

Энергосиловое оборудование промышленных предприятий

Лекция 2. Теплообменные аппараты

Литературные источники

- **Быстрицкий Г.Ф.** Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений: Учеб. пособие для сред. проф. образования / Г. Ф. Быстрицкий. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 304 с. 4-е издание. (УДК 65; ББК 31.19; Б955)
- Тепловодоснабжение промышленных предприятий. Быстрицкий Г.Ф. – М.: МЭИ, 1983. – 80 с. Учебное пособие. (УДК 658.26:621.31 (075.8))
- Учебное пособие по курсовому проектированию по курсу «Энергоснабжение промпредприятий». Быстрицкий Г.Ф. – М.: Моск. энерг. ин-т, 1984. – 48 с. (УДК 658.26:621.31 (075.8))
- Справочная книга по энергетическому оборудованию предприятий и общественных зданий / Быстрицкий Г.Ф., Киреева Э.А.

Теплообменные аппараты

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для обмена теплотой между греющей и обогреваемой *рабочими средами*, которые называются **теплоносителями**.

Теплообменные аппараты классифицируются:

1) по назначению: подогреватели, конденсаторы, охладители, испарители, паропреобразователи и т.п.

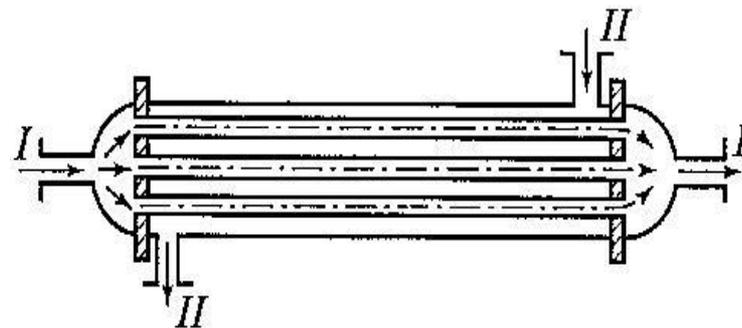
2) по принципу действия: рекуперативные, регенеративные и смешивающие

Рекуперативными называются такие теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделительную стенку, омываемую ими с двух сторон.

Температура нагрева теплоносителя составляет:

$T = 400 \dots 500 \text{ }^\circ\text{C}$ – для конструкций из углеродистой стали;

$T = 700 \dots 800 \text{ }^\circ\text{C}$ – для конструкций из легированных сталей.



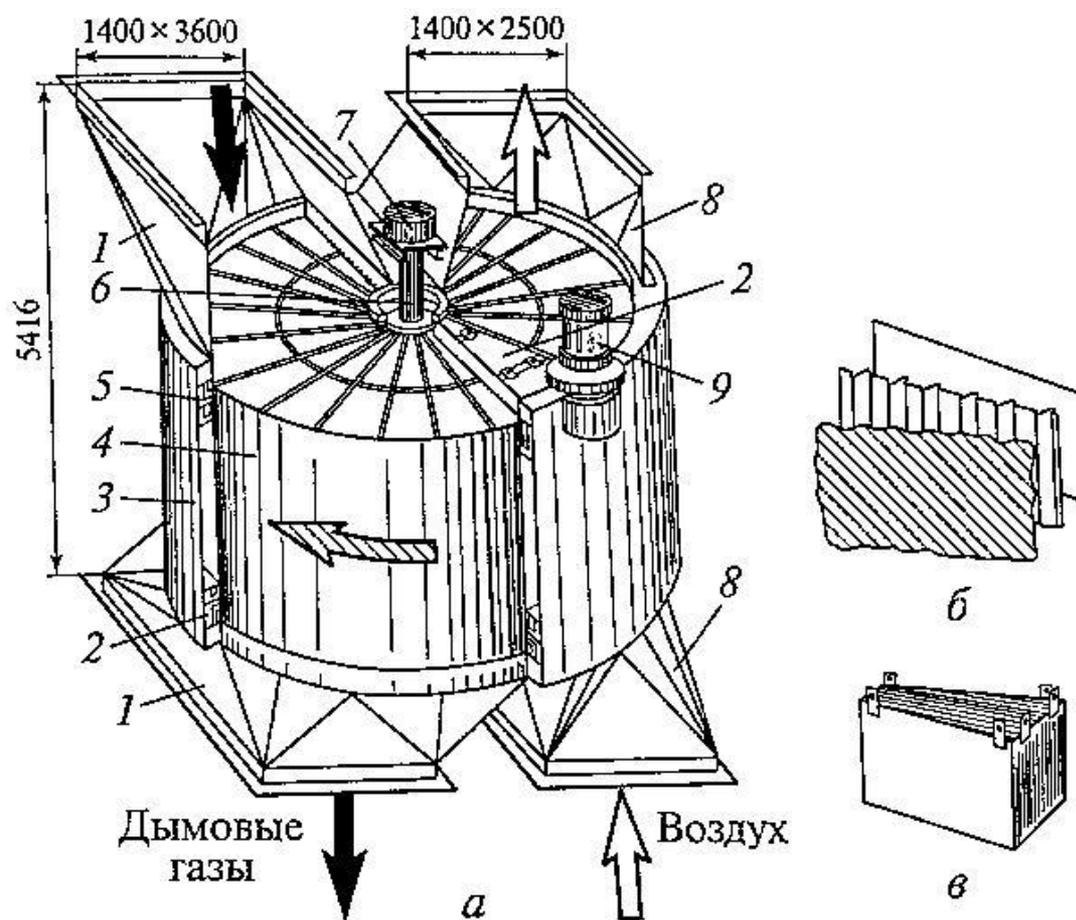
Простейший рекуперативный теплообменник:
I, II – теплоносители

