

Министерство образования и науки Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

А.С. Приданцев, Д.Д. Ахметлатыпова, А.А. Сагдеев

ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

**Нижекамск
2013**

УДК 621.56

П 75

Печатается по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Вафин Д.Б., доктор технических наук, профессор каф. физики НХТИ КНИТУ, заслуженный деятель науки и образования;

Гумеров Ф.М., доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой теоретических основ теплотехники КНИТУ, академик МАХ.

Приданцев, А.С.

П 75 Теплообменные аппараты низкотемпературных установок : учебно-методическое пособие / А.С. Приданцев, Д.Д. Ахметлатыпова, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 88 с.

Рассмотрены параметры, необходимые для расчета теплообменных аппаратов холодильных машин и установок и представлены сведения о расчете теплоотдачи для основных процессов, протекающих в них.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям 140401.65 «Техника и физика низких температур» и 141200 – «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», при выполнении курсового и дипломного проектирования и для самостоятельной работы.

Подготовлено на кафедрах техники и физики низких температур НХТИ КНИТУ и холодильной техники и технологии КНИТУ.

УДК 621.56

© Приданцев А.С., Ахметлатыпова Д.Д., Сагдеев А.А., 2013

© Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- i – энтальпия, кДж/кг;
 θ – температурный напор, °С;
 K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К;
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;
- q – удельный тепловой поток, Вт/м²;
- c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 r – теплота парообразования, Дж/кг;
 ρ – плотность, кг/м³;
- ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
- σ – коэффициент поверхностного натяжения, н/м;
- μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
- a – коэффициент температуропроводности, м²/с;
- Nu – число Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda}$;
- Gr – число Грасгофа, $Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot x^3}{\nu^2}$;
- Re – число Рейнольдса, $Re = \frac{w \cdot x}{\nu}$;
- Pr – число Прандтля, $Pr = \frac{\nu}{a}$;
- Ra – число Релея, $Ra = Gr \cdot Pr$;
- Pe – число Пекле, $Pe = \frac{w \cdot x}{a} = Re \cdot Pr$;
- Ga – число Галилея, $Ga = \frac{g \cdot x^3}{\nu^2}$;
- We – число Вебера, $We = \frac{\rho \cdot w^2 \cdot x}{\sigma}$;
- x – определяющий размер, м;

- P – давление, Па;
 $P_{кр}$ – критическое давление, Па;
 T – температура, К;
 t_0 – температура кипения хладагента, °С;
 $t_в$ – температура воздуха, °С;
 $t_{ст}$ – температура стенки, °С;
 $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м;
 $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр канала, м;
 d_n – наружный диаметр трубы, м;
 l – длина канала, м;
 W_0 – скорость движения жидкости, м/с;
- β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 H – высота стенки или трубы, м;
 S_1 – вертикальный шаг пучка труб, м;
 S_2 – горизонтальный шаг пучка труб, м;
 S_2' – диагональный шаг пучка труб, м;
 $F_{нар}$ – наружная поверхность, м²;
 $F_{вн}$ – внутренняя поверхность, м²;
 m – массовый расход, кг/с;
- $n_{ТР}$ – число трубок (теплообменных) в аппарате, шт;
 z – число ходов;
- n_1 – число ребер, охватываемых одной пластиной;
 R – радиус кривизны канала, м;
 u – шаг ребер, м;
- f – площадь поперечного сечения аппарата, м²;
 n_c – число параллельно орошаемых секций в аппарате.

1. ПАРАМЕТРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Конденсатор и испаритель встречаются во всех схемах паровых холодильных машин и являются основными теплообменными аппаратами. Весьма распространенными аппаратами являются также рекуперативный теплообменник (РТО) для хладоновых холодильных машин и переохладитель для аммиачных, которые считаются вспомогательными теплообменными аппаратами.

На практике встречаются два типа расчетов теплообменных аппаратов:

- при проектировании нового теплообменника определяется необходимая поверхность теплообмена и рассчитываются его основные конструктивные размеры;
- при подборе серийного теплообменника производится проверочный расчет поверхности теплообмена.

Параметры, необходимые для выполнения расчета, можно подразделить на группы. К первой группе относятся режимные параметры, определяющие состояние потоков, участвующих в теплообмене (давление, температура, энтальпия каждого из потоков на входе и выходе из теплообменного аппарата). К режимным параметрам можно отнести также тепловую нагрузку аппарата.

Вторую группу исходных параметров составляют теплофизические свойства веществ, участвующих в теплообмене (теплоемкость, вязкость, плотность, теплопроводность). Эти свойства зависят от давления, температуры, агрегатного состояния вещества. В справочниках они представлены в виде диаграмм, таблиц. Вопрос о представлении этих зависимостей в удобной для расчетов на ЭВМ аналитической форме сложен и не имеет общего решения.

К третьей группе исходных величин относятся конструктивные параметры, включающие размеры и параметры теплообменных труб ($d_{вн}$, d_o , $d_{нв}$, $F_{нар}/F_{вн}$, u), а в случае подбора серийного теплообменного аппарата число труб и ходов в аппарате ($n_{ТР}$, z).

В теплообменных аппаратах низкотемпературных установок широко используются оребренные поверхности, и в связи с этим в расчетах фигурирует так называемый приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$. Это такой усредненный коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности, который учитывает теплоотдачу поверхности

ребра (F_p), поверхности межрёберных промежутков (F_{mp}) и эффективность ребра (E) и рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{np} = \alpha_y \left(\frac{F_p}{F_{op}} E + \frac{F_{mp}}{F_{op}} \right), \quad (1.1)$$

где α_y – коэффициент теплоотдачи, зависящий от условий процесса; F_{op} – полная поверхность ребер.

Эффективность ребра – это отношение средней избыточной температуры ребра к избыточной температуре основания ребра.

Величина E изменяется от 0 до 1 и определяется:

$$E = \frac{th(mh')}{mh'}, \quad (1.2)$$

где $th(mh') = \frac{e^{mh'} - e^{-mh'}}{e^{mh'} + e^{-mh'}} = \frac{e^{2mh'} - 1}{e^{2mh'} + 1}$ – гиперболический тангенс; h' – условная высота ребра; $m = \sqrt{2\alpha/\lambda \cdot \delta_p}$; δ_p – средняя толщина ребра.

На рис.1 приведены виды оребренных поверхностей. В формулах для расчёта площадей поверхности ребер, межрёберных промежутков и живого сечения $F_{жс}$ (F_ϕ – площадь фронтального сечения аппарата) все площади отнесены к 1 м длины трубы и имеют размерность [$\text{м}^2/\text{м}$]:

- накатные и насадные рёбра (обозначения на рис. 1)

$$F_p = 2\pi h(h+d_0)/u, \quad F_{mp} = \pi d_0 \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right), \quad F_{жс} = F_\phi \cdot \left(1 - \frac{d_0 + 2h \cdot \delta_{cp}/u}{S_1}\right), \quad (1.3)$$

где $\delta_{cp} = 0,5(\delta_0 + \delta_T)$.

- спирально-навивные рёбра

$$F_p = \frac{2\pi h}{u}(d_0 + 1,48h), \quad F_{mp} = \pi \left(d_0 - D \frac{\delta_p}{u} \right), \quad F_{жс} = F_\phi \left(1 - \frac{d_0 + 4,4h \cdot \delta_{cp}/u}{S_1} \right), \quad (1.4)$$

- пластинчатые рёбра

$$F_p = \frac{2}{u} \left(\frac{e_n h}{n_1} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right), \quad F_{mp} = \pi d_0 \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \quad F_{жс} = F_{\phi} \frac{(S_1 - d_0) \cdot a}{S_1 \cdot u}. \quad (1.5)$$

Для всех вариантов оребрения полная поверхность будет $F_{op} = F_p + F_{mp}$. Необходимая для расчётов условная высота ребра h' вычисляется по следующим формулам:

- для круглых рёбер

$$h' = \left(1 + 0,35 \ln \frac{D}{d_0} \right), \quad (1.6)$$

- для прямоугольных и пластинчатых рёбер

$$h' = \frac{d_0}{2} (\rho' - 1) \cdot (1 + 0,35 \ln \rho'). \quad (1.7)$$

Величина ρ' , входящая в формулу (1.7) для прямоугольных и пластинчатых рёбер:

- при коридорном расположении труб

$$\rho' = 1,28 \frac{S_m}{d_0} \sqrt{\frac{S_{\bar{\sigma}}}{S_m}} - 0,2, \quad (1.8)$$

- при шахматном расположении труб

$$\rho' = 1,27 \frac{S_2}{d_0} \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0,3. \quad (1.9)$$

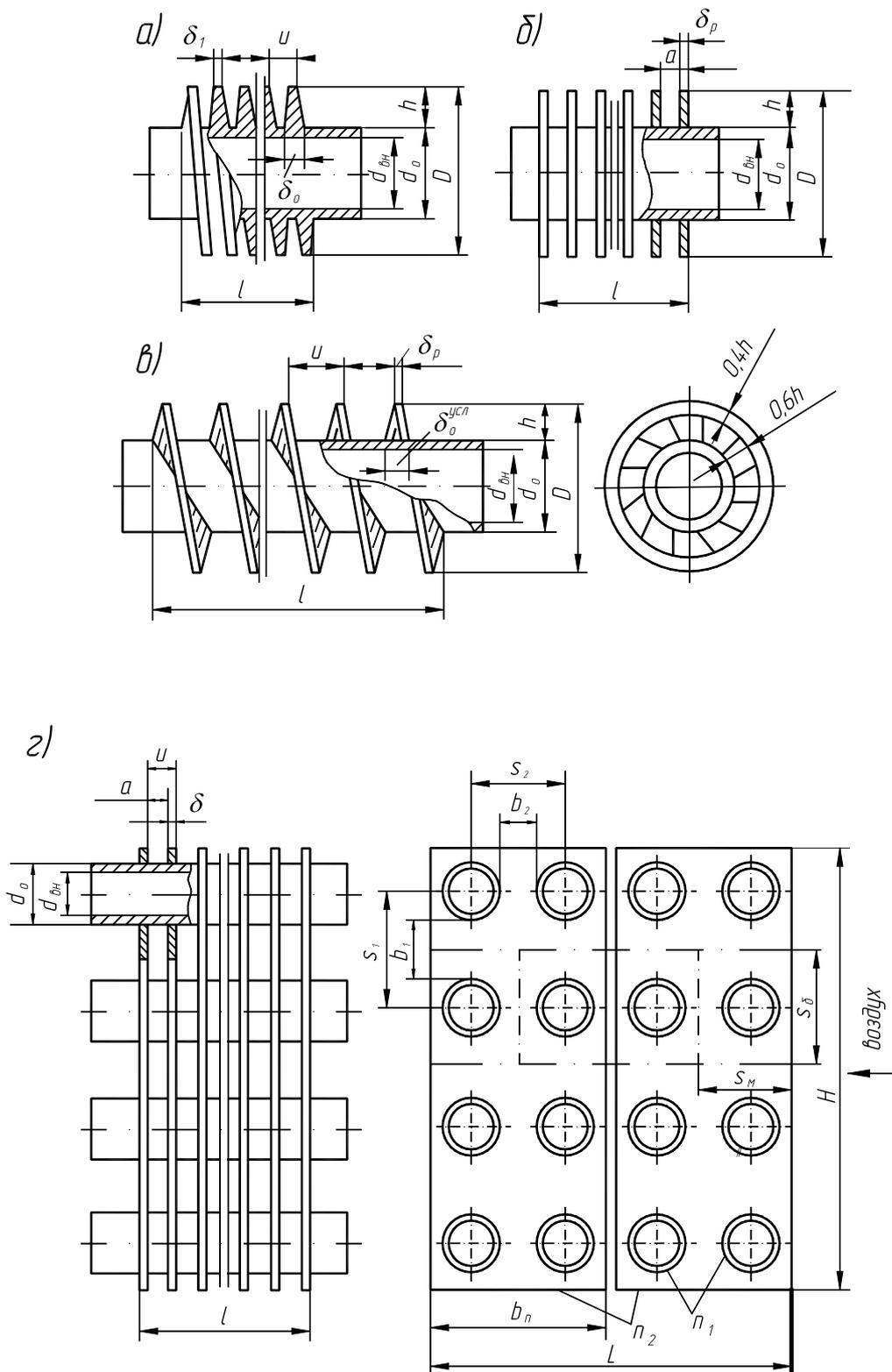


Рис.1. Типы ребристых поверхностей
a – спирально-накатные рёбра; *б* – отдельные насадные рёбра;
в – спирально – навивные рёбра; *г* – пластинчатые рёбра

2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О РАСЧЁТЕ ТЕПЛОТДАЧИ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Интенсивность процессов передачи тепла в теплообменных аппаратах холодильных установок определяется величиной удельного теплового потока от более нагретого теплоносителя к менее нагретому:

$$q = \frac{Q}{F} = K\theta_m . \quad (2.1)$$

В этих расчетах с достаточной точностью коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле как для плоской стенки:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_2} . \quad (2.2)$$

Термическое сопротивление стенки теплообменного аппарата $\sum (\delta_i/\lambda_i)$ вычисляется одинаково для испарителя, конденсатора или другого теплообменника. Оно зависит от материала и толщины стенки, а также от наличия загрязнений.

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 от теплоносителей к стенке, через которую осуществляется теплообмен, зависят от условий теплообмена в аппарате (кипение хладагента в испарителе, конденсация его в конденсаторе или теплообмен без фазовых переходов в теплообменниках). Коэффициенты теплоотдачи существенно зависят также от режима течения теплоносителей, их теплофизических параметров, геометрической формы и размеров обтекаемой теплообменной поверхности.

2.1 Теплоотдача при свободной конвекции

Свободная (естественная) конвекция возникает в поле внешних массовых сил, которые могут иметь различную природу. Если внешними массовыми силами является гравитационное поле Земли, то это явление носит название тепловой гравитационной конвекции.

В развитии свободного движения форма тела играет второстепенную роль, а большее значение имеет протяжённость поверхности, вдоль которой происходит движение и её положение. Расчёт средних значений коэффициента теплоотдачи в случае тепловой гравитационной конвекции производится по уравнению, полученному в результате обобщения большого числа экспериментальных данных:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (2.1.1)$$

В этой формуле определяющей температурой является температура окружающей среды. В качестве определяющего размера для горизонтальных труб принят диаметр, а для вертикальных поверхностей - высота.

Значение параметров C и n , а также границы режимов течения в случае тепловой гравитационной конвекции приведены в табл. 1. Теплофизические параметры определяются при средней температуре $t_{cp} = (t_g + t_{cm})/2$.

Таблица 1

$Gr \cdot Pr$	C	n	Режим
$10^{-4} \div 10^{-3}$	0,435	0	псевдотеплопроводности
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8	плёночный
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$ горизонтальная труба вертикальная труба	0,54 0,75	1/4	развитый ламинарный
$2 \cdot 10^7 \div 10^{13}$ горизонтальная труба вертикальная труба	0,135 0,15	1/3	переходный и турбулентный

2.2. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в каналах

Режим движения сред без изменения агрегатного состояния вещества в зависимости от числа Re может быть ламинарным, переходным или турбулентным. Определяющими критериями процесса теплообмена при вынужденном движении являются: критерии Re , Pr , Gr – при ламинарном и Re , Pr – при турбулентном и переходном режимах течения. Ламинарный режим течения наблюдается при числах $Re \leq 2000$, при $Re \geq 10^4$ наступает область развитого турбулентного течения, при $2000 < Re < 10^4$ реализуется переходный режим течения среды.

Различают два режима *ламинарного течения* жидкости:

- вязкостно-гравитационный, когда распределение скорости в поперечном сечении канала зависит не только от изменения вязкости, но и от направления и интенсивности свободного движения;

- вязкостный, когда из-за преобладания сил вязкости над подъёмными силами влияние свободной конвекции отсутствует.

Условия существования того или иного режима характеризуются числом Релея. При $Ra > (5 \dots 8) \cdot 10^5$ режим течения **вязкостно-гравитационный** и средняя по длине **горизонтального канала** теплоотдача определяется следующим образом:

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} Ra^{0,1} \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.2.1)$$

где $\varepsilon_l = -0,23 \ln(l/d) + 1,853$ – коэффициент, учитывающий длину участка гидродинамической стабилизации при $l/d = 1 \div 50$.

При вязкостно-гравитационном и переходном режимах течения жидкости в **вертикальных трубах** средняя теплоотдача может быть рассчитана по формуле:

$$Nu = 0,037 Re^{0,75} \cdot Pr^{0,4} \left(\frac{\mu_{жс}}{\mu_{см}} \right)^{0,25}, \quad (2.2.2)$$

которая справедлива при $Re = 250 \div 10^4$; $Gr \cdot Pr = (1,5 \div 12) \cdot 10^6$; $Pr = 2 \div 10$.

В формулах (2.2.1), (2.2.2) теплофизические свойства определяются при средней температуре жидкости в канале $t_{cp} = 0,5(t_{вх} + t_{вых})$.

$$l_{мс} = 0,055 Pe \cdot d_{вн}, \quad (2.2.3)$$

а при турбулентном режиме течения:

$$l_{мс} = (10 \div 15) \cdot d_{вн}. \quad (2.2.4)$$

Таким образом, если для жидкостей $Pr \gg 1$, а число Re может достигать 2000, то длина участка тепловой стабилизации изменяется в пределах от нескольких сотен до нескольких десятков тысяч диаметров. Иными словами, практически всегда теплообмен происходит в пределах начального участка, а среднее значение числа Nu при **ламинарном режиме течения** рассчитывается по формуле:

$$Nu = 1,55 \left(Pe \frac{d_{вн}}{l} \right)^{1/3} \cdot \left[1 + 0,01 \left(Re \frac{d_{вн}}{l} \right)^{2/3} \right]. \quad (2.2.5)$$

По различным литературным данным границы применимости формулы (2.2.5) оцениваются комплексом $Pe \frac{d}{l} > 12 \div 15$.

При $Re \frac{d}{l} \leq 12$ теплообмен стабилизируется и число Нуссельта постоянно и равно $Nu = 3,657$. Для расчёта коэффициента теплоотдачи при **переходном** и **турбулентном режимах** используется следующая формула:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{пер}, \quad (2.2.6)$$

где $\varepsilon_l = 1,38 \left(\frac{d}{l}\right)^{0,12}$ – коэффициент, учитывающий термический начальный участок, $\varepsilon_{пер}$ – коэффициент, учитывающий переходный режим течения:

$$\varepsilon_{пер} = -0,43 + 0,47 \frac{Re}{10^3} - 0,056 \left(\frac{Re}{10^3}\right)^2 + 0,0023 \left(\frac{Re}{10^3}\right)^3. \quad (2.2.7)$$

Для криволинейных каналов коэффициент теплоотдачи определяется следующим образом:

$$\alpha_R = \alpha \cdot \varepsilon, \quad (2.2.8)$$

где $\varepsilon = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$, α – коэффициент теплоотдачи в прямолинейных каналах, определённый через формулы (2.2.5) и (2.2.6).

2.3. Теплообмен при продольном и поперечном обтекании труб

При продольном обтекании пучка труб ($2,5 \cdot 10^5 < Re < 10^6$) число Нуссельта определяется следующим образом:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{S_1 \cdot S_2}{d^2}\right)^{0,18} \quad \text{или} \\ Nu = C \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}, \quad (2.3.1)$$

- для шахматных пучков

$$C = 0,026 \frac{S}{d} - 0,0061, \quad \text{при } 1,1 < \frac{S}{d} < 1,5, \quad (2.3.2)$$

- для коридорных пучков

$$C = 0,042 \frac{S}{d} - 0,024, \quad \text{при } 1,1 < \frac{S}{d} < 1,3. \quad (2.3.3)$$

При нахождении числа Re в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр всего канала с пучком труб с наружным диаметром трубы d_n , шагом по вертикали S_1 и шагом по горизонтали S_2 .

При поперечном обтекании гладких труб теплоотдача рассчитывается по формуле:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} \cdot c_z . \quad (2.3.4)$$

Для числа Re определяющими величинами являются наружный диаметр трубы, температура набегающего потока и скорость в минимальном проходном сечении. Коэффициенты C , m и n для различных режимов течения приведены в таблице 2.

Если хладоносителем является газ, то $\alpha = 0,88 \cdot \alpha'$, где α' – коэффициент теплоотдачи, определяемый с помощью выражения (2.3.4). Если число рядов z в направлении потока меньше 20, то $\alpha = c_z \cdot \alpha'$, где c_z - определяется по графику, приведенному на рис. 2.

Таблица 2

Режим течения	Коридорные пучки			Шахматные пучки			
	C	m	n	C	m	n	S_1/S_2
Ламинарный ($Re < 200 \div 10^3$)	0,52	0,5	0,33	0,6	0,5	0,33	-
Переходный (смешанный) ($10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$)	0,26	0,65	0,33	$0,35 \cdot (S_1/S_2)^{0,2}$	0,6	0,33	<2
				0,41			>2
Турбулентный ($Re > 2 \cdot 10^5$)	0,021	0,84	0,36	0,021	0,84	0,36	-

При поперечном обтекании оребренных труб теплоотдача зависит от расположения труб в пучке и рассчитывается по формуле:

$$Nu = C \cdot c_s \cdot c_z \left(\frac{d_H}{u} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{u} \right)^{-0,14} Re^m \cdot \psi , \quad (2.3.5)$$

где c_s - коэффициент, учитывающий расположение труб в пучке;
 c_z – коэффициент, учитывающий число поперечных рядов труб;
 h – высота ребер; ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра. В предварительных расчётах можно принимать $\psi = 0,85 \div 0,9$.

Значения величин, входящих в формулу (2.3.5) приведены в таблице 3.

Средняя массовая скорость ρW , входящая в число Re , определяется следующим образом:

$$\rho W = m / \left[1 - \frac{d_H}{S_1} \left(1 + 2 \frac{h}{u} \cdot \frac{\delta p}{d_H} \right) \right] \cdot f . \quad (2.3.6)$$

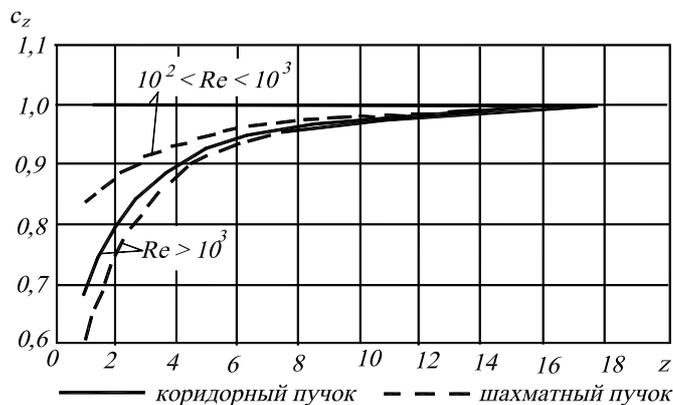


Рис.2. Поправочный коэффициент c_z на число рядов при расчёте теплоотдачи гладкотрубных пучков

Таблица 3

Вид пучка	Шахматный		Коридорный	
	круглые	квадратные	круглые	квадратные
C	0,23	0,205	0,105	0,096
m	0,65	0,65	0,72	0,72
c_S	$(S_1 - d)/(S_2' - d)$		0,9 при $S_2/d < 2$	
c_Z	$0,715 + 0,0978 z - 0,0125 z^2 + 0,687 \cdot (z/10)^3 - 0,134 \cdot (z/10)^4$ при $z < 20$		$-18 z + 1,72$ при $z < 4$	
c_Z	1 при $z \geq 20$		1 при $z \geq 4$	
S_2' — диагональный шаг пучка				

Часто ребрение воздухоохлаждателей и воздушных конденсаторов выполняется в виде сплошных металлических пластин, которые пронизываются пучком труб. Толщина ребра в этом случае составляет $\delta_p = 0,2 \div 0,5$ мм, шаг ребер $S_1 = 2 \div 3$ мм, шаг между трубами $S_1/d_H \cong 2$.

