

Тема 29. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

п.1. Понятие о теплообменных аппаратах
п.2. Расчет теплообменника

п.3. Способы повышения коэффициента теплоотдачи
п.4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление

п.1. Понятие о теплообменных аппаратах

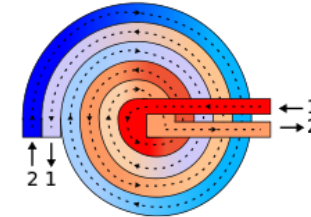
Опр. Теплообменный аппарат (теплообменник) - устройство для нагрева, охлаждения, или изменения агрегатного состояния теплоносителя.

Классификация ТА

По способу передачи теплоты			
Контактные	поверхностные		
	Рекуперативные	Регенеративные (промежуточный теплоноситель, теплопередача разделена во времени)	
По агрегатному состоянию или виду теплоносителя			
Жидкость – жидкость	жидкость – газ	газ-газ	пар-вода
По схеме движения теплоносителя			
прямоточный теплообменник (теплоносители движутся в одну сторону)	Противоточный (теплоносители движутся в противоположные стороны)	перекрестный (поперечное протекание теплоносителей)	
По температурному режиму			
низко-температурные	средне-температурные	высоко-температурные	

Виды теплообменников

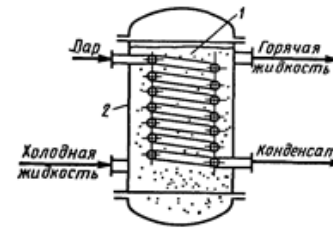
- **Труба в трубе** (маломощные);
- **Кожухотрубный** (мощные в т.ч для теплоносителей АЭС);
- **Погружной** - дешевизна, небольшие мощности;
- **Спиральный** («улитка») (компактность, эффективность, симметричные параметры теплоносителей);
- **Пластинчатый** (умеренные давления и температуры, по распространенности и эффективности сравним с кожухотрубным);
- **Пластинчато-ребристый**;
- **Геликоидный** вариант (для скоростных потоков) ТА.



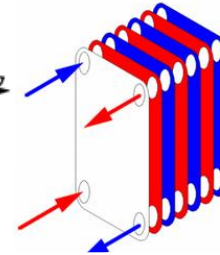
Теплообменник типа «Swiss Roll»



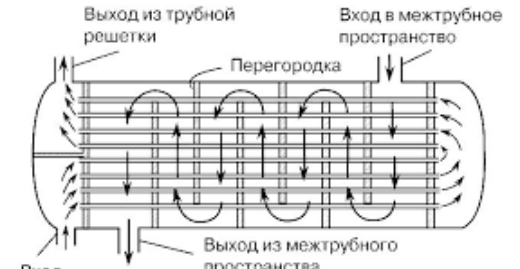
Теплообменник «труба в трубе»