Виды теплообменных аппаратов

Регенеративными называются такие теплообменные аппараты, в которых два или большее число теплоносителей попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева.

Во время соприкосновения с разными теплоносителями поверхность нагрева или получает теплоту и аккумулирует ее, а затем отдает, или, наоборот, сначала отдает аккумулированную теплоту и охлаждается, а затем нагревается.

Регенеративный воздухоподогреватель:
а – общий вид; *б* – отдельные пластины различной формы; *в* – секция с пластинами; 1 – газовые патрубки; 2, 5 – радиальное и периферийное уплотнения; 3 – наружный кожух; 4 – набивка; 6 – вал ротора; 7 – верхний и нижний подшипники; 8 – воздушные патрубки; 9 – электродвигатель



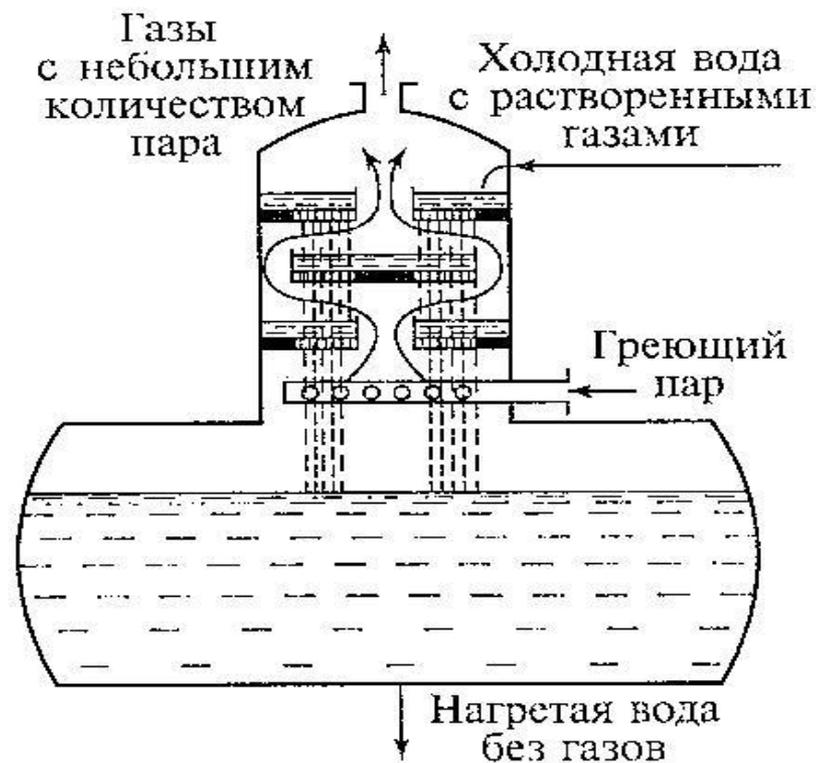
Виды теплообменных аппаратов

Смешивающими называются такие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен происходят при непосредственном контакте и смешивании теплоносителей. Их еще называют контактными.

Тепловая труба – герметичная труба, заполненная частично жидкостью, а частично паром. Оригинальное устройство, использующее в качестве промежуточного теплоносителя пар и его конденсат. Способно передавать большие тепловые мощности.



