат для трех рабочих сред, где теплообмен между одной рабочей средой и двумя другими рабочими средами происходит по двум зонам. Для первой и третьей рабочих сред имеется по два канала для каждой среды, для второй рабочей среды – четыре канала.

Для конденсации паров из парогазовой смеси при наличии в смеси неконденсирующихся газов применяют схему компоновки  $C_x \frac{m_1' + m_1''}{m_2}$ , показанную на рисунке 10. Парогазовая смесь в пакете  $m_1'$  (каналы 8, 6) охлаждается, и из нее выделяется конденсирующая жидкая фаза. Несконденсировавшиеся газы из нижнего коллектора попадают в пакет  $m_1''$  (каналы 4, 2), охлаждаются в нем и отводятся через верхний штуцер, расположенный на подвижной плите. Охлаждающая вода движется по каналам 1, 3, 5, 7, 9, скомпонованным в виде одного пакета  $m_2$ . Четыре штуцера расположены на неподвижной плите. Такие конденсаторы парогазовых смесей работают с более высоким коэффициентом теплопередачи, чем стандартные кожухотрубчатые конденсаторы.

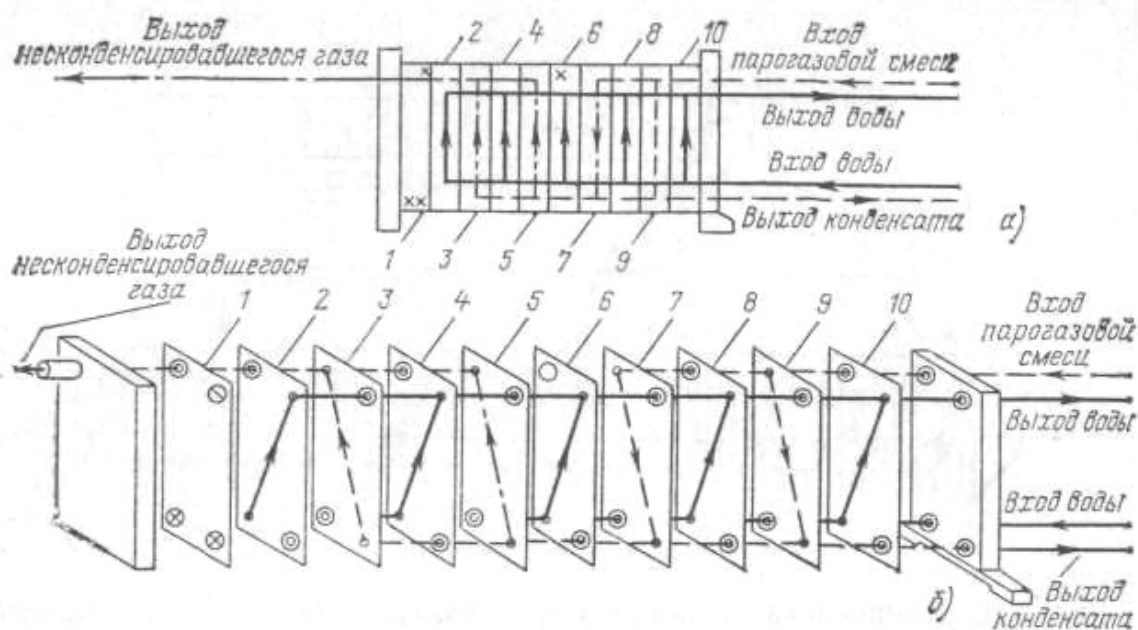


Рисунок 10 – Компоновка пластин в конденсаторе с пакетом для охлаждения неконденсировавшихся газов по схеме  $C_x \frac{m_1' + m_1''}{m_2}$  с диагональным расположением проходных отверстий на пластине типа 0,2.

По расположению проходных отверстий для каждой рабочей среды различают пластины с диагональным расположением отверстий (пластины, приведенные на рисунке 10) и с односторонним расположением отверстий.

Равномерно распределенная гофрированная поверхность межпластинного канала способствует турбулизации потока и выравниванию его скорости по ширине канала. Поэтому оба варианта пластин (с односторонним и диагональным направлениями потока) практически равноценны. При использовании пластин с односторонним направлением потока входной и выходной штуцера для первой рабочей среды расположены по одну сторону аппарата, а для второй рабочей среды – по другую сторону. При четной компоновке пакетов в секции оба штуцера расположены сверху или внизу, при нечетной компоновке – один сверху, а второй внизу. При использовании пластин с диагональным направлением потока рабочая среда направляется с одной стороны аппарата к другой. Если число пакетов в секции по длине движения потока рабочей среды четное, то входные и выходные штуцера расположены с одной стороны вдоль аппарата. При нечетном числе пакетов в секции входные и выходные штуцера расположены с разных сторон аппарата.

При заданном расходе рабочих сред, проходящих через теплообменник, в зависимости от схемы компоновки пластин и числа каналов в пакете можно изменять скорости движения сред в межпластинных каналах.

Следовательно, имеется возможность регулировать гидравлическое сопротивление и коэффициент теплопередачи в аппарате. Указанное обстоятельство является весьма важным качеством пластинчатых теплообменников, позволяющим интенсифицировать в них процесс теплообмена без увеличения гидравлического сопротивления.

Существует несколько конструкций пластинчатых теплообменников. Одной из наиболее распространенной является изображенная на рисунке 11.

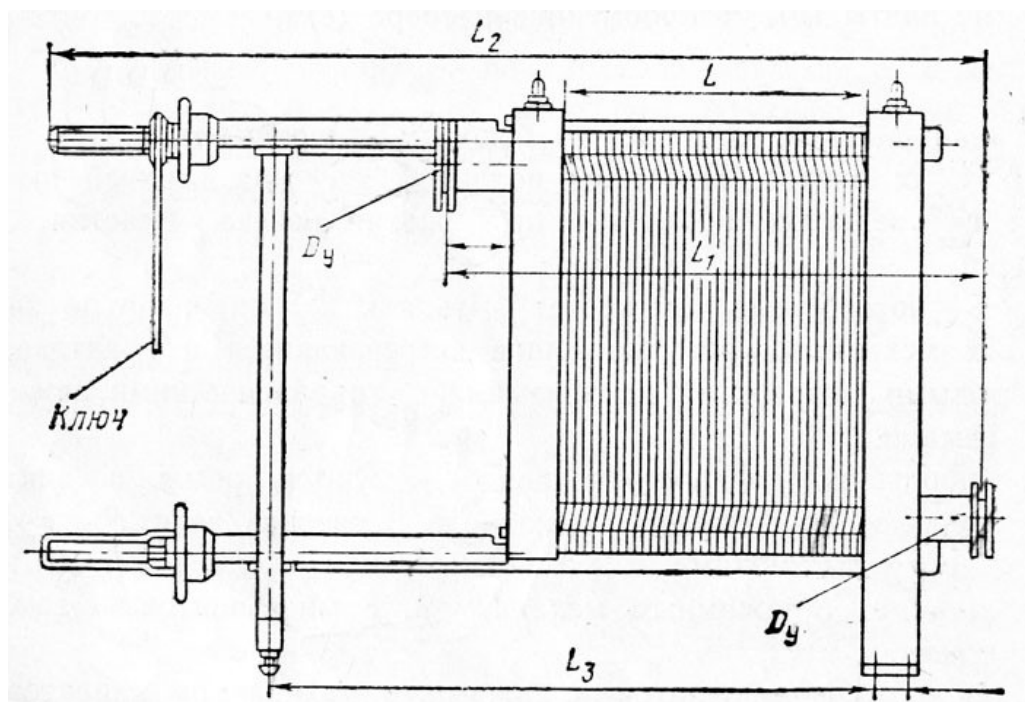


Рисунок 11 – Пластинчатый теплообменник с двухвинтовым зажимным механизмом

В связи с тем, что верхняя штанга несет большую нагрузку, чем нижняя,

её усиливают. Обычно для аппаратов средних размеров диаметр верхней штанги принимают в пределах 55-65 мм. Возможно выполнение штанги некруглого сечения.

При числе пластин не более 50 наиболее удобна консольная конструкция рамы (рисунок 12). Она занимает меньше места, удобна при монтаже и эксплуатации.

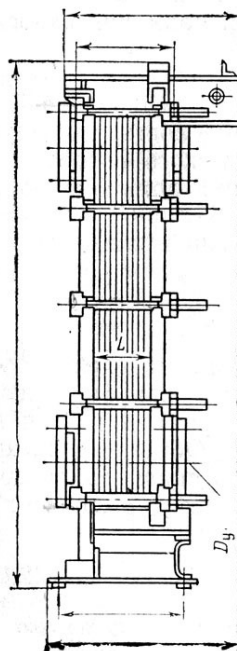


Рисунок 12 – Пластинчатый теплообменник консольной конструкции

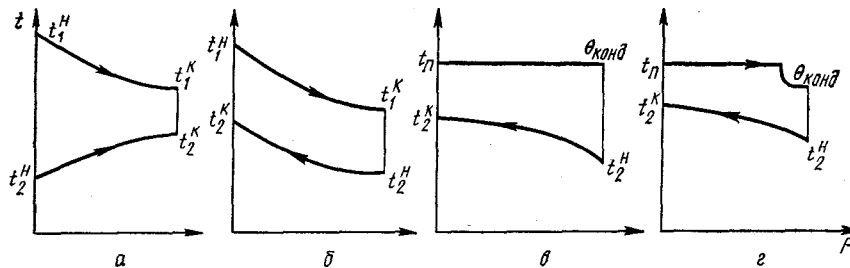
Расчет теплообменников состоит из нескольких частей: тепловой расчет, конструктивный, гидравлический, прочностной, технико-экономический. В нашем случае ограничимся только тепловым и конструктивным, а именно определением площади теплообменной поверхности и габаритных размеров аппарата.

## 1 Исходные данные для расчета

Количество подогреваемого раствора  $M$  ( $кг/с$ ), начальные  $t_1^H, t_2^H$  и конечные  $t_1^K, t_2^K$  температуры теплоносителей; для кожухотрубного аппарата вместо температур греющего пара дано его давление  $P$  ( $Па$ ), геометрические размеры труб (внутренний/внешний диаметр  $d_в/d_н$  ( $м$ ), толщина стенки трубы  $\delta$  ( $м$ ), длина трубы  $l$  ( $м$ )); для пластинчатого теплообменника дается площадь поверхности одной пластины  $f$  ( $м^2$ ), скорость движения теплоносителей  $v, (v_1, v_2)$  ( $м/с$ ).

## 2 Тепловой расчет

### 2.1 Определение температурных условий нагрева



а – прямоточное движение теплоносителей без изменения агрегатного состояния, б – противоточное движение теплоносителей без изменения агрегатного состояния, в – противоточное движение теплоносителей с изменением агрегатного состояния одного из них ( $\theta_{\text{конд}} = t_n$ ), г – то же, но  $\theta_{\text{конд}} < t_n$

Рисунок 13 – Графики изменения температур в процессе теплообмена

2.1.1 Принимаем, что движение теплоносителей осуществляется в противотоке.

Для кожухотрубного теплообменника: по давлению насыщенного пара  $P$  определяем температуру насыщения пара  $t_s$ . /приложение Е; 4, таблица 38/

Определяем большую и меньшую разности температур (значения температур выбраны условно: «1» – горячий теплоноситель, «2» – холодный теплоноситель)

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_s - t_2^H; \quad \Delta t_M = t_s - t_2^K; \quad (1)$$

Для пластинчатого теплообменника определяем большую и меньшую разности температур так

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_1^K - t_2^H; \quad \Delta t_M = t_1^H - t_2^K; \quad (2)$$

2.1.2 Определяем среднюю разность температур теплоносителей (средний температурный напор)  $\Delta t_{cp}$ :

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_M)} \quad (3)$$

Для кожухотрубного теплообменника определяем среднюю температуру



нагреваемого раствора по формуле (4), для пластинчатого теплообменника – по формуле (5)

$$t_{cp} = t_s - \Delta t_{cp} \quad (4)$$

$$t_{cp1} = \frac{t_1^H + t_1^K}{2}, \quad t_{cp2} = \frac{t_2^H + t_2^K}{2} \quad (5)$$

## 2.2 Определение физических параметров нагреваемого раствора

При средних температурах  $t_{cp}$  определяем: теплопроводность  $\lambda$ , удельную теплоемкость  $c$ , плотность  $\rho$ , динамическую вязкость  $\mu$  нагреваемого раствора по справочным таблицам [4,8,10]. Также определяем критерий Прандтля  $Pr$ .

