

Методические указания
для выполнения контрольной работы по дисциплине «Термодинамика и
теплотехника»

*РАСЧЁТ РЕКУПЕРАТИВНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО
АППАРАТА*

| | | |
|--------------|-----------------------|--------------|
| Составитель: | канд. техн. наук доц. | Р.А. Фридрих |
| Редактор: | канд. техн. наук. | М.С. Килина |

РОСТОВ НА ДОНУ
2023

Приведены методика расчета теплотехнического рекуперативного кожухотрубчатого теплообменного аппарата и исходные данные к выполнению контрольной работы по дисциплине «Теплотехника» для студентов заочной формы обучения

1. Классификация теплообменных аппаратов

Теплообменными аппаратами (*ТОА*) называют устройства, предназначенные для передачи тепла от одного теплоносителя к другому с целью осуществления различных тепловых процессов, например, нагрева, охлаждения, кипячения, конденсации или более сложных физико-химических процессов - выпарки, ректификации, абсорбции и т. п.

По способу передачи тепла все *ТОА* могут быть разделены на две большие группы: *поверхностные* аппараты и аппараты *смешивания (смесительные)*.

В *поверхностных ТОА* передача тепла от одного теплоносителя к другому осуществляется с участием твердой стенки. Процесс теплопередачи в *смесительных ТОА* осуществляется путем непосредственного контакта и смешения жидких и газообразных теплоносителей.

В зависимости от требований производства в качестве теплоносителей могут применяться водяной пар, горячая вода, дымовые газы и др.

Поверхностные теплообменные аппараты в свою очередь подразделяют на рекуперативные и регенеративные.

В рекуперативных *ТОА* тепло от одного теплоносителя («горячего») к другому («холодному») передается через разделяющую их стенку из теплопроводного материала (теплообмен происходит непрерывно за счёт конвекции в теплоносителях и теплопроводности стенки, а если хоть один из теплоносителей излучает, то и за счёт теплового излучения). Примером таких аппаратов являются котельные агрегаты, подогреватели, выпарные аппараты, конденсаторы и др.

В регенеративных *ТОА* теплоносители попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева, которая за один период времени нагревается, аккумулируя тепло, полученное от «горячего» теплоносителя, а за другой период охлаждается, отдавая тепло «холодному» теплоносителю.

Регенеративные *ТОА* в большинстве случаев являются аппаратами периодического действия, а рекуперативные - чаще непрерывного действия.

Рекуперативные *ТОА* могут быть классифицированы по следующим признакам:

I. по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния (*паро-жидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые, паро-газовые*);

II. по конфигурации поверхности теплообмена (*трубчатые аппараты с прямыми трубками, спиральные, пластинчатые, меевиковые, ребристые и др.*);

III. по компоновке поверхности нагрева (*типа «труба в трубе», кожухотрубчатые аппараты, оросительные аппараты (не имеющие ограничивающего корпуса) и т. д.*

ТОА поверхностного типа, кроме того, могут быть классифицированы: по назначению (*подогреватели, холодильники, испарители, конденсаторы и т. д.*); по взаимному направлению потока рабочих сред (*прямоток, противоток, смешанный ток и т. п.*); по материалу поверхности теплообмена; по числу ходов и т. д..

2. Тепловой расчёт рекуперативных *ТОА*

2.1 Виды расчетов

Существует два вида тепловых расчетов *ТОА*: *конструкторский* (проектный) и *поверочный*.

Конструкторский расчет производят при проектировании *ТОА*, когда известны или заданы расходы теплоносителей и их параметры на входе и выходе из *ТОА*. Целью конструкторского расчета является определение величины поверхности теплообмена *ТОА* выбранного типа.

Поверочные тепловые расчеты выполняют для выявления возможности использования готовых или стандартных *ТОА* для тех или иных целей, определяемых технологическими требованиями.

2.2 Основные уравнения тепловых расчетов рекуперативных *ТОА* непрерывного действия

Конструкторский расчет *ТОА* непрерывного действия основан на совместном решении уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи.

Уравнение теплового баланса в общем виде можно представить следующим образом:

$$Q = G_1 \Delta h_1 = G_2 \Delta h_2 + Q_n, \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый одним теплоносителем другому в единицу времени, Вт;

G_1 и G_2 – массовые расходы соответственно первичного и вторичного теплоносителей, кг/с;

Δh_1 и Δh_2 – изменения энтальпий (теплосодержаний) теплоносителей, Дж/кг;

Q_n – тепловые потери, Вт.