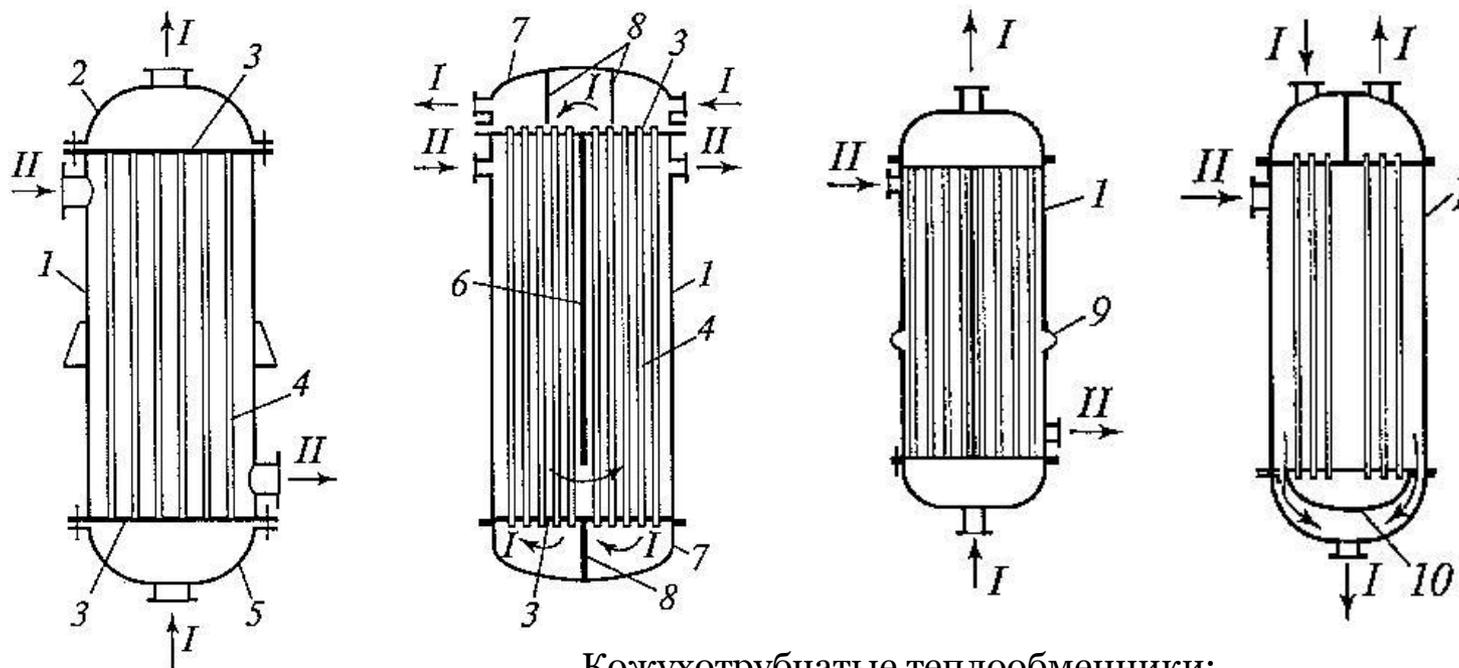
Тепловая труба с возвратом конденсата под действием гравитационных сил



Смешивающий теплообменник для подогрева воды паром при термическом удалении растворенных газов

Кожухотрубчатые подогреватели

Кожухотрубчатые теплообменники представляют собой рекуперативные аппараты поверхностного типа, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограниченных кожухами и крышками с патрубками.



Кожухотрубчатые теплообменники:

