

2 РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Целью выполнения расчетов является получение практических навыков по правильному использованию основных зависимостей и формул, излагаемых в разделах рабочей программы 7 Теория теплообмена, 8 Теплопроводность, 9 Теплопередача, 10 Конвективный теплообмен, 11 Теплообмен излучением.

Заданием ко второму разделу курсовой работы предполагается рассчитать для определенных условий теплообменный аппарат.

2.1 ТИПЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя или несколькими теплоносителями.

По принципу действия теплообменники подразделяются на поверхностные, контактные и с внутренним источником теплоты (например, реакторы атомных электростанций). Поверхностные теплообменники делятся на рекуперативные и регенеративные, а контактные – на смесительные и барботажные.

В рекуперативных теплообменниках теплоносители непрерывно омывают разделяющую стенку (поверхность теплообмена) с двух сторон и обмениваются при этом теплотой. В рекуперативном трубчатом теплообменнике один из теплоносителей протекает внутри труб, а второй омывает их наружные поверхности.

В рекуперативных теплообменниках движение жидкости осуществляется по трем основным схемам или их сочетаниям.

Конструктивно рекуперативные теплообменные аппараты могут выполняться с пластинчатой и трубчатой (рис. 1 и 2) поверхностями теплообмена.

В регенеративных теплообменниках (регенераторах) одна и та же поверхность поочередно омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При протекании горячего теплоносителя поверхность регенератора,

воспринимая теплоту от этой жидкости, нагревается, а при протекании холодного теплоносителя поверхность регенератора, отдавая аккумулированную теплоту холодному теплоносителю, охлаждается.

В смесительных теплообменниках передача теплоты от горячего к холодному теплоносителю происходит при непосредственном контакте и смешении обоих теплоносителей. Смесительный теплообменник целесообразно использовать для теплоносителей, которые либо легко разделить после смешения (например, вода и воздух), либо перемешать (например, пар и вода).

