

Роману Борисовичу  
от автора  
В. Бобылёв

Министерство образования Российской Федерации

Российский химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева

**В. Н. БОБЫЛЁВ**

**ПОДБОР И РАСЧЁТ  
ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

*Учебно-методическое пособие*

Москва 2003

УДК 66.021.4+66.045  
ББК 35.11:31.391:34.42  
Б72

Рецензенты:

Кандидат технических наук, профессор Московского  
государственного университета пищевых производств  
*В. И. Горбатюк*

Кандидат технических наук, доцент Российского  
химико-технологического университета им. Д. И. Менделеева  
*В. В. Скудин*

**Бобылёв В. Н.**

Б72 Подбор и расчёт трубчатых теплообменников: Учеб.-метод. по-  
собие /РХТУ им. Д. И. Менделеева. –М., 2003. –80 с.

В пособии описаны современные конструкции нормализованных кожухотрубных теплообменных аппаратов, изготавливаемых отечественными предприятиями химического машиностроения; дана полная сводка уравнений для выполнения теплового расчёта аппарата; изложены подробные алгоритмы подбора и расчёта теплообменников различного назначения.

Пособие предназначено для студентов химико-технологических специальностей вузов. Оно может быть использовано также специалистами проектных организаций и инженерно-техническими работниками предприятий при проектировании и анализе работы теплообменной аппаратуры.

УДК 66.021.4+66.045  
ББК 35.11:31.391:34.42

© Бобылёв В. Н., 2003  
© Российский химико-технологический  
университет им. Д. И. Менделеева, 2003

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Многие технологические процессы – химические реакции, разделение смесей, сушка и др. – эффективно протекают в определенном интервале температур, в связи с чем возникает необходимость подвода или отвода теплоты от участвующих в этих процессах материальных потоков. Передачу теплоты от одного материального потока к другому осуществляют в теплообменных аппаратах.

Теплообменное оборудование имеет значительную долю в химической технологии. Достаточно сказать, что на современных химических, нефтехимических предприятиях капиталовложения в теплообменные аппараты достигают 40...50 %. При этом до 80 % от всей теплообменной аппаратуры составляют кожухотрубные (или, что то же самое – кожухотрубчатые) теплообменники.

Безусловно, проектирование теплообменных аппаратов должно проводиться с большой тщательностью на основе научно-обоснованных методов.

В данном пособии рассматриваются некоторые возможные алгоритмы расчёта теплообменных аппаратов и даются рекомендации по выбору их конструкций.

Настоящее пособие предназначено, в первую очередь, для студентов, выполняющих курсовую работу (VI семестр) и курсовой проект (VIII семестр) по курсу «Процессы и аппараты химической технологии». Пособие окажется полезным при дипломном проектировании, а также даст полезную информацию преподавателям и инженерам, перед которыми возникла задача выбора теплообменного аппарата для решения конкретной технологической проблемы.

В отличие от имеющихся аналогичных изданий в данном пособии приводятся аналитические методы расчёта движущей силы теплопередачи в многоходовых аппаратах, оригинальные формулы расчёта средних и конечных температур теплоносителей, выверенные критериальные уравнения для расчёта коэффициентов теплоотдачи, соответствующее трубчатым аппаратам уравнение аддитивности термических сопротивлений.

Пособие снабжено необходимыми для расчёта таблицами и справочными материалами (за исключением данных о теплофизических свойствах веществ).

### Символы и единицы основных физических величин

$A$  – площадь [поверхности],  $\text{м}^2$ ;  
 $a$  – температуропроводность среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $c_p$  – удельная теплоёмкость,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  
 $D$  – диаметр [кожуха],  $\text{м}$ ;  
 $d$  – диаметр [трубы],  $\text{м}$ ;  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  
 $h$  – высота,  $\text{м}$ ;  
 $h$  – удельная энтальпия,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  
 $K_T$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ;  
 $k$  – число ходов по трубному пространству, шт.;  
 $L$  – длина,  $\text{м}$ ;  
 $l$  – определяющий линейный размер,  $\text{м}$ ;  
 $l_n$  – расстояние между сегментными перегородками,  $\text{м}$ ;  
 $M$  – молярная масса,  $\text{кг}/\text{кмоль}$ ;  
 $m$  – масса,  $\text{кг}$ ;  
 $\dot{m}$  – массовый расход,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  
 $N_T$  – общее число труб в аппарате, шт.;  
 $p$  – давление,  $\text{Па}$ ;  
 $Q$  – количество теплоты,  $\text{Дж}$ ;  
 $\dot{Q}$  – тепловой поток,  $\text{Вт}$ ;  
 $q$  – плотность теплового потока,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $R_s$  – термическое сопротивление загрязнений,  $(\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$ ;  
 $r$  – удельная теплота фазового перехода,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  
 $S$  – площадь [сечения],  $\text{м}^2$ ;  
 $s$  – шаг размещения труб в трубной решётке,  $\text{м}$ ;  
 $T$  – температура,  $\text{К}$ ;  
 $V$  – объём,  $\text{м}^3$ ;  
 $v$  – скорость потока,  $\text{м}/\text{с}$ ;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ;  
 $\beta$  – коэффициент объёмного теплового расширения,  $\text{К}^{-1}$ ;  
 $\lambda$  – теплопроводность,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  
 $\mu$  – динамическая вязкость среды,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  
 $\nu$  – кинематическая вязкость среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $\rho$  – плотность среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $\sigma$  – поверхностное натяжение,  $\text{Дж}/\text{м}^2$ .

### И н д е к с ы :

вн – внутренний;	G – газообразный (парообразный);
к – кожух;	L – жидкий;
мтр – межтрубное пространство;	m – молярный;
н – наружный;	1 – более горячий теплоноситель;
ст – стенка;	1н – начальное состояние более горячего теплоносителя;
т – труба;	2 – более холодный теплоноситель;
тр – трубное пространство;	2к – конечное состояние более холодного теплоносителя.
у – условный;	

## ВВЕДЕНИЕ

Неотъемлемой стадией химической технологии любого продукта является теплообменный процесс. Аппараты или устройства, в которых происходит передача теплоты от одного теплоносителя (материального потока, участвующего в теплопередаче) к другому, называют теплообменными аппаратами (иногда – просто «теплообменниками»).

При аппаратурном оформлении теплового процесса химик-технолог должен решить двудединую задачу, а именно:

1. Выбрать тип теплообменного аппарата.
2. Выбрать аппарат соответствующих размеров.

**Выбор типа аппарата** обусловлен характером проводимого теплового процесса (охлаждение технологического потока, нагревание, конденсация пара, испарение жидкости), заданными технологическими параметрами (температуры сред, их давления), расходами теплоносителей.

Среди всего разнообразия конструкций теплообменных аппаратов наибольшее распространение получили трубчатые, в частности, кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

### 1. КОНСТРУКЦИИ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Нормализованные кожухотрубчатые теплообменные аппараты, серийно изготавливаемые в настоящее время отечественными предприятиями химического машиностроения, подразделяются:

- по назначению – на холодильники (Х), теплообменники (Т), конденсаторы (К), испарители (И);
- по конструкции – на аппараты, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций или, иначе, аппараты с неподвижными трубными решётками<sup>1</sup> (Н), аппараты с температур-

<sup>1</sup> Название «с неподвижными трубными решётками», применяемое в технической литературе, является не вполне корректным, так как обе трубные решётки и в этих аппаратах, и в аппаратах с температурным линзовым компенсатором на кожухе крепятся к кожуху неподвижно.

ным линзовым компенсатором на кожухе (К), аппараты с плавающей головкой (П), аппараты с U-образными трубами (У);

- по расположению – на горизонтальные (Г) и вертикальные (В);
- по числу ходов в трубном пространстве – на одноходовые и многоходовые.

Для проведения тепловых процессов со средами, температура которых не превышает 300...350 °С, используются аппараты, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций, или аппараты с температурным линзовым компенсатором на кожухе.

**Холодильники**, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций (ХН), или с температурным линзовым компенсатором на кожухе (ХК) (рис. 1.1) применяются для охлаждения жидких или газообразных сред водой (или другим хладагентом).

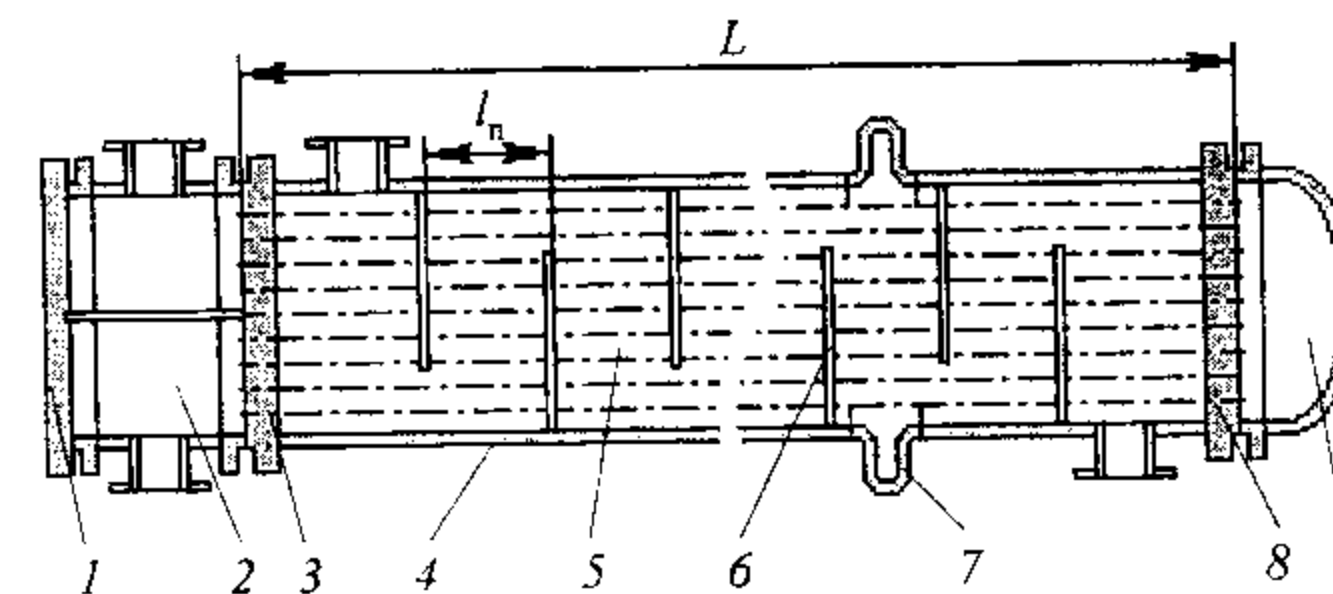


Рис. 1.1. Кожухотрубчатый двухходовой холодильник:  
1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 и 8 – трубные решётки; 4 – кожух; 5 – теплообменные трубы; 6 – перегородка с сегментным вырезом; 7 – линзовый компенсатор; 9 – крышка

Охлаждаемая жидкая или газообразная среда направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20...+300$  °С.

Охлаждающая среда (вода или другой хладагент) направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20...+60$  °С.

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равнобедренных треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»); в межтрубном пространстве аппарата размещаются сегментные перегородки.

В зависимости от диаметра, длины и числа труб, аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 1 до 937 м<sup>2</sup>.

Аппараты могут устанавливаться горизонтально или вертикально.

**Теплообменники**, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций (ТН), или с температурным линзовым компенсатором на кожухе (ТК) (рис. 1.2, 1.3) применяются для нагрева и охлаждения (без изменения агрегатного состояния) жидких или газообразных сред.

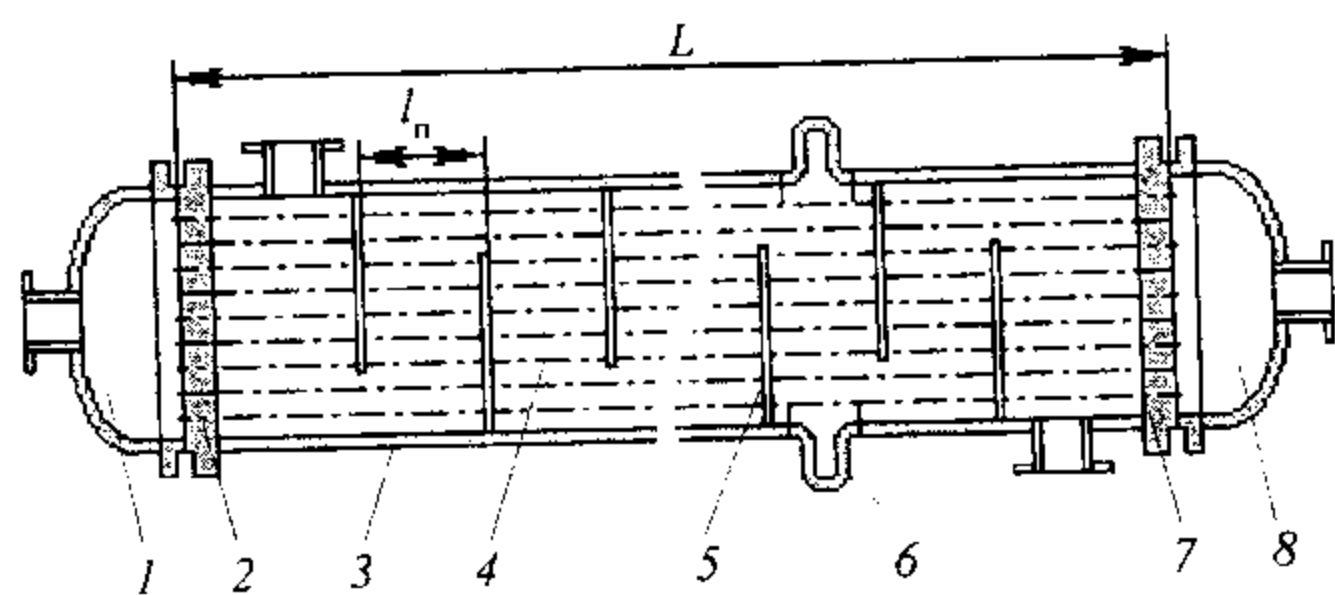


Рис. 1.2. Кожухотрубчатый одноходовой теплообменник:  
1 и 8 – крышки; 2 и 7 – трубные решётки; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубы; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 6 – линзовый компенсатор

Обменивающиеся теплотой среды могут иметь температуру в пределах  $-70 \dots +350$  °С.

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равнобедренных треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»); в межтрубном пространстве аппарата размещаются сегментные перегородки.

В зависимости от диаметра, длины и числа труб, аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 1 до 961 м<sup>2</sup>.

Аппараты могут устанавливаться горизонтально или вертикально.

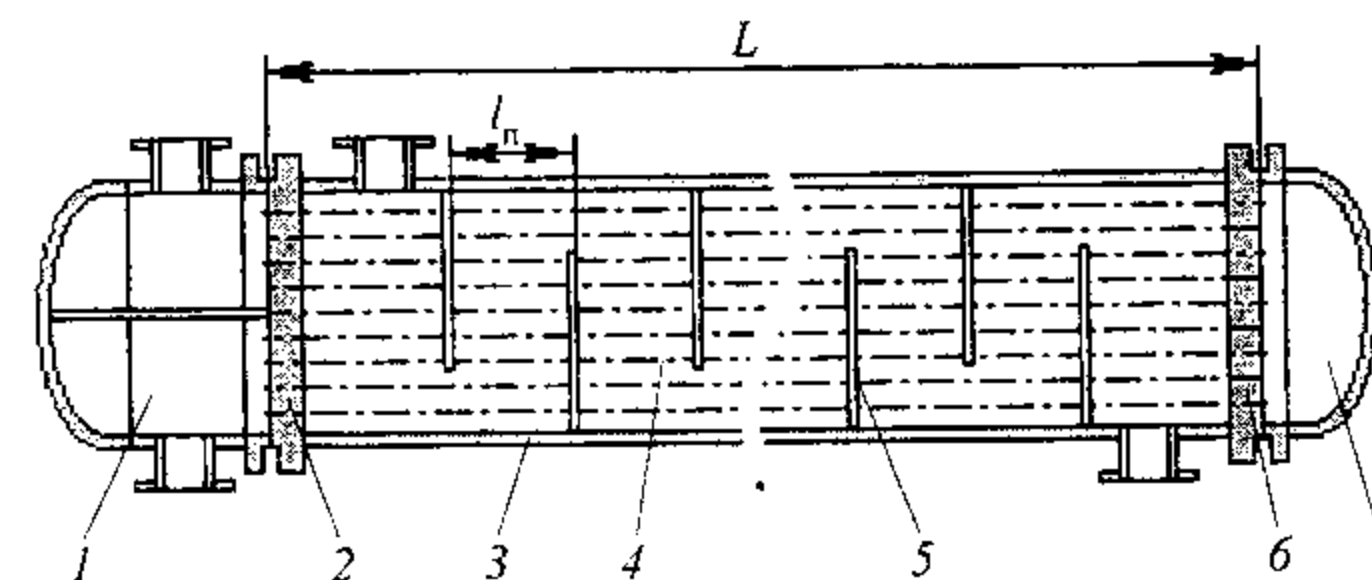


Рис. 1.3. Кожухотрубчатый двухходовой теплообменник:  
1 – распределительная камера; 2 и 6 – трубные решётки; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубы; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 7 – крышка

**Конденсаторы**, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций (КН), или с температурным линзовым компенсатором на кожухе (КК) (рис. 1.4) применяются для конденсации паров.

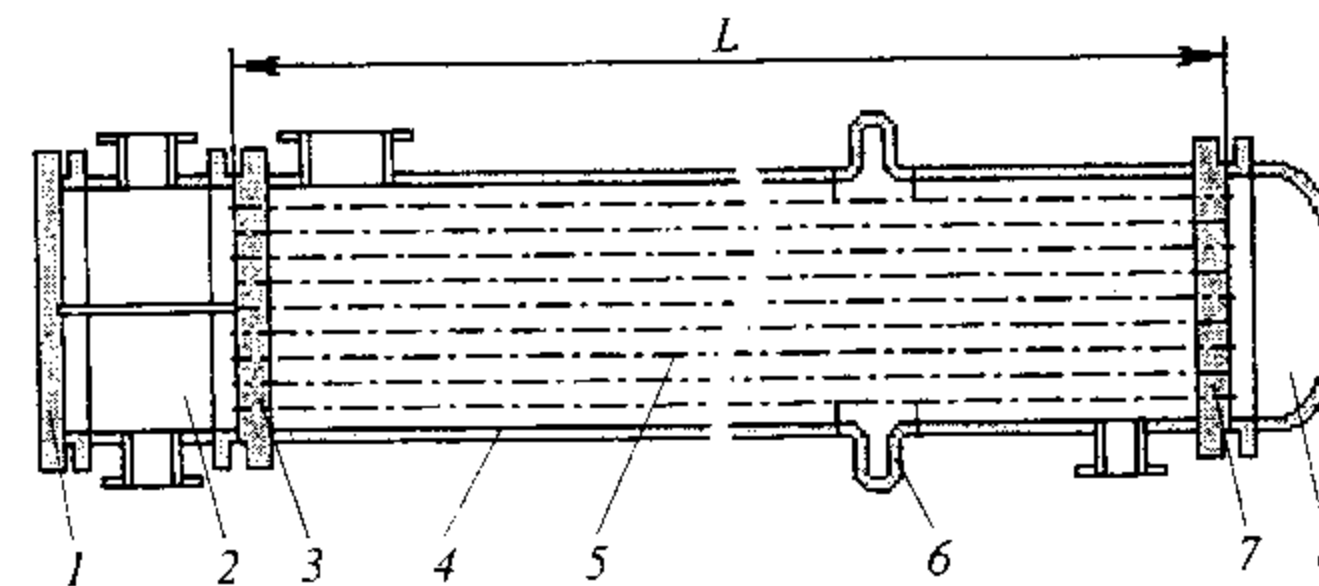


Рис. 1.4. Кожухотрубчатый двухходовой конденсатор:  
1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 и 7 – трубные решётки; 4 – кожух; 5 – теплообменные трубы; 6 – линзовый компенсатор; 8 – крышка

Конденсируемая среда направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20 \dots +300$  °С.