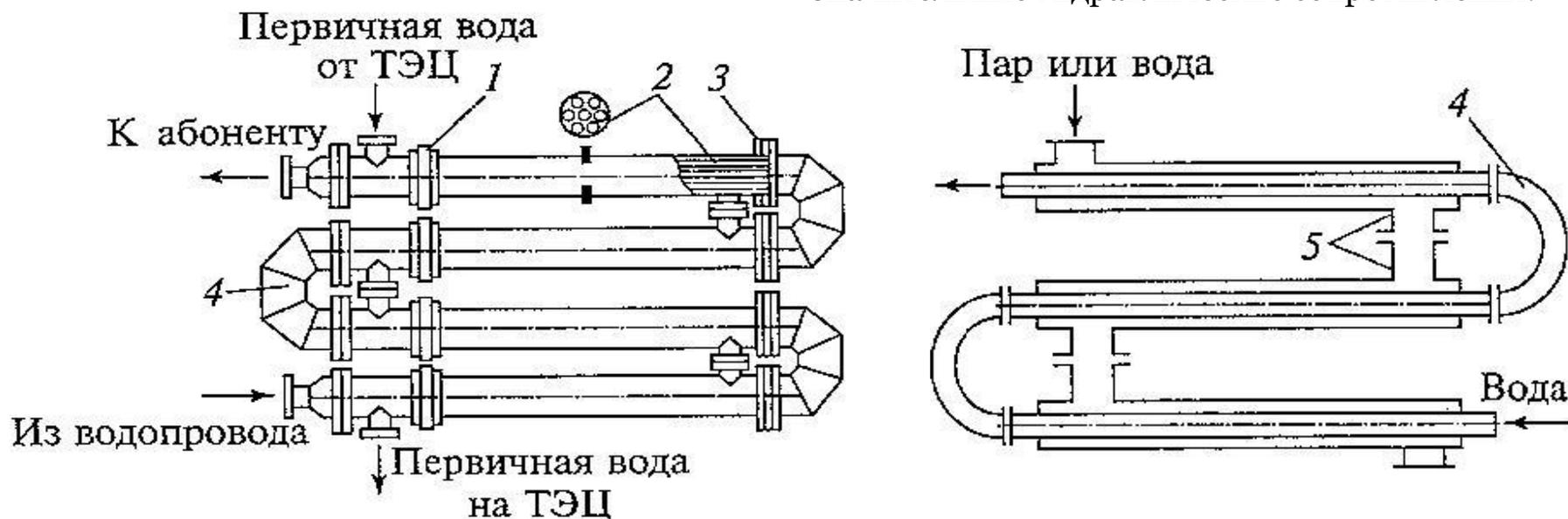
а – одноходовый; б – одноходовый; в – с линзовым компенсатором; г – с плавающей головкой;
 1 – кожух; 2 – выходная камера; 3 – трубная решетка; 4 – трубы; 5 – входная камера;
 6 – продольные перегородки; 7 – камера; 8 – перегородки в камере; 9 – линзовый компенсатор;
 10 – плавающая головка; I, II – теплоносители

Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов.

Секционные теплообменники

Секционные теплообменники представляют собой разновидность трубчатых аппаратов и состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра.

Их **недостатки**: высокая стоимость единицы поверхности нагрева; значительные гидравлические сопротивления.



Секционные теплообменники:

а – водяной подогреватель теплосети

б – типа «труба в трубе»

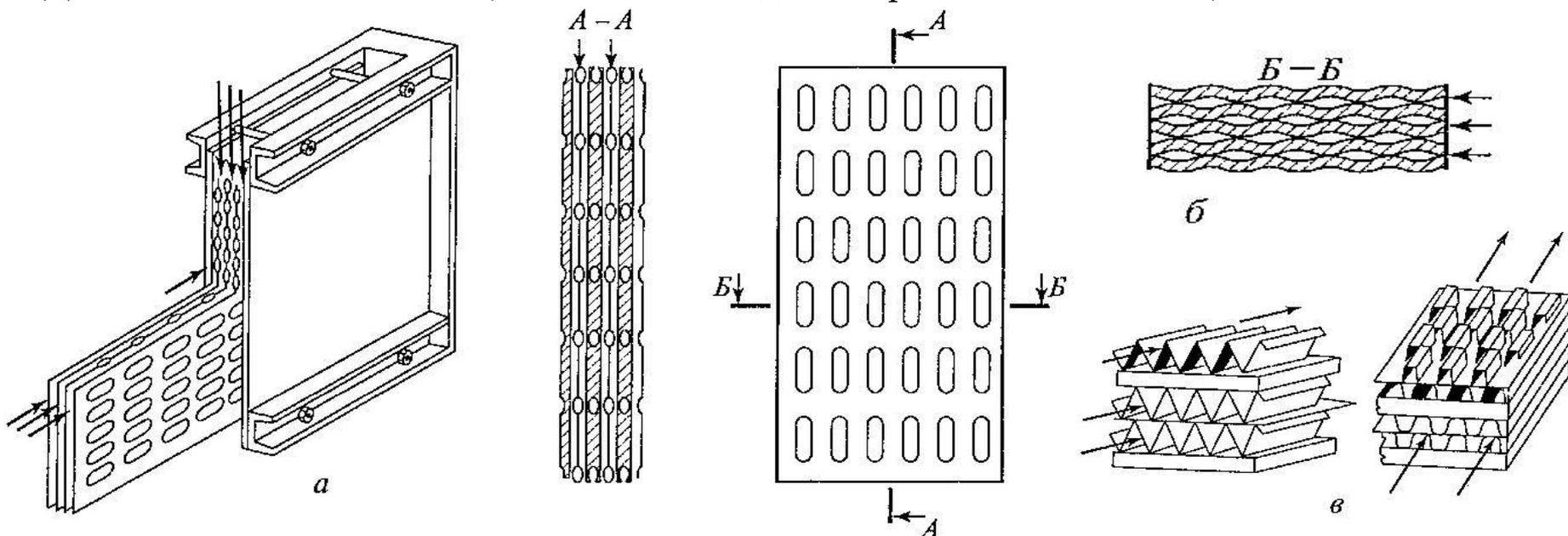
1 – линзовый компенсатор; 2 – трубки; 3 – трубная решетка с фланцевым соединением с кожухом; 4 – «калач»; 5 – соединительные патрубки

