



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

## **ТЕПЛОМАССООБМЕН**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

**к курсовой работе**

**по одноименному курсу**

**для студентов специальностей 1-43 01 05**

**«Промышленная теплоэнергетика»**

**и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация**

**энергооборудования организаций»**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 536.24(075.8)  
ББК 31.31я73  
Т34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 22.05.2006 г.)*

Авторы-составители: *А. В. Овсянник, М. Н. Новиков, А. В. Шаповалов*  
Рецензент: д-р физ.-мат. наук, зав. каф. «Физика»  
ГГТУ им. П. О. Сухого *П. А. Хило*

**Тепломассообмен** : метод. указания к курсовой работе по одноим. курсу для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» / авт.-сост.: А. В. Овсянник, М. Н. Новиков, А. В. Шаповалов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 37 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-630-1.

Выполнение курсовой работы по курсу «Тепломассообмен» позволит студентам закрепить знания по основным разделам дисциплины, а также приобрести навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач по расчету и проектированию рекуперативных теплообменных аппаратов.

Для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций».

**УДК 536.24(075.8)**  
**ББК 31.31я73**

**ISBN 978-985-420-630-1**

© Овсянник А. В., Новиков М. Н.,  
Шаповалов А. В., составление, 2007  
© Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого», 2007

## ВВЕДЕНИЕ

Выполнение курсовой работы по курсу «Тепломассообмен» позволит студентам закрепить знания по основным разделам дисциплины, а также приобрести навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач.

Курсовая работа состоит из расчетной части (до 25 страниц рукописного текста) и графической части (одного листа формата А1) и выполняется по следующим разделам:

1. Тепловой конструктивный расчет рекуперативного кожухотрубчатого теплообменника.

2. Тепловой расчет пластинчатого теплообменника.

Работу рекомендуется выполнять последовательно, по мере изучения основных разделов курса. Исходные данные к расчету и номер варианта студенту выдает преподаватель.

### 1. ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты могут использоваться в качестве теплообменников, холодильников, конденсаторов и испарителей. *Теплообменники* предназначены для нагрева и охлаждения, а *холодильники* – для охлаждения (водой или другим нетоксичным, непожаро- и невзрывоопасным хладагентом) жидких и газообразных сред. Кожухотрубчатые теплообменники могут быть следующих типов: ТН – теплообменники с неподвижными трубными решетками; ТК – теплообменники с температурными компенсаторами на кожухе и жестко закрепленными трубными решетками; ТП – теплообменники с плавающей головкой, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой; ТУ – теплообменники с U-образными трубками, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой; ТС – теплообменники с сальником на плавающей головке, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой (рис. П.1.1).

Наибольшая допускаемая разность температур кожуха и труб для аппаратов типа ТН может составлять 20–60 °С, в зависимости от материала кожуха и труб, давления в кожухе и диаметра аппарата.

Теплообменники и холодильники могут устанавливаться горизонтально или вертикально, быть одно-, двух-, четырех- и шестихо-

довыми по трубному пространству. Трубы, кожух и другие элементы конструкции могут быть изготовлены из углеродистой или нержавеющей стали, а трубы холодильников – из латуни. Распределительные камеры и крышки выполняют из углеродистой стали.

Данный расчет проводится для определения площади поверхности теплообмена стандартного водо-водяного рекуперативного теплообменника, в котором греющая вода поступает в трубы, нагреваемая вода – в межтрубное пространство.

**Задание.** Выполнить тепловой конструктивный расчет водо-водяного рекуперативного подогревателя производительностью  $Q$ . Температура греющего теплоносителя на входе в аппарат  $t'_1$ . Температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник  $t'_2$ , изменение температуры нагреваемого теплоносителя в аппарате  $\Delta t_2$ . Массовый расход греющего теплоносителя –  $M_1$ , нагреваемого теплоносителя –  $M_2$ . Поверхность нагрева выполнена из труб диаметром  $d_n/d_b$ . Трубы в трубной решетке расположены по вершинам равнобедренных треугольников.  $L$  – длина труб, предварительно принимается равной 3,0 м. Схема движения теплоносителей – противоток. Материал труб теплообменного аппарата выбирается в соответствии с вариантом. Потери тепла в окружающую среду пренебречь.

### 1.1. Расчет количества передаваемого тепла

Уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата имеет вид:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (1.1)$$

где  $Q_1$  – количество теплоты в единицу времени, отданное греющим теплоносителем, Вт;  $Q_2$  – количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем, Вт;  $\Delta Q$  – потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Так как  $\Delta Q = 0$  по условию, то количество передаваемого тепла в единицу времени через поверхность нагрева аппарата, Вт:

$$Q = Q_1 = Q_2; \\ Q = M_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = M_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (1.2)$$

где  $c_{p1}$  и  $c_{p2}$  – средние удельные массовые теплоёмкости греющего и нагреваемого теплоносителей, в интервале изменения температур от  $t'_1$  до  $t''_1$  и от  $t''_2$  до  $t'_2$  соответственно, кДж/кг · К.

Температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника, °С:

$$t_2'' = t_2' + \Delta t_2. \quad (1.3)$$

Средняя температура нагреваемого теплоносителя, °С:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}. \quad (1.4)$$

По температуре  $t_2$  определяется значения  $c_{p2}$  методом линейной интерполяции по табл. П.1.1.

Количество теплоты в единицу времени, воспринятое нагреваемым теплоносителем, Вт:

$$Q_2 = M_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'). \quad (1.5)$$

Методом линейной интерполяции с помощью табл. П.1.1 определяется средняя удельная массовая теплоёмкость  $c_{p1}$  греющего теплоносителя при температуре  $t_1'$ . Для условия  $Q_1 = Q_2$  определяется температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника, °С:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_2}{M_1 c_{p1}}. \quad (1.6)$$

Средняя температура греющего теплоносителя, °С:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}. \quad (1.7)$$

По температуре  $t_1$  определяется значения  $c_{p1}$ . Уточняется количество теплоты, отданное греющим теплоносителем в единицу времени, Вт:

$$Q_1 = M_1 c_{p1} (t_1' - t_1''). \quad (1.8)$$

Рассчитывается величина относительной погрешности  $\Delta$ , которая не должна превышать 3 %. Если данное условие не выполняется, требуется провести пересчёт.

$$\Delta = \frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_1} 100, \%. \quad (1.9)$$

## 1.2. Определение интенсивности процессов теплообмена

В основу расчёта коэффициентов теплоотдачи между теплоносителями и поверхностью стенки положены критериальные уравнения, полученные в результате обработки многочисленных экспериментальных данных и их обобщения на основе теории подобия.

### 1.2.1. Расчёт интенсивности теплоотдачи со стороны греющего теплоносителя

По среднеарифметическому значению температуры  $t_1$  определяются значения физических свойств греющего теплоносителя (табл. П.1.1):

$\rho_1$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu_1$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);

$Pr_1$  – критерий Прандтля.

В первом приближении температура стенки, °С:

$$t_{ст} = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (1.10)$$

По  $t_{ст}$  определяется  $Pr_{ст}$  (табл. П.1.1).

Критерий Рейнольдса для потока греющего теплоносителя:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_B}{\nu_1}, \quad (1.11)$$

где  $w_1$  – средняя скорость греющего теплоносителя, м/с.

Среднюю скорость движения теплоносителя в трубах рекомендуется предварительно принимать в пределах  $w_1 = (1-3)$  м/с.

В результате сравнения вычисленного значения  $Re_1$  с критическим числом  $Re_{кр} = 2300$  устанавливается режим течения и выбирается критериальное уравнение для расчета числа Нуссельта. Интенсивность теплоотдачи в круглых трубках зависит от режима движения теплоносителя.

При турбулентном режиме течения жидкости ( $Re > 2300$ ) в круглых трубках и каналах число Нуссельта определяется по критериальной зависимости:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (1.12)$$

При ламинарном режиме ( $Re \leq 2300$ ) возможны 2 случая:

1. При  $Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^5$ , когда влияние свободной конвекции можно не учитывать, коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют с помощью уравнений:

– при  $Re \cdot Pr(d_B/L) > 12$

$$Nu = 1,61[Re \cdot Pr(d_B/L)]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}; \quad (1.13)$$

– при  $Re \cdot Pr(d_B/L) \leq 12$

$$Nu = 3,66 \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}, \quad (1.14)$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя при температуре  $t_1$ , Па · с;  $\mu_{ст}$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя при температуре стенки, Па · с.

2. При  $Gr \cdot Pr > 5 \cdot 10^5$  наступает вязкостно-гравитационный режим. В этом случае число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = 0,15(Re \cdot Pr)^{0,33} (Gr \cdot Pr)^{0,14} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (1.15)$$

где число Грасгофа:

$$Gr = \frac{g\beta_1(t_1 - t_{ст})d_B^3}{\nu_1^2},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;  $\beta_1$  – температурный коэффициент объемного расширения жидкости, К<sup>-1</sup>:

$$\beta_1 = \frac{1}{273,15 + t_1}.$$

Определяющий размер – внутренний диаметр трубы, определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_B}. \quad (1.16)$$

### 1.2.2. Расчёт интенсивности теплоотдачи со стороны нагреваемого теплоносителя

По среднеарифметическому значению температуры  $t_2$  определяются значения физических свойств нагреваемого теплоносителя (табл. П.1.1):

$\rho_2$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu_2$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К);

$Pr_2$  – критерий Прандтля.