Отводящая теплоту конденсации среда (вода или другой хладагент) направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20 \dots +60$  °С.

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равносторонних треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»).

В зависимости от диаметра, длины и числа труб, аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 57 до 816 м<sup>2</sup>.

Аппараты могут устанавливаться горизонтально или вертикально.

**Испарители**, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций (ИН) (рис. 1.5), или с температурным линзовым компенсатором на кожухе (ИК) применяются для испарения жидкостей при их кипении.

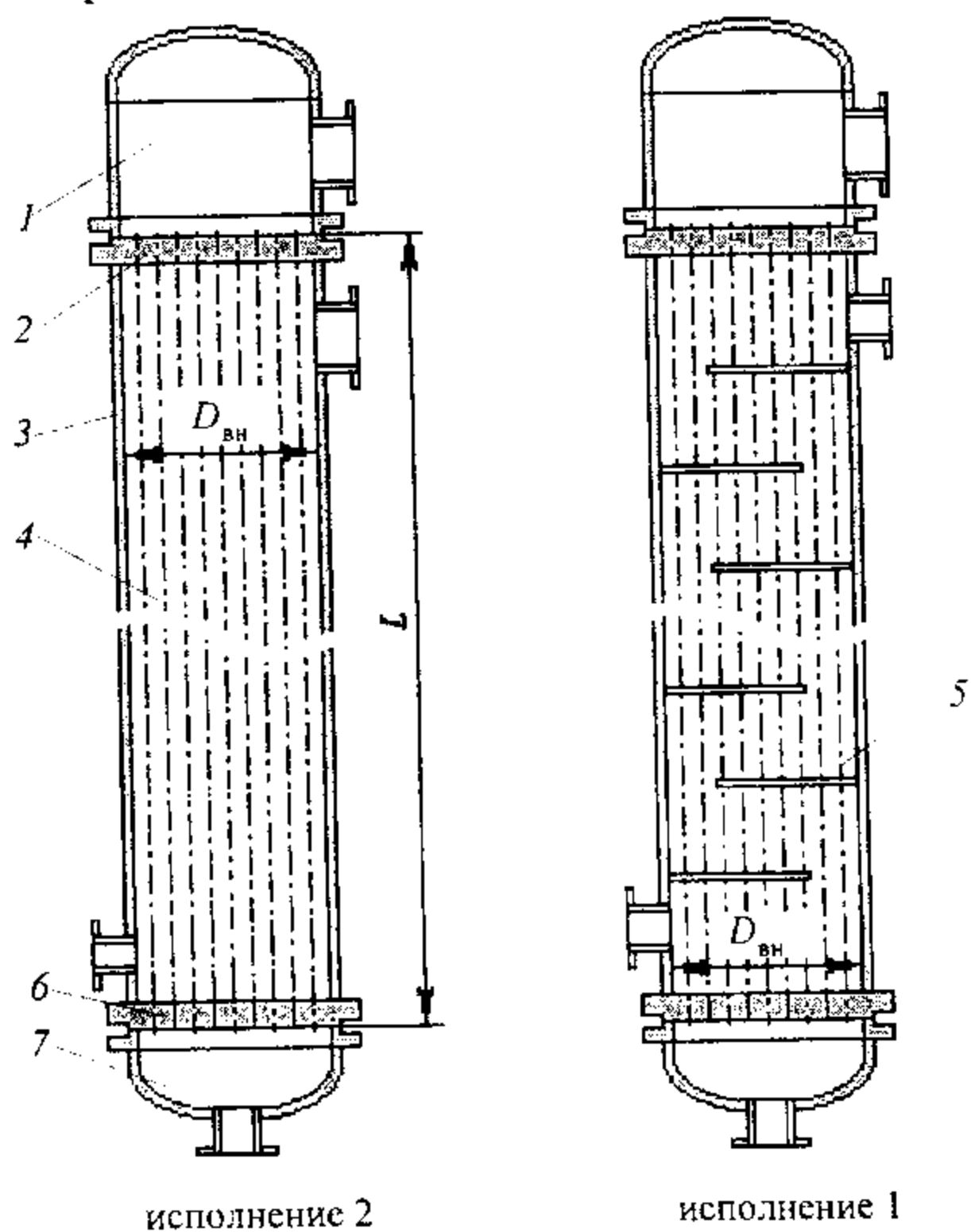


Рис. 1.5. Кожухотрубчатые испарители:

1 – распределительная камера; 2 и 6 – трубные решётки; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубы; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 7 – крышка

Испаряемая среда направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-70 \dots +350$  °С.

Подводящая теплоту парообразная среда (в аппаратах в исполнении 2), либо жидкая или газообразная среда (в аппаратах в исполнении 1) направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-70 \dots +350$  °С.

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равносторонних треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»); в межтрубном пространстве аппарата с жидким или газообразным греющим теплоносителем размещаются сегментные перегородки.

В зависимости от длины и числа труб, аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 40 до 486 м<sup>2</sup>.

Аппараты устанавливаются только вертикально.

Для проведения тепловых процессов со средами, температура которых может достигать значений  $400 \dots 450$  °С, а также в случаях, когда требуется компенсация температурных деформаций, но давление в кожухе больше 1,6 МПа, используются аппараты с плавающей головкой или аппараты с U-образными трубами.

**Холодильники** с плавающей головкой (ХП) (рис. 1.6) применяются для охлаждения жидких или газообразных сред водой (или другим хладагентом).

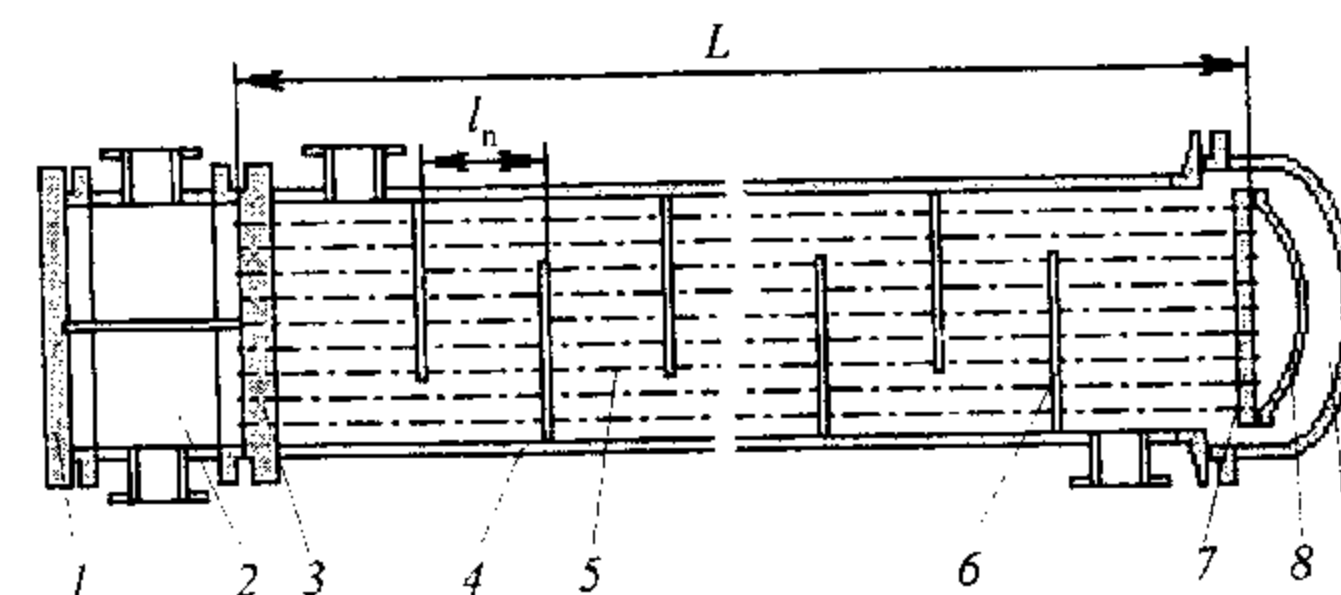


Рис. 1.6. Кожухотрубчатый холодильник с плавающей головкой:

1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 – неподвижная трубная решётка; 4 – кожух; 5 – теплообменные трубы; 6 – перегородка с сегментным вырезом; 7 – подвижная трубная решётка; 8 – крышка плавающей головки; 9 – крышка кожуха

Охлаждаемая жидкая или газообразная среда направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $0...+400\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Охлаждающая среда (вода или другой хладагент) направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равнобедренных треугольников или по вершинам квадратов (в обоих случаях – в так называемом «шахматном порядке» относительно потока охлаждаемой среды); в межтрубном пространстве аппарата размещаются сегментные перегородки.

В зависимости от диаметра, длины и числа труб аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 10 до  $1246\text{ м}^2$ .

Аппараты устанавливаются горизонтально, а аппараты с длиной труб 3 м могут устанавливаться и вертикально.

**Теплообменники с плавающей головкой (ТП)** (рис. 1.7) применяются для нагрева и охлаждения (без изменения агрегатного состояния) жидких или газообразных сред.

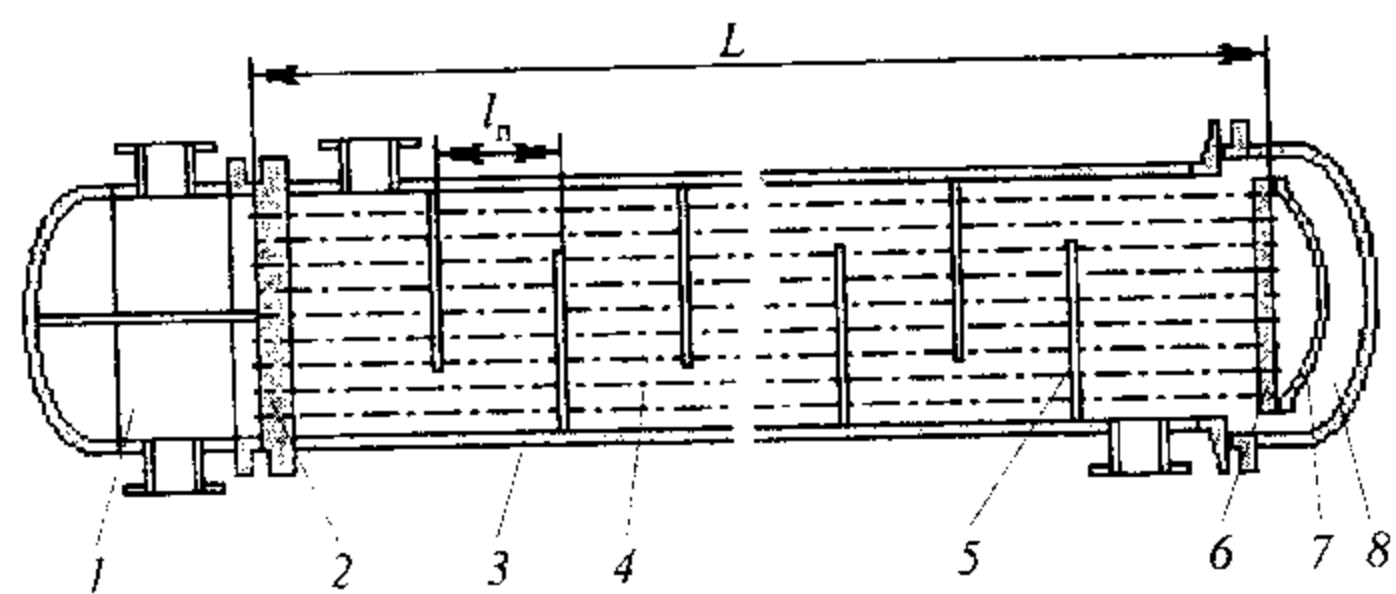


Рис. 1.7. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой: 1 – распределительная камера; 2 – неподвижная трубная решётка; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубы; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 6 – подвижная трубная решётка; 7 – крышка плавающей головки; 8 – крышка кожуха

Обменивающиеся теплотой среды могут иметь температуру в пределах  $-30...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равнобедренных треугольников или по вершинам квадратов (в обоих

случаях – в так называемом «шахматном порядке»); в межтрубном пространстве аппарата размещаются сегментные перегородки.

В зависимости от диаметра, длины и числа труб, аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 10 до  $1246\text{ м}^2$ .

Аппараты устанавливаются горизонтально, а аппараты с длиной труб 3 м могут устанавливаться и вертикально.

**Конденсаторы с плавающей головкой (КП)** (рис. 1.8) применяются для конденсации паров.

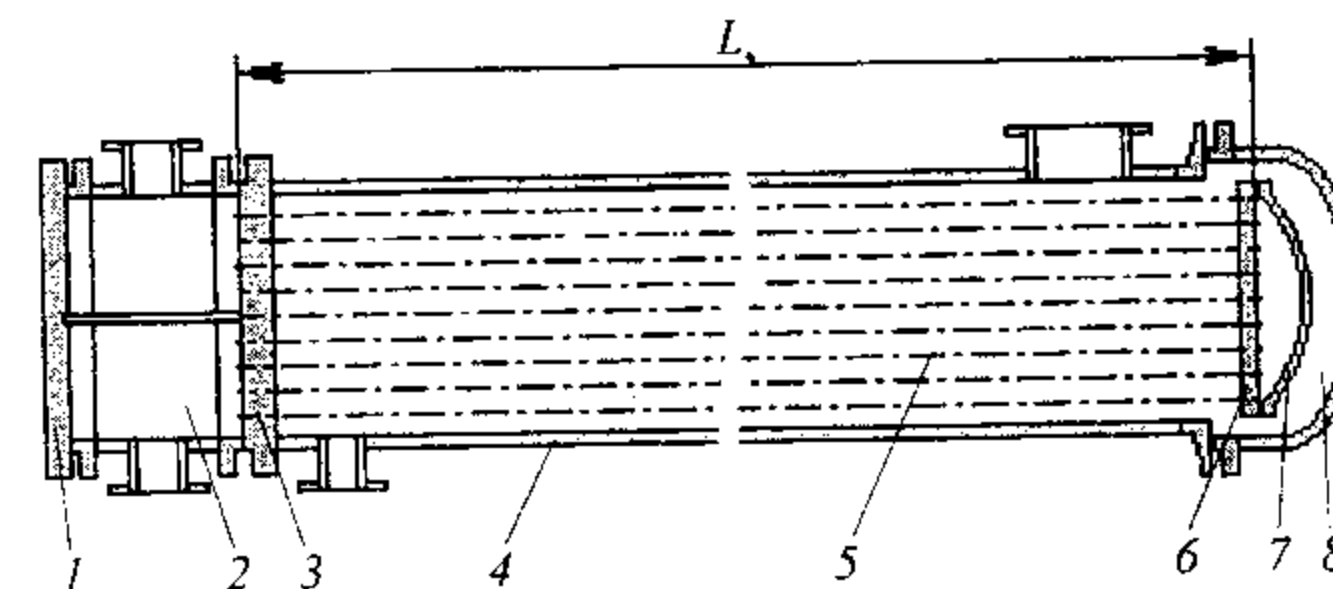


Рис. 1.8. Кожухотрубчатый конденсатор с плавающей головкой: 1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная камера; 3 – неподвижная трубная решётка; 4 – кожух; 5 – теплообменные трубы; 6 – подвижная трубная решётка; 7 – крышка плавающей головки; 8 – крышка кожуха

Конденсируемая среда направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $0...+400\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Отводящая теплоту конденсации среда (вода или другой хладагент) направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-20...+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2$  мм или  $\varnothing 25 \times 2$  мм и длиной 6 м, размещаемыми в трубных решётках по вершинам равнобедренных треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»).

В зависимости от диаметра и числа труб аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 87 до  $837\text{ м}^2$ .

Аппараты могут устанавливаться горизонтально или вертикально.

**Теплообменники с U-образными трубами (ТУ)** (рис. 1.9) применяются для нагрева и охлаждения (без изменения агрегатного состояния) жидких или газообразных сред.

Обменивающиеся теплотой среды могут иметь температуру в пределах  $-30...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 20 \times 2\text{ мм}$ , размещаемыми в трубных решётках по вершинам равносторонних треугольников или по вершинам квадратов (в обоих случаях – в так называемом «шахматном порядке»); в межтрубном пространстве аппарата размещаются сегментные перегородки.

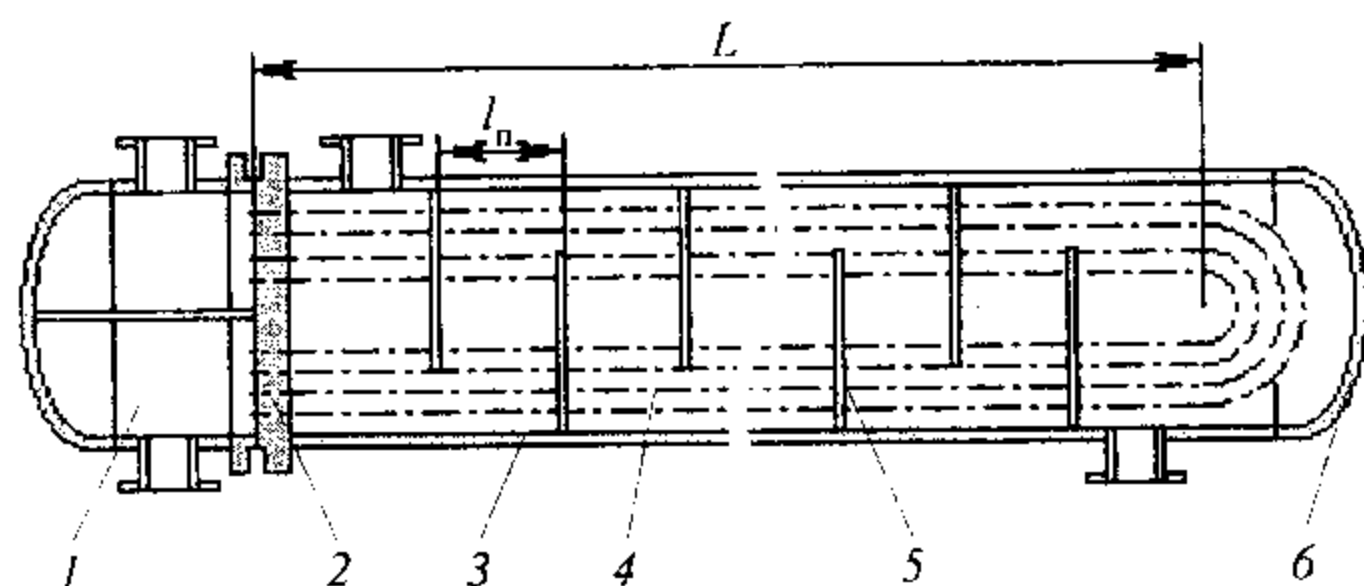


Рис. 1.9. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами:  
1 – распределительная камера; 2 – неподвижная трубная решётка; 3 – кожух; 4 – теплообменные трубы; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 6 – крышка

В зависимости от длины, числа труб, а также вида размещения труб в пучке аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 14 до  $1369\text{ м}^2$ .

Аппараты устанавливаются только горизонтально.

**Испарители** с паровым пространством применяются для испарения жидкостей при их кипении.

Аппараты изготавливаются двух типов: испарители с плавающей головкой (ИП) (рис. 1.10) и испарители с U-образными трубами (ИУ) (рис. 1.11).

Испаряемая среда направляется в межтрубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-30...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Подводящая теплоту парообразная, жидкая или газообразная среда направляется в трубное пространство аппарата и может иметь температуру в пределах  $-30...+450\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Аппараты изготавливаются с трубами размером  $\varnothing 25 \times 2\text{ мм}$  и длиной 6 м, размещаемыми в трубных решётках по вершинам рав-

носторонних треугольников (то есть в так называемом «шахматном порядке»).

В зависимости от числа труб в пучке, количества трубных пучков и конструктивного типа аппараты имеют площадь поверхности теплопередачи от 38 до  $448\text{ м}^2$ .

Аппараты устанавливаются только горизонтально.