Для коридорного пучка труб с пластинчатым оребрением расчет коэффициента теплоотдачи рекомендуется вести по формуле:

$$Nu = C \cdot Re^m (L/d_{\text{экв}})^n, \quad (2.3.7)$$

где L – суммарная длина пластин по ходу воздуха.

Здесь в качестве определяющего размера принята величина эквивалентного диаметра, определяемая соотношением:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2(S_1 - d_n) \cdot (u - \delta_p)}{(S_1 - d_n) + (u - \delta_p)}. \quad (2.3.8)$$

Определяющей температурой является средняя температура воздуха, скорость определяется для суженного сечения канала. Величины n и m в формуле (2.3.7) определяются выражениями:

$$n = 0,45 + 0,0066(L/d_{\text{экв}}), \quad m = -0,28 + 0,08(Re/1000), \quad C = AB,$$

$$A = 0,518 - 0,02315(L/d_{\text{экв}}) + 0,425 \cdot 10^{-3}(L/d_{\text{экв}})^2 - 3 \cdot 10^{-6}(L/d_{\text{экв}})^3$$

$$B = 1,36 - 0,24(Re/10^3).$$

Формула (2.3.7) получена для труб диаметром $d_n = 10 \div 16$ мм при следующих значениях величин:

$$Re = 500 \div 2500, \quad L/d_{\text{экв}} = 4 \div 50, \quad S_1/d_n = 2 \div 5, \quad t_g = -40 \div 40 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\rho W = 2 \div 6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

При обтекании шахматных пучков труб с разрезными по ходу воздуха пластинчатыми рёбрами (одно сплошное ребро на каждый вертикальный ряд труб) для расчета коэффициента теплоотдачи используется следующая формула:

$$Nu = 0,178 Re^{0,6} (L/d_{\text{экв}})^{-0,14}. \quad (2.3.9)$$

Определяющий размер и определяющая температура такие же, как и в выражении (2.3.7), L_p – ширина одной пластины (ребра) по ходу воздуха. Формула справедлива при следующих условиях:

$$d_n = 12 \div 22 \text{ мм}, \quad L_p = 24 \div 30 \text{ мм}, \quad \text{число труб по ходу воздуха } z = 2 \div 6,$$

$$\rho W = 3 \div 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), \quad t_g = 25 \div 45 \text{ }^\circ\text{C}, \quad S_1 = 22 \div 48 \text{ мм}.$$

2.4. Теплообмен в стекающей пленке жидкости

В оросительных и вертикальных кожухотрубных конденсаторах вода стекает по поверхности труб в виде пленки.

В случае течения пленки жидкости по поверхности горизонтальных труб теплоотдача определяется по следующим зависимостям:

- при $Re_{\text{пл}} < 2000$

$$Nu = 0,51Re_{nl}^{0,33} \cdot Pr^{0,43}, \quad (2.4.1)$$

- при $Re_{nl} \geq 2000$

$$Nu = 0,1Re_{nl}^{0,63} \cdot Pr^{0,48}, \quad (2.4.2)$$

при этом $Nu = \frac{4\alpha \cdot \delta_{nl}}{\lambda}$, $Re = \frac{4m_l}{\mu}$, где $m_l = \frac{m}{2l \cdot n_c}$ – расход жидкости, приходящийся на 1 м длины (l) одной трубы с учётом её двухстороннего омывания.

Определяющей температурой является средняя температура течения, определяющим размером – приведённая толщина плёнки δ_{nl} :

$$\delta_{nl} = 0,913 \sqrt[3]{\frac{\mu \cdot m_l}{\rho^2}}. \quad (2.4.3)$$

Наиболее близкими к условиям работы испарительных конденсаторов являются исследования, выполненные в [15]. Получена следующая зависимость:

при $Re_g = 3000 \dots 6900$

$$Nu = 0,011 Re^{0,3} Pr^{0,62}, \quad (2.4.4)$$

при $Re_g = 6900 \dots 8500$

$$Nu = 0,24 Re^{0,3} Pr^{0,65} Re_g^{-0,36}, \quad (2.4.5)$$

где $Re_g = w_g d_{нар} / \nu_g$.

В случае течения плёнки жидкости по наружной поверхности вертикальных труб теплоотдача определяется по выражениям:

- при $Re_{nl} < 2000$

$$Nu = 0,67 (Ga^2 \cdot Pr^3 \cdot Re)^{1/9}, \quad (2.4.6)$$

- при $Re_{nl} \geq 2000$

$$Nu = 0,01 (Ga \cdot Pr \cdot Re)^{1/3}. \quad (2.4.7)$$

В приведённых выражениях $Nu = \frac{\alpha \cdot H}{\lambda}$, $Re = \frac{4m_n}{\mu}$, $Ga = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot H^3}{\mu^2}$,

где $m_n = \frac{m}{\pi \cdot d \cdot n_{mp}}$ – расход жидкости на 1 м периметра сечения одной трубы; n_{mp} – число параллельно орошаемых труб в аппарате.

2.5. Теплоотдача при конденсации

В зависимости от типа конденсатора холодильной машины конденсация паров холодильного агента может происходить либо на наружной поверхности теплообменных трубок (кожухотрубные аппараты), либо на внутренней (воздушные, оросительные и испарительные конденсаторы). Условия теплообмена при этом различны и должны быть учтены в расчетных зависимостях для коэффициента теплоотдачи.

Конденсация паров жидкости может быть капельной или плёночной в зависимости от условий смачиваемости поверхности на которой происходит осаждение паров. В теплообменных аппаратах холодильных машин происходит, в основном, плёночная конденсация и коэффициент теплоотдачи при этом зависит от целого ряда факторов, которые не поддаются теоретическому учёту. К ним относятся: режим движения плёнки конденсата, состояние и ориентация поверхности конденсации, скорость пара и др.

Режим движения плёнки конденсата в зависимости от её толщины и длины участка течения (горизонтальная и вертикальная труба) может быть ламинарным, ламинарно-волновым и турбулентным. Турбулентное течение наступает при числах $Re > Re_{np} = 400$ (за характерный размер принята толщина плёнки $\delta_{пл}$, если число Рейнольдса подсчитано через $d_{эке} = 4 \delta_{пл}$, то $Re_{np} = 1600$), а до этого либо ламинарное, либо ламинарное с наличием волн, образование которых связано с силами поверхностного натяжения жидкой фазы и случайными возмущениями поверхности плёнки.

При течении плёнки конденсата число Рейнольдса определяется по следующей зависимости:

$$Re = \frac{\alpha \cdot \theta \cdot x}{r \cdot \mu} = \frac{m_l}{\mu}, \quad (2.5.1)$$

где x – характерный размер (диаметр для горизонтальной трубы или высота – для вертикальной); m_l – массовый расход жидкости в плёнке, приходящийся на единицу длины поверхности, перпендикулярной к направлению течения жидкости, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}} \right]$.

Проявления волнового характера движения плёнки начинаются при числах $Re \geq Re_{волн}$:

$$Re_{волн} = 2,95 \left(\frac{\sigma}{\rho} \cdot v^{-4/3} \right)^{3/11}. \quad (2.5.2)$$

В основе всех расчётных зависимостей для коэффициента теплоотдачи при конденсации лежит формула Нуссельта, полученная аналитическим путём с привлечением ряда допущений:

$$Nu = C(K \cdot Ga \cdot Pr)^{0,25}, \quad (2.5.3)$$

где $K = r/c_p \cdot \theta$ - критерий С.С.Кутателадзе

$$\alpha_N = C^4 \sqrt{\frac{rg \cdot \rho^2 \lambda^3}{\mu \cdot \theta \cdot x}}, \quad (2.5.4)$$

где $C=0,728$ и $x=d_n$ – для горизонтальной трубы $C = 0,943$ и $x=H$ – для вертикальной стенки или трубы.

Влияние факторов, не поддающихся теоретическому учёту, учитывается различными коэффициентами, полученными на основании анализа экспериментальных данных.

Конденсация на пучке гладких горизонтальных труб. В этом случае коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующей формуле:

$$\alpha = \alpha_N \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_v \cdot \varepsilon_W \cdot \varepsilon_n, \quad (2.5.5)$$

где ε_t – коэффициент, учитывающий изменение теплофизических свойств конденсата (для конденсаторов холодильных машин $\varepsilon_t \approx 1$):

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\lambda_{cm}}{\lambda_n} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_n}{\mu_{cm}} \right)^{1/8} \approx \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (2.5.6)$$

$\varepsilon_v = Re^{0,04}$ – коэффициент, учитывающий волновой характер движения конденсата. Для горизонтальных труб ε_v необходимо учитывать при диаметре трубы $d_n > 20(\sigma/\rho g)^{0,5}$.

ε_W – коэффициент, учитывающий влияние скорости пара в первом ряду.

- для хладонов:

$$\varepsilon_W = 0,43(Re_n)^{1/8} / (Pr_n)^{3/8}. \quad (2.5.7)$$

Здесь индекс «n» означает пар. В этом выражении:

$Re_n = \frac{W_n \cdot d_n}{\nu_n}$, где W_n – скорость насыщенного пара в узком сечении первого ряда труб.

- для аммиака

$$\varepsilon_W = 25,7 \left(\frac{\rho_n \cdot W_n^2}{g \cdot \rho_{жс} \cdot d} \right)^{0,08} \left(\frac{\alpha_N \cdot d}{\lambda} \right)^{-0,5} \frac{0,84 \cdot \varepsilon}{\left[1 - (1 - \varepsilon)^{0,84} \right] \cdot n_n^{0,07}}, \quad (2.5.8)$$

где $\varepsilon = \frac{G_{вх} - G_{вых}}{G_{вх}}$, $G_{вх}$ и $G_{вых}$ – массовые расходы пара на входе в пучок труб и на выходе из него; n_n – число труб в пучке по высоте.

При полной конденсации $\varepsilon_W = 1$.

Коэффициент ε_n в формуле (2.5.5) учитывает скорость пара, по мере прохождения горизонтальных рядов труб и натекание конденсата с верхних рядов на нижние:

$$\varepsilon_n = n_{ср}^{-1/6}, \quad (2.5.9)$$

где $n_{ср}$ – среднее число труб по вертикали для коридорного пучка и половина этого числа для шахматного пучка. Для труб, расположенных в круглой обечайке, $n_{ср}$ определяется по формуле:

$$n_{ср} = 0,92 \frac{S_1}{S_2} \sqrt{n_{тр}}, \quad (2.5.10)$$

где $n_{тр}$ – общее число труб.

Конденсация на пучке оребренных горизонтальных труб.

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле, аналогичной (2.5.5)

$$\alpha = \alpha_N \cdot \varepsilon_n \cdot \varepsilon_W \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_\sigma, \quad (2.5.11)$$

где ε_p – коэффициент, учитывающий различие условий конденсации на вертикальных участках круглых ребер и горизонтальных участках трубы, не занятых ребрами:

$$\varepsilon_p = 1,3 \frac{F_\sigma}{F_{оп}} \cdot E^{0,75} \left(\frac{d_n}{h_p} \right)^{0,25} + \frac{F_2}{F_{оп}}, \quad (2.5.12)$$

где F_σ – вертикальная поверхность ребер; F_2 – горизонтальная поверхность ребер и межреберных участков;

$h_p = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2 - d_n^2}{D}$ – приведенная высота ребра; $F_{оп}$ – полная оребренная поверхность; E – коэффициент эффективности ребра. Для медных накатных ребер можно принять $E = 1$.

$\varepsilon_{\sigma} = 0,85 \frac{\sigma_T}{u}$ – коэффициент, учитывающий влияние торцов ребер, т.к. для мелко ребристых труб происходит стягивание конденсата с торцов рёбер силами поверхностного натяжения.

Коэффициенты ε_n и ε_W определяются по формулам для гладкотрубных пучков.

Конденсация на вертикальной поверхности. При конденсации паров хладагента на вертикальной стенке или трубе возможно существование как ламинарного, так и турбулентного режимов течения конденсата. Условные границы между режимами течения определяются числом Re , которое может быть представлено следующим образом:

$$Re = \frac{\alpha \cdot \theta \cdot x}{r \cdot \mu} . \quad (2.5.13)$$

Для расчета средних значений коэффициентов теплоотдачи при конденсации неподвижного чистого пара на вертикальной поверхности при ламинарном и ламинарно-волновом течении плёнки, т.е. при $Re \leq 400$ может быть использована формула:

$$\alpha = \alpha_N \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_V , \quad (2.5.14)$$

или если выбрать в качестве определяющей величины число Re , то:

$$Re = 0,95 \cdot Z^{0,78} \cdot \varepsilon_t , \quad (2.5.15)$$

где $Z = Ga^{1/3} \frac{\lambda \cdot \theta}{r \cdot \mu}$.

Для области турбулентного течения плёнки при числах $Re > Re_{np} = 400$ хорошее соответствие с экспериментом даёт формула:

$$Re = \left[89 + 0,024 \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25} Pr_{жс}^{0,5} (Z - 2300) \right]^{4/3} . \quad (2.5.16)$$

В формулах (2.5.15) и (2.5.16) все параметры конденсата находятся по температуре насыщения, за исключением $Pr_{см}$, который находится при температуре стенки.

Если поверхность с ламинарным режимом течения соизмерима с поверхностью турбулентного течения, то средний коэффициент теплоотдачи находится по формуле:

$$\alpha = \alpha_L \frac{H_{кр}}{L} + \alpha_T \left(1 + \frac{H_{кр}}{L} \right) , \quad (2.5.17)$$

где α_l и α_T – коэффициенты теплоотдачи, найденные соответственно для ламинарного и турбулентного режимов течения плёнки конденсата.

Относительная протяжённость каждого участка $H_{кр}/L$ находится из условия $Z_{кр} = 2300$ при $Re_{кр} = 400$ или по формуле:

$$(H\theta)_{кр} = 2300 \frac{r\rho'v^{5/3}}{g^{1/3}\lambda} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)^{-\frac{1}{3}}. \quad (2.5.18)$$

Конденсация движущегося пара внутри труб. В конденсаторах холодильных машин происходит полная конденсация паров холодильного агента и скорость пара на выходе из трубы равна нулю (на входе в трубу средняя скорость пара максимальна и равна $w'' = 4Q_k / (r \cdot \rho'' \cdot \pi \cdot d_{вн}^2)$), всё сечение трубы может быть заполнено конденсатом. Течение пара и конденсата обычно расслоенное и в зависимости от условий протекания процесса может переходить из ламинарного в турбулентное и наоборот (на входе в канал течение пара, как правило, турбулентное, а плёнки конденсата ламинарные). При определённых условиях может иметь срыв капель с поверхности плёнки. Граница между расслоенным режимом течения и переходным к кольцевому определяется числом Рейнольдса $Re''_{пер} \approx (6 \div 7) \cdot 10^4$, которое находится по формуле:

$$Re = \frac{W'' \cdot d_{вн}}{v''} = \frac{4Q_k}{\pi \cdot r \cdot \rho'' \cdot d_{вн} \cdot v''}. \quad (2.5.19)$$

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при расслоенном течении хладонов и аммиака в горизонтальных трубах при числах $Re'' \leq 4 \cdot 10^6$ может быть рекомендована следующая зависимость:

$$Nu = 0,215(Ga \cdot K \cdot Pr)^{0,25} \cdot We^{-0,25}, \quad (2.5.20)$$

где We – число Вебера, учитывающее влияние капиллярных сил, действующих на плёнку конденсата.

При малых скоростях движения пара отдельно для аммиака можно пользоваться эмпирической формулой:

$$\alpha = 2100 \cdot \theta_a^{-0,167} \cdot d_{вн}^{-0,25}, \quad (2.5.21)$$

а для хладонов использовать формулу Нуссельта (2.5.3).

Для условий конденсации пара внутри шлангового змеевика средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается как $\alpha_{зм} = \alpha_N \cdot q_F^{0,15}$, где α_N можно определить по формуле (2.5.4).

Вертикальные щелевые каналы. Этот случай характерен для конденсаторов пластинчатого типа. По литературным данным, средняя теплоотдача в вертикальных плоских щелевых каналах с $d_s = 2\delta = 1 \dots 6$ мм, высотой $H = l = 0,96$ м при конденсации в них пара $R12$ и $R22$ в диапазоне $q = 1,25 \dots 39$ кВт/м², $t_n = 20 \dots 40^\circ\text{C}$, $w'' = 0,15 \dots 6,5$ м/с обобщается уравнениями:

$$\alpha = 0,2 \cdot \alpha_N \cdot (Re''_{\text{вх}})^{0,12} \cdot (Pr'')^{-0,33}, \quad (2.5.22)$$

при $1,2 \cdot 10^5 \leq Re''_{\text{вх}} < 4,5 \cdot 10^6$;

$$\alpha = 0,246 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_N \cdot (Re''_{\text{вх}})^{0,55} \cdot (Pr'')^{-0,33}, \quad (2.5.23)$$

при $4,5 \cdot 10^6 \leq Re''_{\text{вх}} < 2,5 \cdot 10^7$

Здесь $Re''_{\text{вх}} = w''_{\text{вх}} l / \nu''$; $w''_{\text{вх}}$ — скорость пара на входе в канал; α_N рассчитывается по формуле (2.5.4). Для каналов, выполненных из пластин $ПП-0.2К$ ($l_{np} = 0,44$ м), средние коэффициенты теплоотдачи примерно на 30 % выше, чем для плоских.

2.6. Теплоотдача при кипении

Кипение на твердой поверхности в условиях свободного движения жидкости в неограниченном пространстве называют кипением в большом объёме. Этот процесс имеет два характерных режима – пузырьковый и плёночный (рис. 3).

Переход от одного режима к другому характеризуется так называемым критическим тепловым потоком $q_{кр}$. В таблице 4 приведены эти значения для различных веществ при атмосферном давлении. При пузырьковом кипении различают область малых тепловых нагрузок (участок АВ) и область развитого пузырькового кипения (участок ВС). В области АВ перегрев жидкости вблизи поверхности недостаточен для образования активной паровой фазы, поэтому интенсивность теплообмена определяется закономерностями теплоотдачи при естественной конвекции. С ростом тепловой нагрузки и температурного напора увеличивается количество центров парообразования и увеличивается коэффициент теплоотдачи. Эта область значений Δt (участок ВС) называется пузырьковым кипением.

Таблица 4

Вещество	вода	NH_3	$R12$	$R22$
$q_{кпл} \cdot 10^{-3} \text{Вт/м}^2$	1250	700	360	440
$q_B \cdot 10^{-3} \text{Вт/м}^2$	-	5...10	0,76...2,7	1...2,7

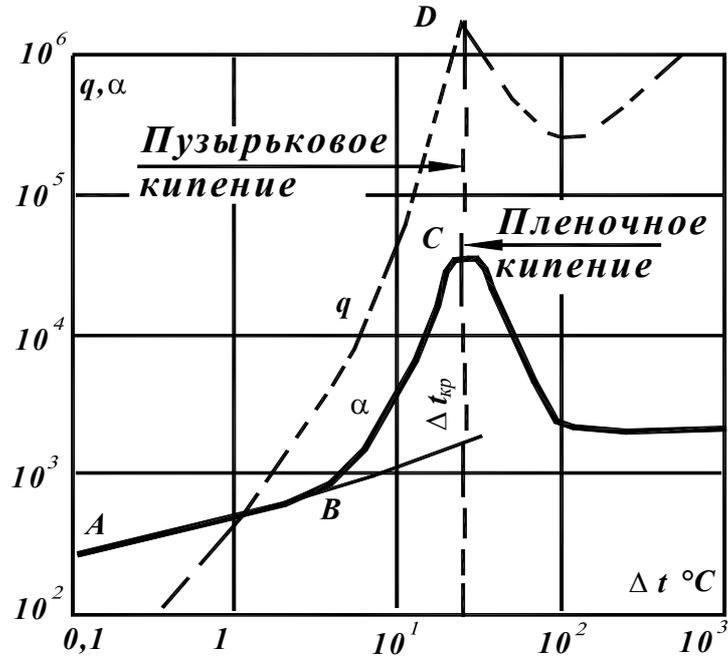


Рис. 3. Характер и изменения q и α в функции от температурного напора

В окрестности точки B процесс кипения нестабилен (табл. 4) коэффициенты теплоотдачи могут принимать значения от min до max . На рис. 4 приведены в качестве примера экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи для $R22$ в этой области при увеличении и спаде тепловой нагрузки (указано стрелками).

Для температурных напоров, при которых работают испарители паровых холодильных машин, процесс парообразования хладагенов происходит в развитом пузырьковом режиме, а аммиака – в переходной области. Кроме того, при расчёте коэффициентов теплоотдачи необходимо учитывать некоторые особенности, обусловленные наличием пучка труб. При кипении хладагента внутри труб интенсивность теплообмена при относительно малых тепловых потоках определяется гидродинамикой движения жидкой фазы и с увеличением теплового потока практически перестаёт зависеть от скорости вынужденного движения жидкости.

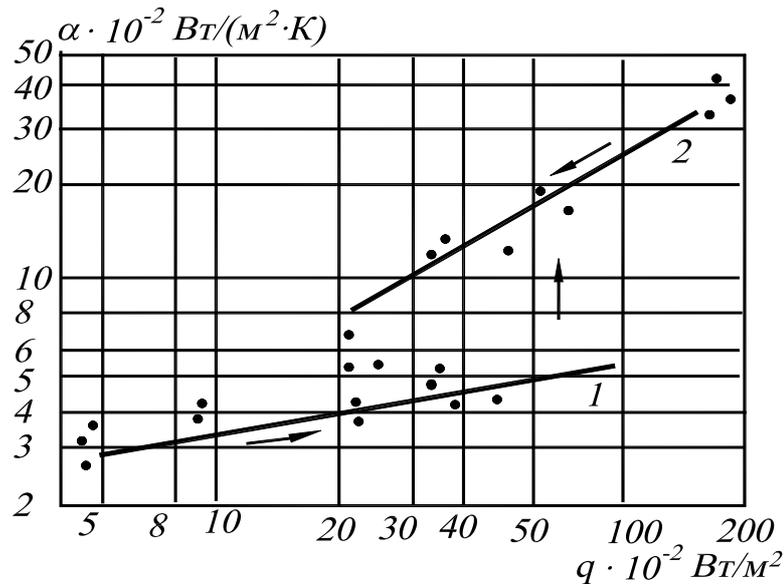


Рис.4. Зависимость α и q при кипении R22 ($t_n=19 \div 24$ °C)
 1 – конвекция в однофазной среде, 2 – развитие пузырькового кипения

Испарители холодильных машин работают при плотностях теплового потока, на 1,5—2 порядка меньших $q_{кпл}$. В зависимости от конструкции аппарата и условий протекания хладагента в них могут быть реализованы следующие виды кипения: 1) кипение на затопленном жидкостью пучке горизонтальных труб; 2) кипение на пучке горизонтальных труб, орошаемых жидкостью; 3) кипение внутри труб и каналов. При этом кипящая жидкость находится в насыщенном состоянии (в преобладающем числе случаев).