Число Рейнольдса для потока холодного теплоносителя:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_H}{\nu_2}, \quad (1.17)$$

где  $w_2$  – средняя скорость нагреваемого теплоносителя, м/с.

Среднюю скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве рекомендуется предварительно принимать в пределах  $w_2 = (1-2)$  м/с.

В результате сравнения вычисленного значения  $Re_2$  с критическим числом  $Re_{кр} = 1000$  выбирается критериальное уравнение, по которому подсчитывается число Нуссельта.

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнениям:

– при  $Re \geq 1000$

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (1.18)$$

– при  $Re < 1000$

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (1.19)$$

За определяющий геометрический размер принимают наружный диаметр теплообменных труб.

Коэффициент теплоотдачи от стенок трубного пучка к нагреваемому теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_H}. \quad (1.20)$$



### 1.3. Определение коэффициента теплопередачи

Если  $(d_{\text{н}}/d_{\text{в}}) < 2$ , то коэффициент теплопередачи для плоской поверхности теплообмена с достаточной точностью определяется по формуле, Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + r_{31} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.21)$$

где  $r_{31}$ ,  $r_{32}$  – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки, (м<sup>2</sup> · К)/Вт (табл. П.1.2);  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала трубок (табл. П.1.3), Вт/(м · К).

Толщина стенки трубки вычисляется по формуле

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{в}}}{2}. \quad (1.22)$$

Вычисленное значение коэффициента теплопередачи сравнивается с ориентировочными значениями  $k$ , представленными в табл. П.1.4, для соответствующих теплоносителей.

Если расчетная величина  $k$  не входит в установленные пределы, следует провести перерасчет, уточнив скорости движения теплоносителей.

### 1.4. Определение расчетной площади поверхности теплообмена

В аппаратах с прямо- или противоточным движением теплоносителей средняя разность температур потоков определяется как среднелогарифмическая между большей и меньшей разностями температур теплоносителей на концах аппарата:

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (1.23)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  – большая разность температур, °С;  $\Delta t_{\text{м}}$  – меньшая разность температур, °С.

График изменения температур теплоносителей при противотоке представлен на рис. П.1.2.

При сложном взаимном движении теплоносителей, например, при смешанном и перекрестном токе в многоходовых теплообменниках, средняя разность температур теплоносителей определяется с учетом поправки  $\varepsilon_{\Delta t} \leq 1$ :

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.лог}} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (1.24)$$

Для нахождения поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$  вычисляются вспомогательные коэффициенты  $P$  и  $R$ :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad (1.25)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (1.26)$$

Для стандартных схем движения теплоносителей в теплообменниках существуют графические зависимости  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ . График для определения поправки  $\varepsilon_{\Delta t}$  при перемешивании одного теплоносителя представлен на рис. П.1.3.

Также поправку можно рассчитать теоретически. В частности, для параллельно-смешанного тока теплоносителей с одним ходом в межтрубном пространстве и двумя ходами по трубам (например, в двухходовом кожухотрубном теплообменнике)  $\varepsilon_{\Delta t}$  рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\left(\frac{\eta}{\delta}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P(1 + R - \eta)}{2 - P(1 + R + \eta)}\right)}, \quad (1.27)$$

$$\text{где } \eta = \sqrt{R^2 + 1}; \delta = \frac{R - 1}{\ln((1 - P)/(1 - RP))} \Big|_{R \neq 1} = \frac{1 - P}{P} \Big|_{R \rightarrow 1}.$$

Поверхностная плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>:

$$q = k \Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.28)$$

Из основного уравнения теплопередачи определяется необходимая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (1.29)$$

По рассчитанной площади и заданному диаметру труб выбирается стандартный теплообменный аппарат (табл. П.1.5), характеристики которого сводят в таблицу.

Пересчитываются скорости движения и критерий Рейнольдса для греющего и нагреваемого теплоносителей, м/с:

$$w_1 = \frac{M_1}{\rho_1 f_1}; \quad (1.30)$$

$$w_2 = \frac{M_2}{\rho_2 f_2}, \quad (1.31)$$

где  $f_1$  – площадь сечения одного хода по трубам, м<sup>2</sup>;  $f_2$  – площадь сечения межтрубного пространства между перегородками, м<sup>2</sup>.

$$Re_1 = \frac{w_1 d_B}{\nu_1}; \quad (1.32)$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_H}{\nu_2}. \quad (1.33)$$

### 1.5. Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Определяется число труб в теплообменнике:

$$n = \frac{F_c}{\pi d_H L_c}, \quad (1.34)$$

где  $F_c$  – площадь поверхности теплообмена стандартного теплообменника, м<sup>2</sup>;  $L_c$  – длина труб одного хода стандартного теплообменного аппарата, м.