Пластинчатые теплообменники

Пластинчатые теплообменники имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно их применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых одинаковы.

Недостатки: малая герметичность; незначительные перепады давления между теплоносителями; трудность чистки внутри каналов, ремонта, частичной замены поверхности теплообмена; невозможность их изготовления из чугуна и хрупких материалов и длительная эксплуатация.

Достоинства: компактность; небольшая площадь поверхности теплообмена; небольшая масса.



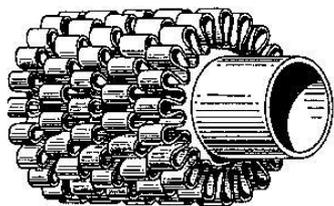
Пластинчатый теплообменник (а); элемент его пакета (б); пластины с ребрами разной формы для теплообменника типа «газ – газ» (в)

Характеристики теплообменников

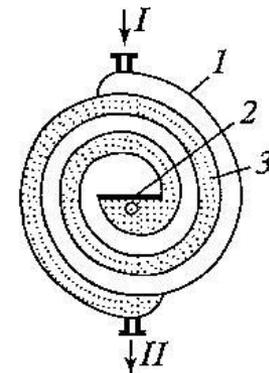
Характеристики компактности и металлоемкости рекуперативных теплообменников

Тип теплообменника	Площадь на единицу объема, м ² /м ³	Масса на 1 м ² поверхности, кг/м ²
Трубчатые:		
кожухотрубчатый	18 ... 40	35 ... 80
секционный	4 ... 15	175 ... 200
Пластинчатые:		
с гладкими листами	10 ... 60	5 ... 20
спиральный	34 ... 72	30 ... 50
штампованный (волнистый или сферический)	300 ... 600	5 ... 10
пластинчатый с ребрами	600 ... 1800	2 ... 4

Спиральные теплообменники состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители *I* и *II*.



Ребристые теплообменники применяются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго.



Сравнение теплообменников

Характеристики секционных кожухотрубных теплообменников:

- кожухи – из труб длиной до 4 м; материал труб – латунь диаметром 16/14 мм.
- внутренний диаметр труб – от 50 до 305 мм; число труб в секции – от 4 до 151;
- поверхность нагрева – от 0,75 до 26 м².

Характеристики пластинчатых теплообменников типа «Теплотекс»:

- материал пластины – сталь ALSL 316; толщина пластины – и 0,5 ... 0,6 мм.
- max рабочая температура теплоносителя – 150 °С; рабочее давление – 1 ... 2,5 Мпа;
- материал прокладки – резина EPDM;
- поверхность нагрева – от 1,5 до 373 м².

Преимущества пластинчатых ТО перед секционными кожухотрубными:

- коэффициент теплопередачи в 3...4 раза больше благодаря гофрированному профилю проточной части пластины – высокая степень турбулизации потоков теплоносителей – поверхность ТО в 3...4 раза меньше;
- имеют малую металлоемкость, очень компактны, их можно установить в небольшом помещении;
- легко разбираются и быстро чистятся; не требуется демонтаж подводящих трубопроводов;
- легко и быстро меняются пластины или прокладки, увеличивается поверхность

Методы расчета

Используются два метода расчета **теплообменных аппаратов**:

1) Конструкторский (проектный) – выполняется при проектировании ТО по заданным параметрам: теплопроизводительность аппарата; теплоносители, их расходы и параметры.

Его **цель** – определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа аппарата. Расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов.

2) Поверочный – производится для установления возможности применения имеющихся (стандартных) ТО для заданного технологического процесса. Определяются конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата при заданных размерах аппарата и условиях его работы.