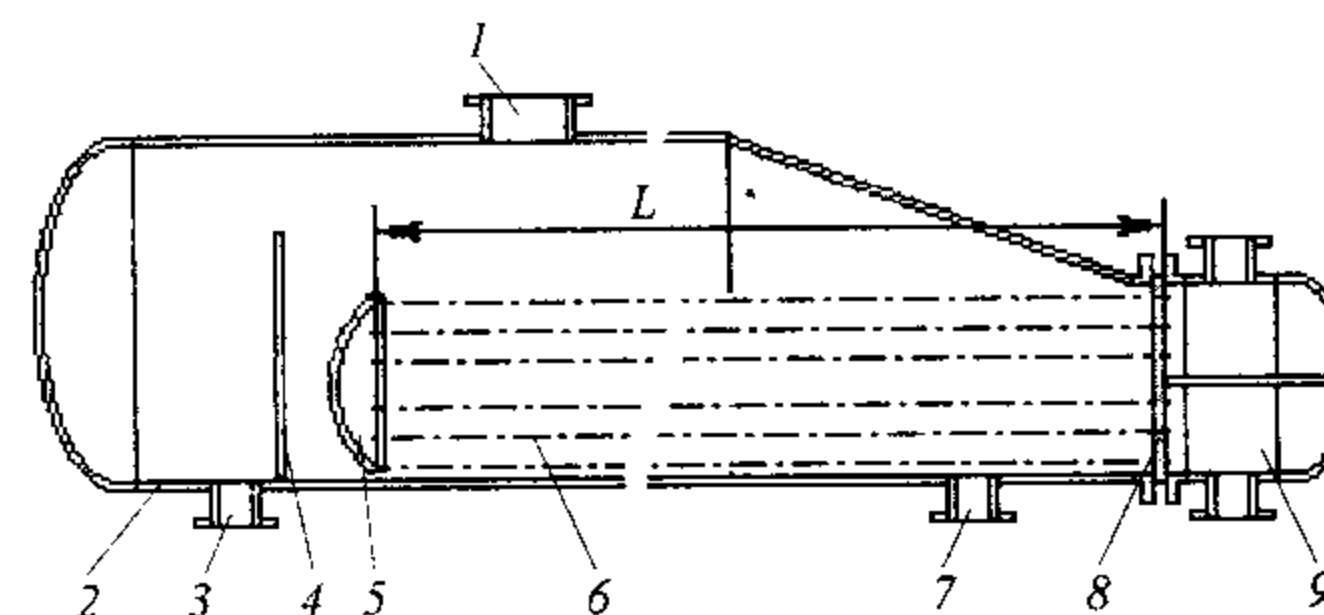


Рис. 1.10. Испаритель с паровым пространством с плавающей головкой

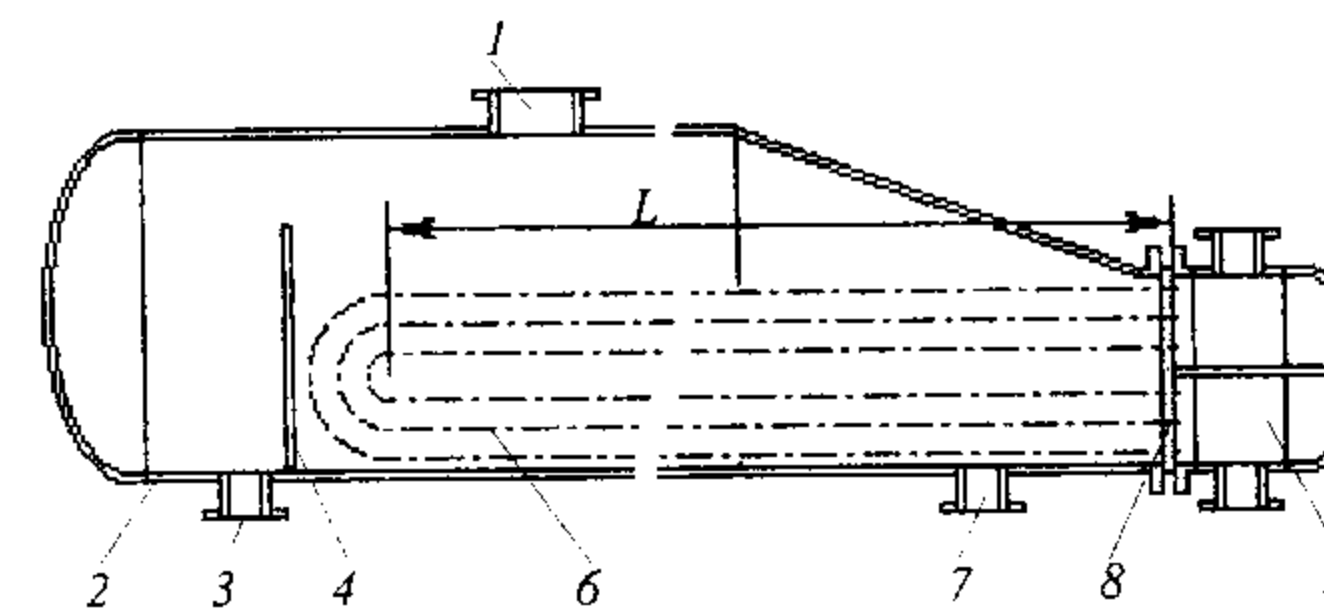


Рис. 1.11. Испаритель с паровым пространством с U-образными трубами:  
1 – штуцер выхода паров; 2 – кожух; 3 – штуцер выхода остатков продукта; 4 – отражательная перегородка; 5 – плавающая головка; 6 – теплообменные трубы; 7 – штуцер входа жидкости; 8 – неподвижная трубная решётка; 9 – распределительная камера

Более подробная информация о стандартных кожухотрубчатых теплообменных аппаратах приведена в таблицах приложения.

В химической технологии используются также кожухотрубчатые теплообменные аппараты, называемые *подогревателями*.

**Подогреватели**, не имеющие устройств для компенсации температурных деформаций или с температурным линзовым компен-



сатором на кожухе, применяются для нагрева жидких или газообразных сред теплотой конденсирующегося водяного пара.

Отечественными предприятиями химического аппаратостроения стандартные подогреватели не выпускаются. Однако они могут быть изготовлены по индивидуальному заказу на специализированных заводах или в ремонтно-механическом цехе химического предприятия при наличии соответствующих мощностей.

## 2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЁТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Характерные *размеры выбираемого аппарата* (диаметр кожуха, длина теплообменных труб) зависят, в первую очередь, от *площади поверхности теплопередачи*, необходимой и достаточной для реализации заданного теплового процесса. К определению величины этой площади поверхности теплопередачи и сводится тепловой расчёт аппарата, который выполняется с использованием приведённых в данной главе уравнений.

### 2.1. Основное уравнение теплопередачи

Тепловой расчёт аппарата базируется на *основном уравнении теплопередачи*

$$\dot{Q} = K_T \overline{\Delta T} A, \quad (2.1)$$

где  $\dot{Q}$  – тепловой поток;  $K_T$  – коэффициент теплопередачи (величина, обратная общему термическому сопротивлению теплопередачи);  $\overline{\Delta T}$  – средняя движущая сила теплопередачи (средняя вдоль поверхности теплообмена разность температур теплоносителей);  $A$  – площадь поверхности теплопередачи.

### 2.2. Тепловые потоки в аппаратах

В соответствии с I началом термодинамики, теплота, подводимая к телу в изобарном процессе, расходуется на увеличение его энтальпии:

$$Q = \Delta H. \quad (2.2)$$

Следовательно, при постоянных массовых расходах теплоносителей *тепловой поток* в аппарате может быть вычислен по уравнениям:

$$\dot{Q} = (h_{1н} - h_{1к}) \dot{m}_1 \quad (2.3)$$

и

$$\dot{Q} = (h_{2к} - h_{2н}) \dot{m}_2, \quad (2.4)$$

где  $h_{1н}$  и  $h_{1к}$  – соответственно начальная и конечная удельные энтальпии более нагретого теплоносителя;  $h_{2к}$  и  $h_{2н}$  – соответственно конечная и начальная удельные энтальпии менее нагретого теплоносителя;  $\dot{m}_1$  и  $\dot{m}_2$  – соответственно расходы более горячей и более холодной среды.

В случае отсутствия справочных данных об удельных энтальпиях вещества можно использовать сведения об удельной теплоёмкости и удельной теплоте фазового превращения.

Если среда нагревается (или охлаждается) от температуры  $T_n$  до температуры  $T_k$  без изменения агрегатного состояния, то с достаточной точностью справедливо равенство:

$$h_n - h_k = \tilde{c}_p (T_n - T_k), \quad (2.5)$$

где  $\tilde{c}_p$  – удельная теплоёмкость среды при температуре

$$\tilde{T} = \frac{T_n + T_k}{2}.$$

Следовательно, при охлаждении теплоносителя тепловой поток может быть рассчитан по формуле:

$$\dot{Q} = \tilde{c}_{p1} \dot{m}_1 (T_{1н} - T_{1к}), \quad (2.6)$$

а при нагревании теплоносителя – по формуле:

$$\dot{Q} = \tilde{c}_{p2} \dot{m}_2 (T_{2к} - T_{2н}). \quad (2.7)$$

Если вещество изменяет агрегатное состояние при постоянной температуре насыщения, то

$$h_n - h_k = r, \quad (2.8)$$

где  $r$  – удельная теплота фазового перехода (парообразования или конденсации).

Следовательно, при конденсации насыщенного пара без охлаждения конденсата

$$\dot{Q} = r_1 \dot{m}_1, \quad (2.9)$$

а при испарении жидкости, нагретой до температуры кипения, с образованием насыщенного пара

$$\dot{Q} = r_2 \dot{m}_2. \quad (2.10)$$

### 2.3. Средняя движущая сила теплопередачи

*Средняя движущая сила теплопередачи* (средняя разность температур теплоносителей в аппарате) определяется уравнением:

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{A} \int_A \Delta T dA, \quad (2.11)$$

где  $\Delta T$  – локальная разность температур теплоносителей в произвольном сечении аппарата.

Если температуры обоих теплоносителей вдоль поверхности теплообмена остаются постоянными (например, при конденсации насыщенного пара теплоносителя «1» без охлаждения конденсата и одновременном испарении жидкости, нагретой до температуры кипения, с образованием насыщенного пара теплоносителя «2»), то

$$\overline{\Delta T} = T_1 - T_2 = \text{const}. \quad (2.12)$$

Если температура хотя бы одного из теплоносителей изменяется, а другого остаётся постоянной во всём объёме аппарата, то, независимо от числа ходов по трубному пространству,

$$\overline{\Delta T} = \frac{\delta T_1 + \delta T_2}{\ln \frac{T_{1н} - T_{2н}}{T_{1к} - T_{2к}}} \quad (2.13)$$

(при этом либо  $\delta T_1 = 0$ , либо  $\delta T_2 = 0$ ).

Здесь и далее через  $\delta T_1$  и  $\delta T_2$  обозначены конечные изменения температур сред, то есть  $\delta T_1 = T_{1н} - T_{1к}$ ;  $\delta T_2 = T_{2к} - T_{2н}$ .

Если температуры обоих теплоносителей изменяются (при их охлаждении и нагревании без изменения агрегатного состояния), то в *одноходовом* трубчатом аппарате со встречным (противоточным) движением теплоносителей

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_n - \Delta T_k}{\ln \frac{\Delta T_n}{\Delta T_k}}, \quad (2.14)$$

где  $\Delta T_n = T_{1н} - T_{2к}$ ;  $\Delta T_k = T_{1к} - T_{2н}$ .

При этом теплообмен возможен, если

$$\Delta T_n \geq 0 \text{ и } \Delta T_k \geq 0. \quad (2.15)$$

Если температуры обоих теплоносителей изменяются (при их охлаждении и нагревании без изменения агрегатного состояния), то в *двухходовом* трубчатом аппарате

$$\overline{\Delta T} = \frac{\sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{\ln \frac{T_{1н} + T_{1к} - T_{2н} - T_{2к} + \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{T_{1н} + T_{1к} - T_{2н} - T_{2к} - \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}}. \quad (2.16)$$

При этом теплообмен возможен, если

$$T_{1н} + T_{1к} - T_{2н} - T_{2к} - \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2} > 0. \quad (2.17)$$

Если температуры обоих теплоносителей изменяются (при их охлаждении и нагревании без изменения агрегатного состояния), то в *четырёхходовом* трубчатом аппарате среднюю разность температур следует вычислять из уравнения

$$\sqrt{4(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2} \cdot \text{cth} \frac{\sqrt{4(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{4\overline{\Delta T}} + \delta T_2 \cdot \text{th} \frac{\delta T_2}{4\overline{\Delta T}} - 2(T_{1н} + T_{1к} - T_{2н} - T_{2к}) = 0, \quad (2.18)$$

где  $\text{cth} x = \frac{e^x + e^{-x}}{e^x - e^{-x}}$ ;  $\text{th} x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}$ .

Очевидно, что расчёт должен выполняться итерационно; однако результат вычислений по формуле (2.18) практически не отличается от результата, получаемого по формуле (2.16). В связи с этим рекомендуется для расчёта средней разности температур в *четырёхходовых* и *шестихходовых* аппаратах использовать формулу (2.16).

## 2.4. Средние температуры теплоносителей

Средняя вдоль поверхности теплообмена температура среды определяется выражением:

$$\bar{T} = \frac{1}{A} \int_A T dA, \quad (2.19)$$

где  $T$  – локальная температура среды в произвольном сечении аппарата.

При *противотоке* теплоносителей в *одноходовом* трубчатом теплообменнике средняя температура более горячей среды

$$\bar{T}_1 = \frac{\frac{\delta T_1}{\delta T_2} (T_{2к} + \bar{\Delta T}) - T_{1н}}{\frac{\delta T_1}{\delta T_2} - 1}, \quad (2.20)$$

а средняя температура более холодной среды

$$\bar{T}_2 = \frac{\frac{\delta T_1}{\delta T_2} T_{2к} + \bar{\Delta T} - T_{1н}}{\frac{\delta T_1}{\delta T_2} - 1}. \quad (2.21)$$

При *смешанном токе* теплоносителей в *двухходовом* трубчатом теплообменнике средняя температура более *горячего* теплоносителя, направляемого обычно в *межтрубное* пространство аппарата<sup>1</sup>,

$$\bar{T}_1 = T_{1н} - 2\bar{\Delta T} \frac{\delta T_1}{(\delta T_2)^2} \times \left[ 2T_{1н} - T_{2н} - T_{2к} - 2\sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2} \frac{e^{\frac{\delta T_1}{\Delta T}}}{e^{\psi_1} - e^{\psi_2}} \right], \quad (2.22)$$

$$\text{где } \psi_1 = \frac{\delta T_1 + \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{2\bar{\Delta T}}; \quad \psi_2 = \frac{\delta T_1 - \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{2\bar{\Delta T}},$$

а средняя температура более холодного теплоносителя, направляемого обычно в трубное пространство

$$\bar{T}_2 = \bar{T}_1 - \bar{\Delta T}. \quad (2.23)$$

При *смешанном токе* теплоносителей в *двухходовом* трубчатом теплообменнике средняя температура более *холодного* теплоносителя, направляемого в *межтрубное* пространство аппарата,

$$\bar{T}_2 = T_{2н} + 2\bar{\Delta T} \frac{\delta T_2}{(\delta T_1)^2} \times \left[ T_{1н} + T_{1к} - 2T_{2н} - 2\sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2} \frac{e^{\frac{\delta T_2}{\Delta T}}}{e^{\phi_1} - e^{\phi_2}} \right], \quad (2.24)$$

$$\text{где } \phi_1 = \frac{\delta T_2 + \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{2\bar{\Delta T}}; \quad \phi_2 = \frac{\delta T_2 - \sqrt{(\delta T_1)^2 + (\delta T_2)^2}}{2\bar{\Delta T}},$$

а средняя температура более горячего теплоносителя, направляемого в трубное пространство

$$\bar{T}_1 = \bar{T}_2 + \bar{\Delta T}. \quad (2.25)$$

Средние температуры сред в *четырёх- и шестиходовых* трубчатых аппаратах практически не отличаются от величин, определяемых по формулам (2.22)...(2.25).

Во всех случаях между средними температурами теплоносителей и средней разностью температур должно соблюдаться соотношение:

$$\bar{T}_1 - \bar{T}_2 = \bar{\Delta T}. \quad (2.26)$$

<sup>1</sup> Формулы (2.22), (2.24), (2.29), (2.30) выведены В. Н. Бобылёвым; формулы (2.24), (2.29) и (2.30) публикуются впервые.

## 2.5. Конечные температуры теплоносителей

Конечные температуры сред, не изменяющих своего агрегатного состояния и подаваемых с постоянными расходами в теплообменный аппарат с фиксированной площадью поверхности теплопередачи, определяются формулами:

• в *одноходовом противоточном* трубчатом аппарате конечная температура более горячей среды

$$T_{1к} = \frac{T_{1н} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right) + T_{2н} (e^u - 1)}{e^u - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}}, \quad (2.27)$$

а конечная температура более холодной среды

$$T_{2к} = \frac{T_{2н} e^u \left(\frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} - 1\right) + T_{1н} (e^u - 1)}{e^u \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} - 1}, \quad (2.28)$$

где  $\dot{C}_1 = c_{p1} \dot{m}_1$ ;  $\dot{C}_2 = c_{p2} \dot{m}_2$ ;  $u = \frac{K_T A}{\dot{C}_1} \left(1 - \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)$ ;

• в *двухходовом* трубчатом аппарате конечная температура более горячей среды

$$T_{1к} = \frac{T_{1н} \left[ (e^u - 1) \left(\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} - 1\right) + (e^u + 1) \kappa \right] + 2T_{2н} (e^u - 1)}{(e^u - 1) \left(\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} + 1\right) + (e^u + 1) \kappa}, \quad (2.29)$$

а конечная температура более холодной среды

$$T_{2к} = \frac{T_{2н} \left[ (e^u - 1) \left(\frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} - 1\right) + (e^u + 1) \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} \kappa \right] + 2T_{1н} (e^u - 1)}{(e^u - 1) \left(\frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} + 1\right) + (e^u + 1) \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} \kappa}, \quad (2.30)$$

где

$$\dot{C}_1 = c_{p1} \dot{m}_1; \quad \dot{C}_2 = c_{p2} \dot{m}_2; \quad u = \frac{K_T A}{\dot{C}_1} \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)^2}; \quad \kappa = \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}\right)^2}.$$

Конечные температуры сред в *четырёх- и шестиходовом* трубчатых аппаратах практически не отличаются от величин, определяемых по формулам (2.29) и (2.30).

## 2.6. Аддитивность термических сопротивлений

При переносе теплоты через стенку цилиндрической трубы коэффициент теплопередачи ( $K_T$ ), отнесенный к единице площади наружной поверхности трубы, связан с коэффициентами теплоотдачи соотношением:

$$K_T = \left( \frac{1}{\alpha_n} + R_{з,н} + \frac{d_n}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + R_{з,вн} \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{d_n}{d_{вн}} \right)^{-1}, \quad (2.31)$$

где  $\alpha_n$  и  $\alpha_{вн}$  – коэффициенты теплоотдачи соответственно с наружной и внутренней стороны трубы (стенки);  $R_{з,н}$  и  $R_{з,вн}$  – термические сопротивления загрязнений поверхности соответственно с наружной и внутренней стороны трубы;  $d_n$  и  $d_{вн}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры теплопередающей трубы (стенки);  $\lambda_{ст}$  – теплопроводность материала теплопередающей стенки (трубы).

## 2.7. Коэффициенты теплоотдачи

Коэффициенты теплоотдачи, фигурирующие в уравнении (2.31), могут быть рассчитаны с использованием критериальных уравнений, в которых присутствуют следующие критерии теплового и гидродинамического подобия:

$$\text{критерий Нуссельта } Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad (2.32)$$

$$\text{критерий Рейнольдса } Re = \frac{vl}{\nu} = \frac{vl\rho}{\mu}; \quad (2.33)$$

$$\text{критерий Прандтля } Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \mu}{\lambda}; \quad (2.34)$$

$$\text{критерий Рэлея } Ra = \frac{l^3 g \rho^2 c_p}{\mu \lambda} \beta |T - T_{\text{ст}}|, \quad (2.35)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;

$l$  – определяющий линейный размер;

$\lambda$  – теплопроводность среды;

$\nu$  – скорость потока;

$\nu$  – кинематическая вязкость среды;

$\rho$  – плотность среды;

$\mu$  – динамическая вязкость среды;

$a$  – температуропроводность среды;

$c_p$  – удельная теплоёмкость среды;

$g$  – ускорение свободного падения;

$\beta$  – коэффициент объёмного теплового расширения;

$T$  – температура среды;

$T_{\text{ст}}$  – температура стенки.