По условию трубы по сечению трубной решетки расположены по вершинам равносторонних треугольников. Количество трубок, расположенных по сторонам большего шестиугольника:

$$a = \frac{2\sqrt{(n-1)/3 + 0,25} - 1}{2}. \quad (1.35)$$

Количество трубок, расположенных по диагонали шестиугольника:

$$b = 2a + 1. \quad (1.36)$$

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве, приближенно можно принять равным  $0,5b$ , т. е.

$$m = \sqrt{(n-1)/3 + 0,25} \approx \sqrt{n/3}. \quad (1.37)$$

Для стандартных труб с наружным диаметром  $d_n$  равным 16, 20, 25, 38, 57 мм, размещенных по вершинам равносторонних треугольников, при развальцовке принимают шаг между трубами  $t = (1,3-1,6)d_n$ , при сварке  $t = 1,25d_n$ . Рассчитанную величину шага между отверстиями в трубной решетке сравнивают со стандартными значениями, представленными в табл. П.1.6.

Внутренний диаметр кожуха одноходового теплообменника, мм:

$$D_B = 1,1t\sqrt{n}. \quad (1.38)$$

Внутренний диаметр кожуха многоходового теплообменника, мм:

$$D_B = 1,1t\sqrt{\frac{n}{\psi}}, \quad (1.39)$$

где  $\psi$  – коэффициент заполнения трубной решетки принимается равным 0,6–0,8.

Вычисленные значения  $n$  и  $D_B$  сопоставляются со стандартными величинами, выписанными из табл. П.1.5.

## 1.6. Определение температуры поверхности стенок трубы

Термическое сопротивление теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности загрязнений,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$R_{\alpha 1} = \frac{1}{\alpha_1}. \quad (1.40)$$

Термическое сопротивление слоя отложений со стороны греющего теплоносителя,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$R_{\lambda_{31}} = \frac{1}{(1/r)_{31}}, \quad (1.41)$$

где  $(1/r)_{31}$  – тепловая проводимость слоя отложений со стороны греющего теплоносителя; значение выбирается по табл. П.1.2.

Термическое сопротивление стенки трубы,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$R_{\lambda} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}, \quad (1.42)$$

где  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки трубки, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности стенки,  $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ ;  $\lambda_{\text{ст}}$  выбирается по  $t_{\text{ст}}$  из табл. П.1.3.

Термическое сопротивление слоя отложений со стороны нагреваемого теплоносителя,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$R_{\lambda_{32}} = \frac{1}{(1/r)_{32}}, \quad (1.43)$$

где  $(1/r)_{32}$  – тепловая проводимость слоя отложений со стороны нагреваемого теплоносителя,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ; значение выбирается по табл. П.1.2.

Термическое сопротивление теплоотдачи от стенки загрязнений к нагреваемому теплоносителю,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_2}. \quad (1.44)$$

Аналитически температура стенок трубы определяется по формулам:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - q(R_{\alpha_1} + R_{\lambda_{31}}); \quad (1.45)$$

$$t_{\text{ст2}} = t_2 + q(R_{\alpha_2} + R_{\lambda_{32}}). \quad (1.46)$$

Для проверки температуру стенки определяют графическим способом. График по определению искомым температур ( $t_{\text{ст1}}$ ,  $t_{\text{ст2}}$ ) приведен на рис. П.1.4.

## 1.7. Гидравлический расчет теплообменника

Целью гидравлического расчёта является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменный аппарат.

Полное гидравлическое сопротивление при движении жидкости в трубах теплообменного аппарата определяется выражением, Па:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{\text{м1}}, \quad (1.47)$$

где  $\Delta P_{\text{тр1}}$  – гидравлическое сопротивление трения, Па;  $\Delta P_{\text{м1}}$  – потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений; складываются из сопротивлений, возникающих в связи с изменением площади сечения потока, обтекания препятствий, Па:

$$\Delta P_{\text{тр1}} = \lambda \frac{L_c}{d_b} \frac{w_1^2 \rho_1}{2} z, \quad (1.48)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;  $z$  – число ходов теплоносителя по трубному пространству.

Коэффициент трения определяется по формуле

$$\lambda = 0,25 \left( \lg \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}_1} \right)^{0,9} \right] \right)^{-2}, \quad (1.49)$$

где  $e = \Delta / d_b$  – относительная шероховатость труб;  $\Delta$  – высота выступов шероховатостей (принимается  $\Delta = 0,2$  мм).