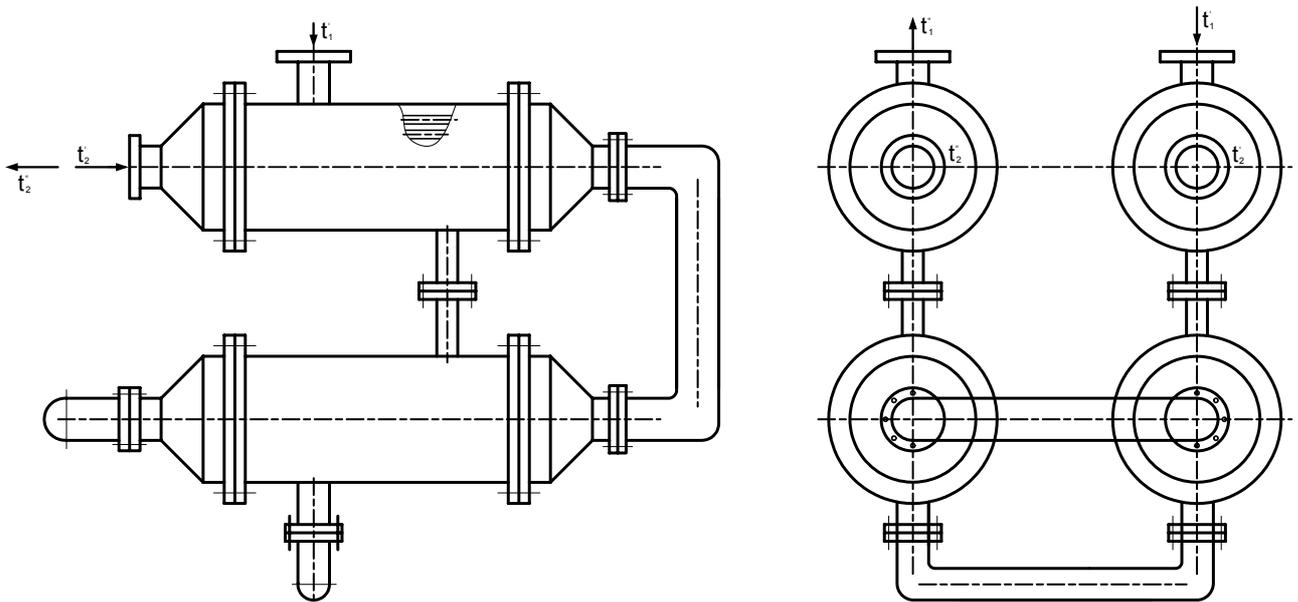


Рис. 1. Схема четырехсекционного теплообменного аппарата

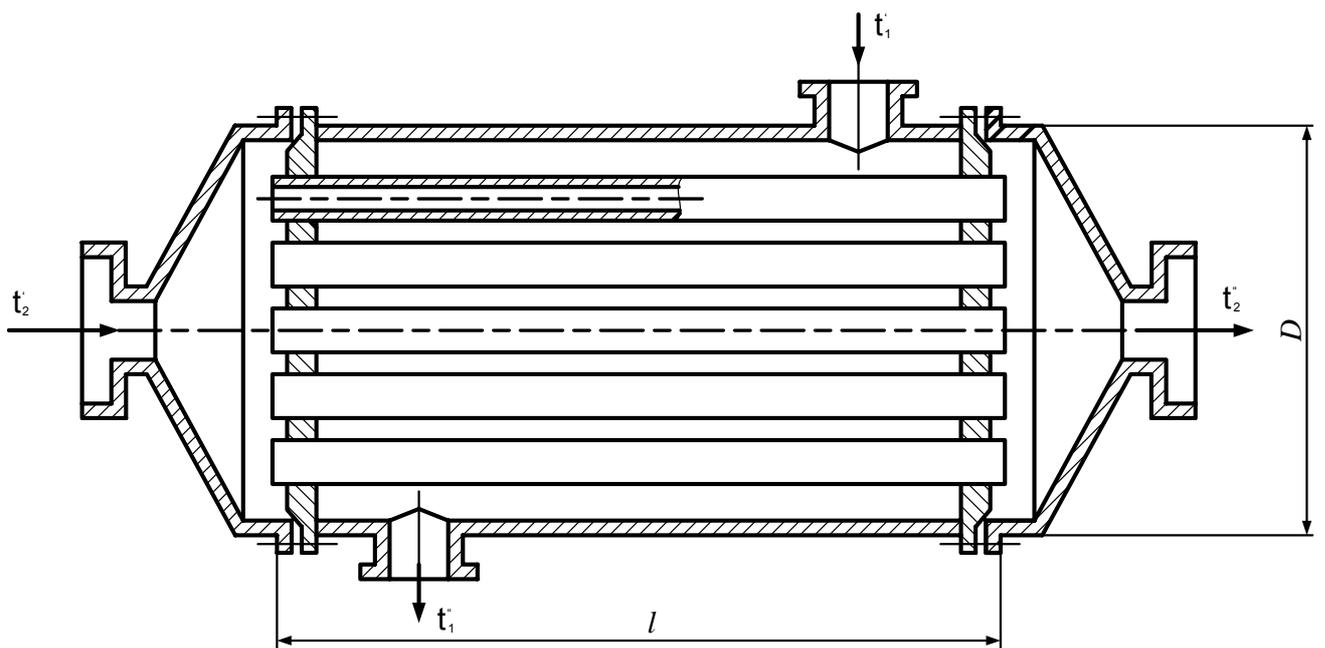


Рис. 2. Рекуперативный теплообменник с трубчатой поверхностью теплообмена (противоток)

Теплообменные аппараты могут иметь самое разнообразное назначение – паровые котлы, конденсаторы, пароперегреватели, воздухонагреватели, радиаторы и т.д. Теплообменные аппараты в большинстве случаев значительно отличаются друг от друга как по своим формам и размерам, так и по применяемым в них рабочим телам. Несмотря на большое разнообразие теплообменных аппаратов, основные положения теплового расчета для них остаются общими.

2.2 МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Различают конструктивный и поверочный тепловые расчеты теплообменного аппарата.

Цель конструктивного расчета состоит в определении величины поверхности теплообмена по известному количеству передаваемой теплоты и температурам теплоносителей на входе и выходе аппарата.

Когда возникает необходимость работы готового теплообменника в условиях, отличных от проектных, то выполняется поверочный расчет. При этом определяются температуры теплоносителей на выходе теплообменника и количество передаваемой теплоты по известным величине поверхности теплообмена и температурам теплоносителей на входе в теплообменник.