## 2.3 Определение тепловой нагрузки

Тепловую нагрузку  $Q$  (в Вт) (и расход пара  $D$  (кг/с) – для кожухотрубного теплообменника) определяем следующим образом:

$$Q = xMc(t_k - t_n) \quad (6)$$

$$D = Q/r, \quad (7)$$

где  $r$  – удельная теплоемкость парообразования при  $t_s$ ,  
 $x$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери (1,02...1,05),  
 $c$  – средняя удельная теплоемкость раствора при  $t_{cp}$ .

## 2.4 Расчет коэффициента теплопередачи и общего термического сопротивления

2.4.1 Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо предварительно определить коэффициенты теплоотдачи теплоносителей. Коэффициенты рассчитываются из критериальных уравнений.

В общем виде уравнение можно представить следующим образом:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, Fo), \quad (8)$$

где  $Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}$  – критерий Рейнолдса,

$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}$  – критерий Прандтля,

$Gr = \frac{g \cdot d^3}{\nu^3} \cdot \beta \cdot \Delta t$  – критерий Грасгофа,

$Fo = \frac{\alpha \tau}{l^2}$  – критерий Фурье,

$v$  – скорость течения теплоносителя, м/с

$d$  – определяющий размер аппарата, м

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)

$\beta$  – коэффициент объемного расширения, 1/К

Если теплообмен идет с фазовыми превращениями, то в уравнение включается критерий фазового превращения

$Ku = \frac{r}{c \Delta t_{n.k.}}$  – критерий Кутателадзе,

где  $\Delta t_{n.k.} = t_{конд.} - t_{см}$  – разность температуры пара и поверхности – перепад температур на пленке конденсата.

2.4.2 В частных случаях:

а) для кожухотрубного теплообменника с фазовыми превращениями:

– при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб высотой  $h$  при ламинарном стекании пленки конденсата получено выражение для коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_1 = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t_{n.k} \cdot h}} \quad (9)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования, определяется в зависимости от давления насыщенного пара, Дж/кг;  $\rho, \lambda, \mu$  – физические параметры конденсата, определяются в зависимости от средней температуры пленки конденсата  $t_{n.k.}$ .

$$t_{n.k.} = \frac{t_s + t_{см}}{2}, \quad (10)$$

где  $t_{см}$  – температура стенки, на которой происходит конденсация.

Обычно ей задаются, а затем проверяют методом последовательных приближений с помощью формулы:

$$\alpha_1 \cdot (t_{cp1} - t_{cm1}) = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) = \alpha_2 \cdot (t_{cm2} - t_{cp2}) = K \cdot \Delta t_{cp} \quad (11)$$

– при конденсации пара на наружной поверхности горизонтальных труб с наружным диаметром  $d_n$

$$\alpha_1 = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t_{n.k} \cdot d_n}} \quad (12)$$

При небольшом значении  $\Delta t_{n.k}$  ( $\Delta t_{n.k} = 3 \div 5$ ) температуру стенки  $t_{cm}$  можно принять равной температуре конденсации (насыщения).

б) для кожухотрубного теплообменника при теплообмене без фазовых превращений:

– теплоотдача при развитом турбулентном течении в прямых трубах без изменения агрегатного состояния теплоносителей ( $Re > 10000$ )

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} \quad (13)$$

Коэффициент  $\varepsilon_l$  учитывает влияние на коэффициент теплоотдачи отношения длины трубы  $l$  к ее диаметру  $d$ ; при  $l/d \geq 40$   $\varepsilon_l = 1$ . Формула (13) используется при расчетах, как при нагревании, так и при охлаждении жидкостей и газов. Влияние направления теплового потока учитывается отношением  $Pr/Pr_{cm}$ , где  $Pr_{cm}$  – критерий Прандтля, вычисленный при температуре стенки, соприкасающейся с потоком.

При проектировании теплообменников расчет коэффициента теплоотдачи для нагреваемых капельных жидкостей можно вести без учета отношения  $(Pr/Pr_{cm})^{0.25}$ , допуская при этом небольшую погрешность в сторону уменьшения коэффициента теплоотдачи, т. е. в сторону запаса, так как с повышением температуры критерий  $Pr$  уменьшается, а  $(Pr/Pr_{cm})^{0.25}$  становится меньшим 1;

– теплоотдача при переходном режиме  $2320 < Re < 10000$ . Надежных формул для определения критерия  $Nu$  в этой области нет. С некоторой точностью можно пользоваться формулой

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0.09} \cdot Pr^{0.43} \quad (14)$$

Можно также рекомендовать для определения коэффициента теплоотдачи при переходном режиме использовать соотношение

$$\alpha_n = \alpha_m \cdot \varepsilon_n \quad (15)$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме, определяется из формулы (13);

$\varepsilon_n$  – поправочный коэффициент при переходном режиме, зависящий от величины критерия Рейнольдса и определяемый на основании данных, приведенных в таблице 1.

Таблица 1 – Зависимость поправочного коэффициента при переходном режиме от величины критерия Рейнольдса

Показатели	Значение показателей						
Критерий Re	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
Поправочн. коэф. $\varepsilon_n$	0,40	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

– теплоотдача при ламинарном режиме ( $Re < 2320$ ) в прямых трубах

$$Nu = 0,15 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot (Pr / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (16)$$

или

$$Nu = 0,7 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1}. \quad (17)$$

Определив величину критерия Нуссельта, находят значения коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda_2}{d_6}, \quad (18)$$

в) для пластинчатого теплообменника величины критерия  $Nu$  как для горячего, так и для холодного теплоносителей определяют по формулам, зависящим от типа выбранной пластины, скорости и теплофизических параметров теплоносителей. Данные представлены в литературе [5,9] и приложениях Г и Д.

После определения критерия Нуссельта, значения коэффициентов теплоотдачи находятся следующим образом

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_9}, \quad \alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_9}, \quad (19)$$

где  $d_9$  – эквивалентный диаметр каналов пластин (выбирается из технических характеристик пластины).

2.4.3 Коэффициент теплопередачи  $K$ ,  $Bm/(m^2 \cdot K)$  определяется следующим образом.

Для плоской поверхности нагрева и для цилиндрической (если у трубы  $d_{вн}/d_{н} < 0,5$ )

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \Sigma r_{cm} + 1/\alpha_2}, \quad (20)$$

$$\Sigma r_{cm} = \delta_{cm} / \lambda_{cm} + r_{з1} + r_{з2} \quad (21)$$

Для цилиндрической поверхности нагрева ( $d_{вн}/d_{н} < 0,5$ ) коэффициент теплопередачи  $k_l$  [ $Bm/(m^2 \cdot K)$ ] определяют на 1 м длины:

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{cm}} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_2} + \Sigma r_3} \quad (22)$$

Для пересчета  $K$  и  $k_l$  существует зависимость

$$K = \frac{k_l}{\pi \cdot d_{cp}} \quad (23)$$

В формулах (20) – (23) приняты следующие обозначения:

$\delta_{cm}$  – толщина стенки поверхности теплопередачи, м;

$\lambda_{cm}$  – теплопроводность материала теплопередающей поверхности,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;

$d_1, d_2, d_{cp}$  – диаметр трубы соответственно со стороны горячего теплоносителя и со стороны холодного теплоносителя и средний;  $d_{cp} = (d_1 + d_2) \cdot 0,5$  м;

$\Sigma r_{cm}$  – суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений;

$r_1$  и  $r_2$  – термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева аппарата со стороны горячего и холодного теплоносителей,  $m^2 \cdot K / Bm$ .

Ориентировочные значения  $r_3$  для некоторых теплоносителей приведены в таблице 2.

2.4.4 Для кожухотрубного теплообменника, определив величину коэффициента теплопередачи, проверяют значение принятой в расчете  $\alpha_1$  температуры стенки со стороны конденсирующегося пара из уравнения (11):

$$t_{cm1} = t_{конд} - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp}$$

$$\Delta = \frac{t_{cm1} - t_{cm}}{t_{cm}} * 100\% < 5\%$$

Если условие не выполняется, то производят повторный пересчет, изменив  $t_{cm}$ .

Таблица 2 – Ориентировочные значения термического сопротивления теплоносителей

Теплоноситель	$r_3, м^2 \cdot K / Вт$
Вода загрязненная	$(7,19 \div 5,3) \cdot 10^{-4}$
» среднего качества	$(5,3 \div 3,4) \cdot 10^{-4}$
» очищенная	$(3,47 \div 1,72) \cdot 10^{-4}$
Масло	$3,44 \cdot 10^{-4}$
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты водяной пар (содержащий масло)	$1,72 \cdot 10^{-4}$
Пары органических жидкостей	$8,72 \cdot 10^{-5}$
Воздух	$3,57 \cdot 10^{-4}$

Большие значения соответствуют более высоким температурам.

## 2.5 Определение площади поверхности теплопередачи

Площадь поверхности нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} \quad (24)$$

Эту поверхность надо разместить в соответствии с учетом заданных размеров диаметров и длины трубок, что осуществляется в конструктивном расчете.

## 3 Конструктивный расчет

Общей задачей конструктивного расчета является определение основных размеров теплообменника.

### 3.1 Расчет для кожухотрубного подогревателя

Для кожухотрубного теплообменника определяют:

- а) размеры проточной части трубного пространства;
- б) размещение трубок на решетке;
- в) диаметр корпуса аппарата;
- г) диаметры патрубков.

Также рассчитывают толщину трубчатки, определяют геометрические размеры выпуклых днищ и крышек.

#### 3.1.1 Расчет проточной части аппарата

##### 3.1.1.1 Определяем площадь сечения трубок одного хода

$$f_{ox} = \frac{M}{\rho v}, \quad (25)$$

где  $M$  – количества вещества, протекающего внутри трубок, кг/с  
 $\rho$  – плотность вещества, протекающего внутри трубок, кг/м<sup>3</sup>  
 $v$  – скорость течения вещества в трубке, м/с.

##### 3.1.1.2 Количество трубок одного хода

$$n_0 = \frac{f_{ox}}{0,785d_g^2}, \quad (26)$$

где  $d_g$  – внутренний диаметр трубок, м.

Полученный результат округляем до целого числа.

##### 3.1.1.3 Расчетная длина пучка трубок во всех ходах

$$L = \frac{F}{\pi d_p n_0}, \quad (27)$$

где  $F$  – площадь поверхности нагрева подогревателя, м<sup>2</sup>,  
 $n_0$  – число трубок,  
 $d_p$  – расчетный диаметр трубок, принимаемый в зависимости от соотношения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

Если  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ , то  $d_p = 0,5(d_g + d_n)$ ,

$\alpha_1 \gg \alpha_2$ , то  $d_p = d_g$

$\alpha_1 \ll \alpha_2$ , то  $d_p = d_n$ .

3.1.1.4 По известной длине трубок  $l$  определяем число ходов в трубном пространстве:

$$z = \frac{L}{l} \quad (28)$$

Округляем  $z$  до целого, желательно четного числа.

Общее число трубок, размещаемое на трубной решетке

$$n = zn_0 \quad (29)$$

### 3.1.2 Размещение трубок на решетке.

Существует несколько способов размещения трубок (рисунок 14):

- а) по вершинам правильных шестиугольников;
- б) по сторонам квадратов;
- в) по концентрическим окружностям.

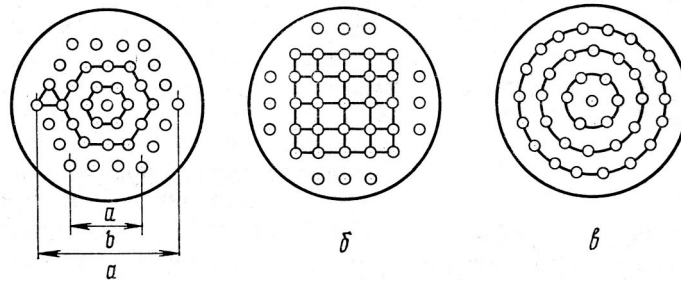


Рисунок 14 – Способы размещения трубок

Чаще всего используют первый способ, дающий максимальное использование площади трубной решетки. При размещении по этому способу зависимость между общим числом трубок  $n$ , числом трубок  $b$  по диагонали и числом трубок  $a$  на стороне шестиугольника следующая:

$$\begin{aligned} n &= 3a(a - 1) + 1 \\ n &= 3/4(b^2 - 1) + 1 \end{aligned} \quad (30)$$

Часть трубной решетки бывает не использованной, поэтому на ней можно разместить до 18 % от общего числа трубок в шестиугольнике. В этом случае общее количество трубок определяется по формуле:

$$n' = (1,1 - 1,18)n \quad (31)$$

Если теплообменник многоходовой, то в каждом ходе должно быть одинаковое количество трубок.