Потери давления, обусловленные наличием местных сопротивлений, Па:

$$\Delta P_{\text{м1}} = \xi_{\text{м1}} \frac{w_1^2 \rho_1}{2}, \quad (1.50)$$

где  $\xi_{\text{м1}}$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений трубного пространства:

$$\xi_{\text{м1}} = \xi_{\text{вх.к}} + z (\xi_{\text{вх.тр}} + \xi_{\text{вых.тр}}) + \xi_{\text{пов}} (z - 1) + \xi_{\text{вых.к}}, \quad (1.51)$$

где  $\xi_{\text{вх.к}}, \xi_{\text{вых.к}}$  – коэффициенты сопротивлений входной и выходной камер (табл. П.1.7);  $\xi_{\text{вх.тр}}, \xi_{\text{вых.тр}}$  – коэффициенты сопротивлений входа в трубы и выхода из них (табл. П.1.7);  $\xi_{\text{пов}}$  – коэффициент сопротивления поворота между ходами.

Величина потерь давления греющего теплоносителя в теплообменном аппарате, Па:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр1}} + \Delta P_{\text{м1}}. \quad (1.52)$$

Величина потерь давления нагреваемого теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника, Па:

$$\Delta P_2 = \xi_{\text{м2}} \frac{w_2^2 \rho_2}{2}, \quad (1.53)$$

где  $\xi_{\text{м2}}$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений межтрубного пространства:

$$\xi_{\text{м2}} = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{п.тр}}(x+1) + \xi_{\text{вых}} + \xi_{\text{сегм}}x, \quad (1.54)$$

где  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вых}}$  – коэффициент сопротивления входа и выхода жидкости (табл. П.1.7);  $\xi_{\text{п.тр}}$  – коэффициент сопротивления пучка труб:

$$\xi_{\text{п.тр}} \approx \frac{3 \sqrt{n/3}}{\text{Re}_2^{0,2}}, \quad (1.55)$$

где  $x$  – число сегментных перегородок (табл. П.1.9);  $\xi_{\text{сегм}}$  – коэффициент, определяющий поворот через сегментную перегородку (табл. П.1.7).

## 1.8. Определение толщины тепловой изоляции аппарата

Тепловая изоляция представляет собой конструкцию из материалов с малой теплопроводностью, покрывающую наружные поверхности оборудования, трубопроводов для уменьшения тепловых потерь.

Толщину тепловой изоляции находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции и от поверхности изоляции в окружающую среду:

$$\alpha_{\text{в}} (t''_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) = \frac{\lambda_{\text{и}}}{\delta_{\text{и}}} (t'_{\text{ст}} - t''_{\text{ст}}), \quad (1.56)$$

где  $t''_{\text{ст}}$  – температура изоляции со стороны окружающей среды, которая не должна превышать 45 °С, согласно требований техники безопасности;  $\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляционного материала в окружающую среду, Вт/м<sup>2</sup> · К, при расчетах принимать  $\alpha_{\text{в}} = (5-20)$  Вт/м<sup>2</sup> · К;  $t'_{\text{ст}}$  – температура изоляции со стороны аппарата; ввиду незначительного термического сопротивления стенки аппарата по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции,  $t'_{\text{ст}}$  принимают равной средней температуре нагреваемого теплоносителя, °С;  $t_{\text{в}}$  – температура окружающей среды; для изолируемых поверхностей, расположенных в помещении принимается 20 °С [6];  $\lambda_{\text{и}}$  – коэффициент теплопроводности изолятора, Вт/(м · К).

Если в качестве изолятора принять полотно стеклянне теплоизоляционное марки ИПС-Т-1000, ТУ 6-11-570-83, то коэффициент теплопроводности изолятора [6]:

$$\lambda_{\text{и}} = 0,047 + 0,00023t_{\text{т}}, \quad (1.57)$$

где  $t_{\text{т}}$  – средняя температура теплоизоляционного слоя, °С.

На открытом воздухе в летнее время, в помещении, в каналах, тоннелях, технических подпольях, на чердаках и в подвалах зданий:

$$t_{\text{т}} = \frac{t_{\text{в}} + 40}{2}, \quad (1.58)$$

где  $t_{\text{в}}$  – средняя температура теплоносителя, омывающего стенку, °С.

На открытом воздухе в зимнее время:

$$t_{\text{т}} = \frac{t_{\text{в}}}{2}. \quad (1.59)$$

При расчетах задать температурный напор  $(t''_{\text{ст}} - t_{\text{в}}) = (12-22)$  °С.