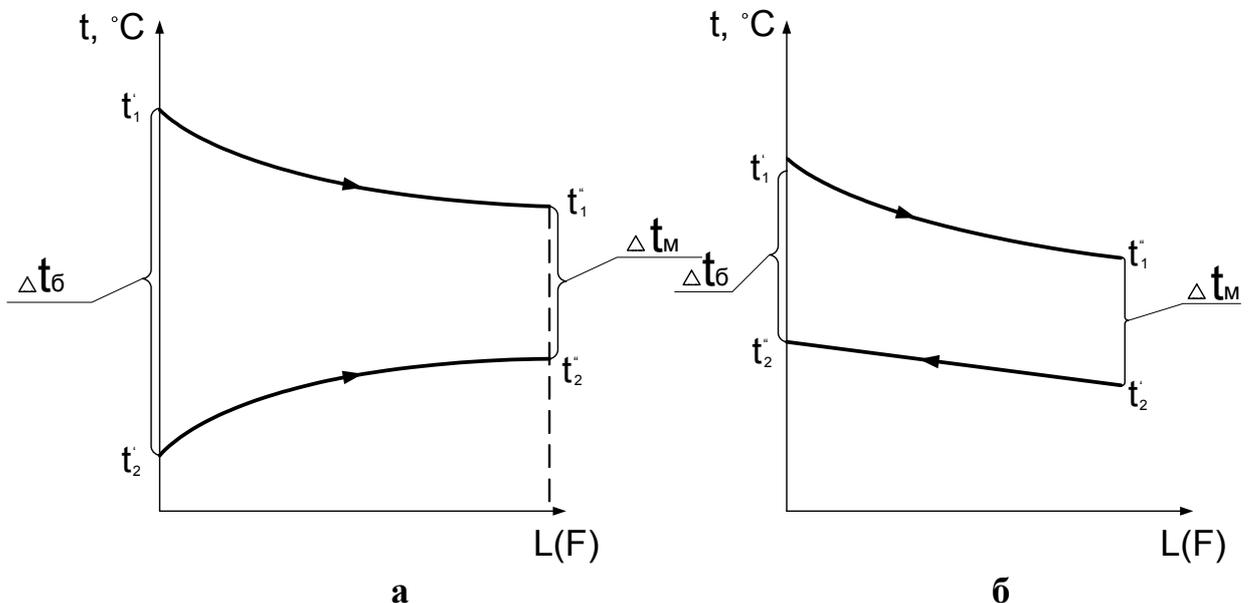


Рис. 3. примеры графиков изменения температуры теплоносителей по длине прямоточного (а) и противоточного (б) теплообменников

На рис. 3 изображены примеры графиков изменения температур теплоносителей по длине прямоточного (а) и противоточного (б) теплообменников. Индексами 1 и 2 обозначены параметры соответственно горячего и холодного теплоносителей, одним (') и двумя (") штрихами – их температуры соответственно на входе и выходе аппарата.

2.2.1 Конструктивный тепловой расчет теплообменного аппарата

Основными уравнениями при расчете теплообменника являются уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи.

Уравнение теплового баланса [1]

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (2.1)$$

или

$$Q = w_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1 \cdot c_p \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (2.2)$$

где Q – полезный тепловой поток, Вт;

G_1, G_2 – массовый расход соответственно горячего и холодного теплоносителей, кг/с, $G = w \cdot f \cdot \rho$;

c_{p1}, c_{p2} – средние массовые теплоемкости теплоносителей в интервале температур от t' до t'' , Дж/(кг·К);

η – коэффициент использования теплоты;

w – скорость теплоносителя, м/с;

f – сечение, м²;

ρ – плотность, кг/м³;

$\Delta t_1 = t_1' - t_1'', \Delta t_2 = t_2'' - t_2'$ – изменение температуры горячего и холодного теплоносителя по длине аппарата.

Уравнение теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (2.3)$$

где k и Δt – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К) и средний температурный напор для всего теплообменного аппарата, К;

F – поверхность теплообмена, м².

При конструктивном расчете поверхность теплообмена определяется из уравнения теплопередачи (2.3)

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}.$$

Средний логарифмический или арифметический температурный напор для прямотока и противотока определяется из формул

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ или (при } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 1,4 \text{) } \Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (2.4)$$

Величины температурных перепадов на концах аппарата Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ обозначены на рис. 3.

Коэффициент теплопередачи K рассчитывается по формуле для плоской стенки, что допустимо при $\frac{d_{\text{м}}}{d_{\text{в}}} < 2$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.5)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к поверхности стенки, кВт/(м²·К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от поверхности стенки к холодному теплоносителю, кВт/(м²·К);

$\delta_{\text{с}}$ – толщина стенки трубок, м;

$\lambda_{\text{с}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубок, кВт/(м·К);

$d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ – соответственно наружный и внутренний диаметр трубок, м;

$\delta_{\text{нак}}$, $\lambda_{\text{нак}}$ – соответственно толщина, м и коэффициент теплопроводности слоя накипи или отложений, кВт/(м·К).

Значения α_1 и α_2 рассчитываются по уравнениям подобия (см. подраздел 2.2).

При известной поверхности теплообменника F определяют другие геометрические характеристики теплообменного аппарата: длину трубчатого пучка L и число секций N .

2.2.2 Расчет коэффициента теплоотдачи

1) Теплоотдача при вынужденном течении теплоносителя по трубам и каналам

Уравнение подобия при вынужденном течении однофазного теплоносителя по трубам и каналам имеет вид:

при ламинарном вязкостно-гравитационном течении ($Re_{ж,d} < 2300$, $Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж} > 8 \cdot 10^5$)

$$Nu_{ж,d} = 0.15 \cdot Re_{ж,d}^{0.33} \cdot Pr_{ж}^{0.43} \cdot Gr_{ж,d}^{0.1} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0.25}; \quad (2.6)$$

при ламинарном вязкостном течении ($Re_{ж,d} < 2300$, $Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж} < 8 \cdot 10^5$)

$$Nu_{ж,d} = 1.55 \cdot \left(Re_{ж,d} \cdot Pr_{ж} \cdot \frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot (\mu_c / \mu_{ж})^{-0.14}; \quad (2.7)$$