В зависимости от условий теплообмена, расчёт выполняют по одному из приведенных ниже уравнений:

♦ *Теплообмен при вынужденном течении (без фазового превращения) в трубном пространстве аппарата:*

• вязкостно-гравитационный режим ламинарного течения при  $Re < 2300$  и  $Ra > 8 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,15 Ra^{0,1} Re^{0,32} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \quad (2.36)$$

• вязкостный режим ламинарного течения при  $Re < 2300$  и  $Ra < 8 \cdot 10^5$

$$Nu = 1,4 Re^{0,4} Pr^{0,33} (l/L)^{0,4} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (2.37)$$

где  $L$  – длина канала.

• турбулентное течение при  $2300 < Re < 10000$

$$Nu = 0,0235 (Re^{0,8} - 230) (1,8 Pr^{0,33} - 0,8) \times \\ \times [1 + (l/L)^{2/3}] (\mu/\mu_{\text{ст}})^{0,14}, \quad (2.38)$$

где  $L$  – длина канала.

• турбулентное течение при  $Re > 10000$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.39)$$

В уравнениях (2.36)...(2.39) определяющий линейный размер  $l$  есть эквивалентный диаметр канала ( $d_3$ ), численно равный внутреннему диаметру трубы ( $d_{\text{вн}}$ ), то есть

$$l = d_3 = d_{\text{вн}}.$$

Скорость потока, входящая в число Рейнольдса в уравнениях (2.36)...(2.39), определяется по расходу среды через площадь поперечного сечения одного хода трубного пространства ( $S_{\text{тр}}$ ), рассчитываемую по формуле:

$$S_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 N_{\text{т}}}{4 k}, \quad (2.40)$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр теплообменной трубы;  $N_{\text{т}}$  – общее число труб в аппарате;  $k$  – число ходов по трубному пространству.

В уравнениях (2.36)...(2.39) все физические свойства среды (кроме помеченных индексом «ст») определяются при средней вдоль поверхности теплообмена температуре теплоносителя; индекс «ст» означает, что свойства среды определяются при температуре стенки.

♦ *Теплообмен при вынужденном течении (без фазового превращения) в кольцевом канале теплообменника «труба в трубе»:*

• турбулентное течение при  $Re > 10000$

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_{\text{вн}}/d_{\text{н}})^{0,18} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (2.41)$$

где  $D_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр кожуховой трубы;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр теплообменной трубы.

В уравнении (2.41) определяющий линейный размер  $l$  есть эквивалентный диаметр канала ( $d_3$ ), а именно:

$$l = d_3 = D_{\text{вн}} - d_{\text{н}}.$$

В уравнении (2.41) все физические свойства среды (кроме помеченных индексом «ст») определяются при средней вдоль поверхности теплообмена температуре теплоносителя; индекс «ст» означает, что свойства среды определяются при температуре стенки.

♦ *Теплообмен при вынужденном течении (без фазового превращения) в межтрубном пространстве аппарата с сегментными перегородками:*

- течение в режиме развивающейся турбулентности при  $5 < Re < 1000$  в аппарате с любым размещением труб в пучке

$$Nu = 0,56 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.42)$$

- турбулентное течение при  $Re > 1000$  в аппарате с размещением труб в пучке в «шахматном порядке» по вершинам равностороннего треугольника

$$Nu = 0,36 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.43)$$

- турбулентное течение при  $Re > 1000$  в аппарате с размещением труб в пучке в «шахматном порядке» по вершинам квадрата

$$Nu = 0,40 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}; \quad (2.44)$$

- турбулентное течение при  $Re > 1000$  в аппарате с «коридорным» размещением труб в пучке

$$Nu = 0,22 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,65} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.45)$$

В формулах (2.42)...(2.45)  $\varepsilon_{\varphi} \approx 0,6$  – коэффициент, учитывающий средний угол атаки поверхности пучка труб обтекающим потоком.

В формулах (2.42)...(2.45) определяющий линейный размер  $l$  – наружный диаметр трубы, то есть

$$l = d_{\text{н}}.$$

Скорость потока, входящая в число Рейнольдса в уравнениях (2.42)...(2.45), определяется по расходу среды через площадь проходного сечения межтрубного пространства ( $S_{\text{мтр}}$ ), рассчитываемую по формулам:

◦ при размещении труб в пучке в «шахматном порядке» по вершинам равностороннего треугольника

$$S_{\text{мтр}} = (D_{\text{вн}} - n_{\text{д}} d_{\text{н}}) l_{\text{п}}; \quad (2.46)$$

◦ при размещении труб в пучке в «шахматном порядке» по вершинам квадрата

$$S_{\text{мтр}} = [(D_{\text{вн}} - (2n_{\text{д}} - 1)d_{\text{н}} + (2 - \sqrt{2})(n_{\text{д}} - 1)s) l_{\text{п}}], \quad (2.47)$$

где  $D_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр кожуха;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр теплообменной трубы;  $n_{\text{д}}$  – число труб в диаметральной ряду одноходового аппарата или в первом, ближайшем к диаметру ряду многоходового аппарата (см. табл. 4...6 «Приложения»);  $l_{\text{п}}$  – расстояние между сегментными перегородками (см. табл. 4...6 «Приложения»);  $s$  – шаг размещения труб в трубной решётке (в стандартных аппаратах  $s = 26$  мм при  $d_{\text{н}} = 20$  мм; и  $s = 32$  мм при  $d_{\text{н}} = 25$  мм).

В уравнениях (2.42)...(2.45) все физические свойства среды (кроме помеченных индексом «ст») определяются при средней вдоль поверхности теплообмена температуре теплоносителя; индекс «ст» означает, что свойства среды определяются при температуре стенки.

♦ *Теплоотдача при плёночной конденсации насыщенного пара на вертикальном пучке труб:*

В зависимости от гидродинамического режима стекания пленки конденсата, определяемого числом Рейнольдса

$$Re = \frac{qh}{r\mu} = \frac{K_T \overline{\Delta T} h}{r\mu} \quad (2.48)$$

(где  $q$  – плотность теплового потока;  $h$  – высота вертикальных труб), расчёт коэффициента теплоотдачи выполняется по формулам:

- ламинарное течение конденсата при  $Re < 8$

$$\alpha = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu (T_{\text{конд}} - T_{\text{ст}}) h}} \quad (2.49)$$

или

$$\alpha = 0,925 \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu h}} q^{-1/3}; \quad (2.50)$$

- ламинарное течение с волнообразованием на свободной поверхности при  $8 < Re < 400$

$$\alpha = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu (T_{\text{конд}} - T_{\text{ст}}) h}} \quad (2.51)$$

или

$$\alpha = 1,21 \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu h}} q^{-1/3}; \quad (2.52)$$

- турбулентное течение конденсата при  $Re > 400$

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_{\text{пр}}} Re \left[ 2300 + 41,7 (Re^{0,75} - 89) Pr^{-0,5} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{-0,25} \right]^{-1}, \quad (2.53)$$

где  $\delta_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\frac{\mu^2}{\rho_L (\rho_L - \rho_L) g}}$  – приведённая толщина плёнки конденсата.

- ♦ *Теплоотдача при плёночной конденсации насыщенного пара на горизонтальном пучке труб:*

$$\alpha = 0,728 \varepsilon_p \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu (T_{\text{конд}} - T_{\text{ст}}) d_n}} \quad (2.54)$$

или

$$\alpha = 0,655 \varepsilon_p \sqrt[3]{\frac{\lambda^3 \rho_L (\rho_L - \rho_G) g r}{\mu d_n}} q^{-1/3}, \quad (2.55)$$

где  $\varepsilon_p$  – коэффициент, зависящий от размещения труб в пучке и числа горизонтальных рядов труб.

При «шахматном» размещении труб и числе горизонтальных рядов труб в пучке  $n_p > 3$

$$\varepsilon_p = \frac{1,645}{n_p} + 0,486. \quad (2.56)$$

В формулах (2.48)...(2.55) все физические свойства *конденсата* определяются при температуре насыщения.

Если свойства (особенно вязкость) конденсата существенно зависят от температуры, то значение коэффициента теплоотдачи, вычисленное по одной из формул (2.49)...(2.55), следует умножить на поправочный коэффициент

$$\varepsilon_T = \left[ \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \cdot \left( \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\lambda} \right)^3 \right]^{0,125}, \quad (2.57)$$

где  $\mu_{\text{ст}}$  и  $\lambda_{\text{ст}}$  – соответственно вязкость динамическая и теплопроводность конденсата при температуре стенки.

Однако в большинстве случаев значение коэффициента  $\varepsilon_T$  столь близко к единице, что в проектных расчётах может не учитываться.

- ♦ *Теплоотдача при кипении жидкости:*

- в пузырьковом режиме кипения жидкости (в условиях свободного движения или вынужденного движения в трубах и кольцевых каналах) при плотности теплового потока  $q < q_{\text{кр1}}$ :

$$\alpha = b^3 \frac{\lambda^2 \rho_L}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{кип}})^2 \quad (2.58)$$

или

$$\alpha = b \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \rho_L}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} q^{2/3}}, \quad (2.59)$$

$$\text{где } b = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{-2/3} \right]. \quad (2.60)$$

Первая критическая плотность теплового потока может быть определена по формуле:

$$q_{\text{кр1}} = \frac{\pi}{24} r \sqrt{\rho_G} \sqrt[4]{\sigma g (\rho_L - \rho_G)}. \quad (2.61)$$

где  $r$  – удельная теплота фазового перехода;  $\rho_G$  и  $\rho_L$  – плотности соответственно насыщенного пара и жидкости;  $\sigma$  – поверхностное натяжение;  $g$  – ускорение свободного падения.

В формулах (2.58)...(2.61) все физические свойства кипящей жидкости определяются при температуре насыщения.

### 3. АЛГОРИТМЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЁТОВ АППАРАТОВ

*Тепловой расчёт аппарата* выполняется, как правило, в 2 этапа.

На *I этапе* выбирается нормализованный аппарат, предположительно пригодный для реализации заданного процесса, то есть имеющий предположительно достаточную площадь поверхности теплопередачи. Выбор может быть сделан лишь ориентировочно, поскольку величина коэффициента теплопередачи зависит от некоторых геометрических размеров теплообменника.

На *II этапе* выполняется так называемый «поверочный расчёт» выбранного аппарата. В поверочном расчёте вычисляется действительная величина коэффициента теплопередачи в выбранном аппарате с определенными геометрическими характеристиками и проверяется достаточность геометрической площади поверхности теплопередачи для реализации заданного теплового процесса, а также уточняются параметры сред на выходе из аппарата.

#### 3.1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ХОЛОДИЛЬНИКА

*Постановка задачи:* технологический поток среды, подаваемой с расходом  $\dot{m}_1$  и имеющей температуру  $T_{1н}$ , требуется охладить до температуры не более  $T_{1к}$ . Для охлаждения используется хладагент с температурой  $T_{2н}$ . Требуется подобрать нормализованный холодильник для заданного процесса.

*Решение задачи:*

##### I. Предварительный выбор аппарата

1. Рассчитывается по (2.3) или (2.6) тепловой поток в аппарате.
2. Назначается конечная температура охлаждающей среды и рассчитывается по (2.4) или (2.7) расход охлаждающей среды.

В случае использования в качестве охлаждающей среды воды обратной рекоммендуется принимать её конечную температуру приблизительно на  $6^\circ$  больше, чем начальную, исходя из условий работы градирни.

3. Рассчитывается по (2.14) средняя движущая сила теплопередачи и по (2.21) средняя температура хладагента.

Заметим, что аппарат, который будет далее выбран, может оказаться и не одноходовым, однако на данном этапе расчёта допустимо оперировать величинами, получаемыми по (2.14) и (2.21).

4. Рассчитывается подходящее число труб в аппарате и выбирается аппарат с соответствующим числом труб.

Предварительно необходимо решить вопрос о размере труб теплообменного аппарата. Следует иметь в виду, что при одинаковых скоростях течения среды коэффициент теплоотдачи будет больше в трубах меньшего диаметра.

Число труб должно, как правило, удовлетворять двум требованиям:

а) обеспечение развитого турбулентного режима течения среды в трубах, то есть обеспечение  $Re^{\text{min}} = 10000$ ;

б) обеспечение допустимой скорости среды в трубах, не превышающей определенных значений во избежание большого гидравлического сопротивления аппарата. Рекомендуется принимать для капельной жидкости  $v^{\text{max}} \approx 1,5$  м/с, для газа  $v^{\text{max}} \approx 15$  м/с.



С учетом названных требований и ограничений, а также принимая во внимание, что для пучка параллельных труб эквивалентный диаметр канала ( $d_3$ ) численно равен внутреннему диаметру отдельной трубы ( $d_{вн}$ ), минимальное ( $N_T^{\min}$ ) и максимальное ( $N_T^{\max}$ ) число труб в аппарате рассчитывается по формулам:

$$N_T^{\min} = \frac{4\dot{m}_2}{v^{\max} \rho_2 \pi d_{вн}^2} k; \quad (3.1)$$

$$N_T^{\max} = \frac{4\dot{m}_2}{Re^{\min} \mu_2 \pi d_{вн}} k, \quad (3.2)$$

где  $\rho_2$  и  $\mu_2$  – соответственно плотность и динамическая вязкость хладагента при его средней температуре;  $k$  – число ходов по трубному пространству.

Если  $N_T^{\max} < 10$ , рекомендуется перейти к расчёту аппарата другого типа, например, типа «труба в трубе».

При выборе аппарата с подходящим числом труб рекомендуется учитывать следующее:

а) в одноходовых аппаратах можно организовать противоток теплоносителей и, следовательно, обеспечить большую движущую силу теплопередачи;

б) в аппаратах с меньшим числом ходов по трубам при одинаковых скоростях сред меньше гидравлические потери;

в) в аппаратах с меньшим диаметром кожуха выше скорости сред и, следовательно, больше величины коэффициентов теплоотдачи.

По табл. 4 или 5 отмечаются варианты аппаратов с подходящим числом труб. (При начальной температуре охлаждаемой среды не выше  $+300^\circ\text{C}$  процесс может проводиться в аппаратах типа ХН или ХК; тогда выбор осуществляется по табл. 4). Если выбор падает на многоходовой аппарат, то по формуле (2.17) определяется возможность достижения заданных температур при смешанном токе теплоносителей.

5. Рассчитывается необходимая длина труб и выбирается соответствующий нормализованный аппарат.

Для этого необходимо сделать предположение о величине коэффициента теплопередачи, которая будет достигнута в проектируемом аппарате. Ориентировочное значение коэффициента теп-

лопередачи ( $K_{T, \text{оп}}$ ) назначается на основе данных, приведенных в табл. 1. Рекомендуется выбирать наибольшее из возможных значений  $K_T$ , ориентируясь, в конечном счёте, на аппарат с наименьшей площадью поверхности теплопередачи.

Из формулы (2.1) определяется ориентировочная площадь поверхности теплопередачи ( $A_{\text{оп}}$ ) и рассчитывается длина труб:

$$L_{\text{оп}} = \frac{A_{\text{оп}}}{\pi d_n N_T} = \dots \quad (3.3)$$

По табл. 7 или 8 выбирается нормализованный аппарат.

## II. Проверочный расчёт выбранного аппарата

1. Расчёт коэффициента теплоотдачи от охлаждаемой среды к поверхности теплообменных труб:

а) рассчитывается средняя вдоль поверхности теплообмена температура охлаждаемой среды по (2.20) или (2.22) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым. Если выбран многоходовой аппарат, то предварительно рассчитывается по (2.16) средняя движущая сила теплопередачи;

б) определяются физические свойства среды при ее средней температуре:

плотность  $\rho_1 = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_1 = \dots$

удельная теплоёмкость  $c_{p1} = \dots$

теплопроводность  $\lambda_1 = \dots$

в) рассчитывается критерий Прандтля по (2.34)

$Pr_1 = \dots$

г) определяется средняя скорость течения охлаждаемой среды в межтрубном пространстве

$$v_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 S_{\text{мтр}}} = \dots$$

где  $S_{\text{мтр}}$  – площадь проходного сечения в межтрубном пространстве, рассчитанная по (2.46) или (2.47);

д) рассчитывается критерий Рейнольдса по (2.33)

$Re_1 = \dots$

и определяется режим течения охлаждаемой среды в межтрубном

пространстве;

е) в зависимости от режима течения и размещения труб в трубной решётке выбирается одно из критериальных уравнений (2.42)...(2.44) и рассчитывается критерий Нуссельта.

Поскольку в этих уравнениях фигурирует множитель  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , а температура стенки заранее не известна, рекомендуется принять  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ .

Тогда

$$Nu_1 \approx \dots$$

ж) используя (2.32), рассчитывается приблизительное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_1 \approx \dots$$

2. Расчёт коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к охлаждающей среде:

а) рассчитывается средняя вдоль поверхности теплообмена температура охлаждающей среды по (2.21) или (2.23) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым;

б) определяются физические свойства среды при ее средней температуре:

$$\text{плотность } \rho_2 = \dots$$

$$\text{вязкость динамическая } \mu_2 = \dots$$

$$\text{удельная теплоёмкость } c_{p2} = \dots$$

$$\text{теплопроводность } \lambda_2 = \dots$$

в) рассчитывается критерий Прандтля по (2.34)

$$Pr_2 = \dots$$

г) определяется средняя скорость течения охлаждающей среды в трубном пространстве

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_{тр}} = \dots,$$

где  $S_{тр}$  – площадь проходного сечения одного хода в трубном пространстве, рассчитанная по (2.40);

д) рассчитывается критерий Рейнольдса по (2.33)

$$Re_2 = \dots,$$

и определяется режим течения охлаждающей среды в трубном пространстве;

е) в зависимости от режима течения выбирается одно из крите-

риальных уравнений (2.36)...(2.39) (если число труб удовлетворяет условию  $N_T^{\min} < N_T < N_T^{\max}$ , то расчётным уравнением будет (2.39)) и рассчитывается критерий Нуссельта.

Поскольку в этих уравнениях фигурирует множитель  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , а температура стенки заранее не известна, рекомендуется принять  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ .

Тогда

$$Nu_2 \approx \dots$$

ж) используя (2.32), рассчитывается приблизительное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 \approx \dots$$

### 3. Определение теплопроводности материала труб.

Эта величина требуется для определения термического сопротивления стенок труб. В данном пункте выполняется следующее:

а) исходя из коррозионной активности сред выбирается материал, из которого должны изготавливаться детали аппарата;

б) определяется температура стенки, от которой зависит теплопроводность материала.

Поскольку температуры поверхностей заранее не известны, делается допущение о том, что

$$\bar{T}_{ст1} \approx \bar{T}_{ст2} \approx \tilde{T}_{ст}, \quad (3.4)$$

тогда равенство тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи, может быть записано в виде

$$\alpha_1 (\bar{T}_1 - \tilde{T}_{ст}) A_n \approx \alpha_2 (\tilde{T}_{ст} - \bar{T}_2) A_{вн}, \quad (3.5)$$

откуда приблизительное значение средней температуры стенки

$$\tilde{T}_{ст} \approx \frac{\bar{T}_1 \alpha_1 + \bar{T}_2 \alpha_2 \frac{d_{вн}}{d_n}}{\alpha_1 + \alpha_2 \frac{d_{вн}}{d_n}}. \quad (3.6)$$

При найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

4. Учет термических сопротивлений загрязнений теплообменных поверхностей.

Для обеспечения передачи заданного теплового потока не

только на начальной стадии эксплуатации аппарата, но и в период между профилактическими осмотрами и ремонтами, следует учесть термические сопротивления отложений (загрязнений) ( $R_3$ ) на теплообменной поверхности.

Рекомендуемые значения  $R_3$  приведены в табл. 3.