Погружной теплообменник

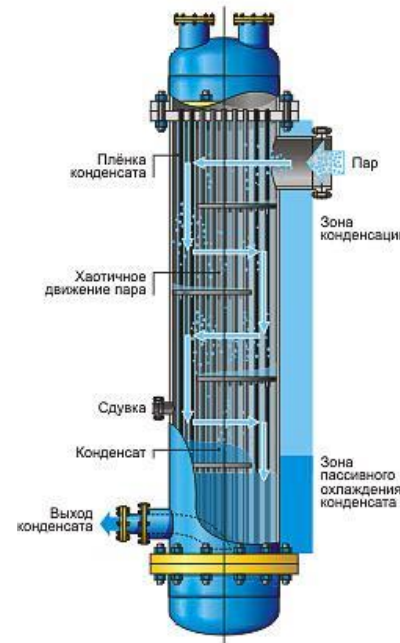


Пластинчатый теплообменник

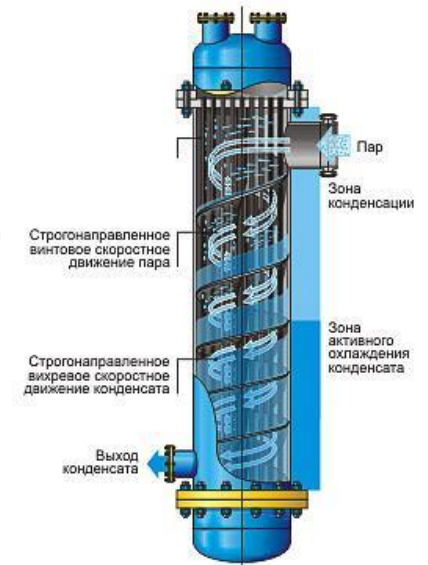


Кожухотрубный теплообменник

Стандартный теплообменник



Теплообменник Lotus



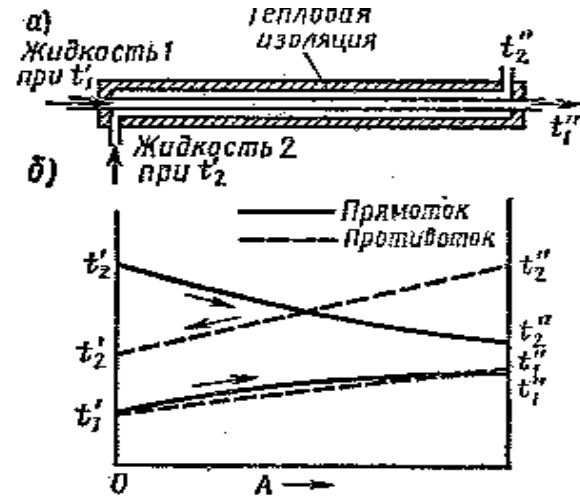
Кожухотрубный наиболее распространенный в мощном энергетическом оборудовании

Конструктивные компоненты:

Корпус (кожух), трубные решетки, трубные доски, перегородки, завихрители,

Варианты - с плавающей головкой (если большие перепады T), противоточные, с поперечным обтеканием труб, геликоидный вариант.

Характер изменения температуры теплоносителей в прямоточном и противоточном теплообменнике (труба в трубе)



Принципиальная особенность противоточного ТА – возможность превышения температуры «холодного» теплоносителя выше температуры «горячего» теплоносителя на выходе из ТА.

п.2. Расчет теплообменника

Теплота, передаваемая через поверхность теплообмена площадью A

$$Q = h \cdot \Delta T_{cp} \cdot A, \text{ [Дж/сек]}, \quad (1)$$

где h - коэффициент теплопередачи от теплоносителя 1 к теплоносителю 2,

$$h = 1 / \left(\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \right) \quad (2)$$

Рис. Схема поверхности теплопередачи

ΔT_{cp} - средняя разность температур теплоносителей (тепловой напор), $\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2} = R$ - полное термическое сопротивление теплопередаче

(см. тему «Стационарные решения уравнения теплопроводности»).

Коэффициенты теплоотдачи h_1 и h_2 находятся из соответствующих полуэмпирических формул

$$\frac{hl}{\lambda} \equiv Nu = f(\text{Re}, \text{Pr}), \text{ например, (см. тема «Конвективный теплообмен»)} \quad Nu = 0.22\sqrt{\text{Re}} \text{Pr}^{1/3} \quad (3)$$

Расчет ΔT_{cp}

Предполагаем: процесс стационарный, теплофизические параметры теплоносителей не зависят от Т.

Можно показать, что в качестве ΔT_{cp} в (1) должен использоваться *среднелогарифмический*, а не *среднеарифметический* тепловой напор (см. Приложение)

$$\Delta T_{cp} = \Delta \bar{T}_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min})} \quad (4)$$

где G_M – массовый расход [кг/сек].

В случае *прямотока*: $\Delta T_{\max} = T_2 - T_1$, $\Delta T_{\min} = T_2' - T_1'$

В случае *противотока*: $\Delta T_{\max} = T_2'' - T_1''$, $\Delta T_{\min} = T_2' - T_1'$.

Заметим, что определить где (на входе или выходе) будет максимум нельзя, но это и не имеет значения для расчета (почему? – величина $\Delta \bar{T}_{\ln}$ на изменится).

Если отношение перепадов невелико $\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} \leq 1.7$, то приближенно $\Delta T_{cp} \cong \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{2}$

Для сложных схем теплообменников вводятся корректирующие поправки

$$\Delta T_{cp} = \Delta T_{cp} \cdot \varepsilon_{\Delta T}$$

Для однетрубной системы с противотоком $\varepsilon_{\Delta T} = 1$, для других сложных систем $\varepsilon_{\Delta T} < 1$ где $\varepsilon_{\Delta T}$ определяют экспериментально и отображают на номограммах или таблицах.