при переходном течении ($Re_{ж,d} = 2300 \dots 10^4$)

$$Nu_{ж,d} = k_0 \cdot Pr_{ж}^{0.43} (Pr_{ж} / Pr_c)^{0.25}; \quad (2.8)$$

при турбулентном течении ($Re_{ж,d} > 10^4$)

$$Nu_{ж,d} = 0.021 \cdot Re_{ж,d}^{0.8} \cdot Pr_{ж}^{0.43} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0.25}; \quad (2.9)$$

где $Nu_{ж,d} = \alpha \cdot d_{эКВ} / \lambda_{ж}$ – число Нуссельта;

$Re_{ж,d} = w \cdot d_{эКВ} / \nu_{ж}$ – число Рейнольдса;

$Gr_{ж,d} = \beta_{ж} \cdot g \cdot d_{эКВ}^3 \cdot \delta t / \nu_{ж}^2$ – число Грасгофа;

$Pr_{ж} = \nu / \alpha = \nu \cdot \rho \cdot C_p / \lambda$ – число Прандтля.

Индекс “ж” показывает, что физические параметры теплоносителя, входящие в числа подобия, необходимо принимать по средним температурам горячего теплоносителя t_1 или холодного теплоносителя t_2 , для которых $t_1 = 0.5 \cdot (t_1' + t_1'')$ или $t_2 = 0.5 \cdot (t_2' + t_2'')$.

Индекс “с” в числе показывает, что физические параметры теплоносителя, входящие в число подобия, необходимо брать по температуре стенки. В первом приближении можно принять $t_c = 0.5 \cdot (t_1 + t_2)$.

В числа подобия введены обозначения: $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр, м; λ – коэффициент теплопроводности, кВт/(м·К); ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; β – коэффициент объемного расширения, 1/К; α – коэффициент температуропроводности; w – скорость течения теплоносителя, м/с; C_p – средняя массовая изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; $g = 9,81$ м/с²; δt – температурный напор (разница температур теплоносителя и стенки); k_0 – коэффициент, определяемый по величине числа Рейнольдса (табл. 4.3).

Для каналов любого сечения $d_{\text{экв}} = 4f/u$, где f – площадь поперечного сечения канала, u – смоченный периметр сечения. При движении теплоносителя в трубах круглого сечения определяющим линейным размером является внутренний диаметр трубы ($d_{\text{экв}} = d_{\text{в}}$).

При течении теплоносителя в межтрубном пространстве вдоль пучка труб, расположенного в цилиндрическом канале-кожухе, эквивалентный диаметр равен

$$d_{\text{экв}}^{\text{мтр}} = \frac{D^2 - n \cdot d_{\text{н}}^2}{D + n \cdot d_{\text{н}}}, \quad (2.10)$$

где D – внутренний диаметр кожуха теплообменника, м;

$d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубок, м.

После расчета численных значений чисел подобия $Gr_{\text{ж,d}}$, $Re_{\text{ж,d}}$, $Pr_{\text{ж}}$, $Pr_{\text{с}}$ определяют численное значение числа Нуссельта по (2.6), (2.7), (2.8) или (2.9). Затем из соотношения $Nu_{\text{ж,d}} = \alpha \cdot d_{\text{экв}} / \lambda_{\text{ж}}$ находят коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = Nu_{\text{ж,d}} \cdot \lambda_{\text{ж}} / d_{\text{экв}}. \quad (2.11)$$

2) Теплоотдача при кипении жидкости

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$ при кипении жидкости в большом объеме может быть рассчитан по формулам

$$\text{при } \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \cdot Pr^{1/3} \geq 1.6$$

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 2.63 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \right)^{1.86} \cdot \text{Pr}^{0.952}; \quad (2.12)$$

$$\text{при } \frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \cdot \text{Pr}^{1/3} \leq 1.6$$

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \Delta t}{r \cdot \rho'' \cdot \nu} \right)^{2/3}, \quad (2.13)$$

где $\text{Nu}_{\text{ж}} = \alpha_{\text{к}} \cdot l_{\text{ж}} / \lambda$; $\Delta t = t_{\text{с}} - t_{\text{с}}; \lambda, r, \nu, \rho$ – коэффициент теплопроводности, теплота парообразования, кинематический коэффициент вязкости жидкости и плотность пара при температуре насыщения $t_{\text{с}}$; $t_{\text{с}}$ – температура поверхности стенки трубы.

Для воды значения $l_{\text{ж}}$ в зависимости от температуры приведены в табл. 9.1 [5].

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах, т.е. в ограниченном объеме, теплообмен определяется двумя факторами: собственно процессом кипения и процессом вынужденного движения.

При обработке опытных данных по теплоотдаче кипящих жидкостей, движущихся по трубам, получена зависимость

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{к}}} = \varphi \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{к}}}{\alpha_{\text{w}}} \right), \quad (2.14)$$

где α – искомый коэффициент теплоотдачи кипящей жидкости с учетом её вынужденного движения;

α_{w} – коэффициент теплоотдачи однофазной кипящей жидкости при скорости W ;

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в условиях свободной конвекции.