#### 5. Расчёт коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается коэффициент теплопередачи, принимая во внимание, что  $\alpha_1 = \alpha_n$  и  $\alpha_2 = \alpha_{вн}$ . Поскольку частные термические сопротивления (точнее – обратные им величины) в пунктах 1...3 были рассчитаны приближенно, вычисляется приблизительное значение и общего термического сопротивления или обратная ему величина  $K_T$ :

$$K_T \approx \dots$$

6. Уточнение коэффициента теплоотдачи от охлаждаемой среды к поверхности теплообменных труб:

а) рассчитывается температура поверхности со стороны охлаждаемой среды из равенства тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи и теплопередачи

$$\alpha_1 (\bar{T}_1 - \bar{T}_{ст1}) A_n = K_T \bar{\Delta T} A_n, \quad (3.7)$$

откуда

$$\bar{T}_{ст1} = \bar{T}_1 - \frac{K_T \bar{\Delta T}}{\alpha_1} = \dots \quad (3.8)$$

б) определяются физические свойства среды, и рассчитывается критерий Прандтля при температуре поверхности

$$Pr_{ст1} = \dots$$

в) рассчитывается критерий Нуссельта с учетом найденного значения критерия Прандтля при температуре поверхности

$$Nu_1 = \dots$$

г) используя (2.32), рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_1 = \dots$$

7. Уточнение коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к охлаждающей среде:

а) рассчитывается температура поверхности со стороны охлаждающей среды из равенства тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи и теплопередачи

$$\alpha_2 (\bar{T}_{ст2} - \bar{T}_2) A_{вн} = K_T \bar{\Delta T} A_n, \quad (3.9)$$

откуда

$$\bar{T}_{ст2} = \bar{T}_2 + \frac{K_T \bar{\Delta T} d_n}{\alpha_2 d_{вн}} = \dots \quad (3.10)$$

б) определяются физические свойства среды, и рассчитывается критерий Прандтля при температуре поверхности

$$Pr_{ст2} = \dots$$

в) рассчитывается критерий Нуссельта с учетом найденного значения критерия Прандтля при температуре поверхности

$$Nu_2 = \dots$$

г) используя (2.32), рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 = \dots$$

#### 8. Уточнение теплопроводности материала труб.

Определяется средняя температура стенки

$$\bar{T}_{ст} = \frac{\bar{T}_{ст1} + \bar{T}_{ст2}}{2} = \dots, \quad (3.11)$$

и при найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

#### 9. Уточнение коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплопередачи:

$$K_T = \dots$$

Заметим, что дальнейшее повторение пунктов 6...9 не обязательно, так как рассчитанное в пункте 9 значение коэффициента теплопередачи не претерпит существенных изменений.

#### 10. Расчёт необходимой площади поверхности теплообмена.

По уравнению (2.1) рассчитывается необходимая площадь поверхности теплопередачи при найденном значении коэффициента теплопередачи в аппарате с выбранными геометрическими харак-

теристиками

$$A_{\text{расч}} = \dots$$

Необходимая по расчёту площадь ( $A_{\text{расч}}$ ) сравнивается с геометрической площадью поверхности теплопередачи ( $A_{\text{геом}}$ ) в выбранном аппарате.

Если  $A_{\text{расч}} > A_{\text{геом}}$  или если  $A_{\text{расч}} \ll A_{\text{геом}}$ , выбирается аппарат с другими геометрическими характеристиками, и повторяются пункты 1...10 поверочного расчёта.

Если  $A_{\text{расч}} \leq A_{\text{геом}}$ , то выбранный аппарат считается подходящим для реализации заданного теплового процесса.

В этом случае дополнительно выполняются следующие расчётные процедуры:

11. По (2.27) или (2.29) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым, рассчитывается конечная температура охлаждаемой среды. При этом принимаются неизменными коэффициент теплопередачи, рассчитанный в пункте 9 поверочного расчёта, и удельные теплоемкости сред, найденные для выполнения пунктов 1 и 2 предварительного выбора аппарата. Делается заключение о приемлемости вычисленного значения температуры.

12. По (2.28) или (2.30) рассчитывается конечная температура охлаждающей среды. Делается заключение о приемлемости вычисленного значения температуры.

Если конечные температуры сред не противоречат технологическим требованиям, выбирается конструктивный тип аппарата.

13. Выбор конструктивного типа аппарата.

Если проектируемый аппарат выбирался по табл. 7, то для определения конструктивного типа аппарата вычисляется разность температур кожуха и труб

$$T_{\text{к}} - T_{\text{т}} = \bar{T}_1 - \tilde{T}_{\text{ст}} \quad (3.12)$$

и сравнивается с наибольшей допустимой разностью температур для аппаратов типа ХН (табл. 15 или 16).

Если разность температур больше максимальной допустимой, а давление в кожухе не превышает 1,6 МПа, выбирается аппарат типа ХК.

### 3.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННИКА

*Постановка задачи:* технологический поток среды, подаваемой с расходом  $\dot{m}_2$  и имеющей температуру  $T_{2н}$ , требуется нагреть до температуры не менее  $T_{2к}$ . Для нагревания используется среда, подаваемая с расходом  $\dot{m}_1$  и имеющая начальную температуру  $T_{1н}$ . Подобрать нормализованный теплообменник для заданного процесса.

Заметим, что из шести технологических параметров —  $\dot{m}_1$ ,  $T_{1н}$ ,  $T_{1к}$ ,  $\dot{m}_2$ ,  $T_{2н}$ ,  $T_{2к}$  — могут быть заданы любые пять; здесь рассматривается один из вариантов задания.

*Решение задачи:*

#### 1. Предварительный выбор аппарата

1. Рассчитывается по (2.4) или (2.7) тепловой поток в аппарате.

2. Рассчитывается по (2.3) или (2.6) конечная температура греющей среды. Если проектант располагает данными только об удельной теплоемкости среды, то расчёт выполняется итерационно, так как удельная теплоёмкость зависит от искомой конечной температуры.

3. Рассчитываются по (2.14) средняя движущая сила теплопередачи и по (2.20) и (2.21) средние температуры обеих сред.

Заметим, что аппарат, который будет далее выбран, может оказаться и не одноходовым, однако на данном этапе расчёта допустимо оперировать величинами, получаемыми по (2.14), (2.20) и (2.21).

4. Рассчитывается подходящее число труб в аппарате и выбирается аппарат с соответствующим числом труб.

Предварительно необходимо решить вопрос о размере труб теплообменного аппарата. Следует иметь в виду, что при одинаковых скоростях течения среды коэффициент теплоотдачи будет больше в трубах меньшего диаметра.

Число труб должно, как правило, удовлетворять двум требованиям:

а) обеспечение развитого турбулентного режима течения среды в трубах, то есть обеспечение  $Re^{\text{min}} = 10000$ .

б) обеспечение допустимой скорости среды в трубах, не превышающей определенных значений во избежание большого гидравлического сопротивления аппарата. Рекомендуется принимать для капельной жидкости  $v^{\max} \approx 1,5$  м/с, для газа  $v^{\max} \approx 15$  м/с.

Нормы эксплуатации *теплообменников* (в отличие от *холодильников*) не регламентируют, какой именно теплоноситель направлять в трубное пространство, а какой – в межтрубное пространство. Посему необходимо принять решение о размещении теплоносителей.

Рекомендуется направлять в трубное пространство теплоноситель:

- а) создающий большее загрязнение теплообменной поверхности, поскольку трубное пространство легче поддается очистке;
- б) находящийся под большим давлением (обычно больше 10 МПа), поскольку общее правило механики требует нагружать большим давлением детали меньшего размера;
- в) обладающий меньшей вязкостью, поскольку турбулизация поперечного потока пучком труб в межтрубном пространстве будет способствовать повышению теплоотдачи;
- г) обладающий большей коррозионной активностью.

Предположим, что принято решение направить в *трубное* пространство *охлаждаемую* среду (теплоноситель «1»); в противном случае дальнейший тепловой расчёт *теплообменника* должен выполняться идентично расчёту *холодильника*.

С учетом названных требований и ограничений, а также учитывая, что для пучка параллельных труб эквивалентный диаметр канала ( $d_3$ ) численно равен внутреннему диаметру отдельной трубы ( $d_{\text{вн}}$ ), минимальное ( $N_{\tau}^{\min}$ ) и максимальное ( $N_{\tau}^{\max}$ ) число труб в аппарате рассчитывается по формулам, аналогичным (3.1) и (3.2):

$$N_{\tau}^{\min} = \frac{4 \dot{m}_1}{v^{\max} \rho_1 \pi d_{\text{вн}}^2} k = \dots; \quad (3.13)$$

$$N_{\tau}^{\max} = \frac{4 \dot{m}_1}{\text{Re}^{\min} \mu_1 \pi d_{\text{вн}}} k = \dots, \quad (3.14)$$

где  $\rho_1$  и  $\mu_1$  – соответственно плотность и динамическая вязкость охлаждаемой среды при её средней температуре;  $k$  – число ходов по трубному пространству.

Если  $N_{\tau}^{\max} < 10$ , рекомендуется перейти к расчёту аппарата другого типа, например, типа «труба в трубе».

Если одновременное выполнение обоих условий невозможно (например, при очень большой вязкости среды, направляемой в трубы), рекомендуется при выборе числа труб руководствоваться только значением минимального числа их, чтобы не создавать слишком больших скоростей течения среды; иначе гидравлическое сопротивление аппарата может оказаться недопустимо большим.

При выборе аппарата с подходящим числом труб рекомендуется учитывать следующее:

- а) в одноходовых аппаратах можно организовать противоток теплоносителей и, следовательно, обеспечить большую движущую силу теплопередачи;
- б) в аппаратах с меньшим числом ходов по трубам при одинаковых скоростях сред меньше гидравлические потери;
- в) в аппаратах с меньшим диаметром кожуха скорости сред выше и, следовательно, больше величины коэффициентов теплоотдачи.

По табл. 4, 5 или 6 отмечаются варианты аппаратов с подходящим числом труб. (При начальной температуре греющей среды не выше +350 °С процесс может проводиться в аппаратах типа ТН или ТК; тогда выбор осуществляется по табл. 4). Если выбор падает на многоходовой аппарат, то по формуле (2.17) определяется возможность достижения заданных температур при смешанном токе теплоносителей.

5. Рассчитывается необходимая длина труб и выбирается соответствующий нормализованный аппарат.

Для этого необходимо сделать предположение о величине коэффициента теплопередачи, которая будет достигнута в проектируемом аппарате. Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи ( $K_{\tau, \text{оп}}$ ) назначается на основе данных, приведенных в табл. 1. Рекомендуется выбирать наибольшее из возможных значений  $K_{\tau}$ , ориентируясь, в конечном счёте, на аппарат с наименьшей площадью поверхности теплопередачи.

Из формулы (2.1) определяется ориентировочная площадь поверхности теплопередачи ( $A_{\text{оп}}$ ) и рассчитывается длина труб по (3.3):

$$L_{\text{ор}} = \frac{A_{\text{ор}}}{\pi d_n N_T} = \dots$$

По табл. 7, 8 или 9 выбирается нормализованный аппарат.

## II. Проверочный расчёт выбранного аппарата

1. Расчёт коэффициента теплоотдачи от охлаждаемой среды к поверхности теплообменных труб:

а) рассчитывается средняя вдоль поверхности теплообмена температура охлаждаемой среды по (2.20) или (2.25) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым. Если выбран многоходовой аппарат, то предварительно рассчитывается по (2.16) средняя движущая сила теплопередачи;

б) определяются физические свойства среды при ее средней температуре:

плотность  $\rho_1 = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_1 = \dots$

удельная теплоёмкость  $c_{p1} = \dots$

теплопроводность  $\lambda_1 = \dots$

в) рассчитывается критерий Прандтля по (2.34)

$Pr_1 = \dots$

г) определяется средняя скорость течения охлаждаемой среды в трубном пространстве

$$v_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 S_{\text{тр}}} = \dots$$

где  $S_{\text{тр}}$  – площадь проходного сечения одного хода в трубном пространстве, рассчитываемая по (2.40);

д) рассчитывается критерий Рейнольдса по (2.33)

$Re_1 = \dots$

и определяется режим течения охлаждаемой среды в трубном пространстве;

е) в зависимости от режима течения выбирается одно из критериальных уравнений (2.36)...(2.39) (если число труб удовлетворяет условию  $N_T^{\text{min}} < N_T < N_T^{\text{max}}$ , то расчётным уравнением будет (2.39)) и рассчитывается критерий Нуссельта.

Поскольку в этих уравнениях фигурирует сомножитель  $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$ , а температура стенки заранее не известна, рекомендуется принять  $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \approx 1$ .

Тогда

$Nu_1 \approx \dots$

ж) используя (2.32), рассчитывается приблизительное значение коэффициента теплоотдачи

$\alpha_1 \approx \dots$

2. Расчёт коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к охлаждающей среде:

а) рассчитывается средняя вдоль поверхности теплообмена температура охлаждающей среды по (2.21) или (2.24) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым;

б) определяются физические свойства среды при ее средней температуре:

плотность  $\rho_2 = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_2 = \dots$

удельная теплоёмкость  $c_{p2} = \dots$

теплопроводность  $\lambda_2 = \dots$

в) рассчитывается критерий Прандтля по (2.34)

$Pr_2 = \dots$

г) определяется средняя скорость течения охлаждающей среды в межтрубном пространстве

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_{\text{мтр}}} = \dots,$$

где  $S_{\text{мтр}}$  – площадь проходного сечения в межтрубном пространстве, рассчитываемая по (2.46) или (2.47);

д) рассчитывается критерий Рейнольдса по (2.33)

$Re_2 = \dots$

и определяется режим течения охлаждающей среды в межтрубном пространстве;

е) в зависимости от режима течения и размещения труб в трубной решётке выбирается одно из критериальных уравнений (2.42)...(2.44) и рассчитывается критерий Нуссельта.

Поскольку в этих уравнениях фигурирует сомножитель  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , а температура стенки заранее не известна, рекомендуется принять  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ .

Тогда

$$Nu_2 \approx \dots$$

ж) используя (2.32), рассчитывается приблизительное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 \approx \dots$$

### 3. Определение теплопроводности материала труб.

Эта величина требуется для определения термического сопротивления стенок труб. В этом пункте выполняется следующее:

а) исходя из коррозионной активности сред выбирается материал, из которого должны изготавливаться детали аппарата;

б) определяется температура стенки, от которой зависит теплопроводность материала.

Поскольку температуры поверхностей заранее не известны, делается допущение о том, что

$$\bar{T}_{ст1} \approx \bar{T}_{ст2} \approx \tilde{T}_{ст},$$

тогда равенство тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи, может быть записано в виде

$$\alpha_1 (\bar{T}_1 - \tilde{T}_{ст}) A_{вн} \approx \alpha_2 (\tilde{T}_{ст} - \bar{T}_2) A_{н}, \quad (3.15)$$

откуда приблизительное значение средней температуры стенки

$$\tilde{T}_{ст} \approx \frac{\bar{T}_1 \alpha_1 \frac{d_{вн}}{d_{н}} + \bar{T}_2 \alpha_2}{\alpha_1 \frac{d_{вн}}{d_{н}} + \alpha_2} = \dots \quad (3.16)$$

При найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

### 4. Учет термических сопротивлений загрязнений теплообменных поверхностей.

Для обеспечения передачи заданного теплового потока не только на начальной стадии эксплуатации аппарата, но и в период между профилактическими осмотрами и ремонтами, следует

учесть термические сопротивления отложений (загрязнений) ( $R_3$ ) на теплообменной поверхности.

Рекомендуемые значения  $R_3$  приведены в табл. 3.

### 5. Расчёт коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается коэффициент теплопередачи, принимая во внимание, что  $\alpha_1 = \alpha_{вн}$  и  $\alpha_2 = \alpha_{н}$ . Поскольку частные термические сопротивления (точнее – обратные им величины) в пунктах 1...3 были рассчитаны приближенно, вычисляется приблизительное значение и общего термического сопротивления или обратная ему величина  $K_T$ :

$$K_T \approx \dots$$

### 6. Уточнение коэффициента теплоотдачи от охлаждаемой среды к поверхности теплообменных труб:

а) рассчитывается температура поверхности со стороны охлаждаемой среды из равенства тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи и теплопередачи

$$\alpha_1 (\bar{T}_1 - \bar{T}_{ст1}) A_{вн} = K_T \bar{\Delta T} A_{н}, \quad (3.17)$$

откуда

$$\bar{T}_{ст1} = \bar{T}_1 - \frac{K_T \bar{\Delta T}}{\alpha_1} \frac{d_{н}}{d_{вн}}; \quad (3.18)$$

б) определяются физические свойства среды, и рассчитывается критерий Прандтля при температуре поверхности

$$Pr_{ст1} = \dots$$

в) рассчитывается критерий Нуссельта с учетом найденного значения критерия Прандтля при температуре поверхности

$$Nu_1 = \dots$$

г) используя (2.32), рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_1 = \dots$$

### 7. Уточнение коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к охлаждающей среде:

а) рассчитывается температура поверхности со стороны охлаждающей среды из равенства тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи и теплопередачи

$$\alpha_2 (\bar{T}_{\text{ст}2} - \bar{T}_2) A_n = K_T \bar{\Delta T} A_n, \quad (3.19)$$

откуда

$$\bar{T}_{\text{ст}2} = \bar{T}_2 + \frac{K_T \bar{\Delta T}}{\alpha_2} = \dots; \quad (3.20)$$

б) определяются физические свойства среды, и рассчитывается критерий Прандтля при температуре поверхности

$$Pr_{\text{ст}2} = \dots$$

в) рассчитывается критерий Нуссельта с учетом найденного значения критерия Прандтля при температуре поверхности

$$Nu_2 = \dots$$

г) используя (2.32), рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 = \dots$$

8. Уточнение теплопроводности материала труб.

Определяется средняя температура стенки по (3.11)

$$\bar{T}_{\text{ст}} = \frac{\bar{T}_{\text{ст}1} + \bar{T}_{\text{ст}2}}{2} = \dots$$

и при найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

9. Уточнение коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплопередачи:

$$K_T = \dots$$

Заметим, что дальнейшее повторение пунктов 6...9 не обязательно, так как рассчитанное в пункте 9 значение коэффициента теплопередачи не претерпит существенных изменений.

10. Расчёт необходимой площади поверхности теплообмена.

По уравнению (2.1) рассчитывается необходимая площадь поверхности теплопередачи при найденном значении коэффициента теплопередачи в аппарате с выбранными геометрическими характеристиками

$$A_{\text{расч}} = \dots$$

Необходимая по расчёту площадь ( $A_{\text{расч}}$ ) сравнивается с геометрической площадью поверхности теплопередачи ( $A_{\text{геом}}$ ) в выбранном аппарате.

Если  $A_{\text{расч}} > A_{\text{геом}}$  или если  $A_{\text{расч}} \ll A_{\text{геом}}$ , выбирается аппарат с другими геометрическими характеристиками, и повторяются пункты 1...10 поверочного расчёта.

Если  $A_{\text{расч}} \leq A_{\text{геом}}$ , то выбранный аппарат считается подходящим для реализации заданного теплового процесса.

В этом случае дополнительно выполняются следующие расчётные процедуры:

11. По (2.27) или (2.29) в зависимости от того, является выбранный аппарат одно- или многоходовым, рассчитывается конечная температура охлаждаемой среды. При этом принимаются неизменными коэффициент теплопередачи, рассчитанный в пункте 9 поверочного расчёта, и удельные теплоемкости сред, найденные для выполнения пунктов 1 и 2 предварительного выбора аппарата. Делается заключение о приемлемости вычисленного значения температуры.

12. По (2.28) или (2.30) рассчитывается конечная температура нагреваемой среды. Делается заключение о приемлемости вычисленного значения температуры.

Если конечные температуры сред не противоречат технологическим требованиям, выбирается конструктивный тип аппарата.

13. Выбор конструктивного типа аппарата.

Если проектируемый аппарат выбирался по табл. 7, то для определения конструктивного типа аппарата вычисляется разность температур труб и кожуха

$$T_T - T_K = \bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_2 \quad (3.21)$$

и сравнивается с наибольшей допустимой разностью температур для аппаратов типа ТН (табл. 15 или 16).

Если разность температур больше максимальной допустимой, а давление в кожухе не превышает 1,6 МПа, выбирается аппарат типа ТК.