Для установления качественных и количественных особенностей процесса кипения, положенных в основу расчета различных испарителей, необходимо рассмотреть наиболее общий вид кипения — кипение в большом объеме. Гидродинамика процесса в этом случае определяется парообразованием, а образующийся пар свободно удаляется с поверхности нагрева.

Формула, обобщающая экспериментальные данные по кипению различных (в том числе низкотемпературных и криогенных) веществ, полученная в [16], имеет вид:

$$Nu = C \left(Pe \cdot K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5} \right)^n, \quad (2.6.1)$$

$$Pe = Re \cdot Pr, \quad Pr = \frac{\nu}{a}, \quad K_\sigma = r/gl,$$

$$Re = \frac{q}{r\rho''\nu} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}}, \quad K_t = \frac{(r\rho'')^2 \cdot l}{c_p T_n \rho' \sigma},$$

$$Nu = \alpha l / \lambda, \quad l = \sqrt{\sigma / q (\rho' - \rho'')},$$

где T_n – температура насыщения;

$l = \sqrt{\sigma / q (\rho' - \rho'')}$ – это выражение представляет собой величину, пропорциональную диаметру парового пузыря при отрыве от поверхности и часто подставляется в качестве характерного линейного размера l в обобщенные переменные, характеризующие свойства двухфазных систем.

При значениях комплекса $N = Pe \cdot K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5} \geq 10^7$,

$$C = 3,2 \cdot 10^{-5}, \quad n = 0,75.$$

При условии $10^5 < N < 10^7$, $C = 0,101$, $n = 0,25$.

При значениях комплекса $N < 10^7$ на механизм переноса теплоты, обусловленный процессом кипения, накладывается влияние механизма переноса естественной конвекцией в однофазной среде.

В [5,6] приводятся следующие зависимости для коэффициента теплоотдачи при кипении фреонов на поверхности одиночных гладких горизонтальных труб (при $q_F = 10^3 \div 10^4$ Вт/м²):

$$\alpha = C_0 \cdot q_{F_n}^{0,75} F(\pi) \cdot (Rz / Rz_0)^{0,2}, \quad (2.6.2)$$

где $C_0 = 31,1 P_{кр}^{1/4} \cdot T_{кр}^{-7/8} \cdot M^{-1/8}$, $P_{кр} \rightarrow [\text{Па}]$.

$$F(\pi) = 0,18 + 1,53 P_0 / P_{кр}, \quad \text{при } 0,02 \leq P / P_{кр} \leq 0,06$$

и

$$F(\pi) = 0,14 + 2,2 P_0 / P_{кр}, \quad \text{при } 0,06 \leq P / P_{кр} \leq 0,5$$

$$Rz = 3 \dots 6 \text{ мкм} \quad Rz_0 = 1 \text{ мкм}$$

По данным А.В. Куприяновой (опыты с уменьшением q), для развитого кипения аммиака при $t_u = -40 \dots 20$ °С и $q = 23 \dots 87$ кВт/м² коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению:

$$\alpha = 2,2 \cdot q_{Fнар}^{0,7} \cdot p_o^{0,21} = 13,7 \cdot \theta^{2,33} \cdot p_o^{0,7}, \quad (2.6.3)$$

где p_o – давление кипения в бар; $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$

В переходной зоне неразвитого пузырькового кипения коэффициент теплоотдачи со стороны аммиака определяется по формуле:

$$\alpha_{нр} = \alpha_{ск} \sqrt{1 + \frac{\alpha}{\alpha_{ск}}}, \quad (2.6.4)$$

где $\alpha_{ск}$ определяется по зависимостям для режима свободной конвекции. В интервале значений $q = 5 \div 10$ кВт/м² и $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ он находится из выражения:

$$Nu = 0,5Ra^{0,25}. \quad (2.6.5)$$

Значение α , входящее в формулу (2.6.4) определяется по приведённым выше выражениям (2.6.3).

Кипение на пучках с гладкими и оребренными трубами.

Поверхность теплообмена многих промышленных испарителей компонуется в виде горизонтального или вертикального пучка труб, размещенных в кожухе. Погруженная в объем жидкости греющая секция такого испарителя образует своеобразный циркуляционный контур с подъемным движением парожидкостной смеси в зоне пучка труб и с опускным движением жидкости около кожуха. В таком контуре теплоотдающая поверхность омывается потоком парожидкостной смеси, создаваемым поднимающимися вверх паровыми пузырями.

При небольших плотностях теплового потока ($q < 10 \dots 15$ кВт/м²) и низких давлениях ($p \approx 10^5$ Па), характерных для режимов работы испарителей низкотемпературной техники, дополнительная турбулизация, возникающая при направленном движении среды, может привести к существенному повышению коэффициента теплоотдачи.

При повышении плотности теплового потока влияние скорости смеси ослабевает (см. рис.5). Более значительная зависимость α от скорости смеси наблюдается при низких давлениях.

В [9] отмечено, что после шестого ряда труб интенсивность теплообмена стабилизируется. Если число рядов в пучке больше десяти, то среднее значение коэффициента теплоотдачи в пучке не зависит от числа рядов и может быть определено следующим образом:

$$\alpha_{II} = \alpha_o \cdot \varepsilon_{II},$$

где α_o - коэффициент теплоотдачи для одиночной трубы (формулы 2.6.2 или 2.6.3).

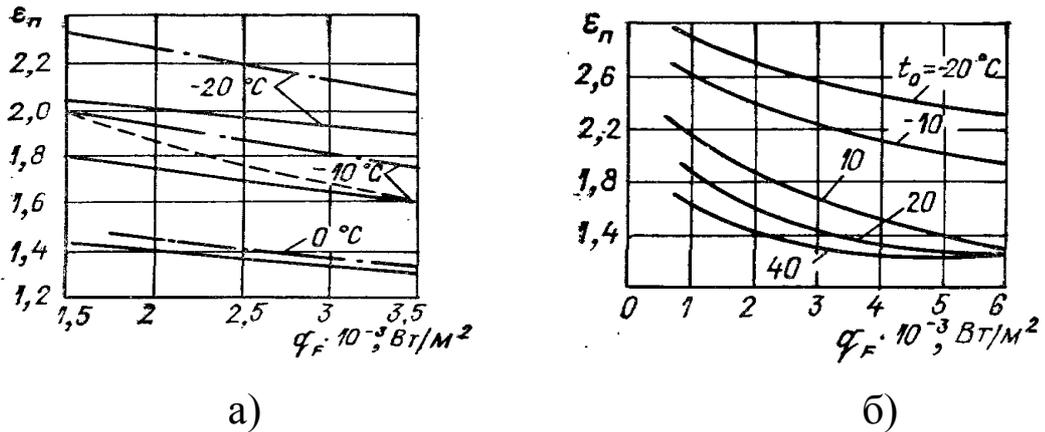


Рис. 5. Зависимость коэффициента ε_{Π} от плотности теплового потока, температуры насыщения и относительного шага пучка S/d : а – десятирядный пучок ($R22$); б) – пятнадцатирядный пучок ($R12$)
 --- · --- $s/d=1,15$; --- --- $s/d=1,30$; ----- $s/d=1,45$;

Когда значение комплекса $Pe \cdot K_t^{0,63} \cdot K_{\sigma}^{0,5} \geq 10^7$, то поправочный множитель $\varepsilon_{\Pi} = 1$. При $Pe \cdot K_t^{0,63} \cdot K_{\sigma}^{0,5} < 10^7$ поправочный множитель ε_{Π} может быть определен (для фреонов) из рис.5. При $t_n < -20^{\circ}\text{C}$ рекомендуется значение ε_{Π} принимать таким же как и при $t_n = -20^{\circ}\text{C}$.

В [5] отмечено, что для аммиака средний коэффициент теплоотдачи при кипении на пучке труб диаметром $25 \div 38$ мм при числе рядов труб по высоте $n = 6 \div 10$ в интервале $t_0 = -30 \div 0^{\circ}\text{C}$ и $q_F = (1,2 \div 12)$ кВт/м² можно определять по уравнениям:

$$\alpha = 45 \cdot q_{F_{нар}}^{0,4} \quad \text{или} \quad \alpha = 580 \cdot \theta_a^{2/3} \quad (2.6.6)$$

По результатам осреднения опытных данных различных авторов, в [17] для расчёта среднего коэффициента теплоотдачи при кипении на гладкотрубных пучках, при диаметре труб $16 \div 20$ мм, с числом рядов по высоте $n = 15 \div 20$ в интервале $t_0 = -30 \div 0^{\circ}\text{C}$ и $q_{F_{нар}} = 1 \div 10$ кВт получены следующие формулы:

- для $R12$ ($C = 14,2$) и $R22$ ($C = 16,4$)

$$\alpha = C \cdot q_{F_{нар}}^{0,5} P_0^{0,25} (S/d_n)^{-0,42}, \quad (2.6.7)$$

- для NH_3

$$\alpha = 13 \cdot q_{Fнар}^{0,6} \quad (2.6.8)$$

Кипящий в промышленных условиях фреон обычно содержит до 8...10% (массовых) масла, что снижает значение коэффициента теплоотдачи. Влияние примеси масла на интенсивность теплообмена при кипении фреонов может быть учтено дополнительным поправочным коэффициентом ϵ_m , значения которого для $R12$ и $R22$ приведены на рис.6.

При кипении жидкости на поверхности оребренных труб, при малых значениях плотности теплового потока, устанавливается более высокая интенсивность теплообмена, чем при кипении на поверхности гладких труб. Поэтому в хладоновых испарителях низкотемпературных холодильных установок широко применяют оребренные трубы. Некоторые данные накатного оребрения медных труб приведены в таблице 5.

Основными параметрами, определяющими эффективность ребра, с точки зрения теплообмена, при кипении являются отношение шага ребер и высоты ребра к средней величине просвета между ребрами. Малое расстояние между трубами и большая высота ребра ухудшают условия отвода пара, происходит «запаривание» теплопередающей поверхности и ухудшение теплоотдачи.

Наличие масла, растворенного во фреоне, уменьшает коэффициент теплоотдачи при кипении на одиночных оребренных трубах и пучках оребренных труб.

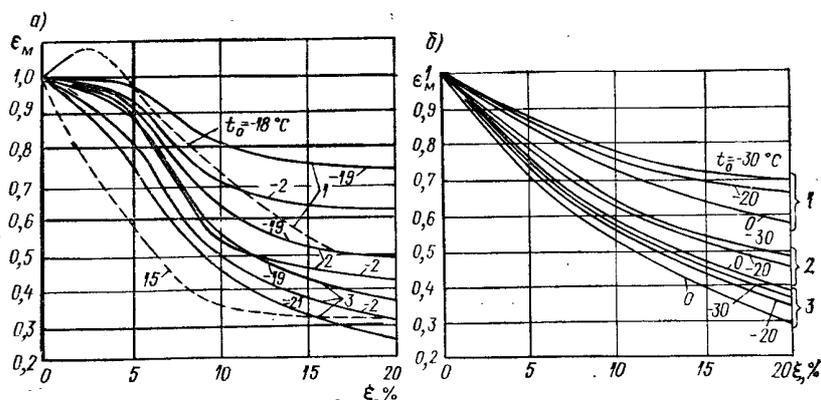


Рис.6. Поправочный множитель ϵ_m , учитывающий влияние масла для $R12$ (а) и $R22$ (б) : 1- $q=1,835 \text{ кВт/м}^2$; 2- $q=5 \text{ кВт/м}^2$; 3- $q=10 \text{ кВт/м}^2$
 ----- горизонтальная труба, - - - горизонтальная пластина.

Таблица 5

№ п/п	Исходный диаметр трубы, мм	Диаметр по основанию рёбер, мм	Внутренний диаметр трубы, $d_{вн}$ мм	Высота ребра, h мм	Шаг рёбер, S мм	Степень оребрения, β
1	20,2	16,5	13,1	1,75	2,0	4,12
2	16,2	13,3	11,5	1,6	1,27	4,0
3	20,3	17,6	15,35	1,5	1,5	3,8

При кипении $R12$ и $R22$ на пучках оребренных труб, геометрия которых близка к приведённой в таблице 5, среднее значение коэффициента теплоотдачи можно рассчитать по формуле:

$$\alpha = \alpha_{эм} \cdot \varepsilon_{np}, \quad (2.6.9)$$

где $\alpha_{эм}$ – коэффициент теплоотдачи эталонного пучка, который определяется следующим образом:

- для $R12$ $\alpha_{эм} = 1,03q_{ор}^{0,5} \cdot P_0^{0,25}$, (2.6.10)

- для $R22$ $\alpha_{эм} = 1,83q_{ор}^{0,45} \cdot P_0^{0,25}$, (2.6.11)

- для $R13$ $\alpha_{эм} = Cq_{ор}^{0,66}$. (2.6.12)

Значения коэффициента C для $R13$ в зависимости от температуры кипения приведены в таблицеб.

Таблица 6

$t_0, ^\circ\text{C}$	-60	-30	-10	примечание
C (для $R13$)	5,2	9,65	15,3	$q_{Fнар} = 2 \div 10 \text{ кВт/м}^2$

Здесь ε_{np} коэффициент, учитывающий влияние числа рядов по высоте пучка. В интервале изменения плотности теплового потока $2 \div 7 \text{ кВт/м}^2$ для пучков числом рядов $n_n > 10$ значения $\varepsilon_{np} \approx 1$.

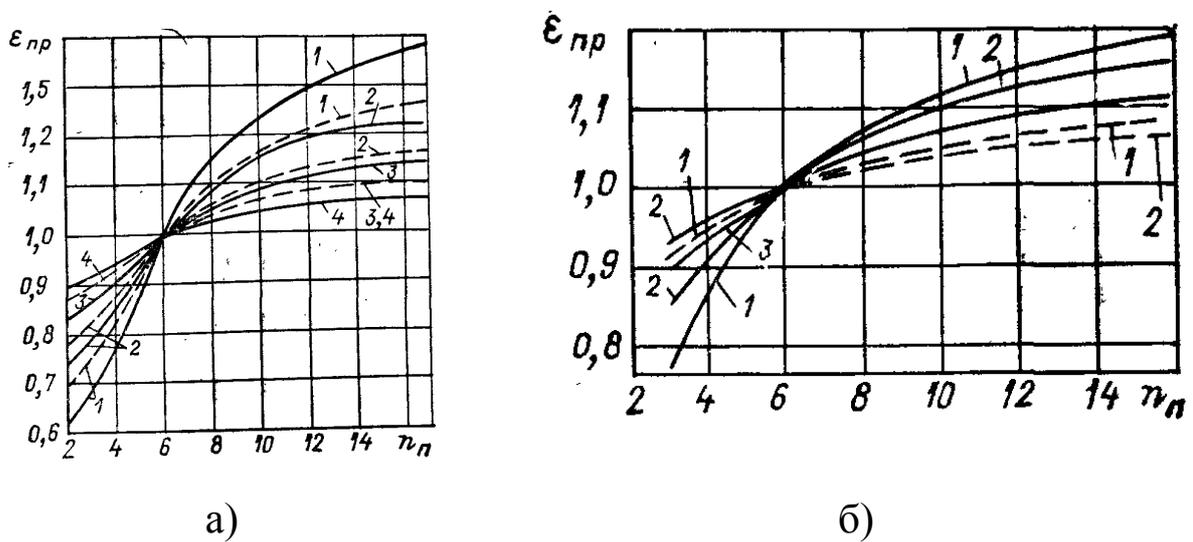


Рис.7. Значение коэффициента $\varepsilon_{пр}$ при кипении $R12$ (а) и $R22$ (б) на пучках оребренных труб: 1 - $q_{оп} = 0,5 \text{ кВт/м}^2$ 2 - $q_{оп} = 1,0 \text{ кВт/м}^2$; 3 - $q_{оп} = 1,98 \text{ кВт/м}^2$ 4 - $q_{оп} = 0,5 \text{ кВт/м}^2$; ----- $t_n = -20^\circ\text{C}$; - - - $t_n = 10^\circ\text{C}$

Кипение в трубах и каналах. В случае кипения внутри трубы или канала, представляющих собой ограниченный объём, образующийся пар вместе с жидкостью движется вдоль трубы, причём количество пара непрерывно увеличивается. Движущаяся по трубе смесь пара и жидкости называется двухфазным потоком. Форма и количество движущейся паровой фазы определяют режим течения (или структуру) двухфазного потока.

В круглых трубах и в каналах произвольной формы ухудшение (кризис) теплоотдачи может возникнуть либо вследствие перехода от пузырькового режима кипения к пленочному, либо вследствие высыхания жидкой плёнки при дисперсно-кольцевой структуре течения парожидкостной смеси. В связи с различной физической природой кризисов теплообмена их соответственно принято называть кризисами 1-го и 2-го рода. Кризисы теплообмена 1-го рода имеют гидродинамическую природу. Также, как и при кипении в большом объёме, они обусловлены потерей устойчивости двухфазным пристенным слоем, поэтому к ним применимы основные положения гидродинамической теории кризиса теплообмена при кипении. Характерными величинами для кризисов 1-го рода являются критические плотности теплового потока. Кризисы 2-го рода имеют другую природу.

На рис. 8 и 9 показаны возможные режимы течения двухфазного потока.

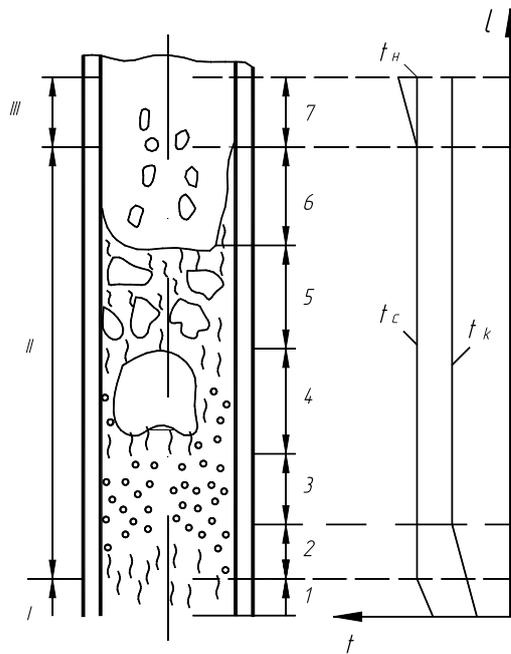


Рис.8. Режимы течения (структура) двухфазного потока при кипении в вертикальной трубе: I - область подогрева жидкости; II - область кипения; III - область подсыхания; 1 - однофазная жидкость; 2 - поверхностное кипение; 3-7 - объёмное кипение с режимами течения: 3 - пузырьковым; 4 - снарядным; 5 - эмульсионным; 6 - кольцевым и дисперсно-кольцевым; 7 - дисперсным.

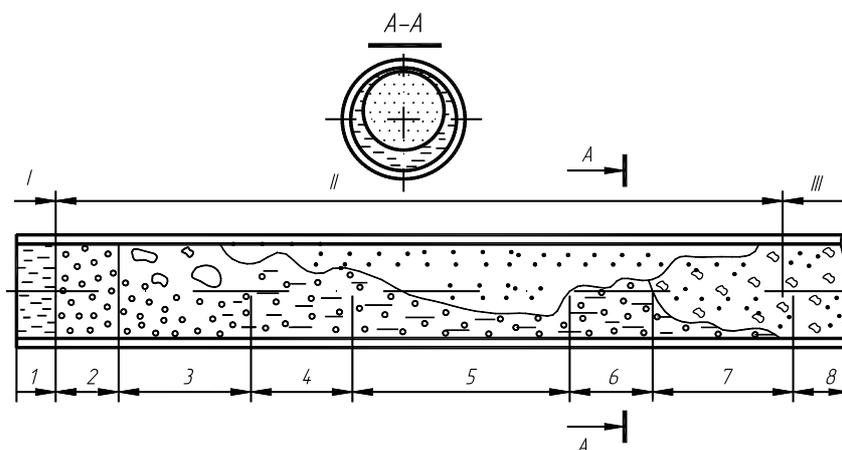


Рис.9. Режимы течения (структура) двухфазного потока при кипении в горизонтальной трубе: I - область подогрева жидкости; II - область кипения; III - область подсыхания; 1 - однофазная жидкость; 2 - пузырьковый режим; 3 - снарядный режим; 4 - волновой режим; 5 - расслоенный режим; 6 - волновой-кольцевой режим; 7 - кольцевой и дисперсно-кольцевой режим; 8 - дисперсный режим.

В дисперсно-кольцевом потоке с ростом паросодержания при $\rho W = const$ толщина пристенной жидкой плёнки непрерывно уменьшается, что приводит к подавлению процесса пузырькового кипения. При полном или частичном испарении жидкости в плёнке (когда на стенке появляются большие «сухие» пятна) коэффициент теплоотдачи резко падает и возникает кризис теплообмена 2-го рода (рис.10), характерной величиной для этого кризиса является граничное расходное паросодержание.

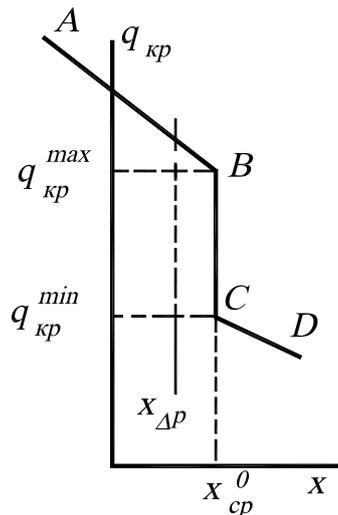


Рис.10. Общий вид зависимостей $q = f(x)$ для кризисных условий. AB – кризис теплообмена первого рода; BC – кризис теплообмена второго рода без орошения плёнки; CD – кризис теплообмена второго рода с орошением плёнки

Важными расходными характеристиками двухфазного потока являются массовое расходное (x) и объёмное расходное (β) паросодержания, которые соответственно определяются:

$$x = M_n / (M_n + M_{жс}), \quad \beta = V_n / (V_n + V_{жс}), \quad (2.6.13)$$

$$x = \frac{1}{\left(1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \frac{\rho'}{\rho''}\right)},$$

где M и V – массовый и объёмный расходы пара (индекс n) и жидкости (индекс $ж$) соответственно.