Толщина тепловой изоляции, м:

$$\delta_{\text{и}} = \frac{\lambda_{\text{и}}(t'_{\text{ст}} - t''_{\text{ст}})}{\alpha_{\text{в}}(t''_{\text{ст}} - t_{\text{в}})}. \quad (1.60)$$



## 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

В пластинчатых теплообменниках поверхность теплообмена образована набором тонких штампованных гофрированных пластин. Эти аппараты могут быть разборными, полуразборными и неразборными (сварными). В пластинах разборных теплообменников (рис. П.2.1) имеются угловые отверстия для прохода теплоносителей и пазы, в которых закрепляются уплотнительные и компонующие прокладки из специальных термостойких резин. Пластины сжимаются между неподвижной и подвижной плитами таким образом, что благодаря прокладкам между ними образуются каналы для поочередного прохода горячего и холодного теплоносителей. Плиты снабжены штуцерами для присоединения трубопроводов. Неподвижная плита крепится к полу, пластины и подвижная плита закрепляются в специальной раме.

Группа пластин, образующих систему параллельных каналов, в которых теплоноситель движется только в одном направлении (сверху вниз или наоборот), составляет пакет. Пакет по существу аналогичен одному ходу по трубам в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках. На рис. П.2.1, П.2.2 даны примеры компоновки пластин. При заданном расходе теплоносителя увеличение числа пакетов приводит к увеличению скорости теплоносителя, что интенсифицирует теплообмен, но увеличивает гидравлическое сопротивление. Дополнительный канал со стороны хода нагреваемой воды предназначен для охлаждения плиты и уменьшения тепловых потерь.

В соответствии с каталогом ЦИНТИхимнефтемаш (М., 1990) выпускаются теплообменники пластинчатые следующих типов: полуразборные (РС) с пластинами типа 0,5Пр и разборные (Р) с пластинами типа 0,3р и 0,6р.

Технические характеристики указанных пластин и основные параметры теплообменников, собираемых из этих пластин, даны в табл. П.2.1, П.2.2.

Допускаемые температуры теплоносителей определяются термостойкостью резиновых прокладок. Для теплообменников, используемых в системах теплоснабжения, обязательным является применение прокладок из термостойкой резины, марки которой приведены в табл. П.2.3.

Условное обозначение теплообменного пластинчатого аппарата: первые буквы обозначают тип аппарата – теплообменник Р (РС) раз-

борный (полусварной), следующее обозначение – тип пластины, цифры после тире – толщина пластины, далее – площадь поверхности теплообмена аппарата ( $\text{м}^2$ ), затем – конструктивное исполнение (в соответствии с табл. П.2.1), марка материала пластины и марка материала прокладки (в соответствии с табл. П.2.3). После условного обозначения приводится схема компоновки пластин.

Пример условного обозначения пластинчатого разборного теплообменного аппарата: теплообменник Р 0,6р-0,8-16-1К-01 – теплообменник разборный (Р) с пластинками типа 0,6р, толщиной 0,8 мм, площадью поверхности теплообмена  $16 \text{ м}^2$ , на консольной раме, в коррозионно-стойком исполнении, материал пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т; материал прокладки – теплостойкая резина 359; схема компоновки:

$$C_x : \frac{5 + 5 + 5}{6 + 5 + 5},$$

что означает над чертой – число каналов в каждом ходу для греющей воды, под чертой – то же для нагреваемой воды.

При оптимальной компоновке пластин число пакетов для горячего и холодного теплоносителя может быть неодинаковым. В условном обозначении схемы компоновки число слагаемых в числителе соответствует числу пакетов (последовательных ходов) для горячего теплоносителя, в знаменателе – для холодного; каждое слагаемое означает число параллельных каналов в пакете.

Из рассматриваемых трех теплообменников наиболее целесообразно применение теплообменников РС 0,5Пр, поскольку эти теплообменники надежно работают при рабочем давлении до 1,6 МПа ( $16 \text{ кгс/см}^2$ ). Пластины попарно сварены по контуру образуя блок. Между двумя сваренными пластинами имеется закрытый (сварной) канал для теплофикационной греющей воды. Разборные каналы допускают давление в них до 1 МПа.

Теплообменники типа Р 0,3р могут применяться в системах теплоснабжения при отсутствии теплообменников типа РС 0,5Пр и параметрах теплоносителей до 1,0 МПа (до  $10 \text{ кгс/см}^2$ ), до  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  и перепаде давлений между теплоносителями не более 0,5 МПа ( $5 \text{ кгс/см}^2$ ).

Применение теплообменников типа Р 0,6р (титан) в системах теплоснабжения ограничено и допустимо только при отсутствии теплообменников РС 0,5Пр и Р 0,3р при параметрах теплоносителей не

более 0,6 МПа (6 кгс/см<sup>2</sup>) до 150 °С и перепаде давлений теплоносителей не более 0,3 МПа (3 кгс/см<sup>2</sup>).