Дальнейшие расчеты ведутся исходя из уравнений теплового баланса

$$Q = G_{M1} \cdot c_1 \cdot (T_1' - T_1'') = G_{M2} \cdot c_2 \cdot (T_2'' - T_2') = h \cdot \Delta T_{cp} \cdot A \quad (5)$$

$$\text{Из (5)} \rightarrow A = \frac{G_{M1} \cdot c_1 \cdot (T_1' - T_1'')}{h \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{G_{M2} \cdot c_2 \cdot (T_2' - T_2'')}{h \cdot \Delta T_{cp}} \quad (6)$$

Чем выше значение ΔT_{cp} для системы, тем меньше значение необходимой площади теплообмена A ,

Задача. Оценить погрешность оценки среднеарифметической ΔT_{cp} сравнению со среднелогарифмическим. Вода греется от 20 до 80 С, газ остывает от 500 до 200 С.
 Вар.1. Прямоток (300 Ки 260 К)
 Вар.2 Противоток (300 Ки 260 К)

и, следовательно, эффективнее и компактнее теплообменник.

Различают 2 основных типа расчета, - «*конструктивный*» и «*проверочный*».

I. Типичная постановка задачи *конструктивного* расчета: (представляем калорифер в комнате)

Известно:

- 1) расход одного теплоносителя G_{M1} [кг/с], тип и схема ТА ;
- 2) температуры теплоносителей на входе T_1', T_2' и выходе T_1'', T_2'' ;
- 3) теплоемкость, теплопроводность, плотность, при необходимости, вязкость теплоносителей,

Требуется найти: площадь поверхности нагрева при заданной схеме.

Цель: спроектировать наиболее компактный (или оптимальный по перепаду давления) ТА.

II. Типичная постановка задачи *проверочного* расчета: (например, пригодность автомобильного радиатора)

Известно:

- 1) конструкция теплообменника, площадь поверхности теплообмена A , расходы G_{M1}, G_{M2} ;
- 2) начальные параметры теплоносителей на входе T_1', T_2'
- 3) теплоемкость, теплопроводность, плотность, при необходимости, вязкость теплоносителей,

Требуется найти: конечные параметры теплоносителей.

Цель: подтвердить пригодность ТА для процесса.

Метод *конструктивного* расчета.

Расчитывается ΔT_{cp} по (4) → для нескольких разумных G_{M2} рассчитывается h (2), (3) →

по (6) определяется A для нескольких G_{M2} , по сути $A = f(G_{M2})$.

С учетом (8)-(10) может быть определена также зависимость площади от мощности на прокачивание теплоносителей $A = F(G_{M2})$

Соответственно делается вывод о целесообразном G_{M2} и A . Принимается конструкторское решение.

Метод *проверочного* расчета.

Наиболее распространенный метод – метод итераций.

1. Задают вероятную выходную температуру одного теплоносителя.
2. Из баланса находят температуру второго теплоносителя.
3. Проводят конструктивный расчет.
4. Сравнивают расчетную и фактическую площади теплообмена. Корректируют температуры.
5. Повторяют процедуру до схождения или невозможности схождения

п.3. Способы повышения коэффициента теплоотдачи

Способы повышения коэффициента теплопередачи следуют из определения $h = 1 / \left(\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2} \right)$:

Повышение односторонних коэффициентов теплопередачи от стенок, теплопроводности, уменьшение толщины стенки.

Если $h_1 \gg h_2$, имеет смысл увеличение только наименьшего коэффициента.

Насечки, канавки на стенках, завихрители (геликоидные системы).

Однако ввиду термо-гидродинамической аналогии (аналогия Рейнольдса) увеличение теплообмена приводит к росту и гидродинамического сопротивления.

Из теории погранслоя следует (см. тема 26 «**Конвективный теплообмен**»)

$$Nu = \frac{1}{2} C_f Re f(Pr) \quad (7)$$

То есть при равных Re и Pr , мероприятия, ведущие к повышению теплоотдачи, приводят также к росту сопротивления.

Но *повышение скорости прокачки* приводит к *относительному* росту теплоотдачи.

