

Гидравлический расчет ТА

Выполнил: Караманов Р.Г.

Специальность 5В071700-Теплоэнергетика

Проверил: Умышев Д.Р.

Методы расчета

Используются 2 метода расчета теплообменных аппаратов:

1) Конструкторский (проекторный) – 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 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.

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

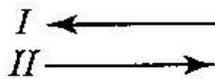
Движение теплоносителя

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**.

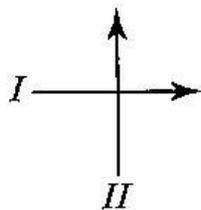
Схемы движения теплоносителей:



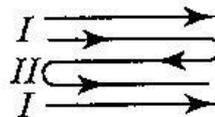
a



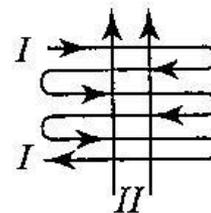
б



в



г

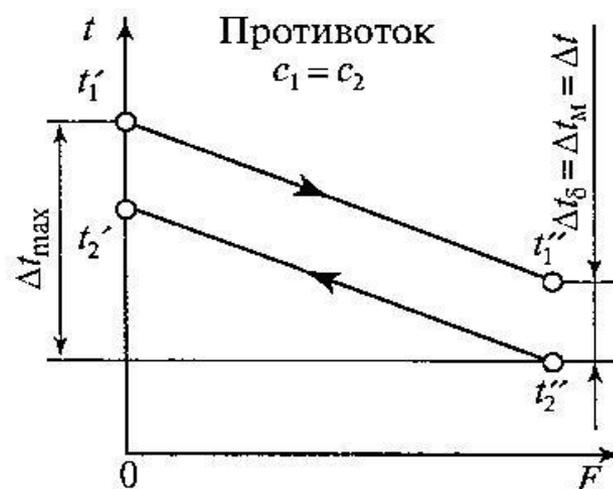
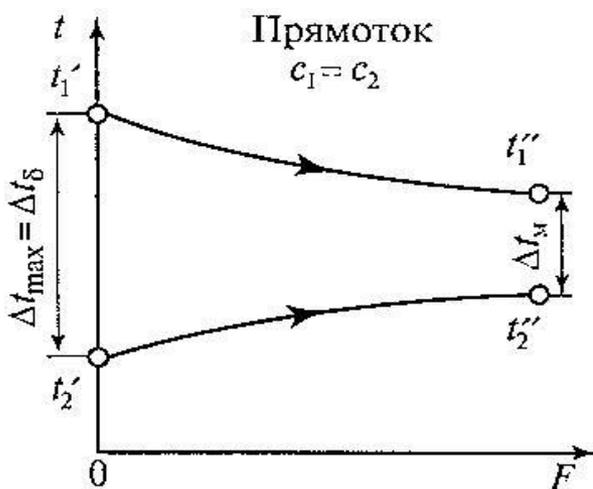


д

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

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.

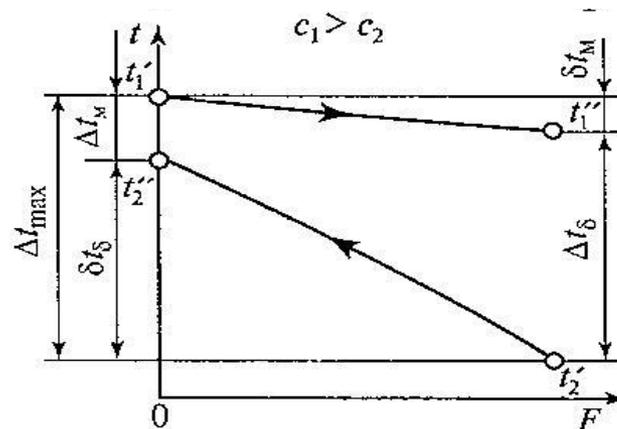
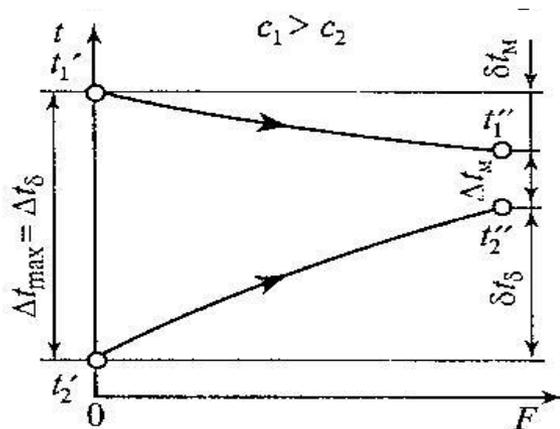
Если температура теплоносителей вдоль теплообменника меняется незначительно, то *средняя разность температур* вычисляется по упрощенной формуле:

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

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*.



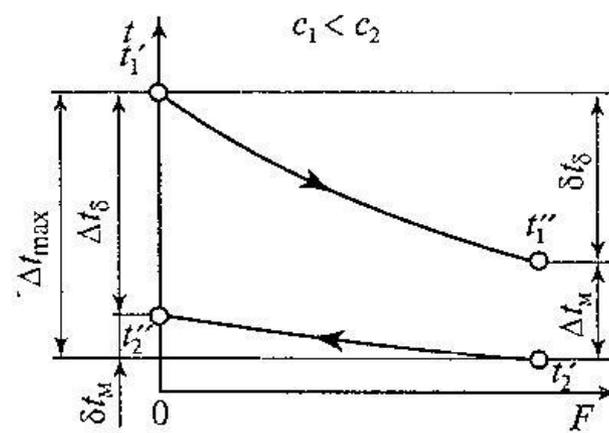
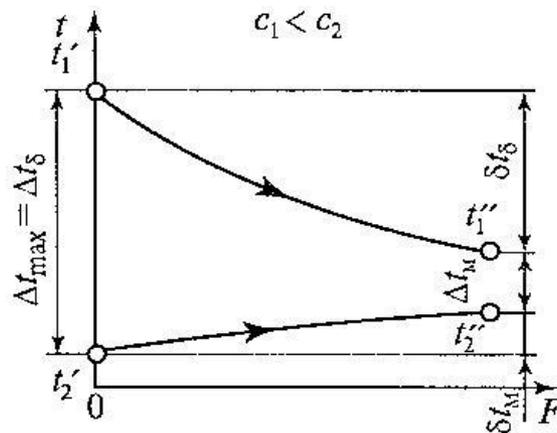
Весовой расход:

$$G = \rho V \left[\frac{\text{КГ М}^3}{\text{М}^3 \text{ С}} \right] = \left[\frac{\text{КГ}}{\text{С}} \right]$$

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.

- **Спасибо за внимание!!!**