**Задание.** Рассчитать однопакетный пластинчатый теплообменник для системы горячего водоснабжения ЦТП, если известны параметры: нагрузка на отопление (ГВС) –  $Q$ , Вт; температуры греющей (сетевой) и нагреваемой воды на входе и выходе теплообменника соответственно  $t'_1, t''_1, t'_2, t''_2$  °С. Принять равное число параллельных каналов в пакете для греющего и нагреваемого теплоносителей.

## 2.1. Определение расходов и скоростей движения греющего и нагреваемого теплоносителей

Средняя температура теплоносителей:

$$t_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}. \quad (2.1)$$

По среднеарифметическому значению температур  $t_1, t_2$  определяются значения физических свойств греющего и нагреваемого теплоносителей (табл. П.1.1):

$\rho_1, \rho_2$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu_1, \nu_2$  – кинематические коэффициенты вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_1, \lambda_2$  – коэффициенты теплопроводности, Вт/(м · К);

$Pr_1, Pr_2$  – критерии Прандтля.

Массовые расходы теплоносителей, кг/с:

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1}(t'_1 - t''_1)}; \quad (2.2)$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t''_2 - t'_2)}. \quad (2.3)$$

По максимальному расходу выбирается тип пластин. Параметры пластин:  $\delta_{ст}$  – толщина стенки пластины, м;  $f_{пл}$  – площадь поверхности теплообмена пластины, м<sup>2</sup>;  $f_k$  – площадь поперечного сечения канала между пластинами, м<sup>2</sup>;  $P$  – смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м.

Эквивалентный диаметр сечения канала, м:

$$d_э = \frac{4f_k}{P}. \quad (2.4)$$

При расчете пластинчатого водоподогревателя оптимальная скорость теплоносителя принимается исходя из получения таких же потерь давления в установке по нагреваемой воде, как при применении кожухотрубного водоподогревателя (100–150 кПа), что соответствует скорости воды в каналах  $w_{\text{опт}} = w_1 = (0,3–0,5)$  м/с [4].

Число каналов в пакете:

$$m = \frac{G_1}{w_1 \rho_1 f_k}. \quad (2.5)$$

Скорость второго теплоносителя, м/с:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_1 f_k (m-1)}. \quad (2.6)$$

## 2.2. Расчет интенсивности теплообмена при движении теплоносителей между пластинами

Критерии Рейнольдса и Прандтля для каждого теплоносителя:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_э}{\nu_1}; \quad \text{Re}_2 = \frac{w_2 d_э}{\nu_2}; \quad (2.7)$$

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_{p1} \nu_1 \rho_1}{\lambda_1}; \quad \text{Pr}_2 = \frac{c_{p2} \nu_2 \rho_2}{\lambda_2}. \quad (2.8)$$

Средняя температура стенки определяется по формуле (1.10). По  $t_{\text{ст}}$  определяется  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  (табл. П.1.1).

Определяется критерий Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителей:

– при турбулентном режиме ( $\text{Re} \geq 50$ )

$$\text{Nu}_1 = 0,18 \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (2.9)$$

$$\text{Nu}_2 = 0,18 \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (2.10)$$

– при ламинарном режиме ( $\text{Re} < 50$ )

$$\text{Nu}_1 = 0,18 \text{Re}_1^{0,33} \text{Pr}_1^{0,33} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (2.11)$$

$$\text{Nu}_2 = 0,18 \text{Re}_2^{0,33} \text{Pr}_2^{0,33} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}. \quad (2.12)$$

Коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности стенки и от поверхности стенки к нагреваемому теплоносителю соответственно,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1 \text{Nu}_1}{d_3}, \quad \alpha_2 = \frac{\lambda_2 \text{Nu}_2}{d_3}. \quad (2.13)$$

### 2.3. Определение площади поверхности теплообмена

Принимаются значения термических сопротивлений слоев загрязнений с двух сторон стенки,  $r_{31}$ ,  $r_{32}$ ,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$  (табл. П.2.3).

В качестве материала для пластин и патрубков – сталь 12Х18Н10Т. По средней температуре стенки  $t_{\text{ст}}$  определяется коэффициент теплопроводности стенки  $\lambda_{\text{ст}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Суммарное термическое сопротивление,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ :

$$\sum R = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{31} + r_{32}. \quad (2.14)$$

Коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum R + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.15)$$

Среднелогарифмический температурный напор при противотоке определяется по формуле (1.23).