Примечание: 1. Индексы «1», «2» относятся к горячему и холодному теплоносителям соответственно;

2. Индексы «/», «'» относятся к состоянию теплоносителей на входе и выходе из *ТОА* соответственно;

3. Индексы «р», «w» указывают на принадлежность индексированного параметра подвижному теплоносителю -жидкости (англ. fluid-жидкость) или омываемой стенке (англ. wall – стенка) соответственно;.

В зависимости от конкретных условий протекания процесса, уравнению (1) можно придать различную форму. Например, *энтальпия теплоносителя* при отсутствии изменения его агрегатного состояния меняется в соответствии с зависимостью:

$$\Delta h = c_p (T'' - T'), \quad (2)$$

где T' и T'' – начальная и конечная температуры рабочей среды соответственно, К;

c_p – средняя изобарная ($p = \text{const}$) теплоемкость теплоносителя в интервале температур от T' до T'' , Дж/(кг·К).

Тогда, с учетом (2) уравнение (1) примет вид

$$Q = G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'') = G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2') \eta_n, \quad (3)$$

где η_n – коэффициент, учитывающий тепловые потери, определяемый опытным путём (в данной работе примем $\eta_n \approx 0,98$).

Расходы теплоносителей при теплообмене без изменения их агрегатного состояния определяют на основании уравнения (3) по формулам:

$$G_1 = \frac{G_2 c_{p2} (T_2'' - T_2') \eta_n}{c_{p1} (T_1' - T_1'')} \text{ и } G_2 = \frac{G_1 c_{p1} (T_1' - T_1'')}{c_{p2} (T_2'' - T_2') \eta_n}, \quad (4)$$

где $G_1 c_{p1} = W_1$ и $G_2 c_{p2} = W_2$ – полные теплоёмкости массовых расходов теплоносителей, называемые **водяными эквивалентами**, отношение которых обратно пропорционально изменению температур однофазных рабочих сред, т. е.

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_1''} = \frac{\delta T_2}{\delta T_1} \quad (5)$$

Уравнение теплопередачи в общем виде можно представить следующим образом:

$$Q = k F \Delta T_{cp}, \quad (6)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

F – расчетная поверхность теплообмена, $м^2$,

ΔT_{cp} – средний температурный напор, $К$.

Тогда, из уравнения (6) расчетная поверхность теплообмена определяется как

$$F = \frac{Q}{k \Delta T_{cp}}, \quad (7)$$

где Q находится из уравнения (3).

2.3 Методика определения коэффициента теплопередачи k

Определение коэффициента теплопередачи k , знание которого позволяет затем определить поверхность нагрева в соответствии с основной расчетной формулой (6), является важнейшим элементом теплового расчета любого теплообменного аппарата.

При расчете теплообменных аппаратов могут быть применены:

формула расчета коэффициента теплопередачи для плоской стенки (для ТОА с плоскими разделительными поверхностями)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}; \quad (8)$$

формула расчета коэффициента теплопередачи для цилиндрической стенки (для ТОА с трубчатыми разделительными поверхностями)

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \right) + R_{заг}}, \quad (9)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи с внутренней и внешней сторон стенки (трубки), $Вт/(м^2 \cdot К)$;

δ - толщина стенки, $м$;

$R_{заг}$ - термические сопротивления, учитывающие загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и т. д.), $(м^2 \cdot К)/Вт$;

λ - коэффициент теплопроводности материала стенки, $Вт/(м \cdot К)$;

$d_{вн}$, $d_{нар}$, d_{cp} – соответственно внутренний, наружный и средний диаметры, $м$.

Средний диаметр d_{cp} принимается исходя из соотношения коэффициентов теплоотдачи по следующим правилам:

если $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{cp} = d_{нар}$;

если $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{cp} = 0,5 \cdot (d_{вн} + d_{нар})$;

если $\alpha_1 < \alpha_2$, то $d_{cp} = d_{вн}$.

Значения $R_{заг}$, определяются опытным путем или расчетом, если известны толщины слоев загрязнения на внутренней и наружной поверхностях стенки (δ_1 и δ_2) и их теплопроводность (λ_1 и λ_2).

Для цилиндрической стенки:

$$R_{заг} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \quad (10)$$

Другим способом учета влияния загрязнения является введение коэффициента использования поверхности теплообмена ϕ . В этом случае термическое сопротивление $R_{заг}$ принимается равным нулю $R_{заг} = 0$ -, а действительный коэффициент теплопередачи определяется путем умножения теоретически подсчитанного коэффициента теплопередачи на величину ϕ :

$$k_{действ} = k\phi \quad (11)$$

В большинстве случаев $\phi = 0,7 \dots 0,8$.

Из уравнений (8) и (9) следует, что для определения коэффициента теплопередачи необходимо знание коэффициентов теплоотдачи с двух сторон теплопередающей стенки.