При размещении трубок по первому способу шаг размещения  $S$  – расстояние между осями соседних трубок – определяют по данным из таблицы 3.



Таблица 3 – Шаг трубок

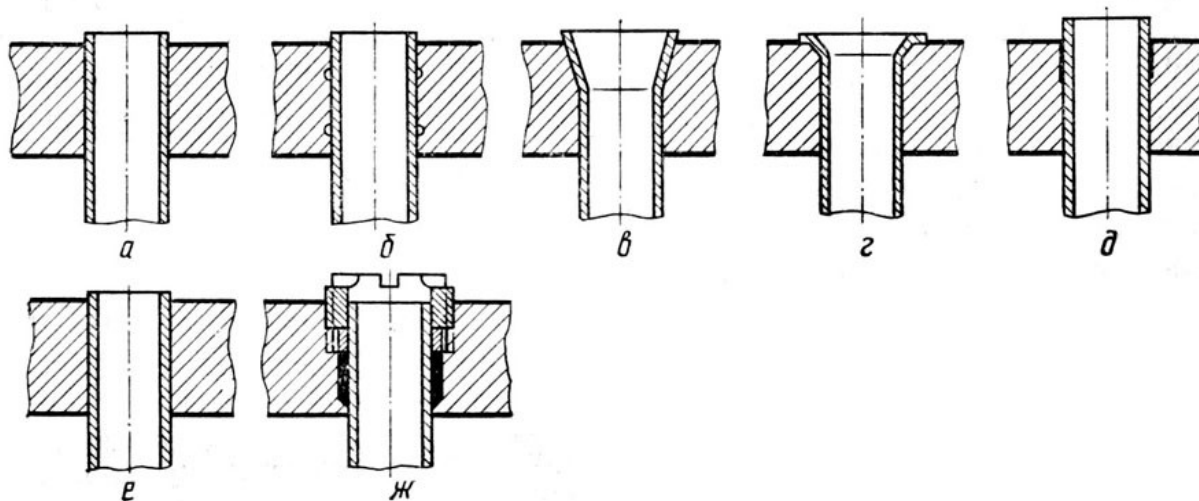
Наружный диаметр трубки $d_n$ , мм	14	14-20	20-30	30
Шаг трубок $S$ , мм	$1,4 d_n$	$1,35 d_n$	$1,3 d_n$	$1,25 d_n$

При этом в зависимости от способа крепления на величину шага накладываются следующие ограничения, представленные в таблице 4.

Таблица 4 – Ограничения на шаг трубок

Тип трубок	Шаг трубок, мм
Трубки припаянные с сальниковым уплотнением	$S \geq d_n + 4$
Трубки припаянные развальцованные	$S \geq d_n + 9$
Трубки припаянные приваренные	$S \geq d_n + 5$
При толщине стенки $\delta \leq 2$ мм	$S \geq d_n + 6$
При толщине стенки $\delta > 2$ мм	$S \geq d_n + 3\delta$

Крепление трубок в трубных решетках возможно как с помощью развальцовки, так и приваркой к трубчатке. Примеры крепления представлены на рисунке 15.



а, б, в, г – развальцовки: цилиндрическая, с канавками, на конус, с отбортовкой, д – припайка трубок, е – приварка трубок, ж – сальниковое крепление

Рисунок 15 – Крепление труб в трубных решетках

Перед вальцовкой концы трубок и отверстия в трубных решетках тщательно обрабатываются, зазор между трубкой и отверстием не должен превышать 1 % от диаметра. Концы трубок вставляются в отверстия решетки, после чего роликами вальцовки концы трубок подвергают внутренней обкатке. При этом в стенках трубки создаются остаточные пластические, а в трубной решетке — упругие деформации, благодаря которым материал трубной

решетки после развальцовки плотно сжимает концы трубок. Для большей прочности соединения применяют развальцовку на конус или с канавками в отверстиях трубной решетки.

Приварка стальных трубок обеспечивает высокую прочность, соединения. Однако в случае выхода трубки из строя замена ее невозможна. Припайка трубок применяется в охлаждающих аппаратах, изготовляемых из меди и латуни. Сальниковое крепление трубок служит и компенсатором температурных удлинений, однако такое соединение сложно в изготовлении и увеличивает расстояние между трубками, что приводит к увеличению диаметра аппарата.

### 3.1.3 Определение внутреннего диаметра корпуса аппарата

Диаметр окружности  $D'$ , на котором располагаются крайние трубки (рисунок 16), может быть определен по формуле:

$$D' = S(b - 1) \quad (32)$$

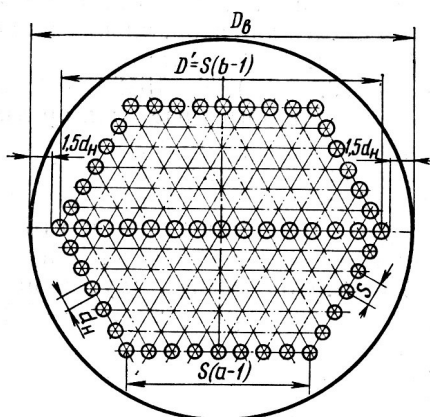


Рисунок 16 – Схема размещения трубок в решетке по сторонам правильных шестиугольников

Внутренний диаметр корпуса одноходового теплообменника принимается по формуле

$$D_в \approx D' + (3...4)d_n \quad (33)$$

Полученный результат округляют до стандартного, выбранного из ГОСТ 8734 – 75, ГОСТ 8732 – 78 (приложение И).

### 3.1.4 Расчет трубчаток

В целом расчет трубчаток состоит из расчетов толщины трубной решетки с учетом напряжений, возникающих вдоль оси трубок и корпуса, прочности крепления трубок в трубных решетках, а также прочности самих решеток.

Приблизительно толщина решетки может быть рассчитана по формуле для плоского днища, ослабленного отверстиями

$$\delta = \sqrt{\frac{Kp(D^2 - nd_g^2)}{[\sigma_u]\varphi}} + c, \quad (34)$$

где  $K$  – коэффициент ( $K \approx 0,162$ ),  
 $p$  – перепад давлений по сторонам трубной решетки, МПа,  
 $D$  – диаметр части решетки, на которую распространяется давление,  
 $n$  – общее число трубок в решетке  
 $d_g$  – внутренний диаметр трубки, м  
 $[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение на изгиб, МПа,  
 $\varphi$  – коэффициент ослабления отверстиями

$$\varphi = \frac{S - d_n}{S} \quad (35)$$

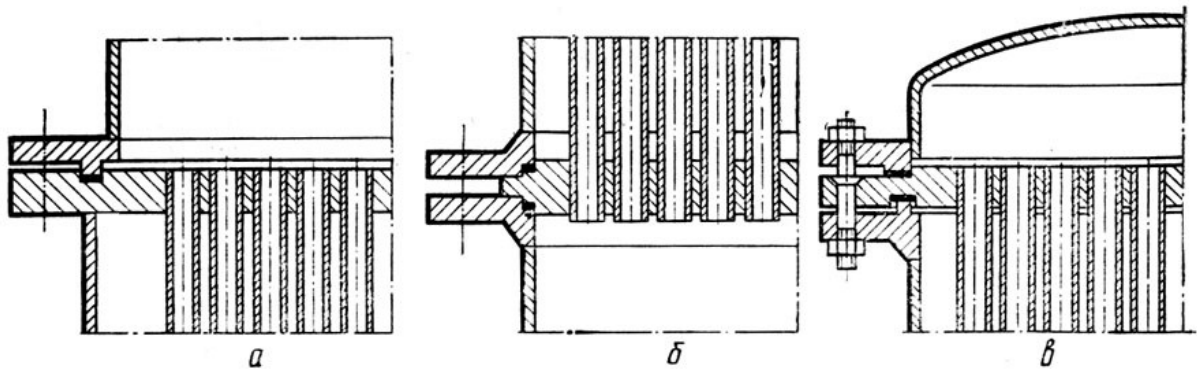
$S$  – прибавка на коррозию.

С целью упрощения расчета, основываясь на многолетнем опыте расчета теплообменников, толщину трубчатки можно рассчитать по следующим формулам:

для стальных –  $\delta_{\min} = 5 + 0.125d_n$ , мм

для медных –  $\delta_{\min} = 10 + 0.2d_n$ , мм

Крепление трубных решеток осуществляется одним из способов, представленных на рисунке 17.



а – приварка к корпусу, б – зажатие между фланцами, в – прикрепление к фланцу кожуха болтами

Рисунок 17 – Крепление трубных решеток

### 3.1.5 Расчет размеров выпуклых днищ и крышек

В практике аппаратостроения встречаются следующие виды выпуклых днищ – выпуклые эллиптические, сферические отбортованные и неотбортованные, конические, тарельчатые крышки.

Основные виды показаны на рисунке 18.

При проектировании выпуклых днищ руководствуются следующими

конструктивными требованиями

1. Высота  $h$  выпуклой части наружной поверхности не менее  $0,2D_6$ .
2. Расстояние  $a$  от края отверстия до края днища (в проекции) не менее  $0,1D_6$ .
3. Расстояние  $b$  от края отверстия до края другого отверстия (по проекции) при неукрепленных отверстиях – не меньше диаметра меньшего отверстия.
4. Расстояние от края отверстия до начала отбортовки лазового отверстия – не менее  $\delta$ .
5. Лазовое отверстие должно быть расположено центрально
6. На переходной дуге ВС сверление отверстий не допускается. На цилиндрической части АВ допускается сверление единичных отверстий.
7. Высота  $H$  цилиндрического борта днища выбирается в зависимости от толщины стенки  $\delta$  согласно данным таблицы 5.

Таблица 5

Толщина стенки, мм	Высота цилиндрического борта, мм
До 5	15
От 5 до 10	$2\delta + 15$
От 10 до 20	$\delta + 15$
Свыше 20	$0,5\delta + 25$

8. Толщина цилиндрического борта днища  $\delta$  должна соответствовать расчетной толщине стенки цилиндрического корпуса аппарата. При этом обточенный борт должен составлять не менее  $0,9$  толщины днища.
9. Днища рассматриваются как глухие в следующих случаях:
  - а) когда днища не имеют вырезов и отверстий;
  - б) когда наибольший размер неукрепленных вырезов не превышает  $4\delta$  при условии, что расстояние между краем выреза и краем днища (в проекции) составляет менее  $0,2D_n$ ;
  - в) когда наибольший размер полностью укрепленных вырезов не превышает  $8\delta$  и расстояние между краем выреза и краем днища (в проекции) превышает  $0,2D_n$ ;
  - г) когда наибольший размер полностью укрепленных вырезов не превышает  $6\delta$  и расстояние между краем выреза и краем днища (в проекции) превышает  $0,1D_n$ .
10. Отштампованные борты лазового отверстия укреплением не считаются.

Формулы для расчета днищ следующие:

Эллиптическое днище аппарата общего назначения

$$\delta = \left[ \frac{pR}{(2\varphi[\sigma] - 0.5p)} \right] + C \quad (36)$$

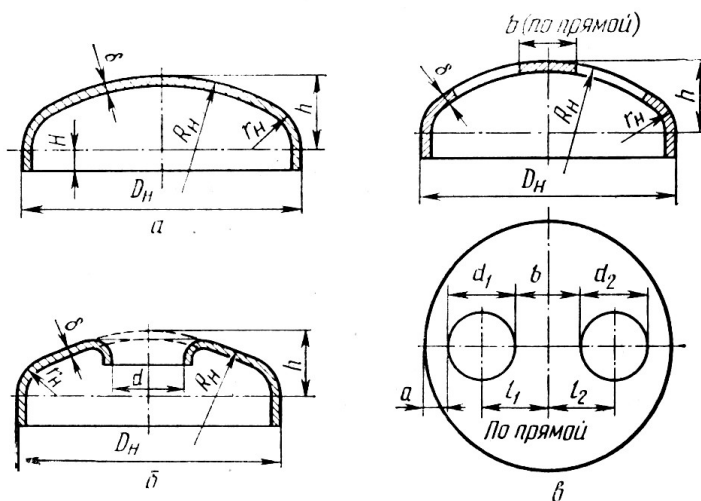
Эллиптическое днище аппаратов пищевых производств

$$\delta = \left[ \frac{pD_n K}{2\varphi[\sigma]} \right] + C \quad (37)$$

Сферическое днище

$$\delta = \left[ \frac{pD_s K}{4\varphi[\sigma]} \right] + C \quad (38)$$

где  $p$  – внутреннее избыточное давление, МПа;  
 $D_n$  – наружный диаметр корпуса аппарата, м;  
 $D_s$  – внутренний диаметр корпуса аппарата, м;  
 $K$  – фактор формы днища /6/;  
 $[\sigma]$  – допускаемое напряжение на растяжение, МПа, /приложение Л/;  
 $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва;  
 $C$  – прибавка на коррозию (0,002...0,005).