Задача. Показать целесообразность повышения меньшего h если $h_1 \gg h_2$. Тепловым сопротивлением стенки пренебречь.

п.4. Теплопередача и гидравлическое сопротивление. Совершенство теплообменника

Гидравлическое сопротивление элементов ТА определяет мощность, затрачиваемую на прокачивание теплоносителей $N = G_V \cdot \Delta p$.

Рациональным можно считать такой теплообменник, в котором на единицу теплового потока $Q = h \Delta T_{\text{средн}} A$ затрачивается минимально возможная мощность.

Совершенство теплообменной поверхности - отношение мощности теплопередачи к мощности затрачиваемую на прокачивание теплоносителей

$$E = \frac{Q}{N} = \frac{h \Delta T_{\text{cp}} A}{G_V \Delta p} \quad (8)$$

где $Q = h \Delta T_{\text{средн}} A$, [Вт], $N = G_V \cdot \Delta p$, [Вт], ΔT_{cp} - средний температурный напор, h - коэффициент теплопередачи, A - площадь теплообменной поверхности, G_V - объемный расход, Δp - гидравлическое сопротивление движению теплоносителя.

Совершенство теплообменника – является параметром конструктивной оптимизации ТА наряду с габаритными показателями.

Пример полуэмпирической модели расчета E .

$$\Delta p = \Delta p_{\text{трения}} + \Delta p_{\text{местное}} \quad (9)$$

$$\Delta p_{\text{трения}} = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2},$$

$$\xi = \frac{a_0}{\text{Re}} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_f} \right)^{0.33} \left[1 + 0.22 \left(\frac{\text{Gr}_f \text{Pr}_f}{\text{Re}_f} \right)^{0.15} \right] - \text{ для ламинарного движения}$$

$$\xi = \frac{0.316}{\text{Re}_f^{0.25}} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_f} \right)^{0.33} - \text{ для турбулентного потока.}$$

Индексы w – стенка, f – жидкость.

Совершенство ТА в энергетическом выражении (8) растет при увеличении площади поверхности теплообмена при уменьшении скорости прокачки (поскольку $h \sim \text{Re}^{0.5}$, $G \sim \text{Re}$). Очевидно, что совершенство не может быть единственным критерием при конструировании ТА.

Обычно мощность на прокачку определяется из оптимизации всей теплоиспользующей системы в целом, а для теплообменника она определяется как *предельно допустимая величина*. В этом случае эффективность теплообменника будет определяться распределением мощности между контурами двух теплоносителей при котором максимизируется коэф. теплопередачи h .

ДОПОЛНЕНИЕ. Получение формулы среднелогарифмического теплового напора

Рассматриваем простейший случай постоянной *температуры греющего теплоносителя* ($T_1 = \text{const}$).

На малом участке теплообмена передается количество теплоты

$$\delta Q_2 = h \Delta T dA, \quad (\text{Д1})$$

за счет которого температура второго теплоносителя повышается на dT_2 , а разница температур теплоносителей изменяется на $d(\Delta T)$.

Поэтому

$$\delta Q_2 = m_2 c_2 d(\Delta T) \quad (\text{Д2})$$

Приравниваем (Д1) и (Д2) $h \Delta T dA = m_2 c_2 d(\Delta T)$.

$$\text{Делим переменные } \frac{h dA}{m_2 c_2} = \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} \quad (\text{Д3})$$

Интегрируем левую и правую части

$$\frac{h}{m_2 c_2} \int_0^A dA = \int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} \rightarrow \frac{hA}{m_2 c_2} = \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \rightarrow m_2 c_2 = \frac{hA}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Но по определению $Q_2 = hA \Delta T_{cp}$, $Q_2 = m_2 c_2 (T_2'' - T_2')$ $= m_2 c_2 (\Delta T_{\text{max}}'' - \Delta T_{\text{min}}')$ (поскольку один теплоноситель не меняет T).

$$\text{Приравняв правые части получаем } hA \Delta T_{cp} = m_2 c_2 (\Delta T_{\text{max}}'' - \Delta T_{\text{min}}') = \frac{hA (\Delta T_{\text{max}}'' - \Delta T_{\text{min}}')}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \rightarrow \Delta T_{cp} = (\Delta T_{\text{max}}'' - \Delta T_{\text{min}}') / \ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}$$