2.4 Определение среднего температурного напора ΔT_{cp}

При расчете теплообменного аппарата весьма важным является точное определение средней разности температур между теплоносителями (температурного напора) ΔT_{cp} .

Характер расчетной зависимости для определения температурного напора ΔT_{cp} зависит от **направлений взаимного движения теплоносителей**, которые могут быть следующими: **прямоток, противоток, однократно-перекрестный, многократно перекрестный, параллельно-смешанный и последовательно-смешанный ток**.

Для ТОА с прямоточным и противоточным направлением движения теплоносителей ΔT_{cp} определяется как:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_m}}, \quad (12)$$

где ΔT_{δ} и ΔT_m – больший и меньший температурные напоры между греющим и нагреваемым теплоносителями, К.

Для ТОА со смешанным направлением движения теплоносителей средний температурный напор ΔT_{cp} может быть определён по формуле:

$$\Delta T_{cp} = \psi \frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln \frac{(T_1' - T_2'')}{(T_1'' - T_2')}}, \quad (13)$$

где T_1' и T_1'' – температуры греющего теплоносителя на входе в аппарат и на выходе из него;

T_2' и T_2'' – то же для нагреваемого теплоносителя;

ψ – поправочный коэффициент, определяемый как функция вспомогательных величин P и R , причем

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}, \quad (14) \quad R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}. \quad (15)$$

Значения поправочного коэффициента ψ для различных схем движения теплоносителей приведены на графиках (рис. 1...10), где они даны в зависимости от характера взаимного направления потоков рабочих сред. При каждом из графиков имеется соответствующая схема движения рабочих сред. Штриховка на этих схемах указывает на разделение потоков рабочих сред на отдельные струи.

3. Определение конструктивных размеров кожухо-трубчатого ТОА

ТОА, в которых поверхность нагрева скомпонована как пучок труб, размещённых с зазором (межтрубным пространством) внутри цилиндрического корпуса (кожуха), получили название **кожухо-трубчатых**.

Примеры конструктивного исполнения кожухо-трубчатых ТОА приведены на рис. 11

3.1 Поверхность нагрева кожухо-трубчатого ТОА, площадь которой F может быть найдена из уравнения (7), образована цилиндрическими поверхностями отдельных труб трубного пучка так, что

$$F = \pi d_{нар} L n_z \quad (16)$$

где $d_{нар}$ – наружный диаметр трубки, м;

L – общая длина трубки, м;

n_z – число трубок в одном ходе ТОА, определяемое из уравнения неразрывности потока:

$$V_G = n_z f_{mp} \omega_{mp}, \quad (17)$$

где V_G – объёмный расход теплоносителя в трубках, м³/с;

f_{mp} – площадь живого сечения одной трубки, м²;

$\omega_{тр}$ - скорость движения теплоносителя в трубках, м/с (для жидкости принимается обычно в пределах 0,5-1,5 м/с, а для газов 5-12 м/с).

3.2 Разбивка трубок на трубной доске может быть осуществлена либо по сторонам равностороннего треугольника (рис. 12, а), либо по концентрическим окружностям (рис. 12, б)