а – глухое, б – с лазом, в – с отверстиями

Рисунок 18 – Основные виды выпуклых эллиптических днищ

### 3.1.6 Расчет разъемных прочно-плотных соединений

Прочно-плотное соединение – соединение, состоящее из двух фланцев и зажатой между ними прокладки (рисунок 19). Фланцы соединяют при помощи болтов, шпилек, гаек, шайб и т.п. Все фланцевые соединения по конструкции, материалам и способу закрепления стандартизованы (ГОСТ 12815-80, ОСТ 242426-79 и ОСТ 26-427-79). Однако в отдельных случаях возможны разработка и конструирование специальных фланцевых соединений.

Прокладки фланцевого соединения стандартизированы и делятся на неметаллические, металлические и полуметаллические, а также на плоские, гофрированные, круглые, овальные, граненые и специального профиля.

Прокладки в теплообменниках бывают однократного и многократного применения. Примером прокладок однократного применения являются металлические прокладки, прокладки из асбестов, паронита и других материалов, не обладающих достаточной упругостью.

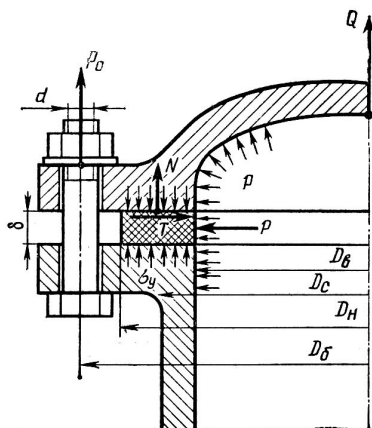


Рисунок 19 – Прочно-плотное соединение

Резиновые прокладки можно применять многократно, поскольку они в довольно широких пределах могут восстанавливать свою первоначальную форму после снятия нагрузки. Для изготовления резиновых прокладок применяют различные каучуки.

В зависимости от внутреннего диаметра аппарата можно ориентировочно выбрать плоские прокладки из таблицы 6.

Таблица 6 – Ориентировочные размеры прокладок, мм

Внутренний диаметр аппарата	Неметаллические		Металлические	
	толщина	ширина	толщина	Ширина
До 100	1...1,5	12...15	1...2	10...12
100...200	1...1,5	15...25	2...3	12...13
200...400	1,5...2,0	25...35	3...4	13...14
400...600	1,5...2,0	35...45	4...5	14...15
свыше 600	2...3	45...50	5...6	15

### 3.2 Расчет для пластинчатого подогревателя

Порядок расчета следующий:

3.2.1 Определение необходимой площади поперечного сечения пакета по заданным расходам рабочих сред и выбранным скоростям их движения в

каналах:

$$f_n = \frac{V}{W}, \quad (39)$$

где  $V$  – объемный расход рабочей среды, м<sup>3</sup>/с  
 $W$  – скорость рабочей среды, м/с

3.2.2 Расчет числа параллельных каналов в пакете для каждой среды

$$m = \frac{f_n}{f_1}, \quad (40)$$

где  $f_1$  – площадь поперечного сечения одного межпластинного канала, м<sup>2</sup>.  
Полученное значение округляют до целого.

3.2.3 Определение числа пластин в пакете по соотношению

$$n_n = 2m \quad (41)$$

В крайних пакетах соприкасающихся с плитами, общее число пластин на одну больше (концевую)

$$n' = 2m + 1 \quad (42)$$

3.2.4 Вычисление площади поверхности теплообмена одного пакета

$$F_n = f n_n \quad (43)$$

где  $f$  – площадь поверхности одной пластины, м<sup>2</sup>

3.2.5 Определение числа пакетов (ходов) в теплообменном аппарате

$$X = \frac{F}{F_n}, \quad (44)$$

Если величина  $X$  получается дробно, то её округляют до целого числа и корректируют площадь поверхности всего аппарата  $F$ .

$$F_a' = X F_n \quad (45)$$

3.2.6 Нахождение общего числа пластин в аппарате

$$n_a = \frac{F_a' + 2f}{f} \quad (46)$$

3.2.7 Записывают формулу компоновки

$$C_x \frac{\overleftarrow{m_1^1 + m_1^2 + m_1^3 + \dots + m_1^k}}{\overrightarrow{m_2^1 + m_2^2 + m_2^3 + \dots + m_2^p}} \quad (47)$$

где  $m_1$  – число каналов в пакете греющей среды;  
 $1, \dots, k$  – число последовательно включенных пакетов (ходов) в аппарате для греющей среды;  
 $m_2$  – число каналов в пакете для нагреваемой среды;  
 $1, \dots, p$  – число последовательно включенных пакетов в аппарате для нагреваемой среды.

### 3.3 Определение диаметров патрубков

Диаметр патрубков определяют из общей формулы объемного расхода для потока данной среды:

$$D_n = 1,13 \sqrt{\frac{M}{\rho v}} \quad (48)$$

где  $v$  – скорость движения среды, м/с (для пара принимают 20...40, для жидкостей 0,5...1,5);

$M$  – массовый расход вещества, проходящего через расчетный диаметр  $D_n$ , кг/с.

По полученному внутреннему диаметру для изготовления патрубков выбирают трубные заготовки по ГОСТ 8734–75, ГОСТ 8732–78 /приложение И/.

В аппаратах для химического производства штуцера снабжены фланцами, а в аппаратах для пищевого производства – резьбой.

## 4 Гидравлический расчет

Основной задачей гидравлического расчета является определение мощности, затрачиваемой на перемещение рабочей среды через аппарат. И, соответственно, подбор насоса. В пищевой промышленности в основном используют центробежные насосы.

Мощность на валу насоса рассчитывают по формуле

$$N = \frac{G \Delta p}{\rho \eta} \quad (49)$$



где  $G$  – массовый расход рабочей среды, кг/с;  
 $\Delta p$  – гидравлическое сопротивление аппарата, Па;  
 $\rho$  – плотность рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\eta$  – КПД насоса.

Гидравлическое сопротивление определяется следующим образом

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} \quad (50)$$

где  $\Delta p_{тр}$  – потери давления на преодоление сопротивления трения в тракте аппарата

$\Delta p_{мс}$  – потери давления на преодоление местных сопротивлений.

Потери давления на сопротивление определяются следующим образом:

$$\Delta p_{тр} = \frac{0,5\lambda v^2 \rho l}{d_э} \quad (51)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения единицы относительной длины участка канала;

$v$  – скорость рабочей среды в канале, м/с;

$l$  – длина канала, м;

$d_э$  – эквивалентный диаметр канала, м.

При ламинарном движении ( $Re < 2300$ ) шероховатость не влияет на коэффициент трения

$$\lambda = \frac{A}{Re} \quad (52)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от формы сечения трубопровода (таблица 7).

При турбулентном режиме, но при значениях  $Re < 10000$  коэффициент рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{1}{(0,78 \ln Re - 1,5)^2} \quad (53)$$

При значениях  $Re > 10000$  коэффициент рассчитывают так

$$\lambda = \frac{1}{\left(0,87 \ln \frac{3,7}{\varepsilon}\right)^2} \quad (54)$$

где  $\varepsilon = K/d$  – относительная шероховатость;

$K$  – абсолютная средняя шероховатость поверхности трубы, мм

(таблица 8).

Таблица 7 – Значение гидравлического эквивалентного диаметра и коэффициента в зависимости от формы поперечного сечения канала

Форма сечения канала	Эквивалентный диаметр	$A$	Примечания
Круг	$d$	64	$d$ – Диаметр круга
Кольцо	$d_n - d_e$	96	$d_n$ – Наружный диаметр
Квадрат	$a$	57	$d_e$ – Внутренний диаметр $a$ – Сторона квадрата
Прямоугольник	$2ab/(a+b)$	96	$a$ – Высота прямоугольника
$b \gg a$	$2a$	85	$b$ – Ширина прямоугольника
$b/a=10$	$1.8a$	73	
$b/a=4$	$1.6a$	62	
$b/a=2$	$1.3a$	-	
Межтрубное пространство (движение параллельно оси трубок)	$(D^2 - nd^2)/(D + nd)$		$D$ – Внутренний диаметр кожуха $d$ – Наружный диаметр трубок $n$ – Число трубок

Таблица 8 – Значения абсолютных шероховатостей

Условия выбора	$K$
Стальные трубы новые	0,06-0,1
Стальные трубы б/у, с незначительной коррозией	0,1-0,2
Стальные и чугунные трубы старые	0,5-2
Чугунные и керамические трубы новые	0,35-1
Трубы алюминиевые гладкие	0,015-0,06
Трубы из латуни, меди и стеклянные цельнотянутые чистые	0,0015-0,01
Для насыщенного пара	0,2
Для пара, работающего периодически	0,5
Для конденсата, работающие периодически	1,0
Воздухопроводы от компрессоров	0,8

Потери давления на преодоление местных сопротивлений рассчитывают так:

$$\Delta p_{mc} = 0,5 \sum \xi v^2 \rho \quad (55)$$

где  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений (таблица 9).

Таблица 9 – Коэффициенты местных сопротивлений

Условия выбора	$\xi$
Вентиль проходной при полном открытии $d=50$ мм	4,6
То же при $d=400$ мм	7,6

Вентиль Косва	2,5
---------------	-----

Продолжение таблицы 9

Условия выбора	$\xi$
Задвижка нормальная	0,5-1,0
Кран проходной	0,6-2,0
Угольник $90^0$	1,0-2,0
Колено гладкое $90^0$ , $R=d$	0,3
То же, $R=4d$	1,0
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на $180^0$ из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5
То же, через колено в секционных подогревателях	2,0
Вход в межтрубное пространство под углом $90^0$ к рабочему потоку	1,5
Поворот на $180^0$ в U-образной трубке	0,5
Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
Переход на $180^0$ через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом $90^0$	1,0

Полученный результат позволяет определить давление, которое необходимо создать на входе для покачивания теплоносителей, и, соответственно, определить мощность и подобрать насос и электродвигатель (приложение Ж, К).

## **Список использованных источников**

1. Стабников В.Н. Процессы и аппараты пищевых производств [Текст]/В.Н. Стабников, В.М. Лысянский, В.Д. Попов. – М.: Агропромиздат, 1985 – 236с.
2. Кавецкий Г.Д. Процессы и аппараты пищевой технологии [Текст]/ Г.Д. Кавецкий, Б.В. Васильев. – М.: Колос, 1997 – 264 с.
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст]/А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 1971 – 120 с.
4. Расчеты и задачи по процессам и аппаратам пищевых производств [Текст]/ под ред. проф. С.М. Гребенюка и доц. И.М. Михеевой. – М.: Агропромиздат, 1987 – 215 с.
5. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи [Текст] /Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986 – 240с.
6. Лунин О.Г. Теплообменные аппараты пищевых производств [Текст]/О.Г. Лунин, В.Н. Вельтищев – М.: Агропромиздат, 1987 – 239 с.
7. Сандаков С.А. Реконструкция систем горячего водоснабжения [Текст]/С.А. Сандаков. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Примеры и решения. Часть II – Оренбург, 2002. – 58 с.
8. Гинзбург А.С. Теплофизические характеристики пищевых продуктов[Текст]/ А.С. Гинзбург, М.А. Громов, Г.И. Красовская – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 288 с.
9. СП 41-101-95. Свод правил по проектированию и строительству "Проектирование тепловых пунктов".[Текст] / Госстрой России.- Изд. офиц.. - М.: ГУП ЦПП, 1996. - 92с. - (Система нормативных документов в строительстве : Свод правил по проектированию и строительству).
10. Баранцев В.И. Сборник задач по процессам и аппаратам пищевых производств[Текст]/ В.И. Баранцев – М.: Агропромиздат, 1985. – 285 с.