Для этого случая следует рассчитать $\alpha_{\text{к}}$ по формулам (2.12, 2.13) и α_{w} по формулам (2.6...3.9), а затем сопоставить $\alpha_{\text{к}}$ и α_{w} .

При $\alpha_{\text{к}}/\alpha_{\text{w}} < 0,5$ процесс кипения практически не влияет на теплообмен и потому принимается $\alpha = \alpha_{\text{w}}$.

При $\alpha_k/\alpha_w > 2$ интенсивность теплоотдачи определяется только кипением и поэтому принимается $\alpha = \alpha_k$.

При $\alpha_k/\alpha_w = 0,5...2$ интенсивность теплообмена определяется как вынужденным движением жидкости, так и процессом кипения, для расчета используется зависимость

$$\alpha = \alpha_w \frac{4\alpha_w + \alpha_k}{5\alpha_w - \alpha_k}. \quad (2.15)$$

Примеры расчета коэффициента теплоотдачи α при вынужденном движении кипящей жидкости в трубах приведены в задачах № 9.15 и 9.16 [5].

3) Теплоотдача при конденсации

При соприкосновении пара со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения, происходит конденсация. Конденсат выпадает на стенки в виде капель (когда жидкость не смачивает поверхность) или пленки. Наиболее часто в технических устройствах встречается пленочная конденсация.

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара на вертикальной поверхности стенки или трубы и ламинарном течении пленки ($Z < 2300$) уравнение подобия имеет вид

$$Re = 3.8 \cdot Z^{0.78}, \quad (2.16)$$

где $Re = \alpha(t_s - t_c) \cdot H \frac{4}{r \cdot \rho \cdot v} = \alpha(t_s - t_c) H \cdot B$ – определяемое число Рейнольдса;

$$Z = H(t_s - t_c) \cdot (g/v^2)^{1/3} \cdot \lambda / (r \cdot \rho \cdot v) = H \cdot (t_s - t_c) \cdot A.$$

Из этих соотношений находится средний коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 3,8 \frac{A}{B (\Delta t \cdot H)^{0.12}}. \quad (2.17)$$

Если теплоотдача при пленочной конденсации сухого пара происходит в условиях смешанного режима течения пленки конденсата по высоте трубы (режим течения пленки меняется от ламинарного до турбулентного, а $Z = A \cdot H \cdot \Delta t \geq 2300$), то средний по длине коэффициент теплоотдачи для водяного пара можно определить по формуле

$$\alpha = \frac{10 \text{ Re}}{B \cdot H \cdot \Delta t}, \quad (2.18)$$

а число Рейнольдса из соотношения

$$\text{Re} = \left[253 + 0.069 \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25} \cdot \text{Pr}^{0.5} \cdot (Z - 2300) \right]^{4/3}, \quad (2.19)$$

где Pr и Pr_c – числа Прандтля для конденсата соответственно при температурах t_s и t_c .

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и ламинарном течении пленки ($Z < 3900$) уравнение подобия имеет вид

$$\text{Re} = 3,25 \cdot Z^{0.75}, \quad (2.20)$$

где $\text{Re} = \alpha(t_s - t_c) \cdot \pi \cdot R \frac{4}{r \cdot \rho \cdot v} = \alpha(t_s - t_c) \cdot \pi \cdot R \cdot B$,

$$Z = \pi \cdot R(t_s - t_c) \cdot \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v} = \pi \cdot R(t_s - t_c) \cdot A.$$

Из этих соотношений находится средний по периметру коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 3,25 \frac{A}{B} \frac{1}{(\pi \cdot \Delta t \cdot R)^{0.25}}. \quad (2.21)$$

В формулах (2.17), (2.18), (2.20), (2.21) имеем

$$A = \left(\frac{g}{v^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{r \cdot \rho \cdot v}; \quad B = \frac{4}{r \cdot \rho \cdot v}, \quad (2.22)$$

где A – коэффициент, $\frac{1}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$; B – коэффициент, м/Вт .

Значения комплексов A , B в зависимости от t_s для воды приведены в табл. 8.1 [6].

В формулах (2.16...2.22) приняты следующие обозначения:

H – высота вертикальной трубы; R – радиус трубы; $\Delta t = (t_s - t_c)$ – температурный напор; λ , v и ρ – коэффициент теплопроводности,

кинематический коэффициент вязкости и плотность конденсата при температуре насыщения t_s ; r – теплота парообразования при t_s /

Для расчета теплоотдачи в условиях конденсации перегретого пара вместо теплоты парообразования r надо подставить $r + \Delta i$, где Δi – теплота перегрева пара ($\Delta i = i_n - i''$, где i_n , i'' – энтальпия перегретого пара и энтальпия сухого насыщенного пара).

Примеры расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара приведены в задачах № 8.1, 8.4, 8.14, 8.18, 8.22, 8.26, 8.29 [5].