При компоновке труб в пучке шаг трубок S принимается в пределах

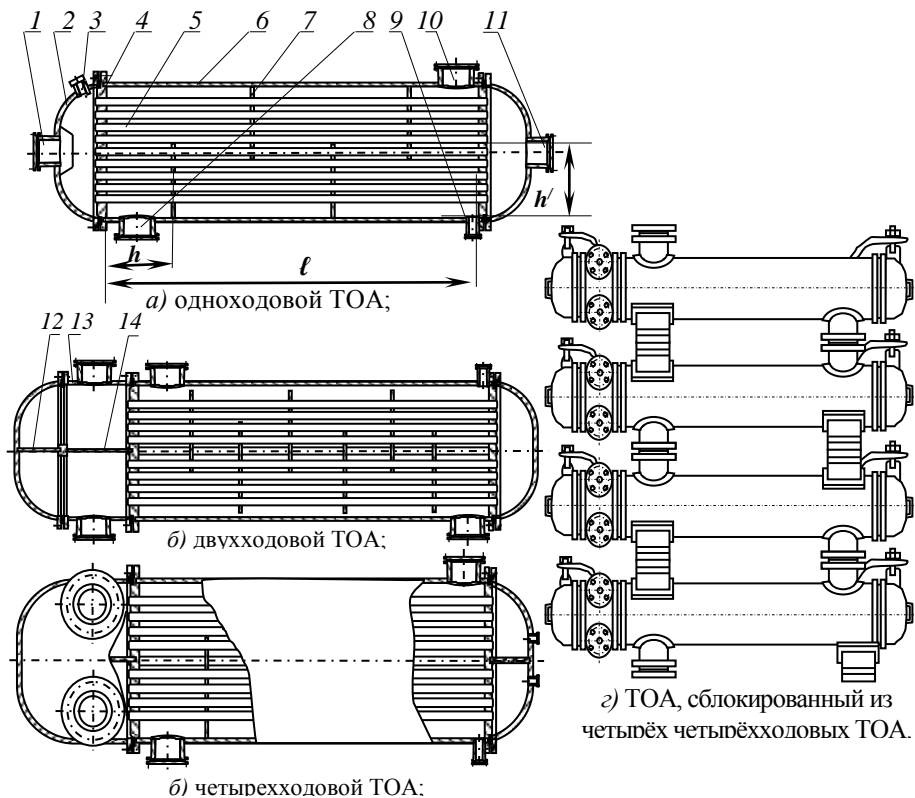


Рис. 11 Примеры исполнения кожухо-трубчатых ТОА

1, 8, 10, 11 – присоединительные штуцера (фланцы); 2 – крышка; 3, 9 – патрубки для удаления конденсата; 4 – трубная решетка; 5 – трубка; 6 – корпус (кожух); 7 – сегментная перегородка; 12, 14 – межходовые перегородки; 13 – сварная камерная крышка.

$$S = (1,3-1,5)d_{нар}. \quad (18)$$

3.3 Внутренний диаметр корпуса одноходового теплообменника определяется согласно выражению:

$$D = D' + d_{нар} + 2k_3, \quad (19)$$

где D' - диаметр, на котором размещается крайний ряд трубок (определяется по таблице 1), м;

k_3 - кольцевой зазор между крайними трубками и корпусом, по конструктивным соображениям принимается $k_3 \geq 6 \cdot 10^{-3}$ м.

Внутренний диаметр многоходового теплообменника определяется с учетом размещения перегородок обычно графическим путем.

3.4 Расстояние между трубными досками (активная длина трубок)

$$l = \frac{L}{z} = \frac{F}{\pi d_{нар} n_z z}, \quad (20)$$

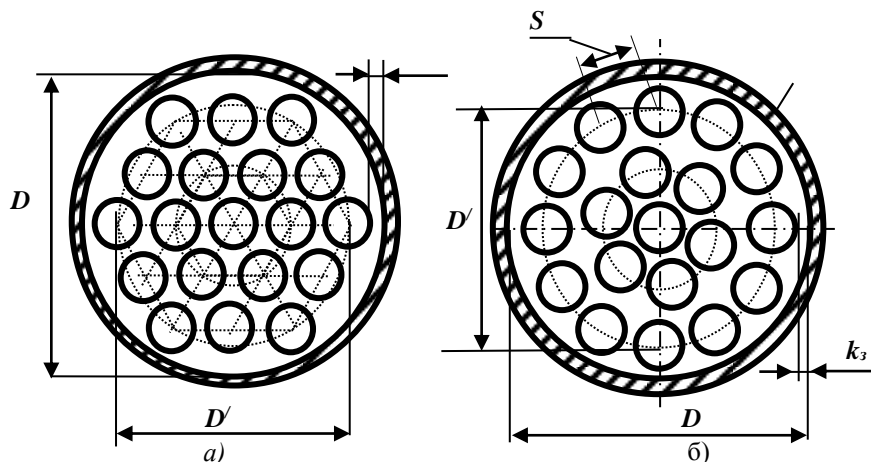


Рис. 12 Схема размещения трубок в трубной решетке. а) по сторонам равностороннего треугольника; б) по концентрическим окружностям

где z - число ходов $ТОА$.

3.5 Расстояние между сегментными перегородками может быть определено по уравнению

$$h = \frac{F_{мж.тр}}{D(1 - d_{нар} / S)}, \quad (21)$$

где $F_{мж.тр}$ - площадь поперечного сечения межтрубного пространства.

Ширина сегментных перегородок h' обычно принимается равной $(0,6 \dots 0,8)D$.

3.6 Коэффициент теплоотдачи α может быть найден из уравнения

$$Nu = \frac{\alpha d_э}{\lambda_f}, \quad (22)$$

тогда

$$\alpha = \frac{\lambda_f}{d_3} Nu, \quad (23)$$

где Nu - критерий Нуссельта;

d_3 - характерный линейный размер (эквивалентный диаметр) канала, который в большей степени влияет на процесс теплообмена (например, внутренний или внешний диаметры трубопровода), м;

λ_f - коэффициент теплопроводности теплоносителя, омывающего поверхность теплообмена, (Вт/м К).