В общем случае x может изменяться от нуля (только жидкость) до единицы (только пар).

В некоторых случаях паросодержание потока определяют:

$$x = (i_{см} - i_{жс}) / r, \quad (2.6.14)$$

где под $i_{см}$ при условиях $t > t_{нас}$ (также и при $t = t_{нас}$) понимается средняя расходная энтальпия потока $i_{ном}$. В этих условиях x характеризует недогрев жидкости до температуры насыщения ($t_{нас}$). Когда $i_{ном} < i_{ж}$ величина x имеет отрицательные значения (при наличии обогрева паровая фаза появляется в потоке ещё до того, как температура его достигла $t_{нас}$). При $i_{ном} \geq i_{ж}$ вплоть до условий $i_{ном} = i_n$ (при $t = t_{нас}$) значения x положительны и равны массовому паросодержанию смеси. Величину x , определяемую уравнениями (2.6.13, 2.6.14), во всем рассматриваемом диапазоне энтальпий потока, включая и отрицательные значения, иногда называют относительной энтальпией. При движении кипящей жидкости в трубе $\rho w = const$ по всей длине трубы.

Скорость жидкости на входе в трубу (до начала процесса парообразования) называют **скоростью циркуляции**.

Для характеристики двухфазных потоков применяют также понятия приведённых скоростей пара $w_{он}$, жидкости ($w_{ож}$) и смеси ($w_{см}$):

$$w_{он} = V_n / f, \quad w_{ож} = V_{ж} / f, \quad w_{см} = w_{он} + w_{ож}. \quad (2.6.15)$$

В действительности каждая фаза занимает определённую часть сечения трубы, а скорости пара и жидкости в одном и том же сечении различны. Это учитывают истинными параметрами; объемным истинным паросодержанием $\varphi = f_n / f$ (f_n – площадь сечения, занятая паром), истинными скоростями пара $w_n = V_n / f_n$ и жидкости $w_{ж} = V_{ж} / f_{ж}$ ($f_{ж}$ – площадь сечения, занятая жидкостью). Относительная скорость фаз характеризуется коэффициентом скольжения $S = w_n / w_{ж}$ или скоростью скольжения $w_{ск} = w_n - w_{ж}$.

Истинные и расходные параметры связаны уравнением:

$$\varphi = 1 / \left(1 + \frac{1 - \beta}{\beta} \cdot S \right) = 1 / \left[1 + \left(\frac{1 - x}{x} \right) \frac{\rho''}{\rho'} \cdot S \right]. \quad (2.6.16)$$

Точное описание теплоотдачи при кипении жидкости в трубах и каналах может быть осуществлено при рассмотрении каждого из режимов течения в отдельности с учетом истинных параметров двухфазного потока. Для этого необходимо уметь предсказывать режимы течения при заданных условиях работы теплообменного аппарата и рассчитывать величины φ или S .

Следует иметь в виду, что скорость вынужденного движения жидкости в канале может оказывать заметное влияние на интенсивность теплообмена при кипении только в области

относительно небольших тепловых потоков. С увеличением плотности теплового потока увеличиваются турбулентные возмущения жидкости, вызванные образованием паровой фазы на поверхности нагрева, и интенсивность теплоотдачи практически перестает зависеть от скорости вынужденного движения жидкости. В этом случае законы теплоотдачи не отличаются от закономерностей при кипении жидкости в большом объеме.

Существование того или иного режима течения двухфазного потока определяется совокупностью ряда факторов: скорости потока, начального массового паросодержания (x_1), диаметра трубы, свойств и давления кипящей жидкости, плотности теплового потока и др.

Возможные режимы течения хладагентов в трубах приведены в работах [6,9]. Для определения режима течения в заданных условиях можно пользоваться картами режимов. Одна из таких карт представлена на рис.11, где φ — истинное объемное паросодержание, $Fr_o = w_o^2 / (g \cdot d_{вн})$, w_o — скорость циркуляции, Fr — критерий Фруда.

Разным режимам течения соответствует различный механизм теплообмена, а следовательно, различные коэффициенты теплоотдачи и определяющие его факторы.

Определение коэффициентов теплоотдачи при кипении в трубах может быть выполнено двумя способами: путем определения локальных (или средних по участкам) α для каждого из режимов и усреднения их по длине трубы и путем определения среднего коэффициента теплоотдачи для всей длины трубы. В настоящее время в холодильной технике распространен второй способ как наиболее простой. Следует иметь в виду, что использование уравнений для средних по длине коэффициентов теплоотдачи дает приемлемые результаты при идентичности режимов течения в проектируемом аппарате и в экспериментах, из которых получены расчетные формулы. Вследствие этого ограничения по применимости последних включают в себя не только пределы опытных величин q , w , $d_{вн}$, но и величины паросодержания у входа и выхода трубы x_1 и x_2 (либо длину трубы).

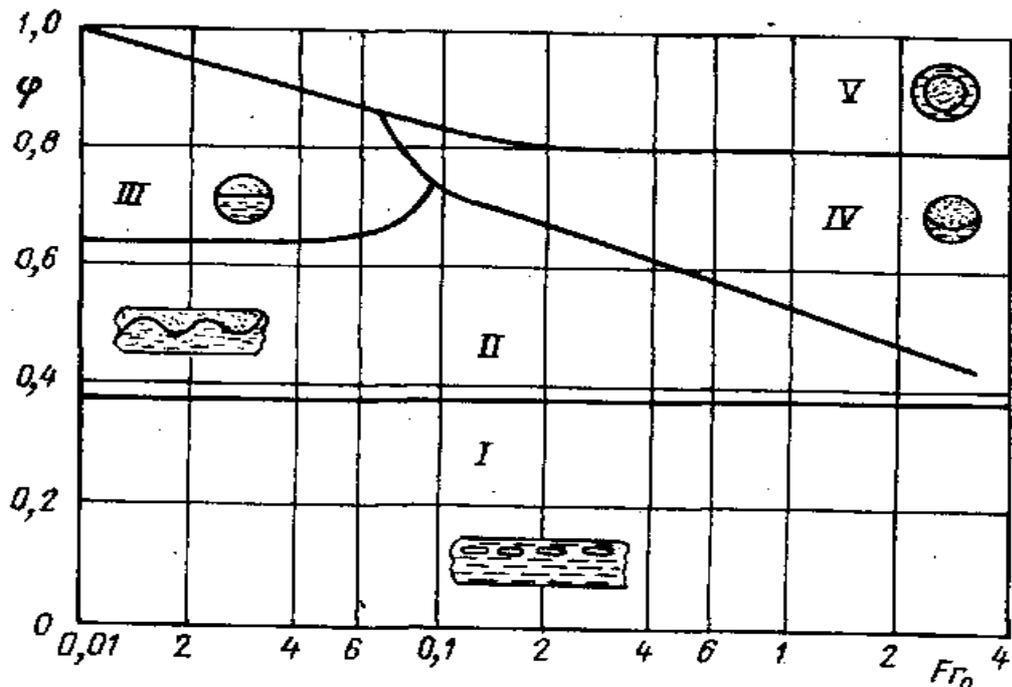


Рис.11.Карта режимов течения двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах: I — снарядный режим; II — волновой; III — расслоенный; IV— волновой кольцевой; V— кольцевой

С достаточной для технических расчетов точностью [9] коэффициент теплоотдачи при кипении в трубах и кольцевых каналах можно определить по формуле, в которой в качестве определяющей скорости принята скорость парожидкостной смеси $w_{см} = w_0' + w_0''$, всегда заданная по условию, если задача решается в граничных условиях второго рода (известно распределение удельного теплового потока на поверхности теплообмена). Приведенная скорость жидкости на выходе из аппарата

$$w_{0\text{ вых}}' = w_0(1 - x_{\text{вых}}),$$

где $x_{\text{вых}} = M''/M$ - массовое паросодержание потока на выходе, а $M'' = Q/\eta$ - количество пара, образующегося в аппарате. Приведенная скорость паровой фазы на выходе из аппарата

$$w_{0\text{ вых}}'' = x_{\text{вых}} w_0(\rho'/\rho'').$$

Эта формула имеет вид:

$$St\left(K'_p\right)^{-1/3} = 1,25 \cdot K'_w \left(Pe'_{ucn} \right)^{-1/3} \cdot K_s^{0,5}, \quad (2.6.17)$$

где $St = \alpha / \left(C_p \cdot \rho' \cdot w_{см} \right)$ – число Стантона;

$$K'_w = K_w (\rho'' / \rho') = g / (r \rho' w_{см});$$

$$K'_p = K_p [(\rho' - \rho'') / \rho'']^{0,5} = (p / \sigma) [\sigma / (g \rho'')]^{0,5};$$

$$Pe'_{ucn} = Pe_{ucn} (\rho'' / \rho') [(\rho' - \rho'') / \rho'']^{0,5} = [g / (r \rho' f)] \cdot [\sigma / (g \rho'')]^{0,5}.$$

f – площадь поперечного сечения канала.

В этой зависимости число St и критерий K'_w рассчитываются по скорости смеси $w_{см}$. В K'_w и Pe'_{ucn} входит скорость парообразования, которая определяется по плотности жидкой фазы $g / (r \rho')$. Эта скорость представляет собой объемное количество жидкости, перешедшее в паровую фазу с единицы площади теплоотдающей поверхности за единицу времени.

Формула (2.6.17) справедлива при условии, если комплекс

$$Z = K'_w \left(Pe'_{ucn} \right)^{-1/3} \cdot K_s^{0,5} \geq 0,3 \cdot 10^{-0,5}.$$

Область режимных параметров, где проявляется совместное влияние скорости среды и процесса парообразования при больших паросодержаниях потока определяется условием:

$$0,01 \cdot 10^{-5} < Z < 0,3 \cdot 10^{-5}.$$

В этой области коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$St\left(K'_p\right)^{-1/3} = 0,002 \cdot \left[K'_w \left(Pe'_{ucn} \right)^{-1/3} \cdot K_s^{0,5} \right]^{0,5}. \quad (2.6.18)$$

При значениях удельного теплового потока q меньших минимального предельного значения плотности теплового потока $q_{пр}$ (при данных w_0, p, q), ниже которого процесс парообразования не влияет на интенсивность теплообмена коэффициент теплоотдачи в условиях турбулентного режима движения можно рассчитать по формуле, предложенной в [18]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (2.6.19)$$

или по формуле М.А.Михеева [11]:

$$St = 0,021 Re^{-0,2} Pr^{-0,57} (Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}. \quad (2.6.20)$$

Таким образом, при расчете коэффициента теплоотдачи по приведенным выше формулам (2.6.17)...(2.6.20) прежде всего нужно установить к какой области режимных параметров относятся заданные для расчета α условия. Для этого необходимо сопоставить значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{кин}$ и $\alpha_{турб}$, рассчитанные соответственно по формулам (2.6.17) или (2.6.18) и (2.6.19) или (2.6.20).

В пределах пузырькового режима кипения жидкостей в условиях свободного и вынужденного движения в трубах и продольных некруглых каналах можно использовать зависимость, предложенную Д.А.Лабунцовым:

$$\alpha = b^3 \cdot \sqrt{\frac{\lambda^2 g^2}{\nu \sigma T_{кин}}} = b^3 \cdot \frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_{кин}} (\Delta T_{кин})^2,$$

где $b = 0,075 + 0,75 \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{2/3}$ и $\Delta T_{кин} = T_{стенки} - T_{кин}$.

В настоящее время для расчёта средних коэффициентов теплоотдачи широко применяют частные эмпирические уравнения. Их использование даёт достаточно точные для практического применения результаты при идентичности режимов течения в проектируемом теплообменном аппарате и в экспериментах, на основании которых получена расчётная формула.

Вертикальные трубы и каналы. Для средних коэффициентов теплоотдачи, при кипении аммиака в вертикальных трубах и кольцевых каналах Г. И. Малюгин предложил следующее уравнение:

$$Nu = 0,51 Re^{0,55} Pr^{0,89} K_p^{0,31} [(\rho'/\rho'') - 1]^{0,31}, \quad (2.6.21)$$

полученное на основании экспериментов с трубой ($d_{вн} = 41$ мм), кольцевыми каналами ($d_3 = 3; 7$ и 11 мм) длиной $l = 1,5$ м при $q = 0,5 \dots 14$ кВт/м², $t_0 = (-30 \dots 10)$ °С. Пределы изменения:

$Re = 0,016...2$; $K_p = (11,8...33,8) \cdot 10^4$; $Pr = 1,74...2,07$, $x_1 \approx 0$. В уравнении (2.6.21) $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$, $Re = \frac{qd}{r\rho'v}$, $K_p = \frac{p \cdot d}{\sigma}$.

Размерный вид формулы (2.6.21):

$$\alpha = (14,3 + 0,04t_o) q^{0,55} \cdot d^{-0,14}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака в вертикальных трубах и каналах при $t_0 = -30 \div 0$ С и $q_F = 1 \dots 14$ кВт/м² при полностью заполненных трубах в [5] предложено находить по формуле:

$$\alpha = (27,3 + 0,04t_o) q_{Fвн}^{0,45} \cdot d_{вн}^{-0,24}. \quad (2.6.22)$$

Средние коэффициенты теплоотдачи при кипении хладонов в вертикальных трубах определяются по уравнениям:

в режиме пузырькового кипения ($x^{6x} \leq 0,02$)

$$Nu = 0,25 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,69} \left[\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \frac{Pd}{\sigma} \right]^{0,31}, \quad (2.6.23)$$

для кольцевого течения

$$\alpha = 3,79 \cdot \alpha_W \left(\frac{\rho W}{q_{Fвнх}} \right)^{-0,1} \cdot \left[\frac{(1+x)}{1-x} \right]^{1,16}, \quad (2.6.24)$$

где α_W – определяется согласно уравнению:

$$Nu = 0,023 \left[\frac{m d (1-x)}{\mu} \right]^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}. \quad (2.6.25)$$

При кипении R12 внутри вертикальной трубы с диаметром $d_{вн} = 16 \dots 20$ мм, длиной $h = 0,6 \dots 1$ м для $q_F = 460 \dots 1400$ Вт/м² наблюдалось неразвитое кипение:

$$\alpha = 100 \cdot q_F^{0,25}, \quad (2.6.26)$$

для $q = 1400 \div 11600$ Вт/м²

$$\alpha = 7,22 \cdot q_F^{0,6}. \quad (2.6.27)$$

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при кипении R12 и R22 в плоских щелевых каналах с высотой до 1 м и шириной щелевого зазора $\delta_{щ} = 1 \dots 4$ мм можно рекомендовать уравнения, предложенные Б. Б. Земсковым:

при $0,025 < Re_* < 0,25$

$$Nu = 3,0 (Re'')^{0,3} Bo^{0,33}, \quad (2.6.28)$$

при $0,25 < Re_* < 2,5$

$$Nu = 4,2 (Re'')^{0,3} Bo^{0,33} Re_*^{0,2}, \quad (2.6.29)$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda}$, $Re'' = \frac{w_o'' d_{\text{э}}}{\nu}$, $Bo = \frac{g \cdot \rho \cdot d_{\text{э}}^2}{\sigma}$ - критерий Бонда;

$Re_* = \frac{qd_{\text{э}}}{r\rho\nu}$ - модифицированный критерий Рейнольдса,

$d_{\text{э}} = 2\delta_{\text{из}}$; w_o - приведенная скорость пара.

Уравнение обобщает результаты экспериментов, проведенных при $q = 1 \dots 10 \text{ кВт/м}^2$; $p_0 = 0,15 \dots 0,91 \text{ МПа}$; $x_1 = 0 \dots 0,2$; $w\rho = 12 \dots 1000 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$.

Коэффициент теплоотдачи при кипении R12 и R22 в каналах пластинчатых испарителей ленточно-поточного типа примерно на 10...20 % выше, чем для плоских каналов.

Горизонтальные трубы. Для расчета локальных по x и средних по режимам коэффициентов теплоотдачи фреонов могут быть рекомендованы следующие интерполяционные формулы:

для расслоенного и волнового режимов

$$\alpha = 0,58x^{-0,19} \alpha_w \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{pH}}{\alpha_w}\right)^2}, \quad (2.6.30)$$

для снарядного режима

$$\alpha_{wq} = \alpha_w \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{pH}}{\alpha_w}\right)^2}, \quad (2.6.31)$$

для кольцевого режима

$$\alpha = \alpha_{wq} = \sqrt{1 + 36,5 \cdot 10^{-9} \cdot \left(\frac{w'' r \rho'}{q}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{\alpha_{pH}}{\alpha_{wq}}\right)^2}. \quad (2.6.32)$$

Здесь α_{pH} рассчитывается по формуле (2.6.9); α_w - коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении однофазной жидкости,

найденный по уравнению (2.2.6), если в число Re подставить истинную скорость жидкости w' и условный диаметр сечения, занятого жидкой фазой:

$$d_{yc} = \sqrt{\frac{(1-\varphi) \cdot f_{сеч}}{0,785}}, \quad (2.6.33)$$

где $f_{сеч}$ — площадь поперечного сечения трубы; w'' - истинная скорость пара. Значения истинных параметров определяются по истинному паросодержанию, для расчета которого используется уравнение (2.6.16).

Для условий полного ($x_2 = 1$) и неполного ($x_2 = 0,45 \dots 0,9$) испарения в горизонтальном плоском змеевике, включенном в схему холодильной машины, были обобщены экспериментальные данные по средней теплоотдаче ($R12, R22, R502$) и рекомендовано расчетное уравнение [6]:

$$Nu = C \cdot Re^2 \cdot K_f^n, \quad (2.6.34)$$

где C - коэффициент, зависящий от условий кипения в трубе,

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{вн}}{\lambda},$$

$$Re = \frac{w \cdot \rho \cdot d_{вн}}{\mu} - \text{критерий, характеризующий скорость парообразования}$$

в трубе,

$K_f = (x_{вых} - x_{вх}) r / (gl)$. Для полного испарения $n = 0,4$; $C = 8,2 \cdot 10^{-3}$, для неполного $n = 0,5$, $C = 9 \cdot 10^{-4}$.

Пределы изменения $Re^2 / K_f = 10^9 \dots 0,7 \cdot 10^{12}$.

Средний коэффициент теплоотдачи при кипении хладонов в горизонтальных трубах в [5] предложено определить по формуле:

$$\alpha = C \cdot q_{F_{вн}}^{0,15} \cdot (\rho W)^n. \quad (2.6.35)$$

Пределы применимости формулы (2.6.35) даны в таблице 7.

Таблица 7

Рабочее вещество	ρW , кг/(м ² ·с)					C	n
	60	120	250	400	650		
R12	1500	1800	2000	2500	3000	23,4	0,47
R22	1500	1800	2000	2500	3500	32	0,47
R142	2800	3000	5000	7000	8000	15	0,57

Для расчёта испарителей и воздухоохлаждателей с внутритрубным кипением технически чистых хладонов в интервале $t_0 = -30 \div +30$ °С может быть рекомендовано следующее уравнение:

$$\alpha = 0,45 q_{F_{вн}}^{0,6} \left(\frac{\rho W}{d_{вн}} \right)^{0,2} \left(\frac{P_0}{P_{кр}} \right)^{0,343}. \quad (2.6.36)$$

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при кипении аммиака внутри горизонтальной трубы в [19] предложено уравнение:

$$\alpha = \alpha_W \left[1 + (\alpha_p / \alpha_W)^{1,5} \right]^{2/3}, \quad (2.6.37)$$

где $\alpha_p = 13,7 \cdot \theta^{2,33} \cdot P_0^{0,7}$, а α_W находится по формуле (2.2.6).

В [5] предлагается использовать методику, предложенную С.С.Кутателадзе, для учета совместного влияния кипения и вынужденной конвекции и коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака в горизонтальных трубах определять по интерполяционному уравнению:

$$\alpha = \alpha_W \sqrt{1 + \frac{\alpha_{б.о.}}{\alpha_W}}. \quad (2.6.38)$$

Входящие в (2.6.38) коэффициенты теплоотдачи определяются по следующим формулам:

$$\alpha_{б.о.} = \alpha_{св} \sqrt{1 + \frac{\alpha_p}{\alpha_W}}.$$

Здесь $\alpha_{св}$ находится из выражения $Nu = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25}$, $\alpha_p = 13,7 \cdot \theta^{2,33} \cdot P_0^{0,7}$, а α_W находится по формуле (2.2.6).

3. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В настоящее время наиболее прогрессивными являются пластинчатые теплообменные аппараты, находящие все более широкое применение в холодильной технике в качестве конденсаторов и испарителей, заменяющих кожухотрубные аппараты. Элементом тракта движения жидкости в таких аппаратах является канал – пространство между двумя соседними пластинами. Узлы и детали их полностью унифицированы, а основные рабочие части изготавливают штамповкой и сваркой. Все это позволяет снизить металлоемкость и энергетические затраты на получение холода.

3.1. Каналы с плоскими гладкими стенками

Плоским стенкам соответствуют и плоские щелевидные каналы, применяемые в ряде конструкций пластинчатых, ламельных и пластинчато-ребристых теплообменников.

Теплоотдача и гидравлические сопротивления в каналах с плоскими гладкими стенками изучены сравнительно хорошо.

Обобщение исследований ряда авторов позволяет сделать вывод, что при вынужденном течении рабочей среды закономерности процессов локальной и средней теплоотдачи и гидравлических сопротивлений для щелевидных каналов остаются такими же, как и для труб и выражаются уравнениями:

а) при ламинарном течении

$$Nu = 1,86 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{\text{э}}}{L} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}, \quad (3.1.1)$$

$$\xi = \frac{96}{Re} \quad (3.1.2)$$

б) при турбулентном течении

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,2}, \quad (3.1.3)$$

где $d_{\text{э}} \approx 2\delta$ - эквивалентный диаметр; L - длина канала; μ - динамическая вязкость рабочей среды при средней ее температуре; μ_{cm} - то же при средней температуре стенки; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала;

в) для области переходного режима можно использовать рекомендации М. А. Михеева или при приближенных вычислениях выполнить расчет по более простой формуле Бёма:

$$Nu = 0,0033RePr^{0,37}; \quad (3.1.4)$$

г) при конденсации медленно движущегося пара

$$\alpha = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{rg\rho^2\lambda^3}{\nu L(t_k - t_{cm})}}, \quad (3.1.5)$$

где g - ускорение свободного падения; ρ - плотность рабочей среды (конденсата); λ - теплопроводность конденсата; r — удельная теплота фазового превращения; ν — кинематическая вязкость конденсата; t_k — температура конденсации; t_{cm} — средняя температура стенки теплопередающей поверхности.

3.2. Каналы из пластин ленточно-поточного типа

Анализ процесса движения жидкой среды в извилистом межпластинном канале показывает, что механизм гидравлических сопротивлений на его участках существенно отличается от механизма сопротивлений в равномерных потоках в каналах с гладкими стенками.