Таблица А.1 – Энтальпия водно-спиртовых паров при температуре конденсации и давлении  $10^5$  Па

Содержание спирта в паре, % масс.	Температура конденсации, °С	Энтальпия жидкости $i^*$ , кДж/кг	Теплота испарения смеси $r$ , кДж/кг	Энтальпия пара $i$ , кДж/кг	Плотность пара $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
0	100	418,70	2256,7	2675,0	0,589
5	99,4	424,56	2185,6	2610,0	0,620
10	98,8	426,24	2114,4	2540,0	0,643
15	98,2	423,30	2043,0	2465,5	0,667
20	97,6	420,79	1972,1	2392,9	0,694
25	97,0	420,37	1902,9	2383,4	0,722
30	96,0	417,86	1833,9	2250,5	0,750
35	95,3	406,97	1762,7	2169,7	0,785
40	94,0	397,34	1691,5	2087,2	0,817
45	93,2	382,27	1624,5	2006,8	0,854
50	91,9	369,29	1553,4	1922,6	0,887
55	90,6	356,73	1484,3	1841,0	0,933
60	89,0	342,91	1415,2	1758,1	0,976
65	87,0	322,81	1346,0	1668,9	1,025
70	85,1	306,48	1277,0	1585,2	1,085
75	82,8	284,29	1210,0	1494,3	1,145
80	80,8	260,01	1143,0	1403,0	1,214
85	79,6	249,96	1071,8	1321,8	1,295
90	78,7	237,40	996,5	1233,9	1,380
95	78,2	222,74	925,3	1148,0	1,480
100	78,3	209,76	854,1	1063,9	1,598

Таблица А.2 – Коэффициент теплопроводности водно-спиртовых растворов, Вт/(м·К)

Содержание спирта, % мас.	Температура, °С				
	0	20	40	60	80
10	0,550	0,597	0,632	0,657	0,672
25	0,432	0,453	0,474	0,496	0,518
38	0,380	0,450	0,403	0,415	0,426
50	0,334	0,344	0,346	0,353	0,359
65	0,278	0,283	0,286	0,290	0,293
80	0,223	0,225	0,226	0,226	0,225
94	0,185	0,183	0,179	0,177	0,174
98	0,175	0,170	0,165	0,160	0,154
100	0,169	0,163	0,159	0,154	0,148

Таблица А.3 – Динамический коэффициент вязкости водно-спиртовых

растворов,  $\mu \cdot 10^{-3}$ , Па·с

Содержание спирта, % мас.	Температура, °С							
	10	20	30	40	50	60	70	75
10	2,162	1,548	1,353	0,896	0,725	0,602	0,509	0,481
20	3,235	2,168	1,539	1,144	0,896	0,728	0,606	0,578
30	4,095	2,670	1,894	1,353	1,038	0,826	0,677	0,625
40	4,355	2,867	1,941	1,455	1,116	0,887	0,724	0,665
50	4,774	2,832	2,001	1,475	1,136	0,840	0,739	0,600
60	3,787	2,642	1,906	1,426	1,109	0,887	0,727	0,700
70	3,268	2,369	1,744	1,328	1,044	0,841	0,696	0,650
80	2,663	1,998	1,519	1,181	0,950	0,778	0,648	0,605
90	2,048	1,601	1,270	1,022	0,835	0,695	0,589	-
100	1,480	1,221	0,997	0,824	0,695	0,590	0,506	-

## Приложение Б (справочное)

**Плотность (в кг/м<sup>3</sup>) некоторых жидкостей и водных растворов при  
различной температуре**

Таблица Б.1

Вещество	Температура, °С							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Дихлорэтан	1310	1282	1254	1224	1194	1163	1133	1102
Этиловый спирт концентрацией, % мас.:								
100	823	806	789	772	754	735	716	683
80	-	857	843	828	813	797	783	768
60	-	904	891	878	864	849	835	820
40	-	947	935	923	910	897	885	872
20	-	977	969	957	946	934	922	910
Вода	-	1000	998	992	983	972	958	943

## Приложение В (справочное)

### Физические параметры воды

Таблица В.1

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho$ кг/м <sup>3</sup>	$i$ , кДж/кг	$c \cdot 10^3$ Дж/(кг*К)	$\lambda \cdot 10^{-2}$ , Вт/(м*К)	$\mu \cdot 10^{-6}$ , Па*с	$\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^{-4}$ , 1/К	Pr
0	1000	0	4,23	55,1	1790	1,70	-0,63	13,7
10	1000	41,9	4,19	57,5	1310	1,31	+0,70	9,52
20	998	83,8	4,19	59,9	1000	1,01	1,82	7,02
30	996	126	4,18	61,8	804	0,81	3,21	5,42
40	992	168	4,18	63,4	657	0,66	3,87	4,31
50	988	210	4,18	64,8	549	0,556	4,49	3,54
60	983	251	4,18	65,9	470	0,478	5,11	2,98
70	978	293	4,19	66,8	406	0,415	5,70	2,55
80	972	335	4,19	67,6	355	0,365	6,32	2,21
90	965	376	4 19	68 0	314	0,326	6,95	1,95
100	958	419	4,23	68,2	283	0,295	7,52	1,75
120	943	502	4,27	68,5	238	0,252	8,84	1,47
140	926	590	4,27	68,5	201	0,217	9,72	1,26



**Приложение Г**  
(справочное)

Таблица Г.1

Наименование показателя	Обозначение	Наименование							
		Плоская	Гофры 3,6 + 1 на обе стороны	Гофры «вертикаль +наклон»	Гофры «вертикаль–зигзаг»	«Елка» с площадкой 24	«Елка» с площадкой 6	«Елка» по обе стороны 3,6+3,6 с площадкой 6	«Елка» 8–стандарт–5
Площадь поверхности теплообмена, м	$f$	0,15	0,18	0,178	0,17	0,165	0,175	0,18	0,178
Эквивалентный диаметр, м	$d_e$	0,0093	0,00788	0,00915	0,0097	0,007	0,007	0,0132	0,0096
Площадь поперечного сечения одного канала, м <sup>2</sup>	$f_i$	0,00128	0,00126	0,00144	0,00152	0,00102	0,00104	0,0021	0,00144
Ширина канала (между боковыми прокладками), мм	$b$	280	290	238	288	290	290	290	290
Приведенная длина канала, м	$L$	0,555	0,563	0,565	0,54	0,563	0,589	0,565	0,595
Смачиваемый периметр канала, м	$\Pi$	0,55	0,639	0,60	0,60	0,59	0,60	0,64	0,60
Особенности гофрировки		Гофр нет	С площадкой на обе стороны	Односторонний	Односторонний с площадкой 5	Односторонний с площадкой 24	Односторонний с площадкой 6	На обе стороны с площадкой	Односторонний
Форма гофр			Равнобедренный треугольник с площадкой	Равнобедренный треугольник Стандарт	Равнобедренный треугольник с площадкой	Равнобедренный треугольник с площадкой	Равнобедренный треугольник с площадкой	Равнобедренный треугольник с площадкой	Равнобедренный треугольник
Высота гофр, м	$h$	Зазор 4,7	4,6(3,6+1)	5	5	3,6	3,6	3,6+3,6	5
Число гофр на пластине, шт.			29	17	11	14	28	28	31
Шаг гофр (по нормали к ним), мм	$t$		30	18	23	36	18	36	18
Расположение гофр (угол пересечения вершин)			«Елка» (90°)	«Елка»-вертикаль+наклон	«Зигзаг» с площадкой	«Елка» (120°)	«Елка» (120°)	«Елка» (120°)	«Елка» (120°)
Отношение размеров основания горфа к его высоте	$s/h$		3,3/5	3,6	3,6	3,3	3,3	3,3	3,6
Отношение шага гофр к их высоте (частота размещения)	$t/h$		8,3	3,6	4,6	10	5	5/5	3,6
Пластина показана на рисунке		Д1	Д2	Д3	Д4	Д5	Д6	Д7	Д8

Приложение Д  
(справочное)

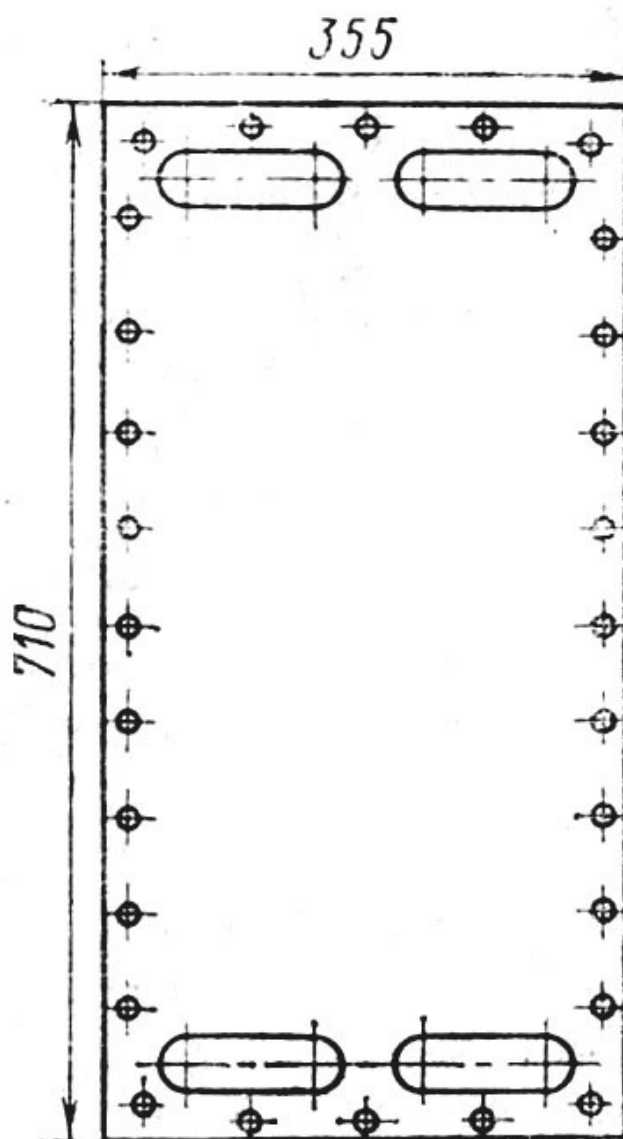


Рисунок Д.1 – Пластина модели 1

Уравнение для теплоотдачи:

$$Nu = 0,033 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

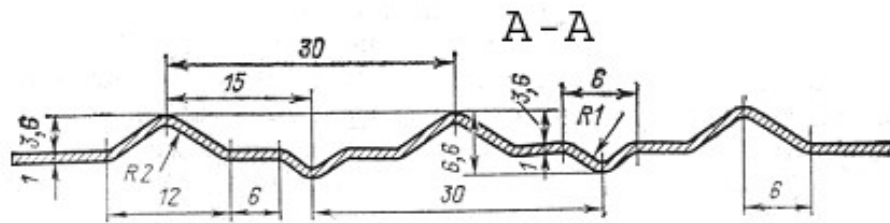
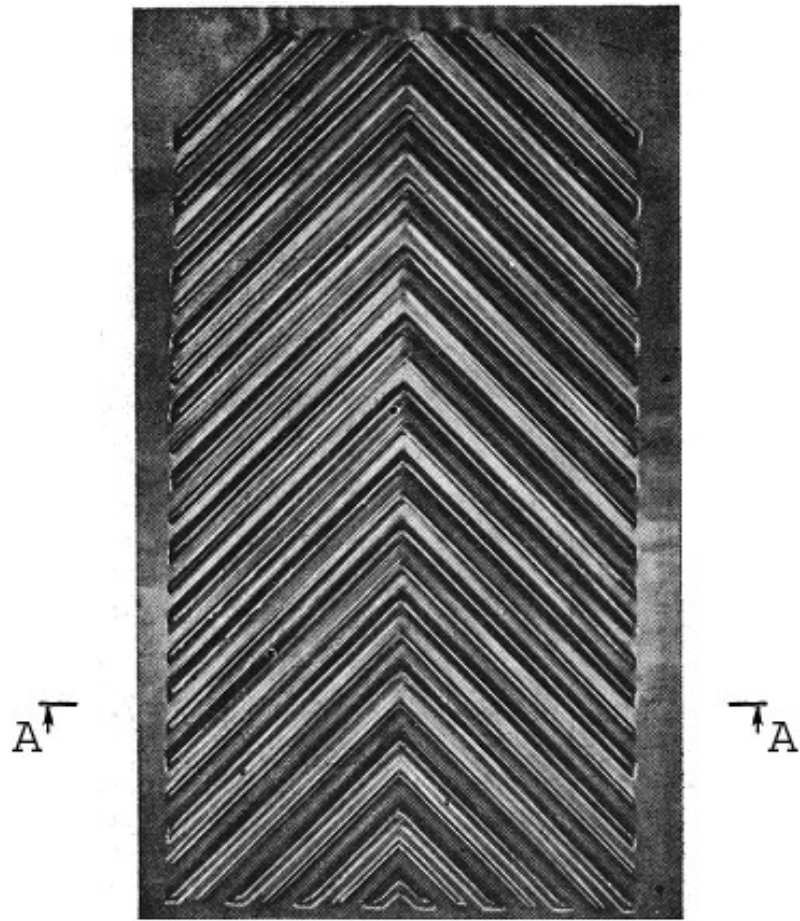