Критерий Нуссельта в общем виде описывается эмпирическим выражением

$$Nu = C Re^a Pr^b, \quad (24)$$

где C, a, u, b – постоянные коэффициенты, получаемые опытным путём, (приведены в таблице 2);

Re - критерий Рейнольдса, для труб круглого сечения вычисляется по формуле

$$Re = \frac{\omega_f \cdot d_3}{\nu_f}, \quad (25)$$

где ω_f - скорость движения теплоносителя, м/с;

ν_f - коэффициент кинематической вязкости теплоносителя при соответствующей температуре, м²/с;

d_3 – эквивалентный диаметр трубок теплообменника (характерный линейный размер поверхности, вдоль которой движется теплоноситель, см. пояснения к (23)), м:

-при движении теплоносителя внутри круглой трубки

$$d_3 = d_{\text{вн}}; \quad (26)$$

-при движении теплоносителя в межтрубном пространстве

$$d_3 = 4 R_2, \quad (27)$$

Таблица 1

Данные для определения диаметра D' кожухо-трубчатого ТОА

| D'/S | z1 | z2 | D'/S | z1 | z2 |
|------|-----|-----|------|------|------|
| 2 | 7 | 7 | 22 | 439 | 410 |
| 4 | 19 | 19 | 24 | 517 | 485 |
| 6 | 37 | 37 | 26 | 613 | 566 |
| 8 | 61 | 62 | 28 | 21 | 653 |
| 10 | 91 | 93 | 30 | 823 | 747 |
| 12 | 127 | 130 | 32 | 931 | 847 |
| 14 | 187 | 173 | 34 | 1045 | 953 |
| 16 | 241 | 223 | 36 | 1165 | 1066 |
| 18 | 301 | 279 | 38 | 1306 | 1185 |
| 20 | 367 | 341 | 40 | 1459 | 1310 |

Примечание. z_1 - общее число труб, размещаемых на трубной доске по углам равносторонних треугольников («ромбическое» размещение); z_2 - общее число труб, размещаемых на трубной доске по концентрическим окружностям.

где R_e – гидравлический радиус, определяемый как

$$R_e = \frac{F_{\text{мж.тр}}}{\chi} \quad (28)$$

где χ – смоченный периметр площади живого сечения межтрубного пространства, м:

$$\chi = \pi(D + n d_{\text{нар}}), \quad (29)$$

где n – общее число трубок в данном живом сечении кожуха.

Критерий Прандтля в общем случае определяется по формуле

$$Pr = \mu \frac{c_p}{\lambda_f} = \frac{v_f}{a_p} \quad (30)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости жидкости (теплоносителя), $Па \cdot с$;

c_p - изобарная теплоёмкость жидкости (теплоносителя), $Дж/(кг \cdot K)$;

λ_f - коэффициент теплопроводности теплоносителя, $Вт/(м \cdot K)$;

a_p - коэффициент изобарной температуропроводности, $м^2/с$.

$$a_p = \frac{\lambda_f}{\rho c_p}, \quad (31)$$

где ρ - плотность жидкости (теплоносителя), $кг/м^3$.

Критерии Прандтля, используемые в таблице 2 при подстановке постоянного коэффициента C , определяются при температуре жидкости (Pr_f) и температуре стенки (Pr_w).

Таблица 2

Значения коэффициентов эмпирического уравнения

| Условия движения | | Примечание | C | a | b |
|------------------|-----------------------------------|----------------------------|---|------|------|
| в трубах* | | $Re \leq 2300$ | $0,15 (Gr_f Pr_f)^{0,1} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_l$ | 0,33 | 0,33 |
| | | $Re > 2300$ | $0,021 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_l$ | 0,8 | 0,43 |
| обтекание | пластины | $Re \leq 2300$ | $0,66 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$ | 0,5 | 0,33 |
| | | $Re > 2300$ | $0,037 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$ | 0,8 | 0,43 |
| | одиночной трубы под прямым углом | $Re = 5 \dots 1000$ | $0,5 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$ | 0,5 | 0,38 |
| | | $Re = 1000 \dots 200\,000$ | $0,25 (Pr_f / Pr_w)^{0,25}$ | 0,6 | 0,38 |
| | трубных пучков под прямым углом** | шахматный | $0,41 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_l$ | 0,6 | 0,33 |
| | | коридорный | $0,26 (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \varepsilon_l$ | 0,65 | 0,33 |

Примечания:

1. *При превышении отношения длины трубы к диаметру более чем в 50 раз $\varepsilon=1$. При $l/d < 50$ ε выбирают из таблицы 3

Таблица 3

Значение поправочного множителя

| l/d | 1 | 2 | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 |
|---------------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| ε | 1,9 | 1,7 | 1,44 | 1,28 | 1,18 | 1,13 | 1,05 | 1,02 |

2. **Следует учитывать, что при поперечном обтекании трубных пучков коэффициент теплоотдачи первого ряда α_1 составляет 60% от стабилизированной величины (третий ряд и далее), т.е. $\alpha_1=0,6\alpha_z$. Во втором ряду: при коридорном расположении $\alpha_2=0,9\alpha_z$, при шахматном расположении $\alpha_2=0,7\alpha_z$. Средний для всего пучка коэффициент теплоотдачи можно вычислить по формуле

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (32)$$

где F_1, F_2, \dots, F_n – площадь поверхности труб соответствующего ряда.