### 3.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ИСПАРИТЕЛЯ

*Постановка задачи:* технологический поток жидкости, подаваемой с расходом  $\dot{m}_2$  и имеющей температуру, равную температуре насыщения при рабочем давлении  $p_2$ , требуется преобразовать в насыщенный пар. Для подвода теплоты используется насыщенный пар теплоносителя «1», находящийся под давлением  $p_1$ . Требуется подобрать нормализованный испаритель для заданного процесса.

Заметим, что для подвода теплоты может быть использован охлаждаемый газообразный или жидкий теплоноситель, не изменяющий своего агрегатного состояния; здесь рассматривается один из вариантов задачи.

*Решение задачи:*

#### I. Предварительный выбор аппарата

1. При заданном давлении  $p_2$  определяются температура насыщения  $T_2$  и соответствующие теплофизические свойства среды и рассчитывается по (2.4) или (2.10) тепловой поток в аппарате.

2. Для конденсирующегося пара при давлении  $p_1$  определяется температура насыщения  $T_1$  и рассчитывается расход теплоносителя.

Поскольку охлаждение конденсата нецелесообразно (при его охлаждении теплоты выделяется существенно меньше, чем при конденсации пара), делается допущение о том, что конденсат греющего теплоносителя на выходе из аппарата будет иметь температуру насыщения; тогда расход рассчитывается по (2.3) или (2.9).

3. Рассчитывается по (2.12) средняя движущая сила теплопередачи.

4. Рассчитывается предположительно необходимая площадь поверхности теплопередачи ( $A_{op}$ ) и выбирается соответствующий нормализованный аппарат.

Для этого необходимо сделать предположение о величине коэффициента теплопередачи, которая будет достигнута в проектируемом аппарате. Ориентировочное значение коэффициента теп-

лопередачи ( $K_{T, op}$ ) назначается на основе данных, приведенных в табл. 1. Рекомендуется выбирать наибольшее из возможных значений  $K_T$ , ориентируясь, в конечном счёте, на аппарат с наименьшей площадью поверхности теплопередачи.

Ориентировочная площадь поверхности теплопередачи ( $A_{op}$ ) рассчитывается из формулы (2.1).

Искомую площадь поверхности теплопередачи могут иметь аппарат с одним диаметром кожуха и некоторой длиной труб и аппарат с большим диаметром кожуха и меньшей длиной труб. Поскольку в заданном процессе с уменьшением длины труб возрастает интенсивность теплообмена, рекомендуется выбирать аппарат с наименьшей длиной (высотой) вертикальных труб, даже если нет монтажных ограничений; незначительное увеличение диаметра с лихвой окупается уменьшением высоты.

По табл. 11 выбирается нормализованный аппарат (если температуры сред не выше  $+350$  °С; иначе рассматриваются другие конструкции испарителей, например, аппараты с паровым пространством).

#### II. Проверочный расчёт выбранного аппарата

1. Расчёт коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности теплообменных труб:

а) определяются физические свойства конденсата и плотность насыщенного пара при рабочих условиях:

удельная теплота фазового перехода  $r_1 = \dots$

плотность конденсата  $\rho_{L1} = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_1 = \dots$

теплопроводность  $\lambda_1 = \dots$

плотность пара  $\rho_{G1} = \dots$

При отсутствии справочных данных о плотностях пара рекомендуется сделать допущение о подчиненности свойств законам поведения идеальных газов и выполнить расчёт плотности по уравнению Клапейрона-Менделеева:

$$\rho_G = \frac{M}{V_m^0} \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = \dots, \quad (3.22)$$

где  $M$  – молярная масса пара;  $V_m^o \approx 22,41 \text{ м}^3/\text{кмоль}$  – молярный объём при нормальных физических условиях  $p_o = 101325 \text{ Па}$  и  $T_o = 273,15 \text{ К}$ ;

б) делается предположение о гидродинамическом режиме стекания плёнки конденсата и выбирается одно из расчётных уравнений (2.49)...(2.53).

Наиболее вероятным является режим ламинарный с волнообразованием на свободной поверхности; тогда расчёт выполняется по (2.51) или (2.52).

В уравнении (2.51) фигурирует температура поверхности ( $T_{ст}$ ), заранее не известная; в уравнении (2.52) фигурирует плотность теплового потока ( $q$ ), заранее не известная. Здесь рекомендуется выполнять расчёт по (2.52). Тогда

$$\alpha_1 = A q_n^{-1/3}, \quad (3.23)$$

где  $A$  – множитель, величина которого определяется формулой (2.52).

Таким образом, на данном этапе расчёта в (3.23) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  выражен в неявном виде через неизвестную плотность теплового потока.

2. Расчёт коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к кипящей жидкости.

Теплоотдача при кипении жидкости характеризуется наилучшими показателями при пузырьковом режиме. В связи с этим делается предположение именно о таком режиме кипения, и расчёт коэффициента теплоотдачи выполняется по уравнению (2.58) или (2.59). В уравнении (2.58) фигурирует температура поверхности ( $T_{ст}$ ), заранее не известная; в уравнении (2.59) фигурирует плотность теплового потока ( $q$ ), заранее не известная. Здесь рекомендуется выполнять расчёт по (2.59). Тогда

а) определяются физические свойства кипящей жидкости и плотность образующегося пара при рабочих условиях:

плотность жидкости  $\rho_{L2} = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_2 = \dots$

поверхностное натяжение  $\sigma_2 = \dots$

теплопроводность  $\lambda_2 = \dots$

плотность пара  $\rho_{G2} = \dots$

При отсутствии справочных данных о плотностях паров рекомендуется сделать допущение о подчиненности свойств законам поведения идеальных газов и выполнить расчёт плотности по уравнению (3.22);

б) рассчитывается коэффициент  $b$  по (2.60);

в) рассчитывается коэффициент теплоотдачи по (2.59)

$$\alpha_2 = B q_{вн}^{2/3}, \quad (3.24)$$

где  $B$  – множитель, величина которого определяется формулой (2.59).

Таким образом, на данном этапе расчёта в (3.24) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  выражен в неявном виде через неизвестную плотность теплового потока, отнесенную к единице внутренней поверхности труб. Для того, чтобы в (3.23) и (3.24) фигурировала единая неизвестная величина, в (3.24) делается замена:

$$q_{вн} = \frac{q_n A_n}{A_{вн}} = q_n \frac{d_n}{d_{вн}}. \quad (3.25)$$

Тогда

$$\alpha_2 = B \left( q_n \frac{d_n}{d_{вн}} \right)^{2/3} = B' q_n^{2/3}. \quad (3.26)$$

3. Определение теплопроводности материала труб.

Эта величина требуется для определения термического сопротивления стенок труб. В этом пункте выполняется следующее:

а) исходя из коррозионной активности сред, выбирается материал, из которого должны изготавливаться детали аппарата;

б) определяется температура стенки, от которой зависит теплопроводность материала.

Поскольку температуры поверхностей заранее не известны, делается допущение о том, что

$$\bar{T}_{ст1} \approx \bar{T}_{ст2} \approx \tilde{T}_{ст},$$

тогда равенство тепловых потоков, выраженных через уравнения теплоотдачи, может быть записано в виде (3.5)

$$\alpha_1 (\bar{T}_1 - \tilde{T}_{ст}) A_n \approx \alpha_2 (\tilde{T}_{ст} - \bar{T}_2) A_{вн},$$

откуда приблизительное значение средней температуры стенки рассчитывается по (3.6)

$$\tilde{T}_{\text{ст}} \approx \frac{\bar{T}_1 \alpha_1 + \bar{T}_2 \alpha_2 \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}}}{\alpha_1 + \alpha_2 \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}}} = \dots$$

Поскольку коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  выражены в неявном виде, для расчёта температуры по последней формуле принимаются их ориентировочные значения (табл. 2).

При найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

4. Учет термических сопротивлений загрязнений теплообменных поверхностей.

Для обеспечения передачи заданного теплового потока не только на начальной стадии эксплуатации аппарата, но и в период между профилактическими осмотрами и ремонтами, следует учесть термические сопротивления отложений (загрязнений) ( $R_3$ ) на теплообменной поверхности.

Рекомендуемые значения  $R_3$  приведены в табл. 3.

5. Расчёт коэффициента теплопередачи.

а) записывается уравнение (2.31), принимая во внимание, что  $\alpha_1 = \alpha_{\text{н}}$  и  $\alpha_2 = \alpha_{\text{вн}}$ :

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{A q_{\text{н}}^{-1/3}} + \sum R + \frac{1}{B'' q_{\text{н}}^{+2/3}}}, \quad (3.27)$$

$$\text{где } \sum R = R_{3,\text{н}} + \frac{d_{\text{н}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + R_{3,\text{вн}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}; \quad B'' = B' \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}}.$$

В уравнении (3.27) фигурируют две неизвестные величины – коэффициент теплопередачи  $K_T$  и плотность теплового потока  $q_{\text{н}}$ . Однако, учитывая, что

$$\dot{Q} = q_{\text{н}} A_{\text{н}} = K_T \bar{\Delta T} A_{\text{н}}, \quad (3.28)$$

выражение (3.27) легко преобразовывается в уравнение с одной неизвестной:

$$q_{\text{н}} = \frac{\bar{\Delta T}}{\frac{1}{A q_{\text{н}}^{-1/3}} + \sum R + \frac{1}{B'' q_{\text{н}}^{+2/3}}} \quad (3.29)$$

или

$$\frac{1}{A} q_{\text{н}}^{4/3} + (\sum R) q_{\text{н}} + \frac{1}{B''} q_{\text{н}}^{1/3} - \bar{\Delta T} = 0; \quad (3.30)$$

б) определяется корень уравнения (3.30) (здесь корень уравнения – плотность теплового потока  $q_{\text{н}}$ )

$$q_{\text{н}} = \dots$$

в) рассчитывается коэффициент теплопередачи из (3.28)

$$K_T = \dots$$

6. Расчёт необходимой площади поверхности теплообмена.

По уравнению (2.1) рассчитывается необходимая площадь поверхности теплопередачи при найденном значении коэффициента теплопередачи в аппарате с выбранными геометрическими характеристиками

$$A_{\text{расч}} = \dots$$

Необходимая по расчёту площадь ( $A_{\text{расч}}$ ) сравнивается с геометрической площадью поверхности теплопередачи ( $A_{\text{геом}}$ ) в выбранном аппарате.

Если  $A_{\text{расч}} > A_{\text{геом}}$  или если  $A_{\text{расч}} \ll A_{\text{геом}}$ , выбирается аппарат с другими геометрическими характеристиками, и повторяются пункты 1...5 поверочного расчёта.

Если  $A_{\text{расч}} \leq A_{\text{геом}}$ , то выбранный аппарат считается подходящим для реализации заданного теплового процесса при условии соблюдения принятых ранее предположений и допущений.

В этом случае дополнительно выполняются следующие расчётные процедуры:

7. Расчёт средней температуры теплообменных труб:

а) по (3.23) рассчитывается в явном виде значение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности труб

$$\alpha_1 = \dots$$

б) по (3.8) рассчитывается температура поверхности со стороны конденсирующегося пара

$$\bar{T}_{\text{ст1}} = \bar{T}_1 - \frac{K_T \bar{\Delta T}}{\alpha_1} = \dots$$

в) по (3.26) рассчитывается в явном виде значение коэффициента теплоотдачи от поверхности труб к кипящей жидкости

$$\alpha_2 = \dots$$

г) по (3.10) рассчитывается температура поверхности со стороны кипящей жидкости

$$\bar{T}_{\text{ст2}} = \bar{T}_2 + \frac{K_T \bar{\Delta T}}{\alpha_2} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} = \dots$$

д) по (3.11) рассчитывается средняя температура стенки

$$\tilde{T}_{\text{ст}} = \frac{\bar{T}_{\text{ст1}} + \bar{T}_{\text{ст2}}}{2} = \dots$$

8. Проверка гидродинамического режима стекания плёнки конденсата.

По (2.48) рассчитывается критерий Рейнольдса и делается заключение о корректности расчёта коэффициента теплоотдачи по формуле (2.52). Если режим не соответствует предварительному предположению об условиях течения конденсата, выбирается другая зависимость из (2.49)... (2.53) и повторяются пункты 1...6 поверочного расчёта.

9. Проверка режима кипения жидкости.

По (2.61) рассчитывается первая критическая плотность теплового потока и делается заключение о корректности расчёта коэффициента теплоотдачи по формуле (2.59). Если  $q > q_{\text{кр1}}$ , рекомендуется в проектном задании изменить (уменьшить) давление греющего пара  $p_1$  и повторить все пункты теплового расчёта испарителя.

10. Уточнение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности труб:

а) определяются динамическая вязкость и теплопроводность конденсата при температуре поверхности  $T_{\text{ст1}}$ ;

б) по (2.57) рассчитывается поправочный коэффициент  $\varepsilon_T$  и, при необходимости, корректируется значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$ , рассчитанного в пункте 7а.

11. Уточнение теплопроводности материала труб.

При температуре стенки, найденной в пункте 7д, по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

12. Уточнение коэффициента теплопередачи.

Если после выполнения пунктов 10 и 11 составляющие коэффициента теплопередачи претерпели существенные изменения, уточняется величина  $K_T$ , и повторяются пункты 6...11 данного раздела.

13. Выбор конструктивного типа аппарата.

Если температуры сред не выше  $+350^\circ\text{C}$ , заданный процесс может проводиться в аппаратах типа ИН или ИК.

Для определения конструктивного типа аппарата вычисляется разность температур кожуха и труб

$$T_{\text{к}} - T_{\text{т}} = \bar{T}_1 - \tilde{T}_{\text{ст}}$$

и сравнивается с наибольшей допустимой разностью температур для аппаратов типа ИН (табл. 15 или 16).

Если разность температур больше максимальной допустимой, а давление в кожухе не превышает 1,6 МПа, выбирается аппарат типа ИК.

### 3.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ КОНДЕНСАТОРА

**Постановка задачи:** технологический поток насыщенного пара, подаваемого с расходом  $\dot{m}_1$  и имеющего давление  $p_1$ , требуется сконденсировать без охлаждения конденсата. Для отвода теплоты конденсации используется хладагент с температурой  $T_{2н}$ . Требуется подобрать нормализованный конденсатор для заданного процесса.

**Решение задачи:**

#### 1. Предварительный выбор аппарата

1. Для конденсирующегося пара при давлении  $p_1$  определяются температура насыщения  $T_1$  и рассчитывается по (2.3) или (2.9) тепловой поток в аппарате.

2. Назначается конечная температура отводящей теплоту среды и рассчитывается по (2.4) или (2.7) расход этой среды.

При использовании в качестве среды, отводящей теплоту конденсации, воды обратной рекомендуется принимать её конечную температуру приблизительно на  $6^\circ$  больше, чем начальную, исходя из условий работы градирни.

3. Рассчитывается по (2.13) средняя движущая сила теплопередачи и по (2.26) средняя температура хладагента.

4. Рассчитывается подходящее число труб в аппарате и выбирается аппарат с соответствующим числом труб.

Предварительно необходимо решить вопрос о размере труб теплообменного аппарата. Следует иметь в виду, что при одинаковых скоростях теплоносителя коэффициент теплоотдачи будет больше в трубах меньшего диаметра.

Число труб должно, как правило, удовлетворять двум требованиям:

а) обеспечение развитого турбулентного режима течения среды в трубах, то есть обеспечение  $Re^{min} = 10000$ ;

б) обеспечение допустимой скорости течения среды в трубах, не превышающей определенных значений во избежание большого гидравлического сопротивления аппарата. Рекомендуется принимать для капельной жидкости  $v^{max} \approx 1,5$  м/с, для газа  $v^{max} \approx 15$  м/с.

С учетом названных требований и ограничений, а также принимая во внимание, что для пучка параллельных труб эквивалентный диаметр канала ( $d_3$ ) численно равен внутреннему диаметру отдельной трубы ( $d_{вн}$ ), минимальное ( $N_T^{min}$ ) и максимальное ( $N_T^{max}$ ) число труб в аппарате рассчитывается по формулам (3.1) и (3.2):

$$N_T^{min} = \frac{4 \dot{m}_2}{v^{max} \rho_2 \pi d_{вн}^2} k = \dots;$$

$$N_T^{max} = \frac{4 \dot{m}_2}{Re^{min} \mu_2 \pi d_{вн}} k = \dots,$$

где  $\rho_2$  и  $\mu_2$  – соответственно плотность и динамическая вязкость хладагента при его средней температуре;  $k$  – число ходов по трубному пространству.

Если  $N_T^{max} < 10$ , рекомендуется перейти к расчёту аппарата другого типа.

При выборе аппарата с подходящим числом труб рекомендуется учитывать следующее:

а) в аппаратах с меньшим числом ходов по трубам при одинаковых скоростях сред меньше гидравлические потери;

б) в аппаратах с меньшим диаметром кожуха больше величины коэффициентов теплоотдачи.

По табл. 4 или 5 отмечаются варианты аппаратов с подходящим числом труб. Заметим, что при температуре конденсируемого пара не выше  $+300^\circ\text{C}$  процесс может проводиться в аппаратах типа КН или КК; тогда выбор осуществляется по табл. 4.

5. Рассчитывается необходимая длина труб и выбирается соответствующий нормализованный аппарат.

Для этого необходимо сделать предположение о величине коэффициента теплопередачи, которая будет достигнута в проектируемом аппарате. Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи ( $K_{T, оп}$ ) назначается на основе данных, приведенных в табл. 1. Рекомендуется выбирать наибольшее из возможных значений  $K_T$ , ориентируясь, в конечном счёте, на аппарат с наименьшей площадью поверхности теплопередачи.

Из формулы (2.1) определяется ориентировочная площадь поверхности теплопередачи ( $A_{оп}$ ) и рассчитывается длина труб по (3.3):

$$L_{op} = \frac{A_{op}}{\pi d_n N_T} = \dots$$

По табл. 10 или 12 выбирается нормализованный аппарат.

## II. Проверочный расчёт выбранного аппарата

1. Расчёт коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности теплообменных труб:

а) определяются физические свойства конденсата и плотность насыщенного пара при рабочих условиях:

удельная теплота фазового перехода  $r_1 = \dots$

плотность конденсата  $\rho_{L1} = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_1 = \dots$

теплопроводность  $\lambda_1 = \dots$

плотность пара  $\rho_{G1} = \dots$

При отсутствии справочных данных о плотностях пара рекомендуется сделать допущение о подчиненности свойств законам поведения идеальных газов и выполнить расчёт плотности по уравнению Клапейрона-Менделеева (3.22):

$$\rho_G = \frac{M}{V_m^o} \frac{p}{p_o} \frac{T_o}{T} = \dots,$$

где  $M$  – молярная масса пара;  $V_m^o \approx 22,41 \text{ м}^3/\text{кмоль}$  – молярный объём при нормальных физических условиях  $p_o = 101325 \text{ Па}$  и  $T_o = 273,15 \text{ К}$ .

б) решается вопрос о пространственном положении аппарата (будет оно вертикальное или горизонтальное). Следует иметь в виду, что теплоотдача при конденсации пара происходит интенсивнее на горизонтальном пучке труб при прочих равных условиях; кроме того, горизонтально расположенные аппараты удобнее в обслуживании. Предположим, что принято решение о горизонтальном положении аппарата (в противном случае расчёт коэффициента теплоотдачи выполняется идентично тому, как это описано в тепловом расчёте *испарителя*). Тогда выбирается одно из расчётных уравнений (2.54) или (2.55).