Его **цель** – выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата. Иногда теплопроизводительность аппарата задана, и требуется определить, например, расход или начальную температуру одной из сред.

Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и определяются по справочникам в зависимости от выбранной **средней температуры среды**:

$$t_{cp} = (t_n + t_k)/2$$

Основные **физические параметры** рабочих сред: плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации

Лектор:

Кошарная Юлия Васильевна

к.т.н., доцент кафедры ЭППЭ НИУ «МЭИ»

E-mail: kosh_yulia@mail.ru

Тел. (495) 362-73-86; 8-925-524-11-39

Спасибо за внимание.

Уравнение теплового баланса

Конструкторский тепловой расчет состоит в совместном решении **уравнений тепловых балансов** и **уравнений теплопередачи**.

Из **уравнения теплового баланса** определяют теплопроизводительность аппарата. Оно имеет вид:

1) для аппаратов, работающих **без изменения агрегатного состояния** теплоносителей

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta_{\Pi} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2')$$

2) для аппаратов **с изменением агрегатного состояния** одного из теплоносителей

$$Q = D_1 (i_1 - i_{\text{к}}) \eta_{\Pi} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2')$$

где Q – тепловая производительность, Вт; $i_1, i_{\text{к}}$ – энтальпия пара и конденсата, Дж/кг; G_1 и G_2 – расходы теплоносителей (воды, воздуха, газов и т.п.), не изменяющих агрегатного состояния, кг/с; c_1 и c_2 – теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг • К);

D_1 – расход теплоносителя, изменяющего агрегатное состояние, кг/с;

t_1', t_1'', t_2'', t_2' – начальные и конечные температуры теплоносителей, °С;

η_{Π} – коэффициент, учитывающий потери теплоты аппаратом в окружающую среду.

Расход теплоносителей

Из уравнений тепловых балансов определяют расход теплоносителей:

1) для теплообмена **без изменения агрегатного состояния** теплоносителей

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_1' - t_1'')\eta_{\text{п}}}$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')}$$

2) для теплообмена **при изменении агрегатного состояния** одного из теплоносителей

$$D_1 = \frac{G_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{(i_1 - i_{\text{к}})\eta_{\text{п}}}$$

Уравнение теплопередачи

Из **уравнения теплопередачи** определяют поверхность нагрева:

$$Q = KF\Delta t$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²•К); F – поверхность нагрева, м²; Δt – средняя разность температур между теплоносителями, °С.

1) для трубчатого теплообменника:

$$F = \pi d_{\text{ср}} L n z$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр трубки, м; L – длина трубки, м; n – число трубок в одном ходу; z – число ходов.

2) для пластинчатого теплообменника из нерифленых листов:

$$F = abn$$

где F – поверхность пластин с одной стороны, м²; a – ширина пластины, м; b – высота пластины, м; n – число пластин.

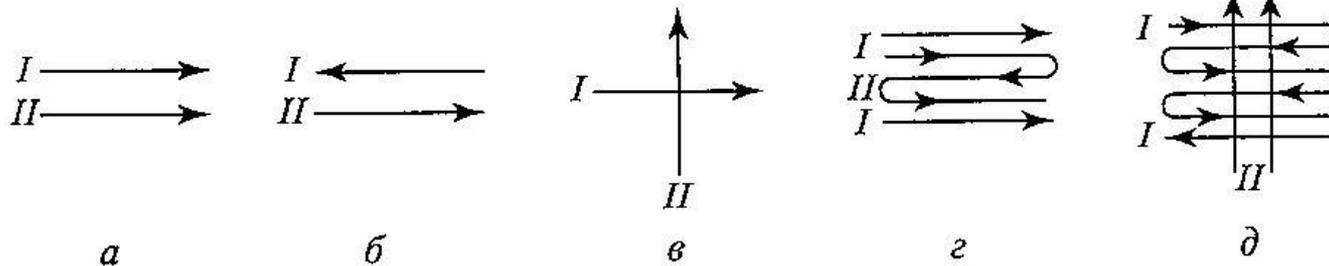
Интенсификация теплообмена (большое значение K) и малые поверхности нагрева аппарата достигаются за счет больших скоростей теплоносителей. Рекомендуются следующие скорости движения для теплоносителей в подводящих патрубках, м/с:

жидкостей	1,5 ... 3	насыщенного пара	20 ... 30
конденсата греющего пара	1 ... 2	перегретого пара	до 50 и более

Движение теплоносителя

В уравнении теплопередачи для определения поверхности нагрева требуется средний температурный напор Δt , а также выбрать схему движения теплоносителей в аппарате, чтобы получить **максимальную среднюю разность температур**.