Рисунок Д.2 – Пластина модели 2

Уравнение для теплоотдачи:

$$Nu = 0,1 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

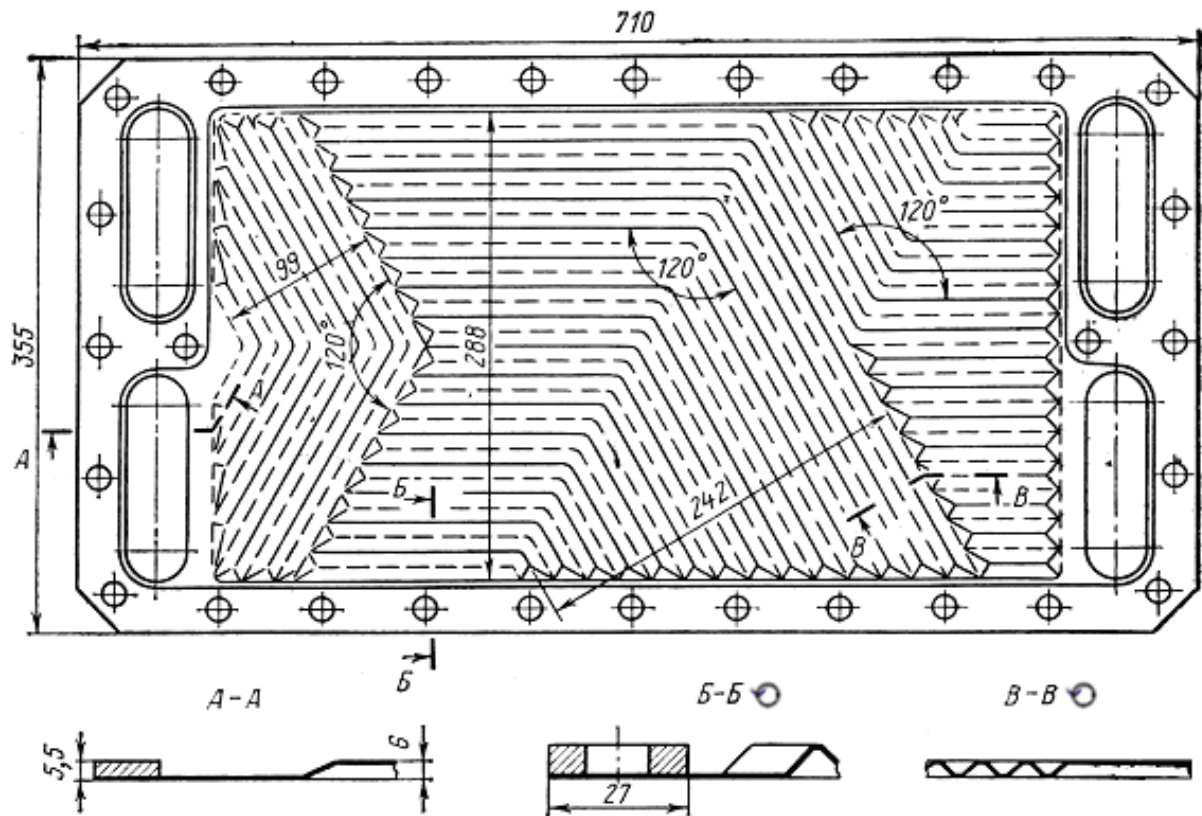


Рисунок Д.3 – Пластина модели 3

Уравнение для теплоотдачи:

Ламинарный режим  $Re < 200$

$$Nu = 0,59(Re Pr)^{0,33}$$

Турбулентный режим  $Re > 200$

$$Nu = 0,17 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

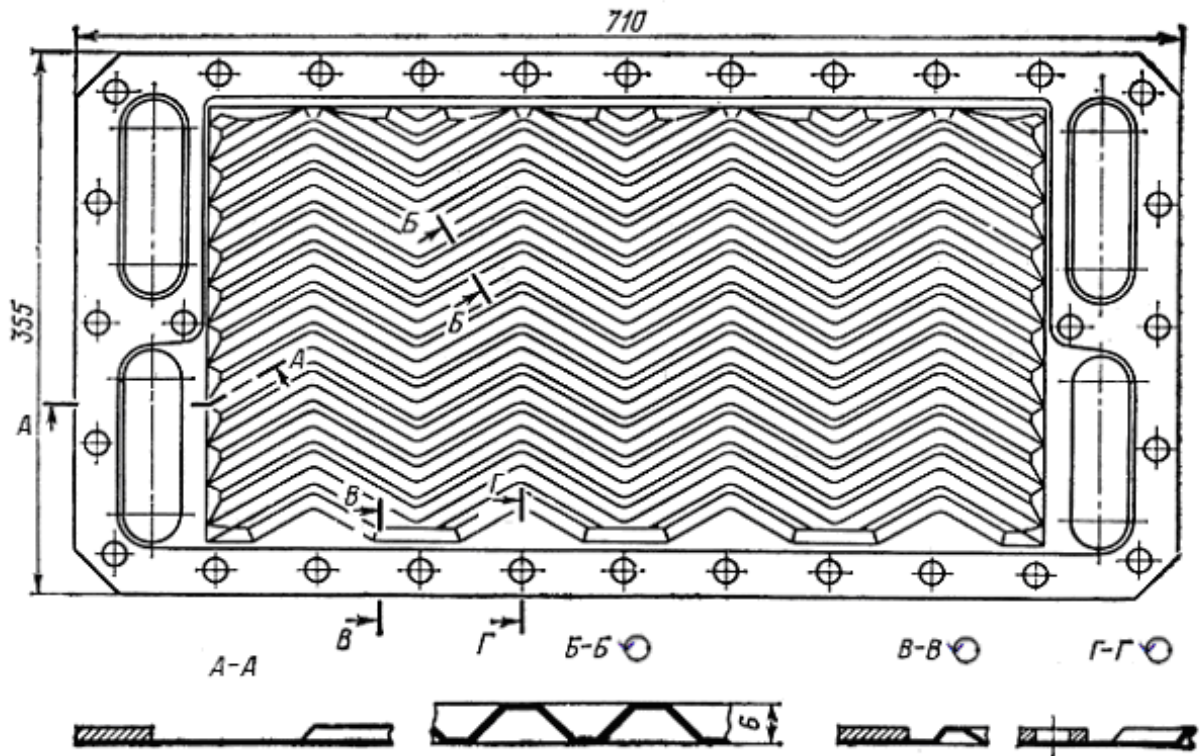


Рисунок Д.4 – Пластина модели 4

Уравнение для теплоотдачи:

Ламинарный режим  $Re < 500$

$$Nu = 0,4(Re Pr)^{0,33}$$

Турбулентный режим  $Re > 500$

$$Nu = 0,065 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

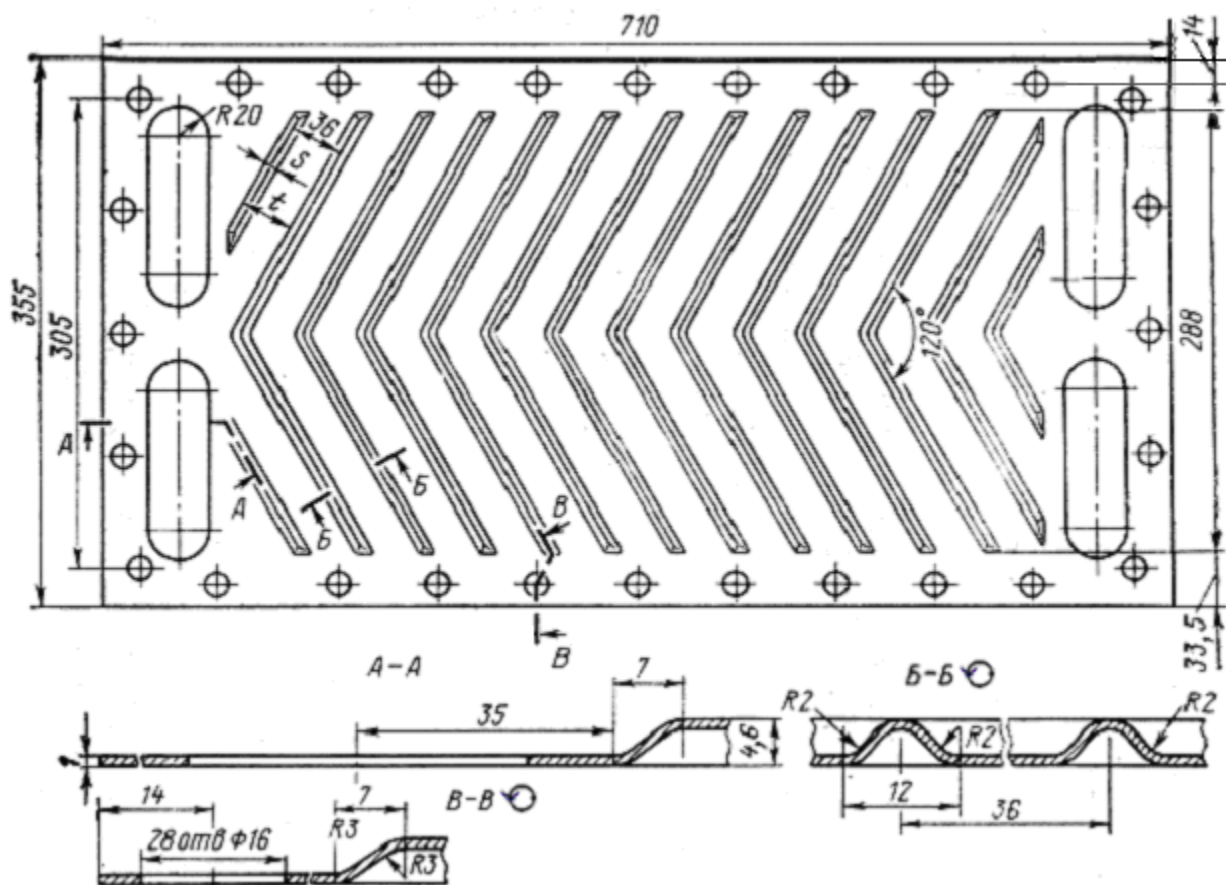


Рисунок Д.5 – Пластина модели 5

Уравнение для теплоотдачи:

Турбулентный режим  $Re > 600$

$$Nu = 0,098 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

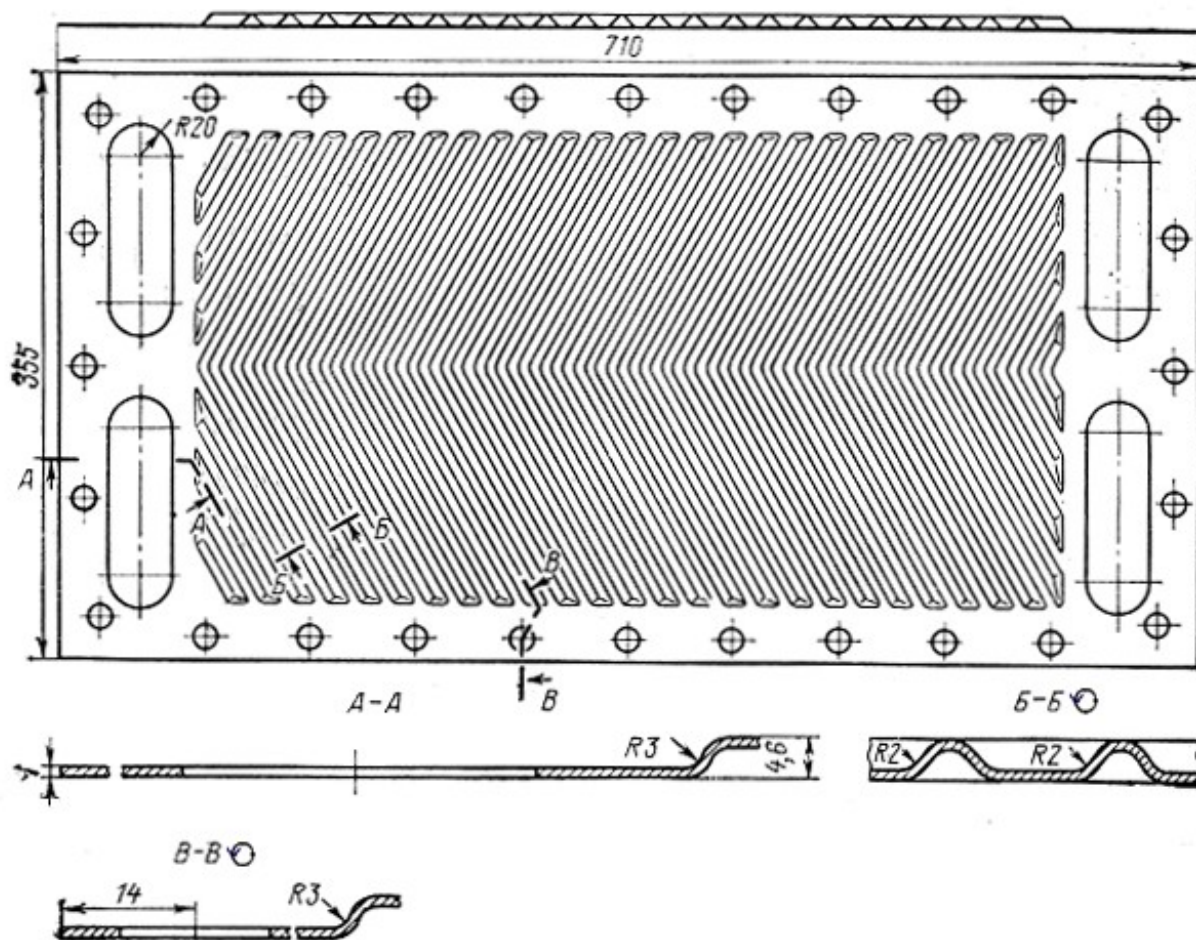


Рисунок Д.6 – Пластина модели 6

Уравнение для теплоотдачи:

Турбулентный режим  $Re > 150$

$$Nu = 0,181 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

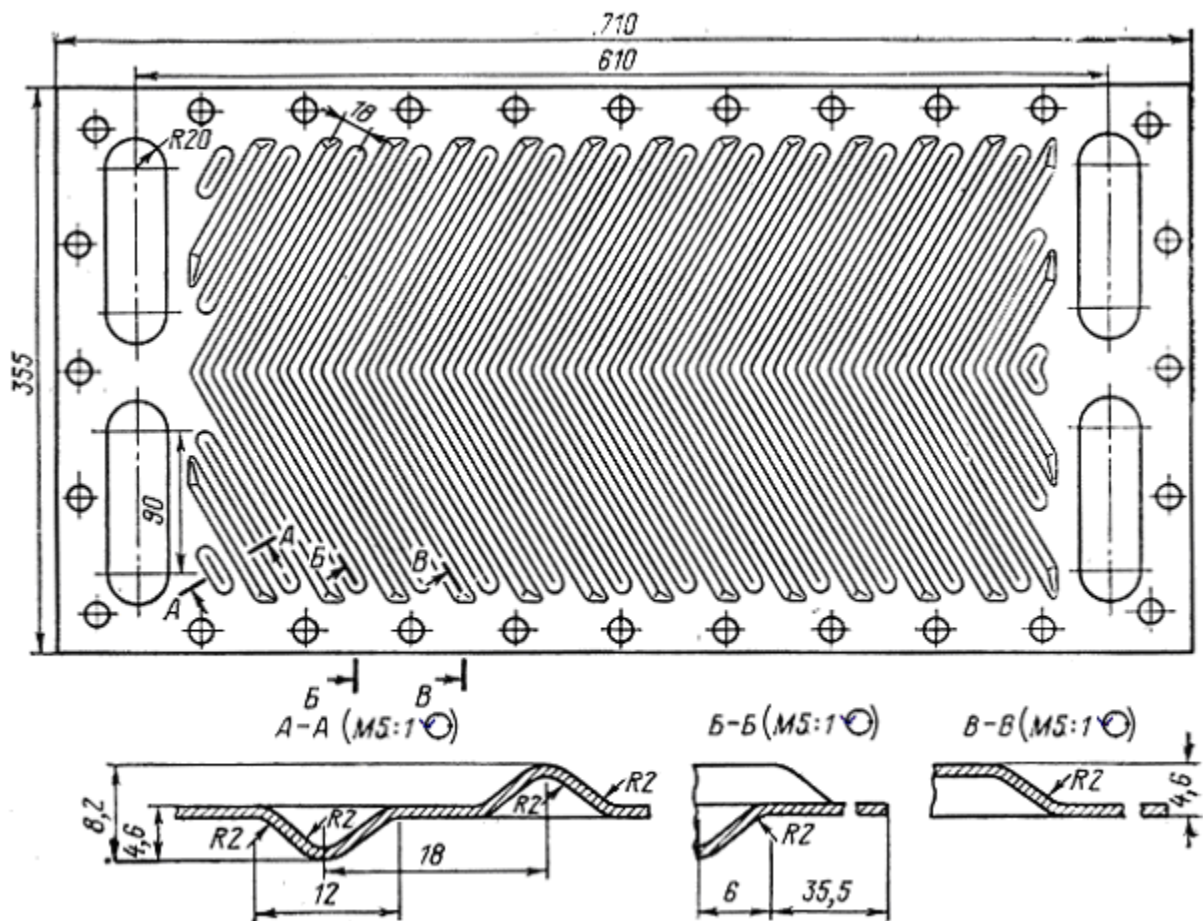


Рисунок Д.7 – Пластина модели 7

Уравнение для теплоотдачи:

Турбулентный режим  $Re > 200$

$$Nu = 0,196 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$



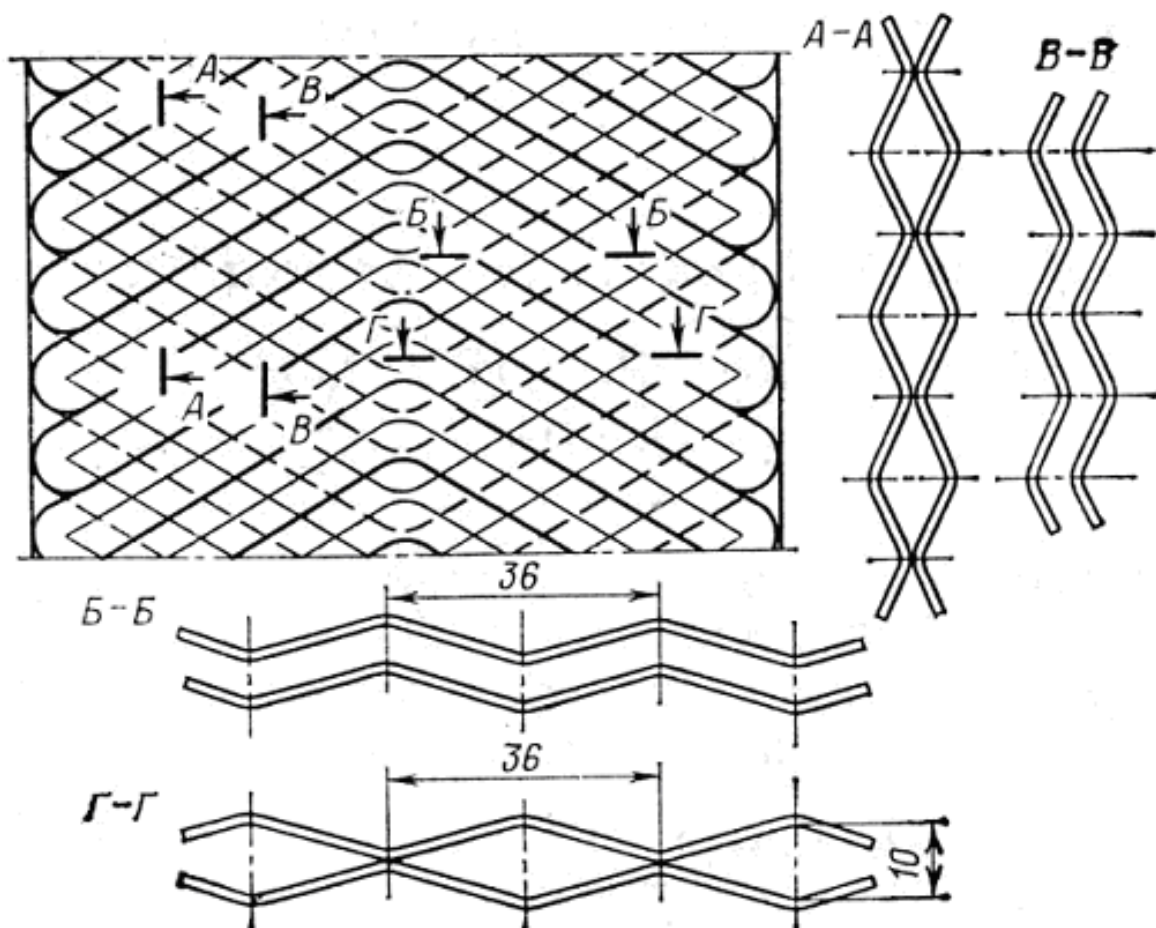


Рисунок Д.8 – Пластина модели 8

Уравнение для теплоотдачи:

Ламинарный режим  $Re < 100$

$$Nu = 0,705(Re Pr)^{0,33} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

Турбулентный режим  $Re > 100$

$$Nu = 0,197 Re^{0,73} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

**Приложение Е**  
( справочное)

**Водяной пар в состоянии насыщения (по давлению)**

Таблица Е.1

$p \cdot 10^3$ , Па	$t$ , °С	$i$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$i^*$ , кДж/кг
50	81,35	2646,0	2305,4	340,57
55	83,74	2650,0	2299,4	350,61
60	85,95	2653,6	2293,7	359,93
65	88,02	2657,0	2288,4	368,62
70	89,96	2660,2	2283,4	376,77
75	91,78	2663,2	2278,8	384,45
80	93,51	2666,0	2274,3	391,72
85	95,14	2668,6	2270,0	398,63
90	96,71	2671,1	2265,9	405,21
95	98,20	2673,5	2262,0	411,49
100	99,63	2675,7	2258,2	417,51
110	102,32	2680,0	2251,2	428,84
120	104,81	2683,8	2244,4	439,36
130	107,13	2687,4	2238,2	449,19
140	109,32	2690,8	2234,4	458,42
150	111,37	2693,9	2226,8	467,13
160	113,32	2696,8	2221,4	475,38
170	115,17	2699,3	2216,3	483,22
180	116,93	2702,1	2211,4	490,70
190	118,62	2704,6	2206,8	497,85
200	120,23	2706,9	2202,2	504,70
210	121,78	2709,2	2197,9	511,30
220	123,27	2711,3	2193,7	517,60
230	124,71	2713,3	2189,6	523,70
240	126,09	2715,3	2185,7	529,60
250	127,43	2717,2	2181,8	535,40
260	128,73	2719,0	2178,1	540,90
270	129,98	2720,7	2174,5	546,20
280	131,20	2722,3	2170,9	551,40
290	132,39	2723,9	2167,4	556,50
300	133,54	2725,5	2164,1	561,40