В уравнении (2.54) фигурирует температура поверхности ( $T_{ст}$ ), заранее не известная; в уравнении (2.55) фигурирует плотность

теплового потока ( $q$ ), заранее не известная. При выборе уравнения (2.55) расчёт выполняется по алгоритму, изложенному в тепловом расчёте *испарителя*. При выборе уравнения (2.54) выполняется следующее:

в) в зависимости от числа горизонтальных рядов труб (табл. 4 или 5) рассчитывается по (2.56) поправочный коэффициент

$$\varepsilon_p = \dots$$

г) задаётся значение температуры поверхности  $T_{ст1} < T_1$  (причем разность температур  $(T_1 - T_{ст1})$  должна быть меньше  $\Delta T$ ), и по (2.54) рассчитывается коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \dots$$

2. Расчёт коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к отводящей теплоту среде:

а) определяются физические свойства среды при ее средней температуре:

плотность  $\rho_2 = \dots$

вязкость динамическая  $\mu_2 = \dots$

удельная теплоёмкость  $c_{p2} = \dots$

теплопроводность  $\lambda_2 = \dots$

б) рассчитывается критерий Прандтля по (2.34)

$$Pr_2 = \dots$$

в) определяется средняя скорость течения среды, отводящей теплоту, в трубном пространстве

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_{тр}} = \dots,$$

где  $S_{тр}$  – площадь проходного сечения одного хода в трубном пространстве, рассчитываемая по (2.40);

г) рассчитывается критерий Рейнольдса по (2.33)

$$Re_2 = \dots$$

и определяется режим течения отводящей теплоту среды в трубном пространстве;

е) в зависимости от режима течения выбирается одно из критерийных уравнений (2.36)...(2.39) (если число труб удовлетворяет условию  $N_r^{\min} < N_T < N_T^{\max}$ , то расчётным уравнением будет (2.39)) и рассчитывается критерий Нуссельта.

Поскольку в этих уравнениях фигурирует сомножитель  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ , а температура стенки заранее не известна, рекомендуется принять  $(Pr/Pr_{ст})^{0,25} \approx 1$ .

Тогда

$$Nu_2 \approx \dots$$

ж) используя (2.32), рассчитывается приблизительное значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 \approx \dots$$

### 3. Определение теплопроводности материала труб.

Эта величина требуется для определения термического сопротивления стенок труб. В этом пункте выполняется следующее:

а) исходя из коррозионной активности сред, выбирается материал, из которого должны изготавливаться детали аппарата;

б) по (3.6) определяется температура стенки, от которой зависит теплопроводность материала,

$$\tilde{T}_{ст} \approx \frac{\bar{T}_1 \alpha_1 + \bar{T}_2 \alpha_2 \frac{d_{вн}}{d_n}}{\alpha_1 + \alpha_2 \frac{d_{вн}}{d_n}} = \dots$$

При найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

### 4. Учет термических сопротивлений загрязнений теплообменных поверхностей.

Для обеспечения передачи заданного теплового потока не только на начальной стадии эксплуатации аппарата, но и в период между профилактическими осмотрами и ремонтами, следует учесть термические сопротивления отложений (загрязнений) ( $R_3$ ) на теплообменной поверхности.

Рекомендуемые значения  $R_3$  приведены в табл. 3.

### 5. Расчёт коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается коэффициент теплопередачи, принимая во внимание, что  $\alpha_1 = \alpha_n$  и  $\alpha_2 = \alpha_{вн}$ . Поскольку частные термические сопротивления (точнее – обратные им величины) в пунктах 1...3 были рассчитаны приближенно, вычисляется

приблизительное значение и общего термического сопротивления или обратная ему величина  $K_T$ :

$$K_T \approx \dots$$

6. Уточнение коэффициента теплоотдачи от конденсируемого пара к поверхности теплообменных труб:

а) по (3.8) рассчитывается температура поверхности со стороны конденсируемого пара

$$\bar{T}_{ст1} = \bar{T}_1 - \frac{K_T \Delta T}{\alpha_1} = \dots$$

б) по формуле (2.54) рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_1 = \dots$$

7. Уточнение коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообменных труб к отводящей теплоту среде:

а) рассчитывается по (3.10) температура поверхности стенки со стороны среды, отводящей теплоту,

$$\bar{T}_{ст2} = \bar{T}_2 + \frac{K_T \Delta T}{\alpha_2} \frac{d_n}{d_{вн}} = \dots$$

б) определяются физические свойства среды, и рассчитывается критерий Прандтля при температуре поверхности

$$Pr_{ст2} = \dots$$

в) рассчитывается критерий Нуссельта с учетом найденного значения критерия Прандтля при температуре поверхности

$$Nu_2 = \dots$$

г) используя (2.32), рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_2 = \dots$$

### 8. Уточнение теплопроводности материала труб.

Определяется средняя температура стенки по (3.11)

$$\tilde{T}_{ст} = \frac{\bar{T}_{ст1} + \bar{T}_{ст2}}{2} = \dots$$

и при найденной температуре по табл. 14 определяется теплопроводность материала труб.

### 9. Уточнение коэффициента теплопередачи.

По уравнению (2.31) рассчитывается уточнённое значение коэффициента теплопередачи:

$$K_T = \dots$$

Выполнение пунктов 6...9 повторяется вплоть до приемлемой сходимости значений коэффициента теплопередачи  $K_T$ .

### 10. Расчёт необходимой площади поверхности теплообмена.

По уравнению (2.1) рассчитывается необходимая площадь поверхности теплопередачи при найденном значении коэффициента теплопередачи в аппарате с выбранными геометрическими характеристиками

$$A_{\text{расч}} = \dots$$

Необходимая по расчёту площадь ( $A_{\text{расч}}$ ) сравнивается с геометрической площадью поверхности теплопередачи ( $A_{\text{геом}}$ ) в выбранном аппарате.

Если  $A_{\text{расч}} > A_{\text{геом}}$  или если  $A_{\text{расч}} \ll A_{\text{геом}}$ , выбирается аппарат с другими геометрическими характеристиками, и повторяются пункты 1...10 поверочного расчёта.

Если  $A_{\text{расч}} \leq A_{\text{геом}}$ , то выбранный аппарат считается подходящим для реализации заданного теплового процесса.

В этом случае дополнительно выполняются следующее:

### 11. Выбор конструктивного типа аппарата.

Если проектируемый аппарат выбирался по табл. 10, то для определения конструктивного типа аппарата вычисляется разность температур кожуха и труб

$$T_k - T_r = \bar{T}_1 - \tilde{T}_{\text{ст}}$$

и сравнивается с наибольшей допустимой разностью температур для аппаратов типа КН (табл. 15 или 16).

Если разность температур больше максимальной допустимой, а давление в кожухе не превышает 1,6 МПа, выбирается аппарат типа КК.

## 3.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ПОДОГРЕВЕЛЯ

*Постановка задачи:* технологический поток среды, подаваемой с расходом  $\dot{m}_2$  и имеющей температуру  $T_{2н}$ , требуется нагреть до температуры не менее  $T_{2к}$ . Для нагревания используется насыщенный водяной пар, находящийся под давлением  $p_1$ . Требуется подобрать подогреватель для заданного процесса.

*Решение задачи:*

Как отмечалось выше, стандартных кожухотрубчатых *подогревателей* нет. В связи с этим для решения поставленной задачи следует спроектировать нестандартный аппарат. Рекомендуется проектировать кожух, штуцера для ввода пара и вывода его конденсата, межтрубное пространство аппарата — как в стандартном *конденсаторе*; количество труб в аппарате, число ходов по трубам, крышки аппарата и распределительную камеру — как в стандартном *теплообменнике*; все детали аппарата должны быть изготовлены из материала, коррозионно-стойкого в заданной среде.

Предварительный подбор аппарата и поверочный расчёт подогревателя с подходящим числом труб и подходящей длиной труб выполняется идентично тепловому расчёту *конденсатора*.



## П Р И Л О Ж Е Н И Е

Таблица 1  
Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи  $K_T$

Вид теплообмена и среда	$K_T$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
От газа к газу (при обычных давлениях)	10...40
От газа к хладагенту	10...60
От жидкости к жидкости (вода)	800...1500
От жидкости к жидкости (органической)	150...300
От конденсирующегося водяного пара к газу	10...100
От конденсирующегося пара к жидкости (вода и растворы)	500...2000
От конденсирующегося пара к жидкости (органической)	100...400
От конденсирующегося пара органического вещества к воде	300...800
От конденсирующегося водяного пара к кипящей жидкости	300...2000

Таблица 2  
Типичные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$

Условия теплообмена	Среда	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	
<i>Конвективный теплообмен:</i> ламинарное течение вдоль оси трубы	Вода и водные растворы	200...500	
	Органические жидкости	100...400	
	Газы	10...20	
	турбулентное течение вдоль оси трубы	Вода и водные растворы	1000...5000
		Органические жидкости	300...800
		Газы	50...150
турбулентное течение поперек оси трубы	Вода и водные растворы	3000...10000	
	Органические жидкости	500...1000	
	Газы	100...300	
<i>Конденсация однокомпонентных веществ</i>	Вода	5000...15000	
	Органические вещества	200...3000	
<i>Кипение</i>	Вода и водные растворы	2000...20000	
	Органические жидкости	300...4000	

Таблица 3  
Средние значения термических сопротивлений загрязнений ( $R_z$ )  
теплообменной поверхности аппаратов

Теплоноситель	$R_z \cdot 10^4$ , (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	Теплоноситель	$R_z \cdot 10^4$ , (м <sup>2</sup> ·К)/Вт
Вода дистиллированная	0,4	Неорганические кислоты	0,5
Вода обратная	2,3	Органические жидкости	1,5
Вода очищенная	2,0	Органические пары	0,8
Водяной пар	1,0	Растворы солей	2,0
Воздух сжатый	4,0	Раствор щелочной (МЭА)	4,0
Газ природный	4,0	Теплоносители органические высокотемпературные	2,0
Газы дымовые	6,0		

### ОБОБЩЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В таблицах 4...6 приводятся обобщенные характеристики трубных пучков теплообменных аппаратов. В указанных таблицах использованы следующие обозначения:  $D_n$  и  $D_{вн}$  -- соответственно наружный и внутренний диаметр кожуха, мм;  $d_n$  -- наружный диаметр теплообменной трубы, мм;  $k$  -- число ходов по трубному пространству;  $N_T$  -- общее число труб в аппарате, шт.;  $n_d$  -- число труб в диаметральном ряду одноходового аппарата или в первом, ближайшем к диаметру ряду многоходового аппарата, шт.;  $n_p$  -- число горизонтальных рядов при горизонтальном расположении аппарата;  $l_n$  -- расстояние между сегментными перегородками (во всех аппаратах, кроме конденсаторов и испарителей с парообразным греющим теплоносителем), мм; Т-размещение -- размещение труб в трубной решётке по вершинам равностороннего треугольника; К-размещение -- размещение труб в трубной решётке по вершинам квадрата.

Таблица 4

**Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ХН, ХК, ТН, ТК, КН, КК, ИН, ИК**

$D_n$	$D_{вн}$	$k$	трубы $\varnothing 20 \times 2$ мм			трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм			$l_{п}$
			$N_T$	$n_d$	$n_p$	$N_T$	$n_d$	$n_p$	
159	≈150	1	19	5	5	13	3	5	100
273	≈260		61	9	9	37	7	7	130
325	≈310		100	10	11	62	6	9	180
426	400		181	15	15	111	11	11	250
630	600		389	19	21	257	17	17	300
—	800		717	27	29	465	23	23	350
—	1000		1173	35	37	747	29	29	520
—	1200		1701	43	45	1083	35	35	550
—	1400		2349	51	51	1545	41	43	600
325	≈310		2	90	11	10	56	9	8
426	400	166		14	14	100	12	10	250
630	600	370		22	20	240	18	16	300
—	800	690		30	28	442	24	22	350
—	1000	1138		38	36	718	30	28	520
—	1200	1658		44	44	1048	36	34	550
—	1400	2298		52	52	1504	42	42	600
630	600	4		334	22	18	206	18	14
—	800		638	30	26	404	24	20	350
—	1000		1072	38	34	666	30	26	520
—	1200		1580	44	42	986	36	32	550
—	1400		2204	52	50	1430	42	40	600
630	600	6	316	20	18	196	16	14	300
—	800		618	28	26	384	22	20	350
—	1000		1044	36	34	642	28	26	520
—	1200		1544	42	42	958	34	32	550
—	1400		2162	50	50	1396	40	40	600

Таблица 5

**Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ХП, ТП и КП**

$D_n$	$D_{вн}$	$k$	Трубы $\varnothing 20 \times 2$ мм						Трубы $\varnothing 25 \times 2$ мм						$l_{п}$		
			Т-размещение			К-размещение			Т-размещение			К-размещение					
			$N_T$	$n_d$	$n_p$	$N_T$	$n_d$	$n_p$	$N_T$	$n_d$	$n_p$	$N_T$	$n_d$	$n_p$			
0,25	≈310	1	—	—	—	70	7	12	—	—	—	44	5	10	140		
	426		400	—	—	—	124	10	16	—	—	—	82	8	14	210	
	530		500	—	—	—	206	12	20	—	—	—	132	10	18	260	
	0,30		600	2	348	20	21	312	14	25	224	16	17	204	12	21	320
			800		646	28	28	563	20	33	407	22	22	362	16	27	390
			1000		1067	36	36	920	26	44	691	30	29	603	20	34	500
			1200		1603	44	45	1365	30	54	1039	36	36	899	24	44	615
1400	2207	50	53	1900	36	64	1434	42	43	1241	28	52	600				
0,30	600	4	312	20	19	286	14	23	200	16	15	184	12	19	320		
	800		598	28	26	525	20	32	369	22	20	334	16	25	390		
	1000		1005	36	34	878	26	42	639	30	27	567	20	32	500		
	1200		1529	44	43	1311	30	51	977	36	34	857	24	42	615		
	1400		2117	50	51	1840	36	62	1364	42	41	1191	28	50	600		
0,30	600	6	300	18	19	—	—	—	184	14	15	—	—	—	320		
	800		574	26	26	—	—	—	349	20	20	—	—	—	390		
	1000		977	34	34	—	—	—	615	28	27	—	—	—	500		
	1200		1493	42	43	—	—	—	949	34	34	—	—	—	615		
1400	2075	48	51	—	—	—	1330	40	41	—	—	—	600				

Таблица 6

**Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ТУ**

$D_n$	$D_{вн}$	Трубы $\varnothing 20 \times 2$ мм						$l_{п}$
		Т-размещение			К-размещение			
		$N_T$	$n_d$	$n_p$	$N_T$	$n_d$	$n_p$	
325	≈310	—	—	—	36	7	12	150
426	400	—	—	—	67	9	16	200
530	500	—	—	—	110	11	22	250
630	600	194	21	22	155	15	24	355
—	800	332	29	28	286	19	34	400
—	1000	557	37	36	484	25	44	500
—	1200	823	43	44	707	31	52	615
—	1400	1165	51	54	980	35	62	670

**ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

В таблицах 7...12 приводятся значения площади поверхности теплопередачи, рассчитанные по *наружному* диаметру труб и округлённые до целых единиц.

Таблица 7

**Площади поверхности теплопередачи  
аппаратов ХН, ХК, ТН и ТК**

$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A$ , м <sup>2</sup> ) в аппаратах с трубами:													
		Ø 20×2 мм длиной $L$ , м							Ø 25×2 мм длиной $L$ , м						
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
*159	1	1	2	2	4	—	—	—	1	2	2	3	—	—	—
*273	1	4	6	8	11	—	—	—	3	4	6	9	—	—	—
*325	1	—	9	13	19	25	—	—	—	7	10	15	19	—	—
400	1	—	—	23	34	45	68	—	—	—	17	26	35	52	—
600	1	—	—	49	73	98	147	—	—	—	40	61	81	121	—
800	1	—	—	90	135	180	270	405	—	—	73	110	146	219	329
1000	1	—	—	—	221	295	442	663	—	—	—	176	235	352	528
1200	1	—	—	—	—	428	641	962	—	—	—	—	340	510	766
*325	2	—	8	11	17	23	—	—	—	7	9	13	18	—	—
400	2	—	—	21	31	42	63	—	—	—	16	24	31	47	—
600	2	—	—	46	70	93	139	—	—	—	38	57	75	113	—
800	2	—	—	87	130	173	260	390	—	—	69	104	139	208	312
1000	2	—	—	—	215	286	429	644	—	—	—	169	226	338	508
1200	2	—	—	—	—	417	625	938	—	—	—	—	329	494	741
600	4	—	—	42	63	84	126	—	—	—	32	49	65	97	—
800	4	—	—	80	120	160	241	361	—	—	63	95	127	190	286
1000	4	—	—	—	202	269	404	606	—	—	—	157	209	314	471
1200	4	—	—	—	—	397	596	893	—	—	—	—	310	465	697
600	6	—	—	40	60	79	119	—	—	—	31	46	62	92	—
800	6	—	—	78	116	155	233	349	—	—	60	90	121	181	271
1000	6	—	—	—	197	262	394	590	—	—	—	151	202	303	454
1200	6	—	—	—	—	388	582	873	—	—	—	—	301	451	677

Примечания: 1. Аппараты ХН, ХК изготавливаются *одноходовыми* только при диаметре кожуха  $D_{н} = 159$  мм и  $D_{н} = 273$  мм; при большем диаметре кожуха — только *многоходовые*. 2. Знаком [\*] отмечен наружный диаметр кожуха.

Таблица 8

**Площади поверхности теплопередачи  
аппаратов ХП и ТП**

$D_{н}$	$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A$ , м <sup>2</sup> ) в аппаратах с трубами:								
			Ø 20×2 мм					Ø 25×2 мм			
			Т-размещение труб длиной $L$ , м		К-размещение труб длиной $L$ , м			Т-размещение труб длиной $L$ , м		К-размещение труб длиной $L$ , м	
			6,0	9,0	3,0	6,0	9,0	6,0	9,0	3,0	6,0
325	≈310	—	—	13	26	—	—	—	10	21	—
426	400	—	—	23	47	—	—	—	19	39	—
530	500	—	—	39	78	—	—	—	31	62	—
630	600	131	197	—	118	176	106	158	—	96	144
—	800	244	365	—	212	318	192	288	—	171	256
—	1000	402	603	—	347	520	326	488	—	284	426
—	1200	604	906	—	515	772	490	734	—	424	635
—	1400	832	1248	—	716	1074	676	1014	—	585	877
630	600	118	176	—	108	162	94	141	—	87	130
—	800	225	338	—	198	297	174	261	—	157	236
—	1000	379	568	—	331	496	301	452	—	267	401
—	1200	576	865	—	494	741	460	691	—	404	606
—	1400	798	1197	—	694	1040	643	964	—	561	842

Таблица 9

**Площади поверхности теплопередачи  
аппаратов ТУ**

$D_{н}$	$D_{вн}$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A$ , м <sup>2</sup> ) при:				
		Т-размещение труб длиной $L$ , м		К-размещение труб длиной $L$ , м		
		6,0	9,0	3,0	6,0	9,0
325	≈310	—	—	14	27	—
426	400	—	—	26	51	—
530	500	—	—	43	85	—
630	600	150	223	—	120	178
—	800	258	383	—	224	331
—	1000	437	647	—	383	565
—	1200	651	961	—	564	831
—	1400	930	1369	—	790	1160

Таблица 10

**Площади поверхности теплопередачи аппаратов КН и КК**

$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A, м^2$ ) в аппаратах с трубами:					
		$\varnothing 20 \times 2$ мм длиной $L, м$			$\varnothing 25 \times 2$ мм длиной $L, м$		
		3,0	4,0	6,0	3,0	4,0	6,0
600	2	70	93	139	57	75	113
800		130	173	260	104	139	208
1000		215	286	429	169	226	338
1200		—	417	625	—	329	494
1400		—	—	866	—	—	709
600	4	63	84	126	49	65	97
800		120	160	241	95	127	190
1000		202	269	404	157	209	314
1200		—	397	596	—	310	465
1400		—	—	831	—	—	674
600	6	60	79	119	46	62	92
800		116	155	233	90	121	181
1000		197	262	394	151	202	303
1200		—	388	582	—	301	451
1400		—	—	815	—	—	658

Таблица 11

**Площади поверхности теплопередачи аппаратов ИН и ИК**

$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A, м^2$ ) в аппаратах с трубами $\varnothing 25 \times 2$ мм длиной $L, м$		
		2,0	3,0	4,0
		600	1	40
800	73	110		146
1000	117	176		235
1200	—	255		340
1400	—	364		485

Таблица 12

**Площади поверхности теплопередачи аппаратов КП**

$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A, м^2$ ) при $d_{вн}$ , мм		$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A, м^2$ ) при $d_{вн}$ , мм		$D_{вн}$	$k$	Площадь поверхности теплопередачи ( $A, м^2$ ) при $d_{вн}$ , мм	
		20	25			20	25			20	25
		600	2			131	106			600	4
800	244	192		800	225	174	800	216	164		
1000	402	326		1000	379	301	1000	368	290		
1200	604	490		1200	576	460	1200	563	447		
1400	832	676		1400	798	643	1400	782	627		