Схемы движения теплоносителей:



- а) прямоток
- б) противоток
- в) перекрестный ток
- г) прямоток и противоток одноврем.
- д) многократно перекрестный ток

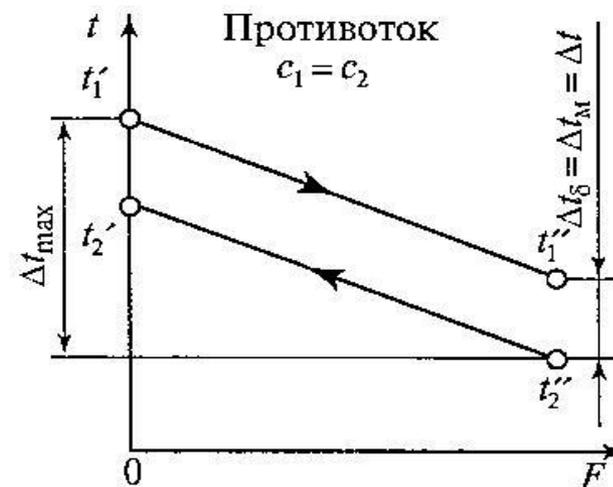
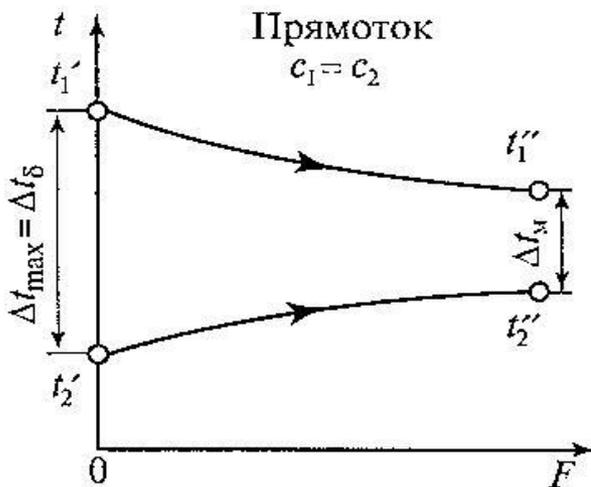
Если температура теплоносителей значительно меняется вдоль поверхности теплообмена, то при противотоке и прямотоке *средняя разность температур*:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур между первичным и вторичным теплоносителями на концах теплообменника, °С.

Температура теплоносителей

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообменного аппарата при прямотоке и противотоке:



При прямотоке температура холодного теплоносителя не может быть выше конечной температуры греющего.

При противотоке конечная температура холодного теплоносителя может превышать начальную температуру горячего.

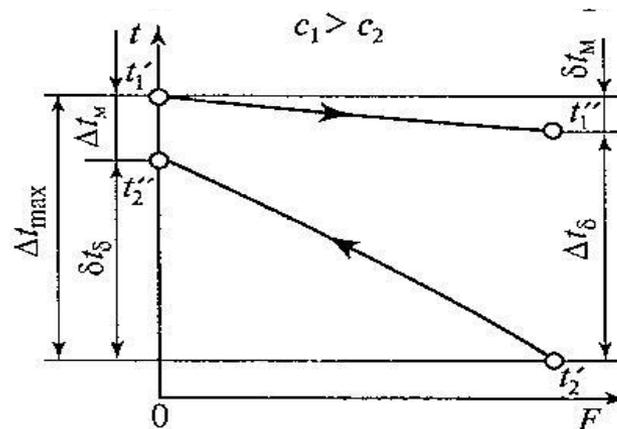
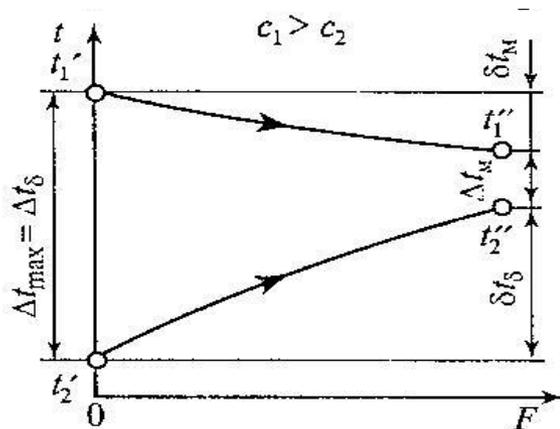
Если температура теплоносителей вдоль теплообменника меняется незначительно, то средняя разность температур вычисляется по упрощенной формуле:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_M}{2}$$

Т.е. для $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M < 2$ – среднеарифметический температурный напор
для $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M > 2$ – среднелогарифмический

Температура теплоносителей

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется как схемой движения теплоносителей, так и соотношением их *теплоемкостей* c и *массовых расходов*.