Приведенные в разделе 2.2 формулы справедливы для одиночной трубы. Особенности расчета теплоотдачи в пучках труб рассматриваются в [1, 2, 5 и 6].

4) Теплоотдача при свободном движении теплоносителя

Если корпус теплообменника охлаждается свободным потоком теплоносителя (например, воздухом), то часть тепла теряется в окружающую среду за счет естественной конвекции.

Потери теплоты в единицу времени с 1 м^2 поверхности определяются по формуле Ньютона-Рихмана, Вт/м^2 ,

$$q = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}), \quad (2.33)$$

где t_c – температура наружной поверхности корпуса теплообменника;

$t_{\text{ж}}$ – температура окружающей среды (например, воздуха) вдали от стенки.

Зависимость для вычисления среднего коэффициента теплоотдачи при свободном движении теплоносителя имеет вид

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = c(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_c} \right)^{0.25}, \quad (2.24)$$

где постоянная величина c и показатель n зависят от режима движения теплоносителя, условий обтекания поверхности и расположения поверхности в пространстве; c и n являются функциями GrPr и определяются такими условиями:

если $1 \cdot 10^3 \leq (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}} \leq 1 \cdot 10^9$,

то $c = 0,75$, $n = 0.25$;

если $(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{ж}} \geq 6 \cdot 10^{10}$ – для вертикальных стенок и труб,

то $c = 0,15$; $n = \frac{1}{3}$;

если $1 \cdot 10^3 \leq (Gr \cdot Pr)_{ж} \leq 1 \cdot 10^9$,

то $c = 0,5$; $n = 0,25$ – для горизонтальных труб.

В формуле (2.24) за определяющую температуру принята температура окружающей среды $t_{ж}$, а за определяющий размер для горизонтальных труб принимается внешний диаметр, для вертикальных труб и стенок – их высота H .

Примеры решения приведены в задачах № 7.1...7.4, 7.12 [5].

5) Теплоотдача при излучении

Для вычисления лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи $\alpha_{л}$ используют формулу

$$\alpha_{л} = \frac{\varepsilon_{пр} \cdot c_0 \left[\left(\frac{T_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 \right]}{t_c - t_{ж}} = \frac{q_{л}}{t_c - t_{ж}}, \quad (2.25)$$

где $q_{л}$ – плотность потока теплового излучения, Вт/м²;

$\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты системы «наружная стенка (кожух) теплообменника – окружающая среда», в нашем случае $\varepsilon_{пр} = 0,82$;

c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, $c_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴);

T_c , $T_{ж}$ – абсолютные температуры наружной поверхности теплообменника и окружающей среды.

Примеры решения приведены в задачах № 10.17, 10.28, 10.49 [5].

ЗАДАНИЕ ДЛЯ ВТОРОГО РАЗДЕЛА КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В одноходовом кожухотрубном теплообменном аппарате горячий теплоноситель движется в межтрубном пространстве и охлаждается от температуры $t_1' = \quad$, °С до $t_1'' = \quad$, °С.

Внутренний диаметр кожуха аппарата $D = \quad$, м. Холодный теплоноситель движется внутри металлических трубок. Холодный теплоноситель нагревается от $t_2' = \quad$, °С до $t_2'' = \quad$, °С.

Число трубок в теплообменнике $n = \quad$. Трубки теплообменника с внутренней стороны покрыты отложениями (накипью) толщиной $\delta_{\text{нак}} = \quad$, м. Тепловая мощность, вносимая в ТОА, $Q_{\text{вн}} = \quad$, кВт. Потери теплоты в окружающую среду составляют $(1 - \eta) \cdot 100$, %.

Определить поверхность нагрева F и число секций N теплообменника. Длина секции $l_c = 5$ м.

Расчет провести для прямоточного и противоточного направлений движения теплоносителей, а также при наличии накипи на трубах и при её отсутствии.

Известно также:

холодный теплоноситель –

горячий теплоноситель –

$\lambda_c = \dots\dots\dots$ кВт/(м·К);

$\lambda_{\text{нак}} = \dots\dots\dots$ кВт/(м·К).

Теплофизические свойства теплоносителей принять:

для воды – по табл. 1 приложения 2.1;

для насыщенного пара – по табл. 2 приложения 2.1;

для мазута и нефти – по приложению 2.2.

Второй раздел курсовой работы должен содержать:

- 1) задание со всеми исходными данными с указанием номера варианта (таблица 2.1);

- 2) конструкторский тепловой расчет теплообменного аппарата (или его часть по указанию преподавателя);
- 3) распечатку результатов расчета ТОА на ПЭВМ;
- 4) сводную таблицу результатов расчета;
- 5) графическую часть (графики изменения температур теплоносителей в ТОА), эскиз секции с основными размерами, схему соединения секций в теплообменный аппарат;
- 6) выводы.