Критерий Грасгофа находится из зависимости

$$Gr = \frac{g \beta d_s^3}{\nu_f^2} \Delta T \quad (33)$$

где g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$;

β – коэффициент температурного расширения теплоносителя, K^{-1} ;

ΔT – разность температур стенки и теплоносителя;

4. Содержание работы и порядок расчёта.

4.1 Работа выполняется по исходным данным, выбранным из таблиц 4 и 5 в соответствии с двумя последними цифрами номера зачетной.

Для выполнения расчетов следует использовать какую либо программную среду класса САПР (*Microsoft Excel, Matcad, Matlab и т.п.*).

Таблица 4

Теплофизические свойства материала трубок ТОВА

| последняя цифра | Материал трубок теплообменника | Коэффициент теплопроводности, λ , Вт/ (м К) | Допустимое напряжение, $[\sigma]_p$, МПа | Удельная теплоёмкость, c_p , кДж/(кг К) |
|-----------------|--------------------------------|---|---|---|
| 1 | Сталь (нерж. 1X18Н9Т) | 16 | 1080 | 0,502 |
| 2 | Бронза БрО3Ц12С5 | 25,9 | 206 | 0,344 |
| 3 | Мельхиор | 284 | 390 | 0,227 |

| | | | | |
|---|------------------------|------|-----|-------|
| 4 | Чугун | 51,9 | 270 | 0,419 |
| 5 | Сталь (углерод С=0,5%) | 53,6 | 430 | 0,465 |
| 6 | Сталь 45 | 57 | 598 | 0,560 |
| 7 | Латунь ЛО70-1 | 117 | 373 | 0,385 |
| 8 | Сплав алюминиевый Амц | 188 | 128 | 0,896 |
| 9 | Сплав алюминиевый АмгЗ | 147 | 186 | 0,884 |
| 0 | Медь | 390 | 270 | 0,388 |

Таблица 5

Рабочие параметры ТОА

| пред- последняя трубка | Тепло- произво- дитель- ность теплооб- менника | Температура греющей воды на входе | Температура греющей воды на выходе | Температура нагреваемой воды на входе | Температура нагреваемой воды на выходе | Схема движения (рис. 1...10) |
|------------------------------|---|--|---|--|---|------------------------------------|
| | МВт | °C | °C | °C | °C | |
| 1 | 5,3 | 140 | 95 | 20 | 70 | 1 |
| 2 | 5,7 | 130 | 93 | 20 | 75 | 2 |
| 3 | 6,2 | 130 | 90 | 20 | 80 | 3 |
| 4 | 6,6 | 160 | 87 | 20 | 70 | 4 |
| 5 | 6,9 | 150 | 85 | 20 | 75 | 5 |
| 6 | 7,1 | 180 | 93 | 20 | 80 | 6 |
| 7 | 7,3 | 120 | 80 | 20 | 70 | 7 |
| 8 | 7,5 | 110 | 77 | 20 | 60 | 8 |
| 9 | 7,9 | 120 | 75 | 20 | 65 | 9 |
| 0 | 8,2 | 120 | 73 | 20 | 70 | 10 |

Контрольная работа должна состоять из пояснительной и графической частей. В пояснительной части должны быть освещены основные теоретические положения функционирования ТОА, приведен тепловой расчет и расчет элементов конструкции, представлен список использованной литературы. В графической части работы по данным расчетов необходимо представить схему размещения трубок в трубной решетке (с соблюдением масштаба, формат А4).

Наружный диаметр труб для всех вариантов принять $d_{нар}=0,02$ м, внутренний диаметр $d_{вн}=0,018$ м.