**Приложение Ж**  
( справочное)

## Технические характеристики центробежных насосов для подачи теплоносителей

Таблица Ж.1

Марка	Подача (расход) $Q_v, \text{ м}^3/\text{с}$	Давление (для воды) $P_v, \text{ МПа}$	КПД $\eta_n$	Потребная мощность $N$ , кВт	Частота вращения колеса $n, \text{ с}^{-1}$
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	0,25		1,1	50
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	0,11	0,4	3	48,3
		0,15			
		0,18			
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	0,18	0,5	4	48,3
		0,24			
		0,30			
X20/18	$5,5 \cdot 10^{-3}$	0,10	0,6	3	48,3
		0,14			
		0,18			
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	0,18	0,55	5,5	48,3
		0,25			
		0,31			
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	0,34	0,5	13	48,3
		0,44			
		0,53			
X45/21	$1,25 \cdot 10^{-2}$	0,13	0,6	10	48,3
		0,16			
		0,21			
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	0,19	0,6	13	48,3
		0,25			
		0,31			
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	0,33	0,6	17	48,3
		0,42		22	
		0,54		30	
X90/19	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0,13	0,7	10	48,3
		0,16		13	
		0,19		17	
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0,25	0,7	17	48,3
		0,29		22	
		0,33		30	

Продолжение таблицы Ж.1

Марка	Подача (расход) $Q_y, \text{ м}^3/\text{с}$	Давление (для воды) $P_b, \text{ МПа}$	КПД $\eta_n$	Потребная мощность $N$ . кВт	Частота вращения колеса $n, \text{ с}^{-1}$
Х90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0,31	0,7	22	48,3
		0,40		30	
		0,49		40	
Х90/85	$2,5 \cdot 10^{-2}$	0,56	0,65	40	48,3
		0,7		55	
		0,85		75	

Примечания:

1. Насосы предназначены для жидкостей, имеющих рН 7-9,2, температуру не более  $165 \text{ }^{\circ}\text{C}$  и не имеющих включений или же с твердыми включениями, составляющими до 0,2 % при размере частиц до 0,2 мм.

2. Каждый насос имеет три типоразмера (I, II, III) с различными диаметрами рабочего колеса, что соответствует трем значениям давления в области оптимального КПД.

3. В таблице указаны давления  $p_b$ , создаваемые насосом при перекачивании воды ( $p_e = 10^3, \text{ кг/м}^3$ ). При перекачивании жидкости плотностью  $p_{жс}$  ( $\text{кг/м}^3$ ) давление, создаваемое насосом, будет иное –  $p_{жс} = p_b p_{жс} \cdot 10^{-3}, \text{ МПа}$ .

## Приложение И

(справочное)

Таблица И.1. Диаметры и толщины стенок (в мм) стальных бесшовных холоднодеформированных труб (ГОСТ 8734-75)

Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>	Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>	Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>
5	0,3—1,5	25—28	0,4—7,0	140	1,6—22
6	0,3—2,0	30—36	0,4—8,0	150	1,8—22
7—9	0,3—2,5	38; 40	0,4—9,0	160	2,0—22
10—12 13	0,3—3,5	42	1,0—9,0	170	2,0—24
—15	0,3—4,0	45; 48	1,0—10	180	2,0—24
16—19	0,3—5,0	50—76	1,0—12	190	2,8—24
20	0,3—6,0	80-95	1,2—12	200—220	3,0—24
21—23	0,4—6,0	100—108	1,5—18	240; 250	4,5—24
24	0,4—6,5	110—130	1,5—22		

<sup>1</sup> В указанных пределах брать из ряда: 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21, 22, 23, 25, 26, 27, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 50, 51, 53, 54, 56, 57, 60, 63, 65, 68, 70, 73, 75, 76, 80, 83, 85, 89, 90, 95, 100, 102, 108, 100, 120, 130, 200, 210, 220 мм

<sup>2</sup> В указанных пределах брать из ряда: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Таблица И.2 Диаметр и толщина стенок (в мм) медных тянутых и холоднокатаных труб (ГОСТ 617-90)

Наружный диаметр	Толщина стенки <sup>1</sup>	Наружный диаметр	Толщина стенки <sup>1</sup>
3	0,5-0,8	38	1; 1,5; 2,5; 3,0; 4,0
4	0,5-1,0	40	1; 1,5-3,0; 4,0; 5
5	0,5-1,2	42	1,0-2,5
6; 8; 10	0,5-2,0	45	1,0; 1,5-3,5; 5
12	0,8-2,0	48	1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5
13; 14	1,0; 1,5-3,0	50	1,0; 1,5-3,0; 4,0; 5
16	0,8-2,0; 3,5	53	1,5; 2,0; 3,0-4
18	1,0; 1,5; 2,0; 3,0-4,0	55	1,0; 1,5-5
20	1,0-3,0; 4,5	58	2,5; 3,5-4,5; 6
22	1,0-3,0; 4,0; 5; 6	60	1,0; 1,5-4,0; 5
24	1,0; 1,5-3,0; 4,0; 5-7	63	1,5-3,0; 4,0; 5-7
26	1,0; 1,5-3,0; 5-7	65	2,0-3,5; 5; 7, 10
28	1,0-2,0; 3,0; 5	70; 75	1,5-4,0; 5
30	1,0; 1,5-3,5; 5	80	1,5-3,0; 4,0; 5; 6; 8
32	1,0-3,0; 4,0-5	85	1,5-2,5; 3,5-5; 7; 10
34	1,0; 1,5-6	90	1,5; 2,5; 3,5; 4,5; 5
35	1,0-1,5; 2,5; 5	95	1,5-3,0; 5
36	1,2-3,0; 4,0; 5; 7	100	1,5-4,0; 5-10

<sup>1</sup> В указанных пределах брать из ряда: 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5 — с интервалом 0,5 мм; 6; 7; 8; 10 мм.

Таблица И.3 Диаметр и толщина стенок (в мм) латунных тянутых и холоднокатаных труб общего назначения (ГОСТ 494-90)<sup>1</sup>

Наружный диаметр	Толщина Стенки	Наружный диаметр	Толщина стенки
3; 4	0,5	25	1,0;1,5;2,0;2,5;3,0;3,5;4,0
5	0,5; 0,8; 1,0	26	1,0;2,0;2,5;3,3;4,0;5; 6;7
6	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0	27	1,0;2,0;3,0;3,5;5
8; 9; 10	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0	28	1,0;1,5;2,0;3,0;3,5;4,0;5;6
11	1,0; 1,5; 2,0	30	1,0;1,5;2,0;2,5;3,0;3,5;4,0
12	0,5; 0,8; 1,0; 1,5; 2,0;2,5;3,0		;4,5; 6
13	0,5; 0,8; 1,0;1,5; 2,0;3,0	32	1,0;1,5;2,0;3,5;4,0;4,5;5
14	0,5; 1,0; 1,5;2,0	35	1,0;1,5;2,0;2,5;3,0;4,0;4,5
15	0,5; 1,0; 1,5;2,0; 2,5;3,0		;6
16	0,5; 0,8; 1,0;1,5; 2,0; 2,5; 3,0	36	3,0;4,0;5;6;7
18	1,0; 1,5; 2,0;3,0; 4,0	38	1,0;1,5;2,0;2,5;3,0;4,0;4,5
19	0,5; 0,8; 1,0;1,5; 2,0;4,5		;5;10
20	1,0; 1,5; 2,0;2,5; 3,0;5	40	1,0;2,0;2,5;3,5;4,0;6
22	1,0; 1,5; 2,0;3,0; 4,0;6	42	1,0;2,0;3,0; 3,5;5
23	1,0; 1,5; 2,5;3,0; 3,5;4,5	45	1,0;1,5;2,0; 3,0;3,5;4,0;6
24	1,0; 2,0; 3,0;4,0; 6; 7		

<sup>1</sup> ГОСТ предусматривает трубы тянутые и холоднокатаные с наружным диаметром 7, 17, 21, 29, 31, 33, 34, 37, 44 и свыше 45 до 100 мм, а также трубы прессованные с наружным диаметром 21—195 мм.

Таблица И.4. Диаметр и толщина стенок (в мм) стальных бесшовных горячекатаных труб (ГОСТ 8732-78)

Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>	Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>	Наружный диаметр <sup>1</sup>	Толщина стенки <sup>2</sup>
25—42	2,5—4,0	73; 76	3—18	168—194	5—45
45	2,5—5,0	83	3,5—18	203; 219	6—50
50	2,5—5,5	89—102	3,15—22	245; 273	7—50
54	3-11	108—121	4—28	299—351	8—75
57	3—12	127	4—30	377—426	9—75
60; 63,5	3—14	133	4—32	450	16—75
68; 70	3—16	140—159	4,5—36	480—530	25—75

<sup>1</sup> В указанных пределах брать из ряда: 25, 28, 32, 38, 42, 89, 95, 102, 108, 114, 121, 140, 146, 152, 159, 168, 180, 194, 299, 325, 351, 377, 402, 426, 480, 500, 530 мм.

<sup>2</sup> В указанных пределах брать из ряда: 2,5; 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 65; 70; 75 мм.

## Приложение К (справочное)

Таблица К.1 Электродвигатели единой серии 4А (ГОСТ 30195-94) мощностью до 30 кВт\* в закрытом обдуваемом исполнении

Типоразмер	Номинальная мощность (в кВт) при синхронной частоте вращения ротора $n$ , с <sup>-1</sup>				Масса, кг
	50	25	16,67	12,5	
4А56А	0,18	0,12	—	—	4,5
4А56В	0,25	0,18	—	—	4,5
4А63А	0,37	0,25	0,18	—	6,3
4А63В	0,55	0,37	0,25	—	6,3
4А71А	0,75	0,55	0,37	—	15,1
4А71В	1,1	0,75	0,55	0,25	15,1
4А80А	1,5	1,1	0,75	0,37	17,4
4А80В	2,2	1,5	1,1	0,55	20,4
4А90L	3	2,2	1,5	0,75	28,7
4А90L	—	—	—	1,1	28,7
4А100S	4	3	—	—	36
4А100L	5,5	4	2,2	1,5	42
4АП2М	7,5	5,5	3	2,2	56
4АН2М	—	—	4	3	56
4А132S	—	7,5	5,5	4	77
4А132М	11	11	7,5	5,5	93
4А160S	15	15	11	7,5	132
4А160М	18,5	18,5	15	11	155
4А180S	22	22	—	—	170
4А180М	30	30	18,5	15	185

Примечания: 1. В обозначениях типоразмера в таблице опущены: индексы материалов станин и щитов (А, Х), число полюсов (2, 4, 6, 8, 10, 12), климатическое исполнение (У) и категория размещения (3); по ГОСТ 30195—81 типоразмер например 4АА56АУЗ, а в таблице — 4А56А.

2. Средний расчетный срок службы электродвигателей не менее 15 лет при наработке 40 000 ч.

3. Электродвигатели могут работать при температуре воздуха от -40 до 40 °С относительной влажности до 98 % при 25 °С. Запыленность воздуха допускается не более 10 мг/м<sup>3</sup>.

\* Общая шкала мощностей этой серии 0,06 – 400 кВт.

## Приложение Л

(справочное)

Таблица Л.1 Основные механические свойства углеродистой горячекатаной стали обыкновенного качества по ГОСТ 380-94

Марка	Предел прочности $\sigma_T$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Относительное удлинение короткого образца $\delta$ %
Ст0	320—470	190	22
Ст1	320—400	—	33
Ст2	340—420	220	27—31
Ст3	380—470	240	25—27
Ст4	420—520	260	23—25
Ст5	500—620	280	19—21
Ст6	600—720	310	13—15

Таблица Л.2 Основные механические свойства качественной конструкционной горячекатаной сортовой стали по ГОСТ 1050-88

Марка	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Марка	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %
08	330	200	33	70	670	390	8
08кп	320	180	33	15Г	400	230	24
10	340	210	31	20Г	430	250	22
10кп	314	186	33	30Г	550	290	15
15	370	220	27	40Г	600	330	14
20	410	250	25	50Г	650	370	11
25	440	260	23	60Г	700	380	9
30	480	290	21	65 Г	750	400	8
35	520	310	20	70Г	800	420	7
40	570	320	19	10Г2	430	250	22
45	600	340	16	30Г2	600	350	15
50	630	350	14	40Г2	630	370	13
55	640	360	12	45Г2	670	390	12
60	650	370	10	50Г2	700	410	11
65	660	380	10				