Как известно, в равномерных потоках сопротивление движению жидкости обусловлено тормозящим действием неподвижных стенок, так как касательные силы трения направлены навстречу движению потока.

В извилистых каналах на участках образования вихрей касательные усилия на стенках направлены в ту же сторону, что и течение в ядре потока, поскольку само движение жидкости в области вихря направлено в сторону, противоположную течению в ядре.

Поэтому основным фактором, определяющим сопротивление канала, состоящего главным образом из местных сопротивлений, является не тормозящее действие стенок, а вязкость жидкости.

В вихревой области силы вязкостного трения значительны потому, что в ней скорости в одном и том же сечении изменяют направление на обратное и происходит непрерывный обмен количеством движения между вихревой областью и ядром потока. Заметим, что импульс внутренних сил при этом равен нулю, а работа равна потере механической энергии. В приведенных ниже формулах

для щелевидных извилистых каналов за определяющий эквивалентный диаметр потока принят средний минимальный удвоенный зазор между поверхностями гофр, измеренный по нормали к их плоскостям:

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot f_1}{\Pi} \approx 2\delta, \quad (3.2.1)$$

где f_1 - площадь поперечного сечения потока в одном канале; Π - смоченный периметр стенок в поперечном сечении потока в канале; δ - минимальный зазор между поверхностями гофр, измеренный по нормали к их плоскостям.

Учитывая, что средняя скорость потока в канале выражается на основании уравнения неразрывности:

$$w = \frac{V_1}{f_1} = \frac{V_1}{b\delta},$$

получим

$$Re = \frac{V}{b\delta} \cdot \frac{2\delta}{\nu} = \frac{V_1}{b\nu}, \quad (3.2.2.)$$

где V_1 - объемный секундный расход рабочей среды на один канал; b - ширина канала; ν - кинематическая вязкость рабочей среды; δ - зазор между пластинами в канале.

Таким образом, в межпластинном канале любой формы при постоянной его ширине b число Re для потока рабочей среды при одном и том же расходе через канал инвариантно относительно эквивалентного диаметра, т. е. остается неизменным при любом выборе определяющего зазора.

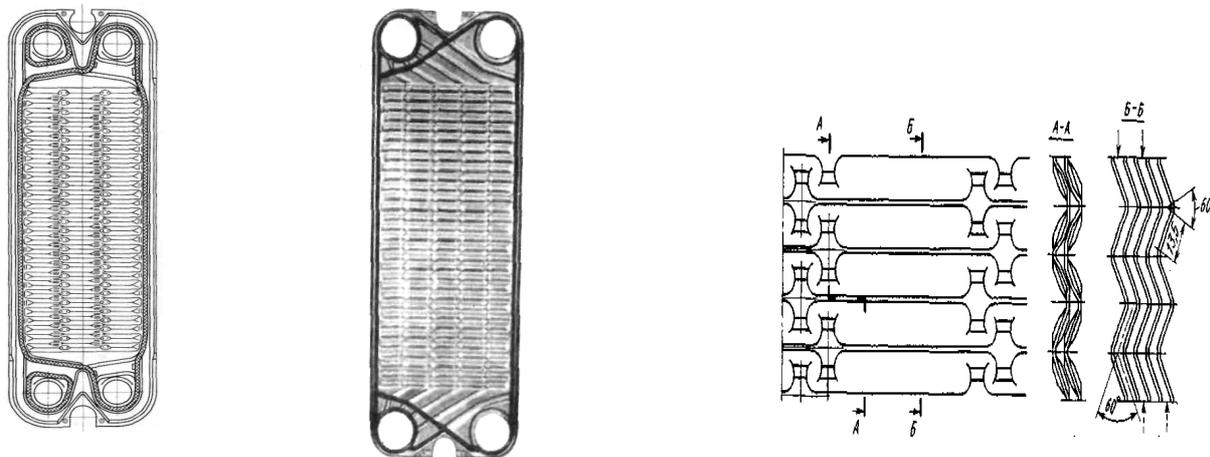
Точно так же числа Рейнольдса для потоков рабочих сред в разборных пластинчатых теплообменниках остаются постоянными и при изменении степени сжатия пакета пластин (вследствие того, что при сжатии резиновых прокладок δ уменьшается пропорционально увеличению средней скорости) всегда справедливо соотношение:

$$w\delta_{\text{э}} = \text{const}. \quad (3.2.3)$$

Ниже приводятся данные, полученные при опытном изучении теплоотдачи и гидравлических сопротивлений для каналов из пластин ленточно-поточного типа различных видов.

Ленточно-поточные пластины с горизонтальными рифлями треугольной формы.

1. Для ленточно-поточных пластин модели **П-2** («Альфа-Лаваль») **Р-11**) (см. рис. 12) при определяющих размерах
 $F_l = 0,2 \text{ м}^2$; $S = 22,5 \text{ мм}$; $h = 7 \text{ мм}$; $d_{\text{э}} = 0,0059 \text{ м}$; $f_l = 0,0008 \text{ м}^2$;
 $L_{\text{П}} = 0,8 \text{ м}$; Re от 100 до 30 000 и Pr от 0.7 до 5000:
 $Nu = 0,1Re^{0,7}Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}$; $Eu = 760Re^{-0,25}$; $\xi = 11,2Re^{-0,25}$



а)

б)

в)

Рис.12. Ленточно – поточные пластины «Альфа-Лаваль» :
 а) Р-15(III-0,5); б) Р-11(П-2) ; в) форма каналов

Ленточно-поточные пластины недостаточно жестки при возрастании одностороннего давления на пластину. При этом каналы с большим давлением рабочей среды расширяются, а каналы с меньшим давлением сужаются до имеющих на поверхности штампованных упоров. При такой подвижности размеров межпластинных каналов характер зависимости $Eu = f(Re)$ несколько изменяется. Так для пластин **П-2** при уменьшении зазора до предела получена зависимость:

$$Eu = 4100/Re^{0,55}.$$

При конденсации движущегося пара в тех же каналах при температурном напоре между паром и холодной стенкой $\Delta t > 10^\circ\text{C}$, при $Re = 150 \dots 1000$:

$$Nu_K = 237Re_K^{0,6}Pr_K^{0,4}, \quad Nu_K = \frac{\alpha \cdot L_{\text{П}}}{\lambda_K}, \quad Re_K = \frac{g \cdot L_{\text{П}}}{r\rho_K v_K}.$$

Определяющим геометрическим размером при конденсации пара в межпластинном канале является приведенная длина канала вдоль линии стока конденсата, которую находят по формуле:

$$L_{\Pi} = \frac{F l}{b} \approx \frac{F l}{\Pi_K}. \quad (3.2.4)$$

Приведенные формулы могут быть применены в первом приближении и для расчета пластин **П-1** («Альфа-Лаваль»**Р-5**) и **П-3** (**Р-14**) с учетом их определяющих размеров.

2. Для ленточно-поточных пластин **П-5** («Альфа-Лаваль» **Р-15** см. рис. 12) при определяющих размерах $F = 0,5\text{м}^2$; $S = 30\text{мм}$; $h = 7\text{мм}$; $d_{\text{э}} = 0,0091\text{м}$; $f_l = 0,002\text{м}^2$; $L_{\Pi} = 1,18\text{м}$

для турбулентного режима течения при Re от 150 до 30 000:

$$Nu = 0,165 Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (3.2.5)$$

$$Eu = 250/Re^{0,25}, \quad \xi = 4/Re^{0,25}. \quad (3.2.6)$$

и при ламинарном режиме течения при $Re \leq 100$

$$Nu = 0,464 Re^{0,33} Pr^{0,33} (Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.2.7)$$

$$Eu = 13600/Re, \quad (3.2.8)$$

$$\xi = 210/Re. \quad (3.2.9)$$

При конденсации движущегося пара в каналах этих пластин при температурном напоре между паром и холодной стенкой $\Delta t \geq 10^\circ \text{C}$, при $Re_K = 150 \dots 1000$:

$$Nu_K = 376 Re_K^{0,6} Pr_K^{0,4}. \quad (3.2.10)$$

Определяющий геометрический размер L_{Π} в выражениях для критериев подобия при конденсации такой же, как и в уравнении (3.2.4).

3. Для ленточно-поточных пластин «Альфа-Лаваль» **Р-12**, **Р-14**, **Р-16**, **Р-17**, **Р-20**, а также для пластин с трапецеидальными гофрами фирмы **Йорк-APV** при турбулентном режиме течения для приблизительной оценки теплоотдачи можно воспользоваться уравнением:

$$Nu = 0,212 Re^{0,65} Pr^{0,33} (l/d_{\text{э}})^{-0,35}, \quad (3.2.11)$$

где l - длина прямолинейного участка между соседними поворотами гофр.

Характеристики ленточно-поточных пластин «Альфа-Лаваль» приведены в таблице 8.

Таблица 8

Параметры	Р-5 (П-1)	Р-11 (П-2)	Р-12	Р-13	Р-14 (П-3)	Р-15 (П-0,5)	Р-16	Р-17
Габаритные размеры пластины, мм:								
длина	830	1020	1170	890	1170	1370	1240	1980
ширина	225	315	420	280	416	500	750	750
Толщина стенки, мм	1,2	1,25	1,3	1,25	1,4	1,25	1,25	1,25
Поверхность теплообмена, м ²	0,15	0,21	0,4	0,2	0,42	0,52	0,6	1,2
Масса, кг	1,4	3,2	5,6	3,0	5,7	6,55	8,6	15
Эквивалентный диаметр канала, м	0,005	0,006	0,008	0,008	0,008	0,009	0,009	0,009
Площадь поперечного сечения, м ²	4	75	5	8	5		2	2
Расстояние между пластинами (среднее), мм	2	3	4	3,5	4	4,3	4,5	4,5
Шаг гофр вдоль потока, мм	23	22,5	22,5	23	22,5	30	30	30
Высота гофр, мм	7	7	7	7	7	7	7	7
Число гофр на пластине	22	28	36	32	41	31	37	61
Длина одного канала (приведенная), м	0,7	0,8	1,0	0,8	1,1	1,18	0,81	1,69
Площадь поперечного сечения углового отверстия, м ²	0,002	0,003	0,004	0,002	0,004	0,01	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	50	50	76	50	76	100	200	200

3.3. Ленточно-поточные пластины с горизонтальными гофрами синусоидальной формы

Для ленточно-поточных пластин с синусоидальной формой гофр модели «Альборн-5», «Альборн-149», «Альборн-157», «Альборн-159» (см. рис.13) при определяющих размерах $F_l = 0,21\text{м}^2$; $S = 38\text{мм}$;

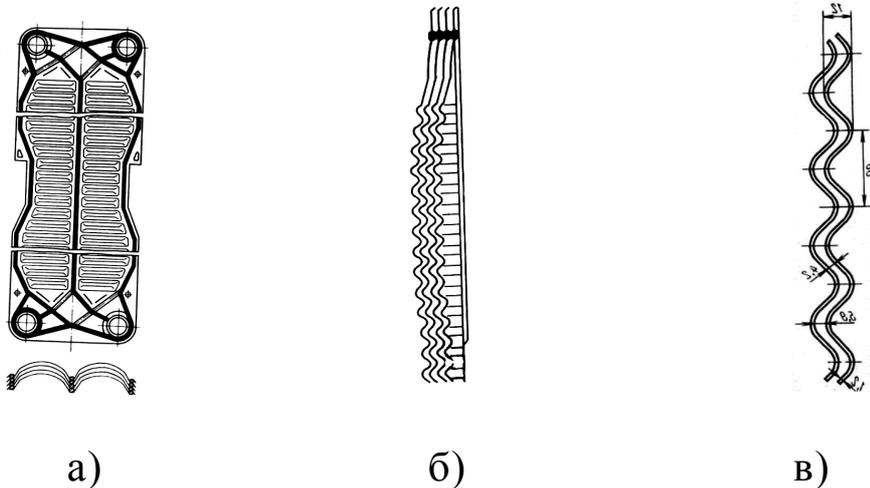


Рис.13. Ленточно-поточная пластина «Альборн-159» свободно-поточного типа: а)-пластина; б)-группа пластин; в)-форма профиля.

$h = 12\text{мм}$; $d_{\text{э}} = 0,0084\text{м}$; $f_l = 0,00113\text{м}^2$; $L_{\text{II}} = 0,7\text{м}$
для турбулентного течения рабочей среды получены формулы при Re от 400 до 17 000:

$$Nu = 0,22Re^{0,6}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.3.1)$$

для области $1000 \leq Re < 20\ 000$

$$Eu = 164/Re^{0,25}, \quad (3.3.2)$$

$$\zeta = 4/Re^{0,25}. \quad (3.3.3)$$

3.4. Ленточно-поточные пластины с горизонтальными двойными гофрами и гофрами трапецеидальной формы

Для ленточно-поточных пластин «Парафлоу-APV» с двойной гофрировкой поверхности (рис. 14) и определяющими размерами $F_l = 0,11 \dots 0,41\text{м}^2$; $S = 48,5\text{мм}$; $h = 16\text{мм}$; $d_{\text{э}} = 0,004\text{м}$ при турбулентном режиме течения рабочих сред и числах Re от 1000 до 25 000 при скорости воды от 0,1 до 2,5 м/с получены формулы:

$$Nu = 0,07Re^{0,7}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.4.1)$$

$$Eu = 2780/Re^{0,55}, \quad (3.4.2)$$

$$\xi = 27,2/Re^{0,55}. \quad (3.4.3)$$

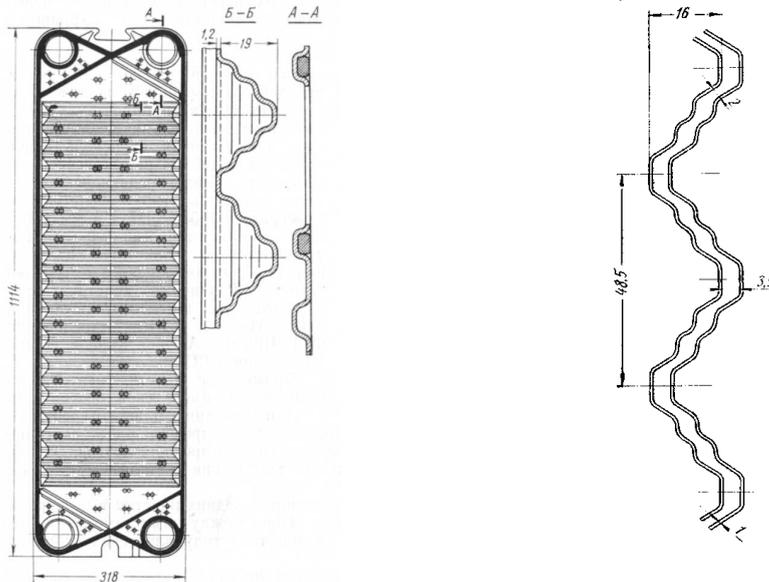


Рис.14. Ленточно-поточная пластина «Парафлоу» с двойной гофрировкой

Следует обратить внимание, что для пластин того же профиля, но при увеличении зазора до $d_{\text{э}} = 2\delta = 0,006$ м на основании обработки экспериментальных данных получена формула:

$$Nu = 0,165Re^{0,65} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{CT})^{0,25}. \quad (3.4.4)$$

сравнение которой с формулой (3.4.1) приводит к заключению об улучшении теплоотдачи в результате увеличения эквивалентного диаметра.

3.5. Каналы из пластин сетчато-поточного типа

Сетчато-поточные пластины с прерывистыми турбулизаторами в форме полусферических или усеченно-конических выступов.

1. Для сетчато-поточных пластин модели «Суперплейт» с прерывистыми турбулизаторами в форме полусферических выступов (рис. 15) при определяющих размерах $F_1 = 0,265 \text{ м}^2$; $S_1 = 22 \text{ мм}$; $S_2 = 25,4 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$; $d_{\text{э}} = 0,012 \text{ м}$; $l = 0,0018 \text{ м}^2$; $L_{II} = 0,89 \text{ м}$ в условиях турбулентного движения рабочей среды при Re от 300 до 25 000 получены расчетные формулы:

$$Nu = 0,076Re^{0,75} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.5.1)$$

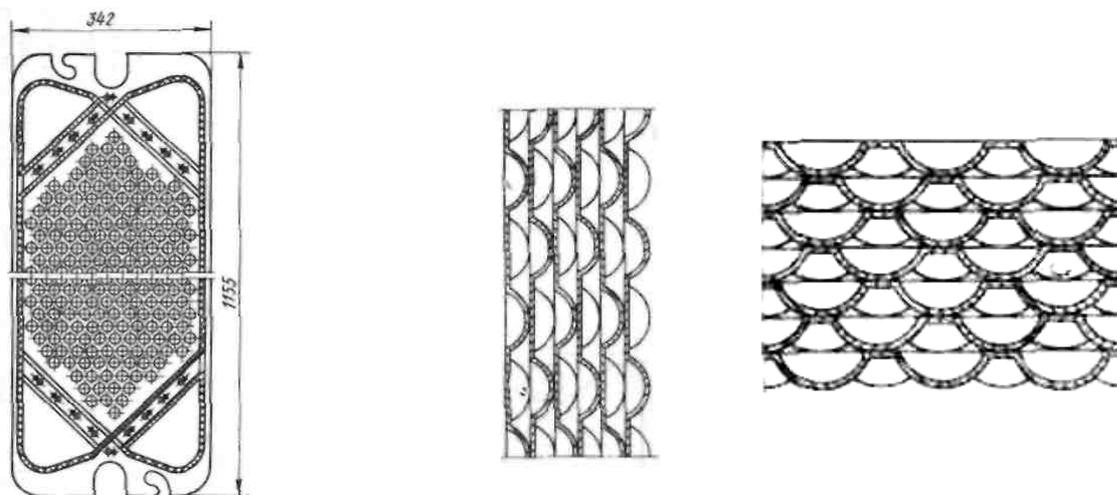
$$Eu = 214/Re^{0,25}, \quad (3.5.2)$$

$$\xi = 5,8/Re^{0,25}. \quad (3.5.3)$$

В приведенных формулах за эквивалентный диаметр принята удвоенная высота выступов ($d_{\text{э}} \approx 12\text{мм}$).

Поверхность теплопередачи в виде полусферических выступов широко распространена в американских и японских конструкциях пластин «*Супер-плейт S, EE*» (рис. 15), «*Хисака-Ех-2*»; «*Хисака-Ех-3*». Для приблизительных расчетов этих моделей пластин также можно использовать зависимости (3.5.1) ... (3.5.3).

Несмотря на высокую интенсивность искусственной турбулизации, свойственную пластинам сетчато-поточного профиля, пластины с полусферическими выступами не имеют заметных преимуществ перед другими в смысле энергетической эффективности. На интенсивность теплообмена в этих конструкциях неблагоприятно влияют многочисленные контактные «пятна», которые уменьшают эффективную рабочую зону поверхности пластин.



а)

б)

Рис.15. Сетчато-поточная пластина «*Суперплейт*» и сечения межпластинного канала: а- продольное; б- поперечное.

3.6. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными к оси симметрии гофрами

1. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными гофрами треугольной формы изготавливают отечественные машиностроительные заводы. Выпускают пластины разных размеров с одинаковой гофрировкой (см. таблица 9).

Наиболее распространены пластины с гофрировкой в елку **ПР-0,5М** (см. рис. 16)

При определяющих размерах $F_l = 0,5\text{м}^2$; $S_n = 14\text{ мм}$; $S = 16,2\text{мм}$; $h = 4\text{ мм}$; $d_{\text{э}} = 0,008\text{ м}$; $f_l = 0,0018\text{м}^2$; $L_{\text{п}} = 1,15\text{м}$.
при турбулентном режиме течения рабочей среды для области Re от 50 до 20 000 для этих пластин действительны расчетные уравнения:

$$Nu = 0,135Re^{0,73}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.6.1)$$

$$Eu = 1260/Re^{0,25}, \quad (3.6.2)$$

$$\xi = 22,4/Re^{0,25}. \quad (3.6.3)$$

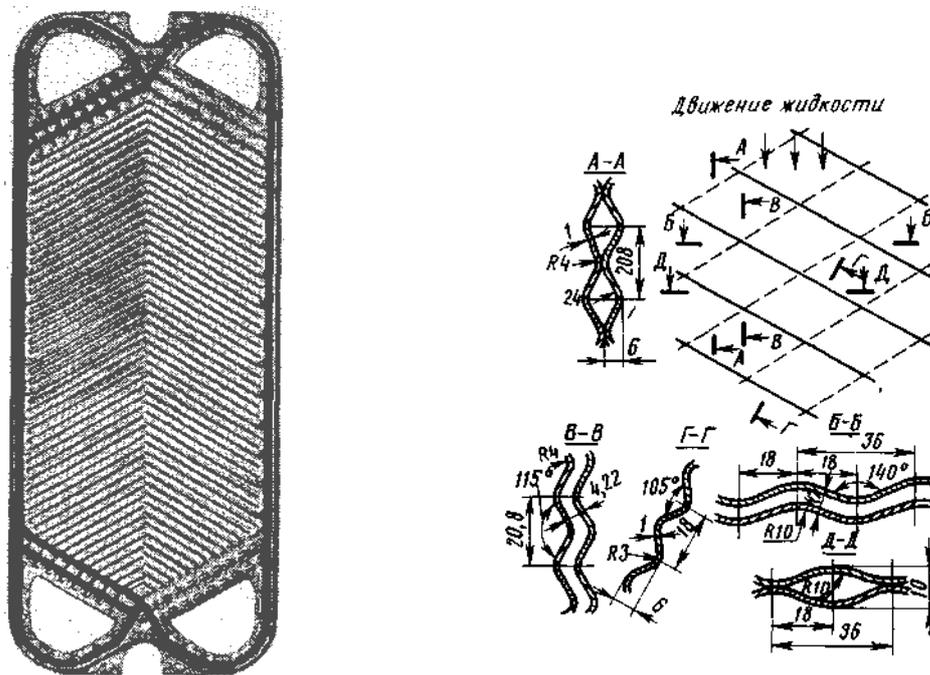


Рис.16. Конструкция сетчато-поточной пластины «ПР-0,5М»

При ламинарном режиме течения при $0,1 < Re \leq 50$

$$Nu = 0,63Re^{0,33}Pr^{0,33}(Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.6.4)$$

$$Eu = 35000/Re, \quad (3.6.5)$$

$$\xi = 486/Re. \quad (3.6.6)$$

Приведенные формулы справедливы для различных рабочих сред при изменении числа Прандтля от 0,7 до 5000.

При обогреве конденсирующимся движущимся паром в каналах из этих пластин при температурном напоре между паром и холодной стенкой при $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$ Товажнянский получил:

$$Nu = 0,375 \cdot 10^{-3} (Ga Pr K)^{0,55} (\rho_1/\rho_2)^{1,17}, \quad (3.6.7)$$

где $Nu = \alpha d_{\text{Э}}/\lambda$, $Ga = gL_{\text{П}}^3/\nu^2$, $K = r/c\Delta t$,

ρ_2 и ρ_1 — плотность пара при данном давлении и плотность конденсата.