4.2 Определяется средний массовый расход греющей воды G_1 из формулы (3), массовая теплоёмкость воды c_{p1} выбирается из Приложения А при средней температуре T_1^{cp} , Дж/кг К;

$$T_1^{cp} = \frac{T_1' + T_1''}{2} \quad (34)$$

4.3 Определяется средний массовый расход нагреваемой воды G_2 , Дж/кг К, из формулы (3), выбрав массовую теплоёмкость воды c_{p2} из Приложения А при средней температуре T_2^{cp} ,

$$T_2^{cp} = \frac{T_2' + T_2''}{2}, \quad (35)$$

4.4 Определяются средние объёмные расходы греющей V_{G1} и нагреваемой V_{G2} воды

$$V_{G1} = \frac{G_1}{\rho_1} \quad \text{и} \quad V_{G2} = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (36)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности воды при средних температурах T_1^{cp} и T_2^{cp} , кг/м³.

4.5 Определяется количество трубок в одном ходе секции теплообменника n_z из уравнения неразрывности потока жидкости (17).

4.6 Определяется полное расчётное количество трубок в секции теплообменника n' :

$$n' = z \cdot n_z, \quad (37)$$

4.7 Определяется диаметр D' размещения крайнего ряда трубок на трубной доске (см. п. 3.2), при этом количество трубок принимается равным значению ближайшего числа трубок z_1 или z_2 . Для многоходовых теплообменников целесообразно применить размещение трубок на трубной доске по углам равносторонних треугольников (рис. 11, а)

4.8 Определяется внутренний диаметр корпуса ТОА D (см. (19)). Для многоходовых ТОА при определении внутреннего диаметра корпуса D учесть толщину межходовых перегородок.

4.9 Определяется площадь живого сечения межтрубного пространства $F_{мж.тр}$

$$F_{мж.тр} = F_{кож} - \sum_{i=1}^{n'} f_i, \quad (38)$$

где $F_{кож}$ – внутренняя площадь сечения кожуха ТОА;

f_i – площадь наружного сечения одной трубки;

4.10 Пересчитываются действительные скорости воды в межтрубном пространстве $\omega_{мж.тр}$ и в трубках $\omega_{тр}$. Из уравнения неразрывности потока следует, что

$$\omega_{мж.тр} = V_{мж.тр} / F_{мж.тр} \quad (39)$$

$$\omega_{mp} = V_G / (n \cdot f_{mp}) \quad (40)$$

4.11 Определяется средний температурный напор ΔT_{cp} (в соответствии с заданной схемой, см. п. 2.4).

4.12 Определяются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 в соответствии с п. 3.6. Поправочный коэффициент ε_l (см. таблицу 2) предварительно принимается как $\varepsilon_l = 1$, а температура стенки T_{cm} рассчитывается по формуле

$$T_{cm} = T_1^{cp} - \frac{\Delta T_{cp}}{2} \quad (41)$$

4.13 Определяется коэффициент теплопередачи (см. п. 2.3)

4.14 Определяется площадь поверхности теплообмена ТООА по уравнению (7).

4.15 Определяется активная длина трубок (расстояние между трубными досками) по уравнению (20).

4.16 Определяется соотношение между длиной и диаметром трубок. Если отношение $l/d < 50$, то поправочный коэффициент ε_l уточняется в соответствии с таблицей 3 и п.п. 4.11-4.16 пересчитываются.

4.17 Производится (в случае необходимости) расчёт сегментных перегородок в соответствии с п. 3.5.

4.18 Производится прочностной расчёт кожуха по уравнению

$$\delta = \frac{K_3 p d}{2[\sigma]_p} \quad (42)$$

где δ – минимально допустимая толщина стенки рассчитываемого элемента, м;

K_3 – коэффициент запаса прочности, $K_3 = 1,5-2,0$;

p – давление соответствующего теплоносителя, Па (принимается несколько выше его давления насыщения);

d – внутренний диаметр рассчитываемого элемента, м;

$[\sigma]_p$ – допустимое напряжение на разрыв материала, из которого изготавливается рассчитываемый элемент, Па.

4.19 Анализируются результаты расчётов, выбирается толщина стенки корпуса (кожуха) ТООА, формулируются выводы и заключение.

1. БСЭ.(В 30 томах) / Гл. ред. А.М. Прохоров. - Изд. 3-е. - М.: Советская Энциклопедия 1970-1978, Т. 12.
2. Теплотехника: Учеб. для вузов/В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М., Камфер и др.; под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высш.шк., 1999.-671 с.
3. Теплотехника: учеб. для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; Под ред. Баскакова А.П.-М.: - 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991.-224 с.
4. Техническая термодинамика: Учеб. для машиностр. спец. вузов./ В.И. Крутов, С.И. Исаев, И.А. Кожин и др.; под ред. В.И. Крутова. – 3-е изд., перераб и доп. -М.: Высш. шк., 1991. 384 с.
5. СТП 01-2001 Стандарт предприятия. Курсовые и дипломные проекты (работы): Правила оформления. Введен впервые. Дата введения 01.04.2001. ДГТУ, Ростов н/Д, 2001,-36 с.