Таблица 2.1

Исходные данные курсовой работы

Наименование величины	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Тепловой поток, вносимый в аппарат горячим теплоносителем $Q_{вн.}, \text{кВт}$	400	420	450	500	530	550	570	600	650	700
Внутренний диаметр кожуха $D \cdot 10^3, \text{м}$	150	203	252	150	280	252	300	280	252	280
Внутренний диаметр трубок $d_b \cdot 10^3, \text{м}$	12	14	16	12	14	16	13	13	16	20
Коэффициент теплопроводности материала трубок $\lambda_c \cdot 10^3, \text{*) кВт/(м} \cdot \text{К)}$	100	105	110	100	105	110	45	45	42	40
Холодный теплоноситель:	вода			нефть			мазут			
Температура на входе $t_2', \text{°C}$.	5	10	15	10	20	30	40	20	30	40
Температура на выходе $t_2'', \text{°C}$.	50	55	60	30	40	55	70	70	90	110
Наружный диаметр трубок $d_n \cdot 10^3, \text{м}$	14	16	18	14	16	18	16	16	20	25
Число трубок n , шт.	37	49	62	37	85	62	93	80	62	62

Предпоследняя цифра шифра										
Толщина слоя накипи $\delta_{\text{нак}} \cdot 10^3$, м.	0,2	0,4	0,6	0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6
Коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{\text{нак}} \cdot 10^3$, кВт/(м·К)	0,2	0,5	0,8	0,7	0,9	1,1	1,3	0,3	0,8	1,8
Горячий теплоноситель:	мазут			вода			сухой насыщенный пар ^{**)}			
Температура на входе t_1' , °С.	130	145	170	130	150	140	160	160	180	200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Температура на выходе t_1'' , °С.	70	85	100	53	55	57	60	160	180	200
Коэффициент использования теплоты η	0,98	0,96	0,94	0,98	0,97	0,95	0,99	0,97	0,96	0,95
Ориентация трубного пучка в пространстве	Горизонтальная									Вертикаль- ная
<p>Примечание: ^{*)} Пример. Найти λ_c для варианта №2. Из таблицы имеем $\lambda_c \cdot 10^3 = 110$. Отсюда $\lambda_c = 110/10^3 = 110 \cdot 10^{-3}$.</p> <p>^{**)} Если горячим теплоносителем является сухой насыщенный пар, то в процессе его конденсации температура остается постоянной, т.е. $t_1' = t_1''$, а из теплообменника выходят вода при температуре кипения (охлаждение конденсата отсутствует).</p>										

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что называется теплообменным аппаратом (ТОА)?
2. На какие группы делятся ТОА?
3. По каким схемам осуществляется движение теплоносителей в ТОА?
4. Основное уравнение теплопередачи и теплового баланса.
5. Что называется условным эквивалентом?
6. Как изменяются температуры теплоносителей в зависимости от условных эквивалентов в аппаратах?
7. Графики изменения температур теплоносителей в аппаратах с прямотоком и противотоком.
8. Простые виды теплообмена: теплопроводность, конвекция, излучение.
9. Что такое сложный теплообмен (конвективный теплообмен – теплоотдача, теплопередача)?
10. Методика конструктивного расчета.
11. Принцип расчета коэффициента теплоотдачи.
12. По какой формуле рассчитывается коэффициент теплопередачи K ?
13. Преимущества и недостатки прямотока и противотока.
14. Как находится величина среднего температурного напора теплоносителя для аппарата с прямотоком и противотоком?
15. Возможно ли условие равенства температур $t_2'' = t_1''$, при прямотоке, то же при противотоке?
16. Теплоотдача при конденсации.
17. Теплоотдачи при свободном движении теплоносителя.
18. Теплоотдача при излучении.
19. Записать формулы для чисел подобия Nu , Re , Gr , Pr и объяснить их физический смысл.
20. Как влияет накипь на величину поверхности теплообмена F ?

ЛИТЕРАТУРА

1. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980. – 469 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1964. – 459 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
5. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1969. – 254 с.

6. Левин В.М., Шубин Е.П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения. – М.: Энергия, 1965. – 272 с.
7. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – М.: Госэнергоиздат, 1959. – 244 с.
8. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник / Г.Г. Рабинович, П.М. Рябых, П.А. Хохряков и др. / Под ред. Е.Н. Судакова. – М.: Химия, 1979. – 568 с.

Физические свойства воды на линии насыщения

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	Плотность ρ , кг/м^3	Теплоем- кость C_p , $\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	Коэффициент теплопровод- ности $\lambda \cdot 10^3$, $\text{кДж/(м}\cdot\text{К)}$	Кинематическа я вязкость $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^4, 1/\text{К}$	Число Прандтля Pr
0	1,013	1000	4,212	0,560	1,789	-0,63	13,50
10	1,013	1000	4,191	0,580	1,306	0,70	9,45
20	1,013	998	4,183	0,597	1,006	1,82	7,03
30	1,013	996	4,174	0,612	0,805	3,21	5,45
40	1,013	992	4,174	0,627	0,659	3,87	4,36
50	1,013	982	4,174	0,640	0,556	4,49	3,59
60	1,013	983	4,179	0,650	0,478	5,11	3,03
70	1,013	978	4,187	0,662	0,415	5,70	2,58
80	1,013	972	4,195	0,669	0,365	6,32	2,23
90	1,013	965	4,208	0,676	0,326	6,95	1,97
100	1,013	958	4,220	0,684	0,295	7,52	1,75
110	1,430	951	4,233	0,685	0,272	8,08	1,60
120	1,980	943	4,250	0,686	0,252	8,64	1,47
130	2,700	935	4,266	0,686	0,233	9,19	1,35
140	3,610	926	4,287	0,685	0,217	9,72	1,26
150	4,760	917	4,313	0,684	0,203	10,30	1,17