При медленном движении пара в этих каналах и $\Delta t < 10^\circ\text{C}$ удовлетворительные результаты дает уравнение (3.1.5).

2. Модернизированная конструкция пластин «**ПП-0,5 М**» (см. рис. 16) имеет несколько измененные определяющие размеры канала при сохранении угла наклона гофр треугольного профиля $F_I = 0,5 \text{ м}^2$; $S_H = 18 \text{ мм}$; $S = 20,8 \text{ мм}$; $h = 5 \text{ мм}$; $d_{\text{Э}} = 0,0096 \text{ м}$; $f_I = 0,0024 \text{ м}^2$; $L_{\text{П}} = 1,0 \text{ м}$.

Теплоотдача при турбулентном режиме движения рабочей среды в этом случае также описывается уравнением (3.6.4).

Гидравлическое сопротивление благодаря модернизации входных и выходных участков канала уменьшено и описывается формулами:

$$\begin{aligned} Eu &= 784/Re^{0,25}, \\ \xi &= 15/Re^{0,25}. \end{aligned} \quad (3.6.8)$$

При конденсации движущегося пара в каналах из пластин «**ПП-0,5 М**» при $\Delta t \geq 10^\circ\text{C}$ получено уравнение:

$$Nu = 240Re^{0,7}Pr^{0,4}, \quad (3.6.9)$$

здесь

$$Nu = \alpha L_{\text{П}}/\lambda, \quad Re = qL_{\text{П}}/r\rho\nu, \quad Pr = c\rho r/\lambda.$$

За определяющий размер в критериях Nu и Re принята приведенная длина пластины $L_{\text{П}}$.

3. Сетчато-поточные пластины «**ПП-0,3**» имеют при той же форме гофр, что и пластины «**ПП-0,5 М**», следующие определяющие размеры:

$F_I = 0,3 \text{ м}^2$; $S_H = 18 \text{ мм}$; $S = 20,8 \text{ мм}$; $h = 4 \text{ мм}$; $d_{\text{Э}} = 0,008 \text{ м}$; $f_I = 0,0011 \text{ м}^2$; $L_{\text{П}} = 1,12 \text{ м}$.

Теплоотдача при турбулентном режиме движения рабочей среды в этом случае также описывается уравнением (3.6.4).

Для расчета гидравлических сопротивлений получены формулы:

$$Eu = 1350/Re^{0,25}, \quad (3.6.10)$$

$$\xi = 19,3/Re^{0,25}. \quad (3.6.11)$$

При конденсации движущегося пара для этих пластин

$$Nu = 322Re^{0,7}Pr^{0,4}. \quad (3.6.12)$$

Обозначения и определяющий размер те же, что и для формулы (3.6.9).

4. Сетчато-поточные пластины в елку **0,2-К** квадратные с наклонными гофрами треугольной формы (рис. 17).

При сборке в пакет эти пластины устанавливаются повернутыми в плоскости пластины одна относительно другой на 90° . Каналы имеют форму, показанную на рис. 16.

Определяющие размеры: $F_l = 0,2 \text{ м}^2$; $S_n = 18 \text{ мм}$; $S = 21 \text{ мм}$; $h = 4 \text{ мм}$; $d_{\text{э}} = 0,0075 \text{ м}$; $f_l = 0,0016 \text{ м}^2$; $L_{\text{II}} = 0,442 \text{ м}$.

Теплоотдача при турбулентном режиме

$$Nu = 0,09Re^{0,73}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}. \quad (3.6.13)$$

Гидравлические сопротивления:

$$Eu = 500/Re^{0,25}, \quad (3.6.14)$$

$$\xi = 17/Re^{0,25}. \quad (3.6.15)$$

5. Сетчато-поточные пластины в елку с наклонными гофрами треугольной формы для полуразборных сварных блочных и неразборных теплообменников имеют размеры гофр аналогичные пластине в елку «**ПР-0,5М**» разборных теплообменников.

Для этих пластин можно рекомендовать уравнения (3.6.1) и (3.6.2); (3.6.4) и (3.6.5); (3.6.12) и (3.1.5) для полуразборных и сварных блочных теплообменников.

6. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными гофрами синусоидальной формы моделей «**Розенблад-2S**»; «**Розенблад-3S**»; «**Розенблад-5S**» (см. рис. 17).

По этому семейству сетчато-поточных пластин наиболее полные данные опубликованы для пластин типа **3S**, которому подобны также типы **2S** и **5S**.

Таблица 9

Параметры	ПР-0,2	ПР-0,3	ПР-0,5Е	ПР-0,5М	ПР-1,3	ПС-0,8
Габаритные размеры пластин, мм:						
длина	650	1370	1380	1380	1910	1370
ширина	650	300	500	550	920	640
Толщина стенки, мм	1,2	1	1	1	1	1
Поверхность теплообмена, м ²	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3	0,8
Масса, кг	3,6	3,2	5,4	5,6	12,3	6,4
Эквивалентный диаметр, м.	0,0075	0,008	0,008	0,0096	0,0096	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0016	0,0011	0,0018	0,0024	0,0043	0,003
Расстояние между стенками пластины (среднее), мм	3,8	4	4	5	5	5
Шаг гофр, мм:						
вдоль потока	20,8	20,8	18	20,8	20,8	36
по нормали к гофрам	18	18	16	18	18	18
Высота гофр, мм	4	4	4	5	5	5
Число гофр на пластине	21	59	66	66	95	46
Длина одного канала (приведенная), мм	0,44	1,12	1,15	1	1,47	1,26
Площадь поперечного сечения углового отверстия, м ²	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	100	50	150	150	200	200
Угол наклона гофр к вертикальной оси симметрии в градусах	60/30	60	60	60	0/60	30

В сборке четные и нечетные пластины повернуты одна относительно другой на 180°, благодаря чему линии вершин гофр одной пластины пересекают вершины гофр другой.

Пластины этого типа образуют сетчато-поточный канал, в котором поток жидкости меняет направление движения в двух плоскостях и подвергается искусственной турбулизации. Уже при $Re \geq 150$ нарушается ламинарный режим течения.

Движение жидкости между пластинами происходит в общем одним потоком, состоящим из многократно сходящихся и расходящихся частных потоков, обтекающих 2300 точек контакта гофр в межпластинном канале.

При определяющих размерах $F_l = 0,33 \text{ м}^2$; $S_n = 10 \text{ мм}$; $S = 11,5 \text{ мм}$; $h = 3,2 \text{ мм}$; $d_{\text{э}} = 0,0054 \text{ м}$; $f_l = 0,001 \text{ м}^2$; $L_{\text{п}} = 0,89 \text{ м}$, при турбулентном движении рабочей среды и Re от 200 до 25 000 получены расчетные формулы:

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.6.16)$$

$$Eu = 1843/Re^{0,25}, \quad (3.6.17)$$

$$\xi = 22,4/Re^{0,25}. \quad (3.6.18)$$

При ламинарном режиме течения для пластин типа **3S** получена формула:

$$Nu = 0,4 (RePr d_{\text{э}}/L)^{1,17} (\mu/\mu_{cm})^{0,14}. \quad (3.6.19)$$

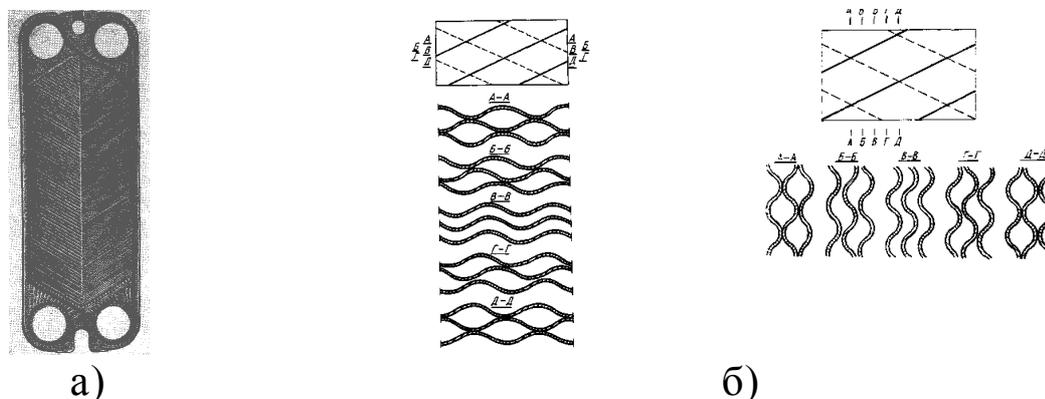


Рис.17. Сетчато-поточная пластина «Розенблад-3S» и сечения межпластинного канала: а) – поперек потока; б) – вдоль потока.

3.7. Применяемые материалы

Для изготовления пластин применяется листовая холоднокатаная сталь по ГОСТу 3680 размером $710 \times 1420 \text{ мм}$ и $1000 \times 2000 \text{ мм}$ при толщине стенки 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5 и 2 мм.

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

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

Практически пластины можно изготовить из любой марки металла, поддающегося холодной штамповке (вытяжке). Наиболее широкое распространение получили пластины из коррозионностойких хромоникелевых сталей: X18H10T; X17H13M2T; X17H13M3T по ГОСТу 5632. Для работы в системах производства контактной серной кислоты и в других высокоагрессивных средах применяют пластины из стали 0X23H28M3Д3T. Наряду с нержавеющей стали с высоким содержанием никеля последнее время применяют малоникелевые стали-заменители марки X17H4Г9А и др. Для технической воды, масел, бензина, керосина и других неагрессивных к металлу сред применяют пластины из углеродистой оцинкованной стали 08 кп по ГОСТу 14918.

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

Для растворов, содержащих ионы хлора, а также для морской воды эффективно использование пластин из титана марки ВТ 1-00 по АМГУ 475-1 А—63. В ряде случаев перспективно использование медноникелевых сплавов, алюминиемагниевого сплава и других металлов.

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

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

Таблица 9

Характеристика резиновых прокладок для пластинчатых теплообменников				
Марки резины и норматив на поставку	Каучуко-вая основа	Условия работы прокладки (температурные пределы для воздуха и воды)	Область применения	Примечание
СУ-359 ТУ233-54р, ГрПВ	СКС-30 Бутадиен-стирольный	Теплостойкая и кислотностойкая от —20 до + 140°С	Общего назначения для воды и водных растворов солей, кислот, щелочей, фосфорной, соляной, азотной кислот	Нестойка в растворителях, минеральных маслах, бензине, бензоле, четыреххлористом углероде, ацетоне, анилине
4326 МРТУ38-5-1166—64 ТУ233-54р. ГрVB	СНК-18 Бутадиен-Нитрильный	Повышенная тепло и маслостойкость от + 50 до + 100° С	Машинное масло, соляровое, керосин, дизельное топливо, нефть, бензин, топливо Т-1, формалин, метанол. Ограниченно: фреон, скипидар, диметилформамид, ацетонитрил, бутиловый спирт	Не стойка в средах кислот: азотной, уксусной и др., а также ацетон, бензол, фурфурол, тетрахлорэтан, анилин
1024 ИР-36А; БКСО-107 ТУ 233-54р	НК	Пищевая от —20 до + 110° С	Вода, молоко, спирт, пиво, вино, пищевые жиры, слабая уксусная кислота	Не содержит вредных для организма человека примесей
ИРП-1225 МРТУ6-07-6031/64 ИРП-1287	СКФ-32 Фторкаучук СКФ-26	Повышенная теплостойкость, маслостойкость, кислотостойкая	Воздух, фреон, минеральные масла, топливо Т-1; кислоты: серная, азотная, соляная, фенол, тетрахлорэтан, стирол	Не стойка в средах: толуол, диметилформамид, метилпирролидон, фурфурол
ИРП-1309а ВТР-30070	Бутил-каучук «А»	Повышенная стойкость к органическим растворителям, теплостойкость от -20 до +140° С	Уксусный ангидрид, водные растворы фурфуrolа, анилин, ацетон. Ограниченно: дибутилфталат, муравьиная кислота	Опытная серия не стойка в тетрахлорэтано

Продолжение таблицы 9

ИРП-1377 ВТР 30201 ВТУ 38-5- -122-66	СКЭП + + СКМС-10 Этилен-про- пиленовый +стирольный	Теплостойкая и агрессивностойкая От -30 до +180°С	Морская вода, пар, водные растворы фурфурола, уксусная кислота, N-метилпирроли- дон, ацетальдегид, хлористый аммоний, диметилформамид	Опытная серия
51-1481 ВТР-51-206	СКЭП этилен- пропилено- вый	Повышенная теплостойкость от -50 до +180° С	Перегретая вода, растворы солей	Опытные образцы
51-3042 ВТР-51-- 20614-	СКЭПТ этилен- пропилен- новый	Агрессивно-стойкая	N-метилпирроли- дон, уксусная кислота, ацетальдегид, водные растворы фурфурола	Опытные образцы
ИРП-1343 ИРП-1399 ИРП-1401 МРТУ 38-5-6074-67 ТУУТ 1014-59	СКТВ-I силиконо- вый	Повышенная теплостойкость от —60 до +250° С	Воздух, перегретая вода, нейтральные растворы солей	Опытные образцы

4. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4.1. Расчет секции испарительного конденсатора

Исходные данные:

1. Тепловой поток Q_k , кВт;
2. Температура конденсации t_k , °С;
3. Температура наружного воздуха t_g , °С;
4. Относительная влажность воздуха φ , %;
5. Холодильный агент.

По результатам оптимизации режимных параметров испарительных конденсаторов, а также на основании анализа каталогов ведущих зарубежных фирм рекомендуется выбирать следующие значения параметров:

- объемный расход воздуха, продуваемого через аппарат
 $V_g^l = 0,03 \dots 0,045 \text{ м}^3/\text{с}$ на 1 кВт отводимой теплоты;
- отношение массовых расходов воды и воздуха - $7 \div 1,0 \text{ кг}/\text{кг}$;
- плотность орошения горизонтальной трубы длиной 1 м
 $\Gamma_l = 0,07 \dots 0,4 \text{ кг}/(\text{м с})$ ($\Gamma_{lmin} = 0,06$);
- скорость воздуха во фронтальном сечении
 $W_g = 4 \dots 6 \text{ м}/\text{с}$;
- расход свежей воды $V_{ce} = 1,5 \dots 2 \text{ кг}/\text{час}$ на 1 кВт отводимой теплоты.

При проведении теплового расчета площадь теплопередающей поверхности аппарата находится из условия равенства удельных тепловых потоков, передаваемых холодильным агентом воде и водой воздуху, при определенной температуре воды и стационарном режиме работы аппарата.

Удельный тепловой поток, передаваемый от холодильного агента к воде, определяется по уравнению теплопередачи:

$$q_{aw} = K_{aw}(t_k - t_w). \quad (4.1.1)$$

Удельный тепловой поток от пленки воды к воздуху рассчитывают по уравнению тепло-массообмена:

$$q_g = \beta \sigma \Delta i_m. \quad (4.1.2)$$

В формуле (4.1.1):

$$K_{aw} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} \frac{F_H}{F_{вн}} + R_{загр} + \frac{1}{\alpha_w} \right)}$$
 - коэффициент теплопередачи от

холодильного агента к воде отнесенный к наружной поверхности труб;

$\alpha_a = 2100 (t_k - t_w)^{-1/6} d_{вн}^{-1/4}$ - коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиака;

$R = 0,0004 \dots 0,0008 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ - принятое значение термического сопротивления стенки и загрязнений;

$\alpha_w = 9750 \Gamma_l^{1/3}$ - коэффициент теплоотдачи от поверхности горизонтальных труб к стекающей по ним водяной пленке;

$\beta = 1,5 \dots 2$ - коэффициент, учитывающий увеличение площади наружной поверхности водяной пленки за счет струй и капель воды;

$\sigma = \alpha_g / C_p'$ - коэффициент испарения воды в воздух, $\text{кг}/\text{м}^2 \text{ с}$;

$C_p' = 1$ - удельная теплоемкость влажного воздуха, $\text{кДж}/\text{кг К}$;

α_g - коэффициент теплоотдачи от пленки воды к воздуху, определяется по формулам для поперечного обтекания пучков гладких или оребренных труб;

$\Delta i_m = (i_2 - i_1) / \ln[(i_w'' - i_1) / (i_w'' - i_2)]$ - средняя логарифмическая разность энтальпий;

i_w'' - энтальпия насыщенного воздуха у поверхности воды т.е. при $t_g = t_w$ и $\varphi = 1$;

i_1 и i_2 - энтальпии воздуха на входе в конденсатор и на выходе из него;

Прежде чем перейти к решению системы уравнений (4.1.1)-(4.1.2) необходимо:

1. определиться со значениями Γ_b , β , W_g т.е. принять их в соответствии с приведенными выше рекомендациями;

2. найти температуру мокрого термометра ($t_m = t_g$ при $\varphi = 1$ и $d = \text{const}$) для заданных параметров воздуха используя следующие зависимости:

$$P'' = 62,22 \exp [17,6 t_g / (242 + t_g)], \text{ кг}/\text{м}^2$$

$$d = 0,622 \varphi P'' (P_g - \varphi P''), \text{ кг * влаги}/\text{кг сухого воздуха} \quad (4.1.3)$$

3. вычислить значение $\alpha_g = Nu \lambda / d_n$, где число Nu зависит от режима обтекания поперечного пучка труб (гладких или оребренных) при $Re = W_g d_n / \nu$ (d_n выбирается).

Далее приняв первоначальное значение температуры воды $t_w \approx t_m + (8 \dots 12)$ необходимо решить систему уравнений (4.1.1) - (4.1.2),

например, графоаналитическим методом или методом последовательных приближений, имея ввиду что ряд величин, входящих в уравнения (4.1.1) и (4.1.2) зависят от t_w . В результате решения будут найдены температура воды t_w и удельный тепловой поток $q_{Fn} = q_{aw} = q_e$ отнесенный к наружной поверхности конденсатора. Следовательно, можно найти и требуемую поверхность теплопередачи:

$$F_{нар} = Q_k / q_{Fn}.$$

Параметры воздуха на входе в ИК находятся по формулам (4.1.3).

Плотность влажного воздуха, $кг/м^3$:

$$\rho_e = 9,81 P_e (1 + d_e) / [287 (t_e + 273) (1 + 1,61 d_e)].$$

Массовый расход воздуха через аппарат, $кг/с$:

$$G_e = V_e^1 \rho_e Q_k.$$

Энтальпия воздуха на выходе из конденсатора, $кДж/кг$:

$$i_2 = i_1 + Q_k / G_e.$$

Площадь живого сечения аппарата, $м^2$:

$$F_{жс} = G_e / W_e \rho_e.$$

Определение конструктивных размеров аппарата

Предварительно необходимо задать:

Шаг труб по горизонтали $S_2 = (2 \dots 2,3) d_n$

Шаг труб по вертикали $S_e = (1 \dots 1,15) d_n$

Отношение $\kappa = B/l$, где B ширина секции по горизонтали ($\kappa = 0,25; 0,5; 1$ т.е могут быть расположены 4; 2; 1 вентилятора).

Число секций по горизонтали $n = \sqrt{\frac{\kappa F_{жс}}{S_2(S_2 - d_n)}}$

Ширина секции по горизонтали, м: $B = S_2 \times n$

Длина секции (трубы), м: $l = B/\kappa$

Число труб по вертикали $z = F_{нар} / \pi d_n n l$

Высота секции, м $H = z \times S_e$

4.2. Охлаждающие батареи

Охлаждающие батареи классифицируют:

- а) по конструкции охлаждающей поверхности: на ребристые с навивными и пластинчатыми ребрами, гладкотрубные и панельные;
- б) по охлаждающему веществу — на аммиачные, фреоновые и для различных хладоносителей;
- в) по компоновке — на одно- и двухрядные;
- г) по расположению — на потолочные и пристенные;
- д) по исходному материалу — на стальные, медные и стеклянные.

С целью унификации аммиачные батареи и батареи для хладоносителей, выполняются из стальных горячекатаных труб диаметром $38 \times 2,5$ мм, оребренных спирально навитой стальной лентой $45 \times 0,8$ мм с шагом 30 и 20 мм, что дает наружную поверхность на 1 погонный м трубы примерно в $1,5 \dots 2$ м²/погонный м, а коэффициент оребрения $\beta = 10 \dots 14,4$. После сборки секции подвергают горячему оцинкованию.

Применяются три типа охлаждающих батарей: коллекторные однорядные пристенные и потолочные; змеевиковые однорядные пристенные и потолочные; коллекторные однорядные потолочные с увеличенным шагом труб. Схемы секций даны на рис. 18, а технические характеристики в таблице 10.

При компоновке аммиачных батарей и батарей для хладоносителей желательно, чтобы общая длина одного шланга не превышала 80...100 м.

Для расчета батареи, т.е. для определения требуемой поверхности теплообмена, необходимы следующие исходные данные:

1. Холодопроизводительность батареи Q_0 , Вт;
2. Температура воздуха в камере t_g , °С;
3. Относительная влажность воздуха в камере φ ;
4. Барометрическое давление P_0 , кПа;
5. Разность температур между воздухом камеры и температурой стенки трубы $\Delta t = t_g - t_{cm}$, °С; (обычно $\Delta t = 5 \dots 20$ °С).

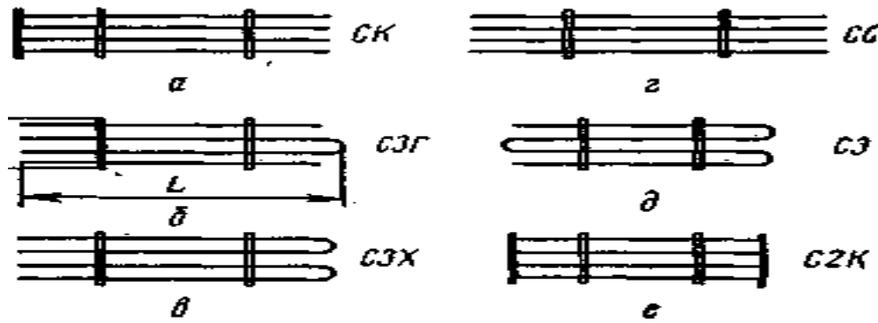


Рис.18. Схемы стандартных секций оребренных охлаждающих батарей : а — одноколлекторная (СК.); б— змеевиковая головная (СЗГ); в — змеевиковая хвостовая (СЗХ); г — средняя (СС); д — змеевиковая (СЗ); е — двухколлекторная (С2К)

Таблица 10

Тип секции	Условные обозначения	Размеры, мм			Число труб по высоте	Площадь охлаждающей поверхности, м ² при шаге ребер, мм		Масса, кг при шаге ребер, мм	
		длина	высота	шаг труб		20	30	20	30
Одноколлекторные	СК	2750	640	160	4	16,85	11,7	94,4	74,2
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,2	110,6
		2750	1280	320	4	16,85	11,7	102,7	82,6
Змеевиковые головные	СЗГ	2750	640	160	4	16,85	11,7	90,4	70,7
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,3	105,5
Змеевиковые хвостовые	СЗХ	2750	640	160	4	16,85	11,7	91,0	70,8
		2750	960	160	6	25,1	17,5	136,4	105,5
Средние	СС	3000	640	160	4	18,4	12,75	98,2	76,1
		4250	960	160	6	39,0	27,0	209,0	162,0
		6000	1280	320	4	36,9	25,3	212,0	167,0
Змеевиковые	СЗ	2000	640	160	4	9,15	6,4	68,0	52,6
		4250	960	160	6	39,1	27,1	212,0	162,0
Двухколлекторные	С2К	2000	640	160	4	9,15	6,4	74,8	60,0
		4250	960	160	6	39,1	27,1	219,0	173,0

Кроме этого необходимо определиться с допустимой толщиной иная ($\delta_{ин}$, например 3...6 мм) и конструкцией батареи (гладкотрубная или оребренная, однорядная или двухрядная). Для гладкотрубной однорядной батареи достаточно задать размеры трубы ($d_{нар} \times \delta$), число труб ($n_{тр}$) и их шаг по вертикали (S_1). Для оребренной -

дополнительно задаются размеры оребрения: шаг (u), высота (h) и толщина ребер (δ_p).