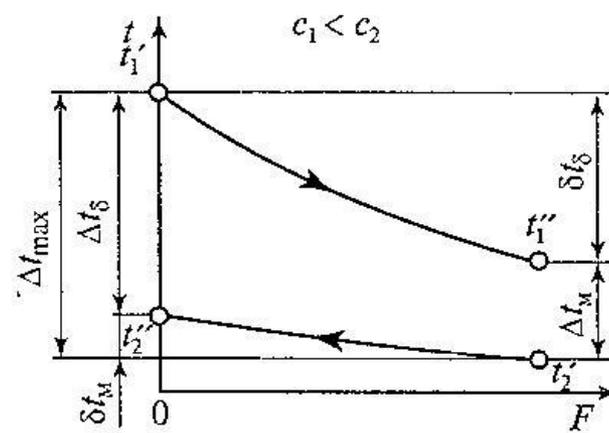
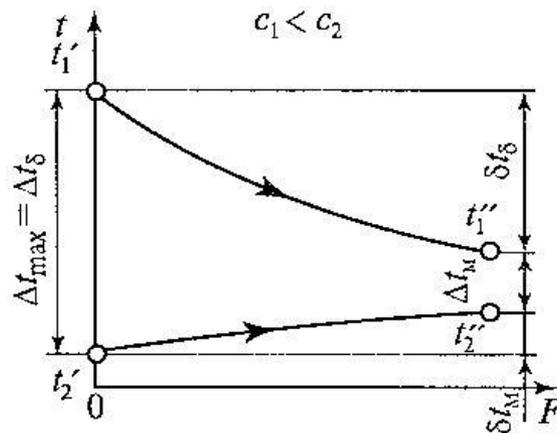
Весовой расход:

$$G = \rho V \left[\frac{\text{кг м}^3}{\text{м}^3 \text{ с}} \right] = \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right]$$

Объемный расход:

$$V = \frac{G}{\rho} \left[\frac{\text{кг м}^3}{\text{с кг}} \right] = \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right]$$

ρ – для воды при заданной температуре



Коэффициент теплопередачи

В уравнении теплопередачи для определения поверхности нагрева требуется найти **коэффициент теплопередачи K** , который представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен. Он зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}}}$$

α_1 α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному;
 δ – толщина стенки; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки;
 $R_{\text{загр}}$ – термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки, [$\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$]

Термическое сопротивление загрязнения:

$$R_{\text{загр}} = \frac{\delta_{\text{загр}}}{\lambda_{\text{загр}}} \text{ и составляет } [\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}]:$$

Поправочный коэффициент φ :

0,65 ... 0,85 – для обычной воды

0,4 ... 0,5 – для морской воды

Коэффициенты теплопроводности λ материала трубок и загрязнений:

Подогреваемая среда	Материал труб	Толщина слоя загрязнений, мм
1. Сырая вода	–	до 0,5
2. Сетевая вода	–	до 0,3
3. Конденсат и хим. очищенная вода	латунные стальные	0,0 0,3

латунные трубки – $\lambda = 105 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
 стальные трубки – $\lambda = 58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
 загрязнения – $\lambda = 2,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

Коэффициент теплоотдачи

Коэффициенты теплоотдачи α в большинстве случаев определяются из выражения для критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_э}$$

где Nu – безразмерный критерий подобия – критерий Нуссельта;
 λ – коэффициент теплопроводности заданного теплоносителя;
 $d_э$ – эквивалентный диаметр; $d_э = 4F/\Pi$;
 F – площадь поперечного сечения; Π – смоченный периметр.

Критерий Nu определяется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям различного вида.

При турбулентном течении различных жидкостей и числе Рейнольдса $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ коэффициент теплоотдачи (для ВВ теплообменников) определяется из уравнения:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

где $Re = \omega d_r / \nu$ – число Рейнольдса (d_r – гидравлический диаметр); $Pr = \nu / a$ – число Прандтля (a – коэффициент температуропроводности).

Гидравлический диаметр при движении воды внутри трубок равен их диаметру, а при движении в межтрубном пространстве он определяется:

$$d_r = 4f / P$$

где f – площадь поперечного сечения потока, м²; P – смачиваемый периметр, м.