Таблица 13

**Материальное исполнение основных узлов и деталей кожухотрубчатых теплообменных аппаратов**

№ аппарата	Тип аппарата	М а т е р и а л		
		к о ж у х а	распределительной камеры	т р у б
1	2	3	4	5
М1	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ИН,ИК ХП,ТП,КП,ТУ	стали ВСт3сп5; 16ГС	сталь ВСт3сп5	сталь 10; сталь 20
М2	ТП, ТУ	стали ВСт3сп5; 16ГС	стали ВСт3сп5; 16ГС	сплав марки АМг2
М3	ХН,ХК,КН,КК ХП,ТП,КП	стали ВСт3сп5; 16ГС	сталь ВСт3сп5	латунь марки ЛАМш77-2-0,05
М4	ТП, ТУ	стали ВСт3сп5; 16ГС	двухслойная сталь ВСт3сп5+08Х13 или 16ГС+08Х13	стали 15Х5М, Х8
М8	ТН,ТК,ИН,ИК	сталь 12Х18Н10Т	сталь 12Х18Н10Т	стали 08Х18Н10Т; 12Х18Н10Т
М9	ТН,ТК,ИН,ИК	сталь 10Х17Н13М2Т	сталь 10Х17Н13М2Т	сталь 10Х17Н13М2Т
М10	ХП,ХК,КН,КК ИН,ИК	сталь 12Х18Н10Т	сталь ВСт3сп5	стали 08Х18Н10Т; 12Х18Н10Т
М11	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ИН,ИК	сталь 10Х17Н13М2Т	сталь ВСт3сп5	сталь 10Х17Н13М2Т
М12	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ХП,ТП КП,ТУ	стали ВСт3сп5; 16ГС	сталь ВСт3сп5	сталь 08Х22Н6Т
М19	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ИН,ИК ХП,ТП,КП,ТУ	сталь 08Х22Н6Т	сталь ВСт3сп5	сталь 08Х22Н6Т
М20	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК	сталь 08Х21Н6М2Т	сталь ВСт3сп5	сталь 08Х21Н6М2Т
М21	ТН,ТК	сталь 08Х22Н6Т	сталь 08Х22Н6Т	сталь 08Х22Н6Т
М22	ТН,ТК	сталь 08Х21Н6М2Т	сталь 08Х21Н6М2Т	сталь 08Х21Н6М2Т
М23	ТН,ТК,ИН,ИК	стали ВСт3сп5; 16ГС	сталь 08Х22Н6Т	сталь 08Х22Н6Т

Окончание табл. 13

1	2	3	4	5
М24	ТН,ТК,ИН,ИК	стали ВСтЗсп5; 16ГС	сталь 08Х21Н6М2Т	сталь 08Х21Н6М2Т
Б1	ТП	двухслойная сталь ВСтЗсп5+08Х13 или 16ГС+08Х13	двухслойная сталь ВСтЗсп5+08Х13 или 16ГС+08Х13	сталь 08Х13
Б2	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ИН,ИК ХП,ТП,КП,ТУ	двухслойная сталь ВСтЗсп5+12Х18Н10Т или 16ГС+12Х18Н10Т	стали ВСтЗсп5; 16ГС	стали 08Х18Н10Т; 12Х18Н10Т
Б3	ХН,ХК,ТН,ТК, КН,КК,ИН,ИК ХП,ТП,КП,ТУ	двухслойная сталь ВСтЗсп5+10Х17Н13М2Т или 16ГС+10Х17Н13М2Т	стали ВСтЗсп5; 16ГС	сталь 10Х17Н13М2Т
Б6	ТН,ТК,ИН,ИК	стали ВСтЗсп5; 16ГС	двухслойная сталь ВСтЗсп5+12Х18Н10Т или 16ГС+12Х18Н10Т	стали 08Х18Н10Т; 12Х18Н10Т
Б7	ТУ	двухслойная сталь ВСтЗсп5+08Х13 или 16ГС+08Х13	двухслойная сталь ВСтЗсп5+08Х13 или 16ГС+08Х13	стали 15Х5М; Х8
Б8	ТН,ТК,ИН,ИК	стали ВСтЗсп5; 16ГС	двухслойная сталь ВСтЗсп5+10Х17Н13М2Т или 16ГС+10Х17Н13М2Т	сталь 10Х17Н13М2Т
Б9	ТН,ТК,ИН,ИК	двухслойная сталь ВСтЗсп5+12Х18Н10Т или 16ГС+12Х18Н10Т	двухслойная сталь ВСтЗсп5+12Х18Н10Т или 16ГС+12Х18Н10Т	стали 08Х18Н10Т; 12Х18Н10Т
Б10	ТН,ТК,ИН,ИК	двухслойная сталь ВСтЗсп5+10Х17Н13М2Т или 16ГС+10Х17Н13М2Т	двухслойная сталь ВСтЗсп5+10Х17Н13М2Т или 16ГС+10Х17Н13М2Т	сталь 10Х17Н13М2Т

Примечание: марки сталей имеют следующее обозначение:

- углеродистые стали обыкновенного качества – последовательно указываются: группа, марка стали, степень раскисления («сп» – спокойная) и категория требований, например, ВСтЗсп5;

- качественные, углеродистые конструкционные – обозначаются двумя цифрами, показывающими среднее содержание углерода в сотых долях процента, например, 20;

- легированные – обозначаются комплексом цифр и букв, причем первые две цифры указывают на содержание углерода в сотых долях процента (отсутствие цифр означает, что среднее содержание углерода составляет около 0,01%), затем последовательно указываются буквы, означающие наличие в стали того или иного легирующего элемента, за каждой из букв одной или двумя цифрами указывается примерное содержание данного элемента в процентах (отсутствие цифр означает, что содержание данного элемента составляет до 1,5%).

Обозначения в марках стали: Г – марганец, С – кремний, Х – хром, Н – никель, М – молибден, Т – титан.

Таблица 14

## Теплопроводность сталей

Марка стали	Теплопроводность [Вт/(м·К)] при температуре (°С)					
	0	100	200	300	400	500
ВСтЗсп5	57,8	55,8	54,4	50,0	45,1	39,8
10	64,7	60,2	55,6	50,9	46,5	41,0
20	53,5	51,1	48,5	45,7	42,7	39,3
08Х13	28,4	28,3	28,2	28,0	27,7	27,1
15Х5М	38,0	37,0	36,0	35,0	34,0	33,0
12Х18Н9Т	14,8	16,1	17,5	18,9	20,9	23,3
08Х18Н10Т	14,2	15,9	17,6	19,2	20,6	22,0
12Х18Н10Т	15,1	16,4	17,6	18,8	20,3	22,1
08Х22Н6Т	13,5	14,6	16,0	17,8	19,5	21,3
08Х21Н6М2Т	13,5	14,6	15,9	17,5	19,0	20,5
10Х17Н13М2Т	14,5	15,1	15,5	15,8	16,1	16,4

Таблица 15

Наибольшие допускаемые разности температур кожуха ( $T_k$ ) и труб ( $T_T$ ) для теплообменных аппаратов типа Н, выполненных с применением монослойных материалов

Шифр исполнения	$D_{вн}$	Тип аппарата	Давление в кожухе, $p_y$ , МПа	$ T_k - T_T $ , К, при температуре труб, °С	
				<250	>250
1	2	3	4	5	6
М1	159- *325	ХН	1,6; 2,5 и 4,0	20	20
		ТН	1,6; 2,5 и 4,0	30	20
	400	ХН	1,0; 1,6 и 2,5	30	20
		ТН	1,6 и 2,5	30	20
		ХН, ТН	4,0	20	20
	600; 800	ХН, ТН, КН, ИН	1,0 и 1,6	40	30
		КН	2,5	30	30
		ХН, ТН, ИН	2,5 и 4,0	30	30
	1000	ТН	0,6 и 1,0	60	50
		ХН, КН, ИН	0,6; 1,0 и 1,6	50	40
		ТН	1,6	50	40
		КН	2,5	30	30
ХН, ИН		2,5 и 4,0	30	30	
ТН		2,5 и 4,0	30	20	
1200	ХН, КН, ИН	0,6 и 1,0	60	50	
	ТН	0,6; 1,0 и 1,6	60	50	
	ХН, КН, ИН	1,6	50	40	

Окончание табл. 15

1	2	3	4	5	6	
	1200	ХН, ТН, КН, ИН	2,5	40	30	
	1400	КН, ИН	0,6 и 1,0	60	50	
		КН, ИН	1,6	50	40	
		КН, ИН	2,5	40	30	
М8- М12	159- *325	ХН, ТН	1,6; 2,5 и 4,0	20	20	
		400	ХН	1,0; 1,6 и 2,5	30	20
			ТН	1,6 и 2,5	20	20
	600, 800	ХН, ТН	4,0	20	20	
		ХН	0,6; 1,0 и 1,6	30	30	
			ТН, КН, ИН	1,0 и 1,6	30	30
		КН	2,5	30	20	
		ХН, ТН, ИН	2,5 и 4,0	30	20	
	1000	ХН, КН, ИН	0,6 и 1,0	40	40	
			ТН	0,6 и 1,0	50	40
		ХН, ТН, КН, ИН	1,6	40	30	
			КН	2,5	40	20
		ХН	2,5 и 4,0	40	20	
			ТН, ИН	2,5 и 4,0	30	20
			1200	ХН, ИН, КН	0,6 и 1,0	40
	ТН	0,6 и 1,0			50	40
	ХН, ТН, КН, ИН	1,6		40	30	
		ХН, КН		2,5	40	20
	ТН, ИН	2,5		30	20	
	1400	КН, ИН	0,6 и 1,0	40	40	
			КН, ИН	1,6	40	30
		КН	2,5	40	20	
		ИН	2,5	30	20	
		ИН	2,5	30	20	

Примечание: знаком [\*] отмечен наружный диаметр кожуха.

Наибольшая допустимая разность температур кожуха и труб для *холодильников* типа ХН (при температуре охлаждаемой среды  $T_{\text{ин}} \leq 200$  °С) и *конденсаторов* типа КН (при температуре конденсируемой среды  $T_{\text{ин}} \leq 200$  °С) исполнений М19 и М20, а также для *испарителей* типа ИН (при температуре греющей среды  $T_{\text{ин}} \leq 200$  °С) исполнений М23 и М24 определяется по таблице 15 (см. «Исполнение М1», графа «Температура труб < 250 °С»).

Наибольшая допустимая разность температур кожуха и труб для *теплообменников* типа ТН исполнений М19...М24 (при температуре охлаждаемой среды  $T_{\text{ин}} \leq 200$  °С) определяется по таблице 15 (см. «Исполнение М1», графа «Температура труб < 250 °С»); исполнений М21 и М22 (при температуре охлаждаемой среды  $T_{\text{ин}} > 200$  °С) определяется по таблице 15 (см. «Исполнение М8-М12»).

Таблица 16

Наибольшие допускаемые разности температур кожуха ( $T_{\text{к}}$ ) и труб ( $T_{\text{т}}$ ) для теплообменных аппаратов типа Н, выполненных с применением бислойных материалов

Шифр исполнения	$D_{\text{вн}}$	Тип аппарата	Давление в кожухе, $p_{\text{у}}$ , МПа	$ T_{\text{к}} - T_{\text{т}} $ , К, при температуре труб, °С	
				<130	130...200
Б2- Б10	*325	ТН	1,6; 2,5 и 4,0	30	40
		400	ТН	1,6 и 2,5	30
	ТН		4,0	20	40
	600	ИН	1,0 и 1,6	40	60
		ТН	1,6	40	60
		ТН, ИН	2,5 и 4,0	30	50
	800	ХН, ТН, КН, ИН	1,0 и 1,6	40	60
			КН	2,5	30
		ХН, ТН, КН	2,5 и 4,0	30	50
			1000	ХН, ТН, КН, ИН	0,6; 1,0 и 1,6
	КН	2,5		30	50
	ХН, ТН, ИН	2,5 и 4,0		30	50
	1200	ХН, ТН, КН, ИН	0,6 и 1,0	60	80
			ХН, ТН, КН, ИН	1,6	50
		ХН, ТН, КН, ИН	2,5	40	60
			1400	КН, ИН	0,6 и 1,0
КН, ИН	1,6	50		70	
КН, ИН	2,5	40		60	

Примечание: знаком [\*] отмечен наружный диаметр кожуха.

Таблица 17

Исполнение теплообменных аппаратов по температурному пределу

Исполнение	Шифр	Пределы температур, °С
Низкотемпературное	Н	от -30 до +100
Низкотемпературное	Н1	от -40 до +100
Низкотемпературное	Н2	от -60 до +100
Низкотемпературное	Н3	от -70 до +100
Обыкновенное	О	от -20 до +100
Среднее	С	от -20 до +200
Высокотемпературное	В	от -20 до +300
Высокотемпературное	В1	от -20 до +350

## ПРИМЕРЫ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ АППАРАТОВ

Холодильник типа К, горизонтальный, с кожухом диаметром 800 мм, на условное давление в трубах 0,6 МПа, в кожухе – 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, обыкновенного исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 20 мм и длиной 6 м, 4-ходовой по трубному пространству:

Холодильник 800 ХКГ–0,6–1,6–М1–О/20–6–4

Теплообменник типа Н, вертикальный, с кожухом диаметром 600 мм, на условное давление в трубах и кожухе 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, среднего исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 25 мм и длиной 4 м, одноходовой по трубному пространству:

Теплообменник 600 ТНВ–1,6–М1–С/25–4–1

Конденсатор типа К, горизонтальный, с кожухом диаметром 800 мм, на условное давление в трубах 0,6 МПа, в кожухе – 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, среднего исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 20 мм и длиной 3 м, 6-ходовой по трубному пространству:

Конденсатор 800 ККГ–0,6–1,6–М1–С/20–3–6

Испаритель типа Н, исполнения 1 (с жидким, газообразным, парогазовым или парожидкостным теплоносителем), с кожухом диаметром 600 мм, на условное давление в трубах 0,6 МПа, в кожухе – 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, обыкновенного исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами длиной 4 м:

Испаритель 600 ИН–1–0,6–1,6–М1–О/4

Испаритель типа К, исполнения 2 (с паровым теплоносителем), с кожухом диаметром 800 мм, на условное давление в трубах 0,6 МПа, в кожухе – 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, среднего исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами длиной 4 м:

Испаритель 800 ИК–2–0,6–1,6–М1–С/4

Холодильник с плавающей головкой, с кожухом диаметром 1000 мм, на условное давление в кожухе 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, обыкновенного исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 25 мм и длиной 6 м, расположенными по вершинам квадрата, 2-ходовой по трубному пространству:

Холодильник 1000 ХП–1,6–М1–О/25–6–К–2

Теплообменник с плавающей головкой, с кожухом диаметром 800 мм, на условное давление в трубах и кожухе 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, высокотемпературного исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 20 мм и длиной 6 м, расположенными по вершинам треугольника, 4-ходовой по трубному пространству:

Теплообменник 800 ТП–1,6–М1–В/20–6–Т–4

Конденсатор с плавающей головкой, с кожухом диаметром 1000 мм, на условное давление в кожухе 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, среднего исполнения по температурному пределу, с теплообменными трубами диаметром 25 мм, 2-ходовой по трубному пространству:

Конденсатор 1000 КП–1,6–М1–С/25–2

Теплообменник с U-образными трубами, с кожухом диаметром 600 мм, на условное давление в трубах и кожухе 1,6 МПа, исполнение по материалу М1, при температуре одной из сред выше 300 °С, с теплообменными трубами длиной 6 м, расположенными по вершинам квадрата:

Теплообменник 600 ТУ–1,6–М1–В/6–К

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплопередача: Учебник для вузов /В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. 4-е изд., перераб. и доп.– М.: Энергоиздат, 1981.– 417 с.
2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. 2-е изд., стереотип.– М.: Энергия, 1977.– 344 с.
3. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе /Перевод с нем. И. Н. Дулькина.– М.: Энергоиздат, 1981.– 383 с.
4. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках.– М.: Наука, 1982.– 472 с.
5. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учебное пособие для вузов /А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма.– М.: Энергоиздат, 1981.– 336 с.
6. Теплообменная аппаратура химических производств /О. Н. Маньковский, А. Р. Толчинский, М. В. Александров.– Л.: Химия, 1976.– 368 с.
7. Справочник по теплообменникам: В 2 т. /Перевод с англ. под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова, О. Г. Мартыненко.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– 560+352 с.
8. Справочник по теплообменным аппаратам /П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов.– М.: Машиностроение, 1989.– 365 с.
9. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты общего и специального назначения: Каталог.– М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1991.– 108 с.

## Оглавление

Предисловие . . . . .	3
Символы и единицы основных физических величин . . . . .	4
Введение . . . . .	6
1. КОНСТРУКЦИИ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ . . . . .	6
2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЁТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ . . . . .	16
2.1. Основное уравнение теплопередачи . . . . .	16
2.2. Тепловые потоки в аппаратах . . . . .	16
2.3. Средняя движущая сила теплопередачи . . . . .	18
2.4. Средние температуры теплоносителей . . . . .	20
2.5. Конечные температуры теплоносителей . . . . .	22
2.6. Аддитивность термических сопротивлений . . . . .	23
2.7. Коэффициенты теплоотдачи . . . . .	23
3. АЛГОРИТМЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЁТОВ АППАРАТОВ . . . . .	30
3.1. Тепловой расчёт холодильника . . . . .	31
3.2. Тепловой расчёт теплообменника . . . . .	39
3.3. Тепловой расчёт испарителя . . . . .	48
3.4. Тепловой расчёт конденсатора . . . . .	56
3.5. Тепловой расчёт подогревателя . . . . .	63
Приложение . . . . .	64
Табл. 1. Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи $K_T$ . . . . .	64
Табл. 2. Типичные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha$ . . . . .	64
Табл. 3. Средние значения термических сопротивлений загрязнений теплообменной поверхности аппаратов . . . . .	65
Табл. 4. Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ХН, ХК, ТН, ТК, КН, КК, ИН, ИК . . . . .	66
Табл. 5. Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ХП, ТП и КП . . . . .	67
Табл. 6. Обобщенные характеристики трубных пучков аппаратов ТУ . . . . .	67
Табл. 7. Площади поверхности теплопередачи аппаратов ХН, ХК, ТН и ТК . . . . .	68
Табл. 8. Площади поверхности теплопередачи аппаратов ХП и ТП . . . . .	69
Табл. 9. Площади поверхности теплопередачи аппаратов ТУ . . . . .	69
Табл. 10. Площади поверхности теплопередачи аппаратов КН и КК . . . . .	70
Табл. 11. Площади поверхности теплопередачи аппаратов ИН и ИК . . . . .	70
Табл. 12. Площади поверхности теплопередачи аппаратов КП . . . . .	70
Табл. 13. Материальное исполнение основных узлов и деталей аппаратов . . . . .	71
Табл. 14. Теплопроводность сталей . . . . .	73
Табл. 15. Наибольшие допускаемые разности температур кожуха и труб для теплообменных аппаратов типа Н, выполненных с применением монослойных материалов . . . . .	73
Табл. 16. Наибольшие допускаемые разности температур кожуха и труб для теплообменных аппаратов типа Н, выполненных с применением бислойных материалов . . . . .	75
Табл. 17. Исполнение аппаратов по температурному пределу . . . . .	75
Примеры условных обозначений аппаратов . . . . .	76
Библиографический список . . . . .	78



Учебное издание

БОБЫЛЁВ Владимир Николаевич

**ПОДБОР И РАСЧЁТ ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

Редактор Н. А. Заходякина

Лицензия ЛР № 020714 от 02.02.98  
Подписано в печать 21.02.03. Формат 60×84 1/16  
Бумага Госзнак Сору. Отпечатано на ризографе.  
Усл. печ. л. 4,65. Уч.-изд. л. 4,51. Тираж 250 экз.  
Заказ № 26

Российский химико-технологический  
университет им. Д. И. Менделеева

Издательский центр

Адрес университета и издательского центра  
125047 Москва, Миусская пл., 9