При проведении теплового расчета площадь теплопередающей поверхности батареи (внутренняя или наружная, в зависимости от того к какой поверхности относится тепловой поток) находится из условия равенства удельных тепловых потоков q_v и q_a передаваемых от воздуха хладагенту или хладоносителю, при определенной температуре воздуха охлаждаемого помещения и стационарном режиме работы аппарата.

Значения этих удельных тепловых потоков, отнесенных к наружной поверхности теплообмена, определяются следующим образом:

$$q_v = \alpha_v (t_v - t_{cm}) \frac{F_{нар}}{F_{вн}}, \quad (4.2.1)$$

$$q_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + R_{загр}} (t_{cm} - t_x), \quad (4.2.2)$$

где $\alpha_v = 1 / (1 / \alpha_{нр.ор} \xi + R_{ин}) + \alpha_l \psi$, $\alpha_{нр.ор} = \alpha_k (F_p E_n / F_{ор} + F_{мп} / F_{ор})$ - приведенный (условный) коэффициент теплоотдачи, представляющий отношение всего тепла, отданного или полученного оребренной поверхностью, к избыточной температуре основания ребра и величине поверхности, к которой осуществляется приведение (в данном случае к $F_{ор}$), для гладких труб $\alpha_{нр.ор} = \alpha_k$.

Коэффициент конвективной теплоотдачи воздуха α_k для батарей со спирально-навивными ребрами находится по эмпирической формуле:

$$\alpha_k = 2,3 (t_v - t_{cm})^{0,25}.$$

Параметры спирально-навивных ребер (площадь ребер F_p и площадь межреберных промежутков $F_{мп}$) находятся по формулам:

$$F_p = \frac{2\pi h'}{u} \cdot (d_{нар} + 1,36h'), \quad F_{мп} = \pi \cdot \left(d_{нар} - D \frac{\delta_p}{u} \right), \quad F_{ор} = F_p + F_{мп},$$

где $h' = h(1 + 0,35 \ln \frac{D}{d_{нар}})$ - условная высота ребра, а

$$D = d_{нар} + 2\delta_p.$$

Теплоотдача оребренной батареи меньше, чем гладкотрубной. Это связано с большей длиной поверхности, по которой движется воздух и с некоторым затормаживанием его ребрами.

Коэффициент влаговыпадения ξ на наружной оребренной поверхности с температурой t (принимаем $t=t_{cm}$):

$$\begin{aligned} \text{при } t > 0^\circ\text{C} \quad \xi &= 1 + 2480(d_g - d_{cm}) / (t_g - t_{cm}), \\ \text{при } t < 0^\circ\text{C} \quad \xi &= 1 + 2880(d_g - d_{cm}) / (t_g - t_{cm}). \end{aligned}$$

Величину влагосодержания d можно найти по формулам:

$$P_i'' = 0,61 \exp [17,6 t_i / (242 + t_i)] \text{кПа} \quad d_i = 0,622 \varphi_i P_i'' / (P_g - \varphi_i P_i'')$$

при соответствующих температурах и относительных влажностях.

Коэффициент эффективности всей оребренной поверхности E_n , учитывающий наряду с формой и размерами ребра и их влиянием на теплоотдачу еще и тепловое сопротивление контакта между трубками и ребрами определяется так:

$$E_n = E C_k + (1 - E C_k) / \beta, \quad \text{где } \beta = F_{нар} / F_{вн}.$$

Для ребер накатных и насадных с последующей металлизацией $C_k = 1$. Для ребер с воротником, насаженных на обезжиренную трубку, при заполнении возможного зазора конденсатом из воздуха $C_k \approx 1$. Поэтому принимаем $E_n = E = th(mh') / mh'$.

Величина m при сухом охлаждении $m = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\delta_p \lambda}},$

при выпадании влаги в виде росы $m = \sqrt{\frac{2\alpha_p \xi}{\delta_p \lambda}},$

при выпадании влаги в виде инея $m = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_p \xi} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}\right) \delta_p \lambda}}.$

Коэффициент конвективной теплоотдачи воздуха α_k для гладкотрубных батарей может быть найден из критериального уравнения для свободного движения (развитый ламинарный режим, горизонтальная труба):

$$Nu = 0,54 (Gr Pr)^{0,54}, \quad Gr = \beta g (t_g - t_{cm}) d_{нар}^3 / \nu^2, \quad Pr = \nu / a$$

или

$$\alpha_k = 1,276 A [(t_g - t_{cm}) / d_{нар}]^{0,25},$$

где $A = 0,0125n^2 - 0,0358n + 1,1013$ поправочный коэффициент, учитывающий число труб n по высоте батареи.

Процесс теплопередачи в батареях характерен тем, что наружная теплоотдача осуществляется путем естественной конвекции и зависит от критерия Gr или от перепада температур между

воздухом и поверхностью охлаждения. Поэтому вследствие малых значений коэффициента конвективной теплоотдачи следует учитывать и лучистое тепло т.е.:

$$\alpha_в = 1 / (1 / \alpha_к \xi + R_{ин}) + \alpha_л \psi ,$$

где $\alpha_л = C_л \left[\left(\frac{T_в}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{см}}{100} \right)^4 \right] / (T_в - T_{см})$ - коэффициент теплообмена лучеиспусканием;

$C_л$ - коэффициент лучеиспускания поверхности батарей;

ψ - коэффициент облученности, зависящий от конфигурации поверхности батареи.

Для увлажненной металлической поверхности $C_л = 5,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$, для поверхности, покрытой инеем, $C_л = 5,45 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^4$.

Для гладкотрубных батарей значения коэффициента облученности приведены в таблице 11.

Таблица 11

Батарея	$S/d_{нар}$					
	1	2	3	4	5	6
Однорядная	0,63	0,82	0,87	0,90	0,91	0,92
Двухрядная	0,31	0,52	0,63	0,70	0,74	0,77

Общий коэффициент облученности ребристой батареи $\psi = \psi_1 \psi_2$. Для однорядной батареи значения ψ_1 приводятся на рис.19. Влияние числа рядов учитывается коэффициентом ψ_2 (см. рис. 20).

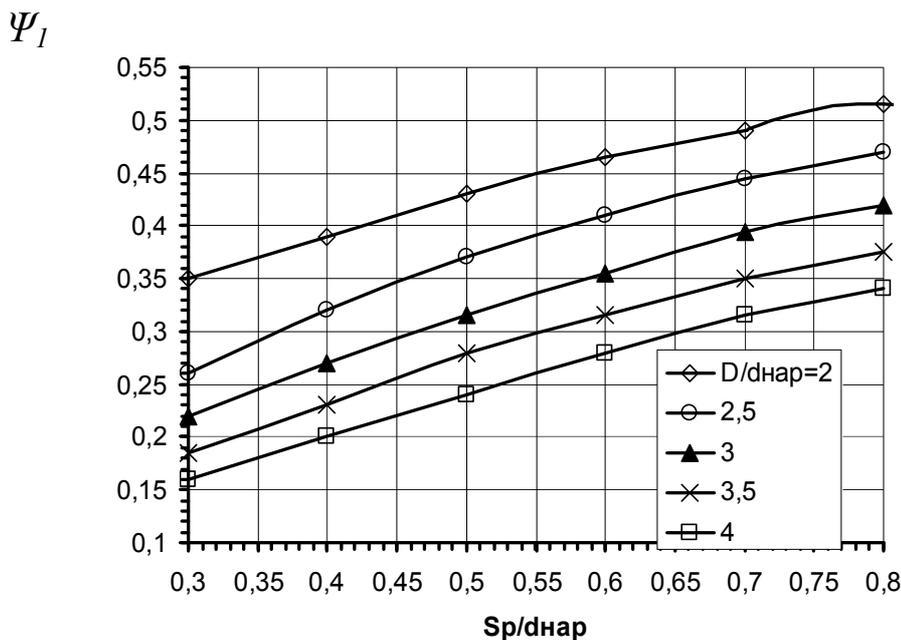


Рис.19. Коэффициент облученности ψ_1 для одиночной оребренной трубы

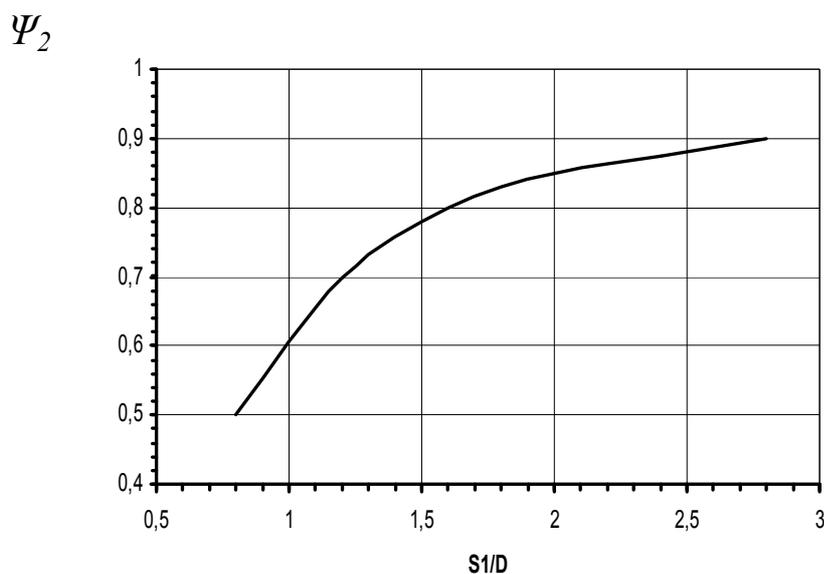


Рис.20. Коэффициент облученности ψ_2 для однорядной батареи

4.3. Методика расчета пластинчатых конденсаторов

Изложенная в работе [20] методика расчета не учитывает влияния на теплообмен скорости конденсирующегося пара при температурном напоре «пар — стенка» менее 10°C . Однако, как отмечено в [2], в случае конденсации низкотеплопроводных веществ

с малой удельной теплотой парообразования, в частности фреонов, даже небольшие по абсолютной величине скорости пара существенно интенсифицируют процесс теплообмена. Для обычных условий работы конденсаторов холодильных машин [$q = (2...6)10^3 \text{ Вт/м}^2$] скорость пара на входе в каналы конденсаторов ($l_{np} \approx 1 \text{ м}$; $d_{экв} < 9,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) достигает $5...10 \text{ м/с}$. В этом случае пренебрегать влиянием скорости на процесс теплоотдачи неправомерно.

Кроме того, ранее применяемая методика предназначена для расчета аппаратов с идентичной геометрией каналов для теплоносителя и конденсирующего пара. В ряде же случаев для интенсификации теплообмена за счет использования энергии парового потока может оказаться целесообразным применение конденсаторов с комбинированными каналами (с меньшей шириной зазора канала по хладагенту).

В предлагаемой методике расчета скорректированы указанные выше недостатки предложенных ранее методик.

Исходные данные к расчету.

Определяющие размеры пластин и образованных ими каналов в зависимости от типа выбираемых пластин (технические характеристики сетчато-поточных пластин с наклонными гофрами треугольного профиля приведены в таблице 9). Поверхность теплообмена одной пластины - $F_{пл}$; толщина $\delta_{пл}$ и материал пластины; приведенная высота пластины - l_{np} ; эквивалентный диаметр канала со стороны теплоносителя - $d_{экв}$; ширина зазора канала со стороны конденсирующегося хладагента - $\delta_{к}$; площадь поперечного сечения одного канала со стороны теплоносителя - $F_{км}$ и со стороны хладагента - $F_{кх}$.

Тепловая производительность конденсатора - Q_k ;

Температура перегрева поступающего в конденсатор пара - t_n ;

Температура конденсации - t_k ;

Температура воды на входе в конденсатор - t_{wl} ;

Максимально допустимая величина полного гидравлического сопротивления на стороне теплоносителя - $\Delta p_{max} [\text{Па}]$.

Теплофизические свойства теплоносителя пара и конденсата хладагента при соответствующих температурах приведены в приложении.

Для данного типа пластин расчетные уравнения для теплоотдачи и гидравлического сопротивления со стороны теплоносителя имеют вид:

$$Nu = cRe^m Pr^n (Pr_f / Pr_w)^{0,25}, \quad (4.3.1)$$

$$\xi = A / Re^n.$$

Предполагаемое расчетное значение термического сопротивления загрязнений со стороны теплоносителя - R_T , хладагента - R_x .

Вводим ориентировочные величины: подогрев воды в конденсаторе Δt_w ($\Delta t_w \approx 2...5^\circ C$); коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя (с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений) α_w , [$\alpha_w = 1000...4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{К})$] коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины извилистого щелевого канала ξ ($\xi \approx 0,3...5$). Как правило, конденсатор выбирается одноходовым и с противоточным движением рабочих сред.

Порядок расчета:

1. Определяем ориентировочное значение средней температуры стенки

$$t_{cl} = (t_k + t_{wcp})/2, \text{ где } t_{wcp} = (t_{w1} + t_{w2})/2.$$

2. Для условия $\Delta p < \Delta p_{max}$ из теплового баланса рассчитывается рациональная средняя скорость воды в каналах конденсатора

$$w_w = 2 \sqrt{\frac{\alpha_w (t_{cl} - t_{wcp}) \Delta p_{max}}{c_p \Delta t_w \rho_w^2 \xi}}.$$

3. Вычисляем критерий Рейнольдса

$$Re = w_w d_{экв} / \nu.$$

4. Рассчитываем величину коэффициента гидравлического сопротивления

$$\xi_1 = A / Re^n.$$

Физические свойства теплоносителя относятся к его средней температуре t_{wcp} .

Полученное значение ξ_1 сравнивается с принятой ξ

$$\frac{\xi - \xi_1}{\xi} \leq 0,5.$$

при необходимости расчет повторяется при $\xi = \xi_l$

5. Используя (4.3.1), определяем коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя

$$\alpha_w = Nu \lambda_w / d_{экв} .$$

и с учетом термического сопротивления загрязнений

$$\alpha_{wl} = 1 / (1 / \alpha_w + R_T),$$

где $R_T = (0,2 \dots 0,3) 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ К} / \text{Вт}$

полученные значения сопоставляются с первоначально принятыми, т.е.

$$(\alpha_{wl} - \alpha_w) / \alpha_w \leq 0,05.$$

при необходимости расчет повторяется при $\alpha_w = \alpha_{wl}$

6. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующего хладагента

$$\alpha_a = 1,15 \cdot 4 \sqrt{\frac{[r + C_{пара}(t_n - t_k)] g p^2 \lambda^3}{v \cdot l_{np}(t_k - t_{c1})}} . \quad (4.3.2)$$

Поскольку температурный напор «пар — стенка» для конденсаторов холодильных машин обычно не превышает $5 \dots 7^\circ \text{C}$, физические свойства конденсата с достаточной точностью можно определять по температуре насыщения t_k .

7. Находим среднюю плотность теплового потока в аппарате

$$q_l = (t_k - t_{wcp}) / (1 / \alpha_w + R_x + 1 / \alpha_a),$$

и рассчитываем поверхность теплообмена

$$F = Q / q_l.$$

8. Определяем количество пластин в аппарате (целое число)

$$n = F / F_{пл} + 2.$$

число каналов по хладагенту n_a и теплоносителю n_w (целые числа)

$$n_w = n_a = n / 2.$$

и площади поперечного сечения каналов по теплоносителю $F_{\Sigma w}$ и хладагенту $F_{\Sigma a}$.

$$F_{\Sigma w} = n_w F_{км} \text{ и } F_{\Sigma a} = n_a F_{кx} .$$

9. Из уравнения теплового баланса рассчитываем действительную величину подогрева теплоносителя в аппарате

$$\Delta t_w = Q / (C_p \rho_w w_w F_{\Sigma w}).$$

и сравниваем с первоначально выбранной. При необходимости значение Δt_w корректируют и расчет повторяют.

10. Определяем скорость конденсирующего пара на входе в каналы конденсатора

$$w_a'' = Q / (r \rho_a'' F_{\Sigma a}).$$

Здесь для упрощения можно пренебречь теплом перегрева хладагента. Такое допущение справедливо, если учесть, что величина $(i_n - i_k)$ в циклах холодильных машин не превышает 15% от удельной теплоты парообразования r . Обычно она составляет (7...10%).

11. Находим критерий Рейнольдса по пару Re''_{ex} где в качестве определяющего размера принята приведенная высота канала l_{np} , а скорости — скорость пара на входе в каналы конденсатора w_a'' . В зависимости от значения Re''_{ex} определяется поправка Π на увеличение теплоотдачи за счет скорости парового потока. Согласно [25]

$$\begin{aligned} \text{при } 1,2 \cdot 10^5 < Re''_{ex} \leq 4,5 \cdot 10^6 & \quad \Pi = 0,2 (Re''_{ex})^{0,12} (Pr'')^{-0,33}, \\ \text{при } 4,5 \cdot 10^6 < Re''_{ex} \leq 2,5 \cdot 10^7 & \quad \Pi = 0,246 \cdot 10^{-3} (Re''_{ex})^{0,55} (Pr'')^{-0,33}; \end{aligned}$$

12. Учитывая (4.3.2) рассчитываем коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара при температурном напоре $(t_k - t_{C1})$ в 1°C

$$\alpha_{a1} = \alpha_a \Pi,$$

где α_a — коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по (4.3.2) при $(t_k - t_{C1}) = 1^\circ\text{C}$.

13. Используя уравнение теплового баланса

$$q_F = \frac{t_{C2} - t_{wcp}}{\frac{1}{\alpha_w} + R_T} = \alpha_{a1} (t_k - t_{C2})^{0,25}.$$

методом Ньютона определяем действительную среднюю температуру стенки со стороны конденсирующегося хладагента. Окончательное выражение имеет следующий вид:

$$t_{C2} = t_{C1} - \frac{\frac{(t_{C1} - t_{wcp})^4}{B^4} - (t_k - t_{C1})^4}{\frac{4(t_{C1} - t_{wcp})^3}{B^3} + 3(t_k - t_{C1})^3},$$

где $B = \left(\frac{1}{\alpha_w} + R_T \right) \alpha_{a1}$.

Полученная величина t_{C2} , сравнивается с t_{C1}

$$(t_{C2} - t_{C1})/t_{C1} \leq 0,05.$$

при значительном их расхождении расчет повторяется при $t_{C1} = t_{C2}$.

14. Рассчитываем действительную величину коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента α_D (с учетом фактической температуры стенки)

$$\alpha_D = \frac{t_{C2} - t_{wcp}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + R_T \right) (t_K - t_{C2})}.$$

15. Определяем коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + R_T + R_X + \frac{1}{\alpha_D}},$$

и плотность теплового потока

$$q_F = k \cdot F \cdot \theta_m,$$

где

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{\kappa1} - t_{w1}}{t_{\kappa2} - t_{w2}}}.$$

Таблица 12

Параметры	ПР-0,2	ПР-0,3	ПР-0,5Е	ПР-0,5М	ПР-1,3	ПС-0,8
Габаритные размеры пластин, мм: длина ширина	650 650	1370 300	1380 500	1380 550	1910 920	1370 640
Толщина стенки, мм	1,2	1	1	1	1	1
Поверхность теплообмена, м ²	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3	0,8
Масса, кг	3,6	3,2	5,4	5,6	12,3	6,4
Эквивалентный диаметр, м .	0,0075	0,008	0,008	0,0096	0,0096	0,009
Площадь поперечного сечения канала , м ²	0,0016	0,0011	0,0018	0,0024	0,0043	0,003
Расстояние между стенками пластины (среднее), мм	3,8	4	4	5	5	5
Шаг гофр, мм:						
вдоль потока по нормали к гофрам	20,8 18	20,8 18	18 16	20,8 18	20,8 18	36 18
Высота гофр, мм	4	4	4	5	5	5
Число гофр на пластине	21	59	66	66	95	46
Длина одного канала (приведенная), мм	0,44	1,12	1,15	1	1,47	1,26
Площадь поперечного сечения углового отверстия . м ²	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03	0,03
Диаметр присоединяемого штуцера, мм	100	50	150	150	200	200
Угол наклона гофр к вертикальной оси симметрии в градусах	60/30	60	60	60	0/60	30

при этом уточняется величина поверхности аппарата

$$F_1 = Q / q_F,$$

$$(F_1 - F) / F \leq 0,005 \rightarrow n.8$$

и рассчитывается массовый расход теплоносителя

$$M_w = \rho_w w_w F_{\Sigma w} n_w.$$

16. Рассчитываем действительный перепад давлений со стороны теплоносителя

ПРИМЕЧАНИЕ: Расчет пластинчатого испарителя может быть выполнен по аналогичной методике, используя приведенные выше формулы для определения коэффициента теплоотдачи при кипении хладагентов в вертикальных каналах.

4.4 Методика расчета сухого воздухоохладителя

Исходные данные к расчету:

Холодопроизводительность воздухоохладителя Q_0 , кВт;

Средняя температура воздуха в камере t_k , °С;

Относительная влажность воздуха в камере φ_k ;

Хладагент или хладоноситель

Характеристика теплопередающей поверхности:

Ребра насадные пластинчатые с коридорным расположением труб;

Наружный диаметр и толщина труб, внутренний диаметр, $d_n \times \delta, d_{вн}, м$;

Шаг ребер $S_p, м$;

Толщина ребер $\delta_p, м$;

Шаг труб в пучке, $м$: в глубину(по ходу движения воздуха) S_1 по фронту S_2 .

Порядок расчета:

На начальном этапе расчета определяются параметры воздуха (температура t , влагосодержание d и энтальпия i) на входе и выходе из воздухоохладителя. В сухих воздухоохладителях температура воздуха на входе t_1 принимается на $2...4^\circ$ выше, чем на выходе t_2 , т.е. $t_1 - t_2 = \Delta t$

$$t_1 = t_k + \Delta t/2, \quad t_2 = t_k - \Delta t/2,$$

где $\Delta t = t_2 - t_1$.