Приложение

Физические свойства воды на линии насыщения

| t | $p \cdot 10^{-5}$ | ρ | h | ζ_a | $\lambda \cdot 10^2$ | $a_p \cdot 10^8$ | $\mu \cdot 10^6$ | $\nu \cdot 10^6$ | $\beta \cdot 10^4$ | $\sigma \cdot 10^4$ | Pr |
|-------------|-------------------|------------------|------------------|--------------------------|------------------------|------------------|------------------|------------------|--------------------|---------------------|------------------|
| $^{\circ}C$ | $Па$ | $\frac{кг}{м^3}$ | $\frac{кДж}{кг}$ | $\frac{кДж}{кг \cdot K}$ | $\frac{Вт}{м \cdot K}$ | $\frac{м^2}{с}$ | $Па \cdot с$ | $м^2/с$ | $\frac{1}{K}$ | $\frac{Н}{м}$ | |
| 0 | 1,013 | 999,9 | 0 | 4,212 | 55,1 | 13,1 | 1788 | 1,789 | -0,63 | 756,4 | $\frac{13,6}{7}$ |
| 10 | 1,013 | 999,7 | 42,04 | 4,191 | 57,4 | 13,7 | 1306 | 1,306 | 0,7 | 741,6 | 9,52 |
| 20 | 1,013 | 998,2 | 83,91 | 4,183 | 59,9 | 14,3 | 1004 | 1,006 | 1,82 | 726,9 | 7,02 |
| 30 | 1,013 | 995,7 | 125,7 | 4,174 | 61,8 | 14,9 | 801,5 | 0,805 | 3,21 | 712,2 | 5,42 |
| 40 | 1,013 | 992,2 | 167,5 | 4,174 | 63,5 | 15,3 | 653,3 | 0,659 | 3,87 | 696,5 | 4,31 |
| 50 | 1,013 | 988,1 | 209,3 | 4,174 | 64,8 | 15,7 | 549,4 | 0,556 | 4,49 | 676,9 | 3,54 |
| 60 | 1,013 | 983,1 | 251,1 | 4,179 | 65,9 | 16 | 469,9 | 0,478 | 5,11 | 662,2 | 2,98 |
| 70 | 1,013 | 977,8 | 293,0 | 4,187 | 66,8 | 16,3 | 406,1 | 0,415 | 5,70 | 643,5 | 2,55 |
| 80 | 1,013 | 971,8 | 355 | 4,195 | 67,4 | 16,6 | 355,1 | 0,365 | 6,32 | 625,9 | 2,21 |
| 90 | 1,013 | 965,3 | 377 | 4,208 | 68 | 16,8 | 314,9 | 0,326 | 6,95 | 607,2 | 1,95 |
| 100 | 1,013 | 958,4 | 419,1 | 4,22 | 68,3 | 16,9 | 282,5 | 0,295 | 7,52 | 588,6 | 1,75 |
| 110 | 1,43 | 951 | 461,4 | 4,233 | 68,5 | 17 | 259 | 0,272 | 8,08 | 569 | 1,6 |
| 120 | 1,98 | 943,1 | 503,7 | 4,25 | 68,6 | 17,1 | 237,4 | 0,252 | 8,64 | 548,4 | 1,47 |
| 130 | 2,70 | 934,8 | 546,4 | 4,266 | 68,6 | 17,2 | 217,8 | 0,233 | 9,19 | 528,8 | 1,36 |
| 140 | 3,61 | 926,1 | 589,1 | 4,287 | 68,5 | 17,2 | 201,1 | 0,217 | 9,72 | 507,2 | 1,26 |
| 150 | 4,76 | 917,0 | 632,2 | 4,313 | 68,4 | 17,3 | 186,4 | 0,203 | 10,3 | 486,6 | 1,17 |
| 160 | 6,18 | 907,0 | 675,4 | 4,346 | 68,3 | 17,3 | 173,6 | 0,191 | 10,7 | 466 | 1,1 |
| 170 | 7,92 | 897,3 | 719,3 | 4,38 | 67,9 | 17,3 | 162,8 | 0,181 | 11,3 | 443,4 | 1,05 |
| 180 | 10,03 | 886,9 | 763,3 | 4,417 | 67,4 | 17,2 | 153 | 0,173 | 11,9 | 422,8 | 1,03 |
| 190 | 12,55 | 876,0 | 807,8 | 4,459 | 67,0 | 17,1 | 144,2 | 0,165 | 12,6 | 400,2 | 0,96 |
| 200 | 15,55 | 863,0 | 852,5 | 4,505 | 66,3 | 17 | 136,4 | 0,158 | 13,3 | 376,7 | 0,93 |