Таблица 2

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p,$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	1,013	0,598	2,135	2,372	20,02	1,08
110	1,43	0,826	1,177	2,489	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2,206	2,593	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2,257	2,686	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2,315	2,791	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2,395	2,884	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2,479	3,013	4,30	1,18
170	7,92	4,122	2,583	3,128	3,57	1,12
180	10,03	5,157	2,709	3,268	2,93	1,25
190	12,56	6,394	2,856	3,419	2,44	1,30

Справочные данные по теплофизическим свойствам нефтепродуктов

1. Мазут:

средняя плотность, кг/м^3 , $\rho = 960$;

коэффициент теплопроводности, $\text{кВт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\lambda = 117 \frac{(1 - 0,00054 \cdot t_{\text{cp}})}{(\rho \cdot 10^3)}$;

удельная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $C_p = 1,74 + 0,0025 \cdot t_{\text{cp}}$;

коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$, $\nu = \frac{2,56}{t_{\text{cp}}}$;

коэффициент объемного расширения, $1/\text{К}$, $\beta = 3 \cdot 10^{-4}$;

средняя температура мазута, $^{\circ}\text{C}$, t_{cp} ;

число Прандтля, Pr .

2. Нефть:

средняя плотность, кг/м^3 , $\rho = 800$;

коэффициент теплопроводности, $\text{кВт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\lambda = 0,18 \cdot 10^{-3}$;

удельная теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $C_p = 2,0$;

коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$, $\nu = 0,15 \cdot 10^{-4}$;

коэффициент объемного расширения, $1/\text{К}$, $\beta = 7 \cdot 10^{-4}$.

При необходимости более точные данные по теплофизическим свойствам нефтепродуктов могут быть взяты из литературы [8].

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

3.1 Основные структурные элементы курсовой работы

Курсовая работа имеет следующую структуру:

- титульный лист;
- задание на курсовую работу;
- реферат;
- перечень сокращений, условных обозначений, символов, единиц и терминов;
- содержание;
- введение;
- основная часть (по разделам);
- заключение,
- список использованных источников;
- приложения.

3.2 Титульный лист

Титульный лист является первой страницей курсовой работы, но не нумеруется. Образец титульного листа курсовой работы представлен в приложении 3.1.

3.3 Реферат

Реферат должен содержать:

- сведения об объеме курсовой работы, количество иллюстраций, таблиц, приложений, использованных источников;
- перечень ключевых слов, состоящий из 10-15 слов и словосочетаний из текста курсовой работы, которые в наибольшей мере характеризуют его содержание;
- цель работы;
- основные полученные результаты.

3.4 Перечень сокращений, условных обозначений, символов, единиц и терминов

Принятые в дипломном проекте (работе) малораспространенные сокращения, условные обозначения, символы, единицы и специальные термины должны быть представлены в виде единого списка.

3.5 Содержание

Содержание включает перечисление частей курсовой работы, начиная от введения и кончая приложениями, с указанием страницы, на которой начинается каждая часть.

3.6 Введение

Во введении должна быть показана актуальность темы курсовой работы, сформулирована основная цель курсовой работы, конкретные задачи по ее реализации, определены объект и предмет работы.

3.7 Основная часть

Основная часть курсовой работы выполняется в соответствии с требованиями данного учебно-методического пособия.

3.8 Заключение

Заключение должно содержать краткие выводы и рекомендации по результатам выполненной работы.

3.9 Список использованных источников

Указываются по каждому источнику в соответствии с ГОСТ 7.1-2003 "Библиографическая запись. Библиографическое описание". Список литературы указывается по мере встречаемости (ГОСТ 7.32-2003).

3.10 Приложения

Не вошедшие в основной текст материалы приводятся в конце работы в виде приложений:

- промежуточные математические доказательства, формулы и расчеты;
- таблицы вспомогательных цифровых данных;
- инструкции, методики, разработанные в процессе выполнения курсовой работы;
- иллюстрации вспомогательного характера и др.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
"Уфимский государственный нефтяной технический университет"

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Курсовая работа

ВЫПОЛНИЛ
студ. гр. БМТ-05-01

И.С. Петров

РУКОВОДИТЕЛЬ,
к.т.н., доцент

Г.К. Михайлов

УФА 2007