Далее необходимо задаться температурой стенки теплообменной трубы t_{cm} (на $7...10^\circ$ ниже t_k) и по принятым t_1 и t_2 и найденному тепловлажностному соотношению ε определить значения относительной влажности воздуха на входе φ_1 и выходе φ_2 из воздухоохладителя по формулам

$$\varepsilon = \frac{i_k - i_{cm}}{d_k - d_{cm}} = \frac{i_k - i_i}{d_k - d_i}, \quad \left[\frac{кДж/кг}{кг/кг} \right]$$

$$P''_i = 610,38 \exp\left(\frac{17,6 \cdot t_i}{242 + t_i}\right), \quad [Па]$$

$$d_i = 0,622 \frac{\varphi_i \cdot P''_i}{P_B - \varphi_i \cdot P''_i}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right]$$

$$i_{i1} = t_i + d_i (2493 + 1.97 t_i), \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right]$$

Нахождение φ_1 и φ_2 можно выполнить, построив графики зависимостей $\varepsilon = f(\varphi) = \frac{i_k - i_i}{d_k - d_i}$ для фиксированных значений t_1 и t_2 .

Следует иметь в виду, что при $t_i = t_{cm}$ соответственно $\varphi_{cm} = 1$ и $\varepsilon = \frac{i_k - i_{cm}}{d_k - d_{cm}}$. Затем выполняется тепловой расчет.

Коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенные к внутренней поверхности, при коридорном расположении труб в пучке рассчитывают по выражению из работы [6].

Число Нуссельта

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot \left(\frac{L}{d_\varepsilon} \right)^m. \quad (4.4.1)$$

Уравнение применимо при $Re = 500 \dots 2500$; $S_p/d_n = 0,18 \dots 0,35$; $S_l/d_n = 2 \dots 5$; $L/d_\varepsilon = 4 \dots 50$,
число Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_\varepsilon}{\nu},$$

где эквивалентный диаметр d_ε определяется так

$$d_\varepsilon = \frac{2(S_1 - d_n) \cdot (S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_n) + (S_p - \delta_p)}.$$

Скорость воздуха в воздухоохладителях обычно не более $5 \div 6$ м/с.

Коэффициенты C , m и n в выражении (4.4.1) зависят от неизвестного на начальном этапе отношения L/d_ε , т.е. неизвестна длина L пластины в направлении движения воздуха, поэтому дальнейший расчет необходимо выполнить для нескольких значений $L = S_2 a$ ($a = 1, 2, 3 \dots$ число труб в направлении потока воздуха через воздухоохладитель, что равносильно предварительному заданию количества секций).

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха и других параметров воздухоохладителя удобно представить в EXEL в виде следующей таблицы.

Таблица 13

№ п/п	Определяемая величина	<i>a</i>			
		<i>1</i>	<i>2</i>	...	<i>n</i>
1	Длина поверхности в направлении движения воздуха $L = S_2 a$, м				
2	Отношение L/d_3				
3	Показатели степени и коэффициент <i>C</i> формуле (1) $n = 0,45 + 0,0066 L/d_3$ $m = - 0,28 + 0,08 Re /1000$ $C = A \times B$ $A = 0,518 - 0,02315 (L/d_3) + 0,425 \cdot 10^{-3} \times (L/d_3)^2 - 3 \times 10^{-6} \times (L/d_3)^3$ $B = 1,36 - 0,24 Re /1000$				
4	Число Нуссельта $Nu = C \cdot Re^n \cdot \left(\frac{L}{d_3}\right)^m$				
5	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_v = \frac{Nu\lambda}{d_3}$, Вт/(м ² К)				
6	Условный коэффициент теплоотдачи от влажного воздуха $\alpha_{усл} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v \xi} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}} + R_{конт}}$, Вт/(м ² К)				
7	Условная высота ребра $h' = 0,5 d_n (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho')$, м				

8	<p>Параметр m при выпадании влаги в виде инея $m = \sqrt{\frac{2}{\frac{1}{\alpha_{\theta\xi}} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}} \cdot \frac{\lambda_p}{\delta_p}}, 1/м$</p> <p>где λ_p - теплопроводность материала ребра</p>				
9	<p>Коэффициент эффективности ребра $E_p = \frac{th(mh')}{mh'}$</p>				
10	<p>Площадь поверхности рёбер $F_p = 2(S_1 S_2 - 0,785 d_n^2) / S_p, м^2/м$</p>				
11	<p>Площадь поверхности межрёберных участков $F_{mp} = \pi d_n (1 - \delta_p / S_p), м^2/м$</p>				
12	<p>Коэффициент оребрения $\beta = F_{op} / F_{вн} = F_p + F_{mp} / \pi(d_n - 2\delta)$</p>				
13	<p>Условный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, приведенный к внутренней поверхности трубы $\alpha_{пр.вн.} = \alpha_{усл} [E_p \psi F_p / F_{op} + (1 - F_p / F_{op})] F_{op}, Вт/(м^2К)$ Ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра ($\psi \approx 0,85$)</p>				
14	<p>Плотность теплового потока со стороны воздуха, отнесенного к внутренней поверхности трубы $q_{F_{вн}} = \alpha_{пр.вн.} (t_k - t_{см}), Вт/м^2$</p>				
15	<p>Площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = Q / q_{F_{вн}}, м^2$</p>				
16	<p>Масса воздуха, проходящего через аппарат $G_B = Q_o / i_1 - i_2, кг/с$</p>				
17	<p>Живое сечение воздухоохладителя $F_{жс} = G_B / w_{B\rho_1}, м^2$</p>				

18	Площадь поверхности теплообмена одной секции (при размещении их в глубину), m^2				
19	Количество параллельных секций $z = F_{вн} / F_{вн}'$				
20	Общая длина труб в одной секции $L_1 = \left[\frac{F_{ж}}{S_1 - (d_H + \delta_p S_1)} \right], m$				
21	Число рядов труб в секции $m = \sqrt{\frac{L_1}{S_1 K}}$				
	Принятое число рядов труб в секции m				
22	Длина труб $l = L_1 / m, m$				
23	Высота аппарата $H = m \cdot S_l, m$				
24	Общая внутренняя площадь теплопередающей поверхности $F_{вн} = \pi d_{вн} L_1 z, m^2$				
25	Общая наружная площадь теплопередающей поверхности $F_{нар} = F_{вн} \beta, m^2$				
26	Принятые для дальнейших расчетов величина z и $q_{F_{вн}}$ со стороны воздуха				

1) – для шахматных пучков труб полученное значение коэффициента теплоотдачи следует увеличить на 10%.

2) – ξ – коэффициент влаговывапания

$$\xi = 1 + 2480(d_k - d_{cm}) / (t_k - t_{cm}) \text{ при } t_{cm} > 0$$

$$1 + 2880(d_k - d_{cm}) / (t_k - t_{cm}) \text{ при } t_{cm} < 0$$

$\lambda_{ин} = (0.17 \dots 0.2) \text{ Вт/м}^2\text{К}$ – теплопроводность инея,

$R_{конт} = (4 \dots 5) 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$ – термическое сопротивление контакта ребер и трубы.

3) $\rho' = \left(1,28 \frac{S_2}{d_H} \right) \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0,2}$ - для коридорного пучка,

$$\rho' = \left(1,27 \frac{S_2}{d_H} \right) \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0,3} - \text{ для шахматного пучка.}$$

4) при выпадании влаги в виде росы $\delta_{\text{ин}}/\lambda_{\text{ин}} = 0$,
при сухом охлаждении воздуха $\xi = 1$.

$$5) \operatorname{th}(mh') = \frac{e^{mh'} - e^{-mh'}}{e^{mh'} + e^{-mh'}} = \frac{e^{2mh'} - 1}{e^{2mh'} + 1} - \text{ гиперболический тангенс.}$$

6) Массовая скорость воздуха $w_6 \rho_l$ не должна превышать $5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$.
При больших значениях возможен срыв капель с поверхности теплообмена, унос и испарение их в потоке воздуха и уменьшение осушающего действия воздухоохладителя;

7) Принимается для дальнейших расчетов величина z наиболее близкая к ранее принятому значению a .

8) $K = l/H$ - величина, определяющая соотношение длины и высоты аппарата ($K = 1, 2, 3 \dots$).

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны холодильного агента

Температура кипения хладагента находится из условия равенства удельного теплового потока со стороны рабочего тела q_a полученному значению $q_{F_{\text{ВН}}}$ (см. п.14 таблицы 1 для выбранного значения z). Задача решается методом последовательных приближений функции $q_a = q_{F_{\text{ВН}}} = f(t_0)$ относительно t_0 , либо графо-аналитически.

В общем случае для нахождения зависимости $q_a = f(t_0)$ можно воспользоваться формулами, описывающими процесс кипения в горизонтальных трубах и приведенными в разделе 2.6 или частными эмпирическими уравнениями, использование которых даёт достаточно точные для практического применения результаты при идентичности режимов течения в проектируемом теплообменном аппарате и в экспериментах, на основании которых получена расчётная формула.

Так, например, средний коэффициент теплоотдачи при кипении хладонов в горизонтальных трубах при малых q_F определяется по уравнению:

$$\alpha = C q_{F_{\text{ВН}}}^{0,15} (\rho w)^n, \quad (4.4.2)$$

где w — скорость рабочего тела, м/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³;
 C и n — коэффициенты, зависящие от свойств рабочего вещества.

Для R12 они соответственно равны 23,4 и 0,47; для R22— 32,0 и 0,47; для R142 — 15,0 и 0,57.

Уравнение (4.4.2) применяют при величинах q_F , ограниченных значениями массовой скорости ρw , приведенных в следующей таблице.

Таблица 14

Рабочее вещество	$\rho w, \text{кг}/(\text{м}^2 \text{с})$				
	60	120	250	400	650
R12	1500	1800	2000	2500	3000
R22	1500	1800	2000	2500	3500
R142	2800	3000	5000	7000	8000

При значениях q_F больше приведенных средний коэффициент теплоотдачи находится по уравнению:

$$\alpha = C q_{F_{\text{вн}}}^{0,6} (\rho w)^{0,2} d_{\text{вн}}^{-0,12}, \quad (4.4.3)$$

или

$$\alpha = 0,57 q_{F_{\text{вн}}}^{0,6} (\rho w)^{0,2} d^{0,2} (p/p_{\text{кр}})^{0,343}.$$

Уравнение (4.4.3) применяют при скорости жидкости, поступающей в трубы $w = 0,05 \dots 0,5 \text{ м/с}$, ориентировочно w принимается равным $0,05 \dots 0,15 \text{ м/с}$.

Таблица 15

Рабочее вещество	$t_0, \text{°C}$				
	- 30	- 10	0	10	30
R11	0,33	0,475	0,54	0,605	0,79
R12	0,85	1,045	1,14	1,23	1,47
R22	0,95	1,17	1,32	1,47	1,25
R142	0,59	0,73	0,815	0,90	1,125

Средний коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака внутри горизонтальной трубы определяется по уравнению

$$\alpha = \alpha_w [1 + (\alpha_p / \alpha_w)^{1,5}]^{0,667}, \quad (4.4.4)$$

$$\alpha_P = 13,7 \theta_a^{2,33} p_o^{0,7}.$$

где α_P - средний коэффициент теплоотдачи к аммиаку в зоне развитого кипения;

α_W - средний коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении жидкости. При выборе формулы для определения α_W (см. раздел 2.2) следует предварительно оценить режим течения жидкой фазы (ламинарно-гравитационный, ламинарный, переходный или турбулентный). Коэффициент ε_l принимается равным $\varepsilon_l = 1$.

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны хладоносителя

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны хладоносителя выполняется в зависимости от режима течения по формулам, приведенным в разделе 2.2.

Расчетные зависимости

Нахождение коэффициента теплоотдачи и удельного теплового потока со стороны холодильного агента или хладоносителя при расчете сухого воздухоохладителя удобно представить в EXCEL в виде следующей таблицы.

Таблица 16

Определение температуры кипения $R...$ и удельного теплового потока				
№ п/п	Определяемая величина	Температура кипения $R...$, t_0 , °C		
		t_{01}	t_{02}	t_{03}
1	Удельная массовая холодопроизводительность при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг			
2	Плотность жидкой фазы ρ' , кг/м ³			
3	Массовая скорость $R...$ в трубах $\rho'w = 4Q_0 / [\pi d_{\text{вн}}^2 q_0 z]$, кг/(м ² с)			
4	Коэффициент A			

Продолжение таблицы 16

5	Плотность теплового потока $q_{F_{вн}} = \alpha \theta_a = A^{2,5} [\rho' w / d_{вн}]^{0,5} (t_{см} - t_0)^{2,5}$, Вт/м ²			
6	Найденная температура кипения t_0 , °С			

Таблица 17

Определение температуры кипения NH_3 и удельного теплового потока				
№ п/п	Определяемая величина	Температура кипения NH_3 , t_0 °С		
		t_{01}	t_{02}	t_{03}
1	Давление кипения p_0 , бар			
2	Плотность жидкой фазы ρ' , кг/м ³			
3	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \times 10^6$, м ² /с			
4	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м К)			
5	Число Прандтля Pr			
6	Удельная массовая холодопроизводительность при условии подачи насыщенной жидкости $q_0 = r_0$, кДж/кг			
7 ¹⁾	Скорость жидкого аммиака в трубах $w = 4Q_0 / [\pi d_{вн}^2 q_0 \rho' z]$, м/с			
8 ²⁾	Число Рейнольдса $Re = w d_{вн} / \nu$			
9	Число Грасгофа $Gr = \beta g (t_{см} - t_0) d_{вн}^3 / \nu^2$, $Gr \times 10^{-5}$			
10	Число Релея $Ra = Gr \cdot Pr$, $Ra \times 10^{-5}$			
11	Число Пекле $Pe = Re \cdot Pr$			
12 ³⁾	Число Нуссельта $Nu = \dots\dots\dots$			

Продолжение таблицы 17

13	Средний коэффициент теплоотдачи при вынужденном течении аммиака $\alpha_W = Nu \lambda / d_{\text{вн}}, \text{Вт/м}^2 \text{К}$			
14	Средний коэффициент теплоотдачи к аммиаку в зоне развитого кипения $\alpha_P = 13,7 p_o^{0,7} (t_{\text{см}} - t_o)^{2,33}, \text{Вт/м}^2 \text{К}$			
15	Средний коэффициент теплоотдачи при кипении аммиака в трубе $\alpha_a = \alpha_W [1 + (\alpha_P / \alpha_W)^{1,5}]^{0,667}, \text{Вт/м}^2 \text{К}$			
16 ⁴⁾	Плотность теплового потока со стороны аммиака с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений $q_a = (t_{\text{см}} - t_o) / (1 / \alpha_a + R), \text{Вт/м}^2$			
17	Найденная температура кипения $t_o, ^\circ\text{С}$			

1) Число секций z

2) Число Рейнольдса определяет режим течения. Ламинарный режим течения наблюдается при числах $Re \leq 2000$, при $Re \geq 10^4$ наступает область развитого турбулентного течения, при $2000 < Re < 10^4$ реализуется переходный режим течения среды.

Различают два режима ламинарного течения жидкости:

- вязкостно-гравитационный, когда распределение скорости в поперечном сечении канала зависит не только от изменения вязкости, но и от направления и интенсивности свободного движения;

- вязкостный, когда из-за преобладания сил вязкости над подъёмными силами влияние свободной конвекции отсутствует. Условия существования того или иного режима характеризуются числом Релея. При $Ra > 8 \cdot 10^5$ режим течения вязкостно-гравитационный.

3) Режим течения вязкостно-гравитационный

$$Nu = 0,17 Pe^{0,33} Ra^{0,1} \cdot \varepsilon_l$$

Режим течения вязкостный

$$Nu = 1,55 \left(Pe \frac{d_{вн}}{l} \right)^{1/3} \cdot \left[1 + 0,01 \left(Re \frac{d_{вн}}{l} \right)^{2/3} \right]$$

Режим течения переходный или турбулентный

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{пер}$$

$$\varepsilon_l = 1,895 (l/d_{вн})^{-0,17}$$

$$\varepsilon_{пер} = -0,43 + 0,47 Re/10^3 - 0,056 (Re/10^3)^2 + 0,0023 (Re/10^3)^3$$

4) Термическое сопротивление загрязнений

$$R = (0,2 \dots 0,3) \times 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$$

Таблица 18

Определение средней температуры хладоносителя и удельного теплового потока				
№ п/п	Определяемая величина	Средняя температура хладоносителя , t_{sm} °C		
		t_{sm1}	t_{sm2}	t_{sm3}
1 ¹⁾	Свойства хладоносителя (... %-ный раствор...)			
2	Температура замерзания $t_{зам}$, °C			
3	Удельная теплоемкость c_s , кДж/кг К			
4	Плотность ρ_s , кг/м ³			
5	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \times 10^6$, м ² /с			
6	Коэффициент теплопроводности λ_s , Вт/(м К)			
7	Число Прандтля Pr			

8 ²⁾	Скорость течения $w_s = 4Q_0 / [\pi d_{вн}^2 w_s z c_s \Delta t \rho_s]$, м/с			
9	Число Рейнольдса $Re = w_s d_{вн} / \nu$			
10 ³⁾	Число Нуссельта $Nu = \dots$			
11	Коэффициент теплоотдачи со стороны хладоносителя $\alpha_s = Nu \lambda_s / d_{вн}$, Вт/м ² К			
12 ⁴⁾	Плотность теплового потока со стороны хладоносителя с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений $q_s = (t_{см} - t_{ст}) / (1 / \alpha_s + R)$, Вт/м ²			
13	Найденная средняя температура хладоносителя $t_{см}$, °С			

1) – Концентрация раствора выбирается такой, чтобы температура замерзания $t_{зам}$ была примерно на 10°C ниже температуры стенки трубы $t_{ст}$.

2) – Рекомендуемая скорость хладоносителя $1 \dots 2,5$ м/с, число секций z , подогрев хладоносителя $\Delta t_s = t_{свix} - t_{сex}$ принимается $4..6^\circ$.

3) - Число Нуссельта вычисляется в зависимости от режима течения. Желательно обеспечивать переходный или турбулентный режимы течения.

4) - Термическое сопротивление загрязнений $R = (0,1 \dots 0,4) \times 10^{-3}$ м²К/Вт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. – Л. : Машиностроение, 1976. – 168 с.
2. Иванов, О.П. Конденсаторы и водоохлаждающие устройства / О.П. Иванов. – Л. : Машиностроение, 1980. – 165 с.
3. Леонтьев, А.И. Теория теплообмена: Учебник для вузов / А.И. Леонтьев. – М. : Высшая школа, 1979. – 495 с.
4. Исаченко, В.П. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.
5. Данилова, Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов. – Л. : Машиностроение, 1973. – 328 с.
6. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова [и др.] ; общ. ред. Г.Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1986. – 303 с.: ил.
7. Кирпичев, М.В. Теплопередача / М.В. Кирпичев, М.А. Михеев, Л.С. Эйинсон. - М. : Государственное энергетическое издательство, 1940. – 292 с.
8. Тепломассообмен и теплотехнический эксперимент : справочник / под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М. : Энергоиздат, 1982. – 512 с.
9. Кутепов, А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании : учебное пособие для вузов / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стрюшин. – 3-е изд., испр. – М. : Высш. школа, 1986. – 448с.
10. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
11. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М. : Энергия, 1973. – 320 с.
12. Дытнерский, Ю.Ю. Процессы и аппараты химической технологии : Учебник для вузов / Ю.Ю. Дытнерский. - 2-е. изд. в 2-х книгах. – М. : Химия, 1995.
13. Исследование процесса теплопередачи в кожухотрубчатом теплообменном аппарате : метод. указания к лабораторным работам / сост. А.А. Сагдеев [и др.]; Казан. гос. технол. ун-т. - Казань, 2001. – 20 с.

13. Техническая термодинамика и теплотехника : учебно-методическое пособие / сост. А.А. Сагдеев [и др.]; Казан. гос. технол. ун-т. - Казань, 2005. – 84 с.
14. Товарас, Н.В. Теплообмен при пленочном течении воды в режиме работы испарительного конденсатора / Н.В. Товарас // Холодильная техника. - 1984. - №1. - С. 25-29.
15. Стюшин, Н.Г. К теории процесса теплообмена при пузырьковом кипении в условиях естественной конвекции / Н.Г. Стюшин // Теплообменные процессы и аппараты химических производств. - М., 1976. - С. 67-76.
16. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А.А.Гоголин [и др.] ; под ред. А.А.Гоголина. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. - 223 с.
17. Стерман, Л.С. Исследование теплообмена при кипении жидкости в трубах / Л.С. Стерман // ЖТФ. – 1954. - Т. XXIV, вып. 11. - С. 2046-2053.
18. Кошкин, Н.Н. Холодильные машины : учебник для вузов по специальности «Холодильные машины и установки / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек ; общ. ред. И.А. Сакуна. - Л. : Машиностроение, 1985. - 510с.
19. Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. - М. : Машиностроение, 1973. - 288 с.
20. Куприянычева, Н.И. Тепло-массообмен : учебно-методическое пособие / Н.И. Куприянычева, А.А. Сагдеев, К.А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2011. – 92 с.
21. Ибраев, А.М. Теоретические основы холодильной техники : монография / А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 124 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения	3
1. Параметры, необходимые для расчета теплообменных аппаратов холодильных машин и установок	5
2. Краткие сведения о расчете теплоотдачи для основных процессов в теплообменных аппаратах холодильных установок	9
2.1. Теплоотдача при свободной конвекции	9
2.2. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в каналах	10
2.3. Теплообмен при продольном и поперечном обтекании труб	12
2.4. Теплообмен в стекающей пленке жидкости	15
2.5. Теплоотдача при конденсации	17
2.6. Теплоотдача при кипении	22
3. Особенности теплообмена в пластинчатых теплообменниках	42
3.1. Каналы с плоскими гладкими стенками	42
3.2. Каналы из пластин ленточно-поточного типа	43
3.3. Ленточно-поточные пластины с горизонтальными гофрами синусоидальной формы	48
3.4. Ленточно-поточные пластины с горизонтальными двойными гофрами трапецеидальной формы	48
3.5. Каналы из пластины сетчато-поточного типа	49
3.6. Сетчато-поточные пластины с пересекающимися наклонными к оси симметрии гофрами	50
3.7. Применяемые материалы	55
4. Методики расчета теплообменных аппаратов	59
4.1. Методика расчета секции испарительного конденсатора	59
4.2. Методика расчета охлаждающих батарей	62
4.3. Расчет пластинчатых конденсаторов	67
4.4. Методика расчета сухого воздухоохладителя	74
Литература	86

Учебное издание

Приданцев А.С.

кандидат технических наук, доцент

Ахметлатыпова Д.Д.

Сагдеев А.А.

кандидат технических наук, доцент

ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Габдурахимова Т.М.

Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 18.09.2013.

Подписано в печать 16.10.2013.

Бумага писчая. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 5,5. Тираж 100.

Заказ №45.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ»,
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.