Расчетная поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F_p = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}. \quad (2.16)$$

Фактическая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F_{\phi} = (2m - 1)f_{пл}. \quad (2.17)$$

Рассчитывается относительный запас площади поверхности теплообмена  $\Delta$ , значение которого не должно превышать 3 %.

$$\Delta = \frac{F_{\phi} - F_p}{F_{\phi}} 100 \%. \quad (2.18)$$

#### **2.4. Расчет гидравлических сопротивлений при движении теплоносителей**

$$\Delta P = m \xi \frac{l}{d_3} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.19)$$

где  $\xi$  – коэффициент общего гидравлического сопротивления;  
 $l$  – приведенная длина канала, м (табл. П.2.2).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Курсовое проектирование / Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков. – Москва : Химия, 1991. – 412 с.

2. Копко, В. М. Пластинчатые теплообменники в системах централизованного теплоснабжения. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пособие / В. М. Копко, М. Г. Пшоник. – Минск : БНТУ, 2005. – 199 с.

3. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – Москва : Высш. шк., 1980. – 469 с.

4. Проектирование тепловых пунктов : СП-41-101-95 к СНиП 2.04.07-86. – Введ. 1996-07-01.

5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.

6. СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой России. – Москва : ЦИТП Госстроя СССР, 1998. – 28 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

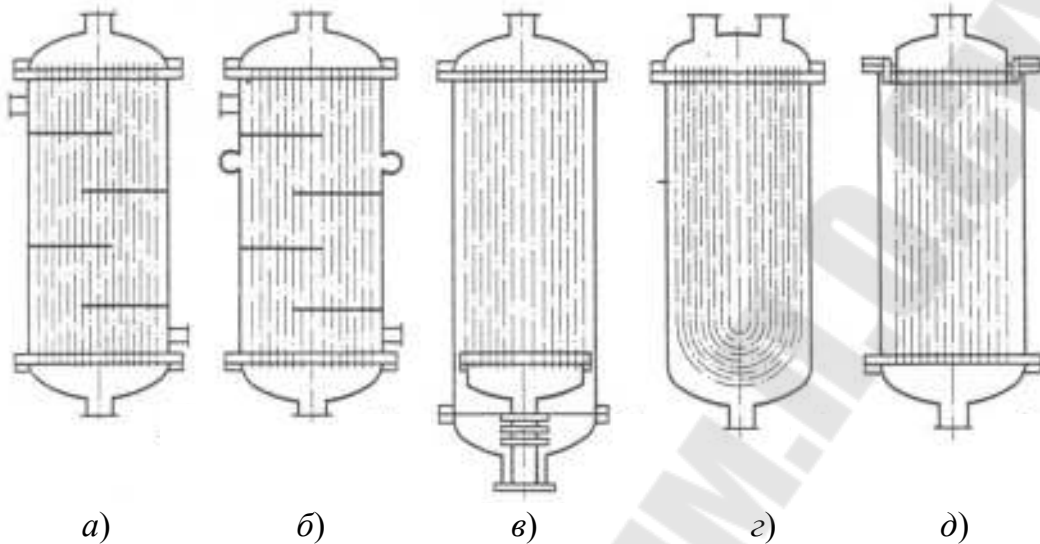


Рис. П.1.1. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты [5]:  
а – теплообменник с неподвижными решетками (ТН);  
б – теплообменник с температурными компенсаторами на кожухе и жестко закрепленными трубными решетками (ТК);  
в – теплообменник с плавающей головкой, жестким кожухом и одной жестко закрепленной трубной решеткой (ТП);  
з – теплообменник с U-образными трубками, жестким кожухом и жестко закрепленной трубной решеткой (ТУ); д – теплообменник с сальником на плавающей головке, жестким кожухом и одной жестко закрепленной трубной решеткой (ТС)

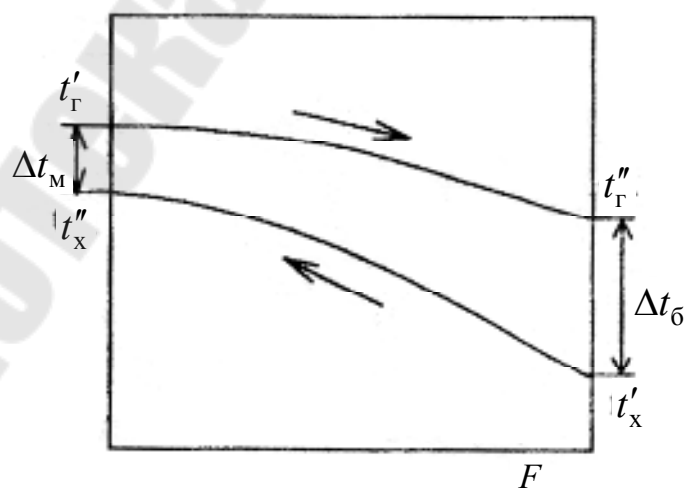


Рис. П.1.2. Графическая зависимость для определения большей и меньшей разности температур теплоносителей



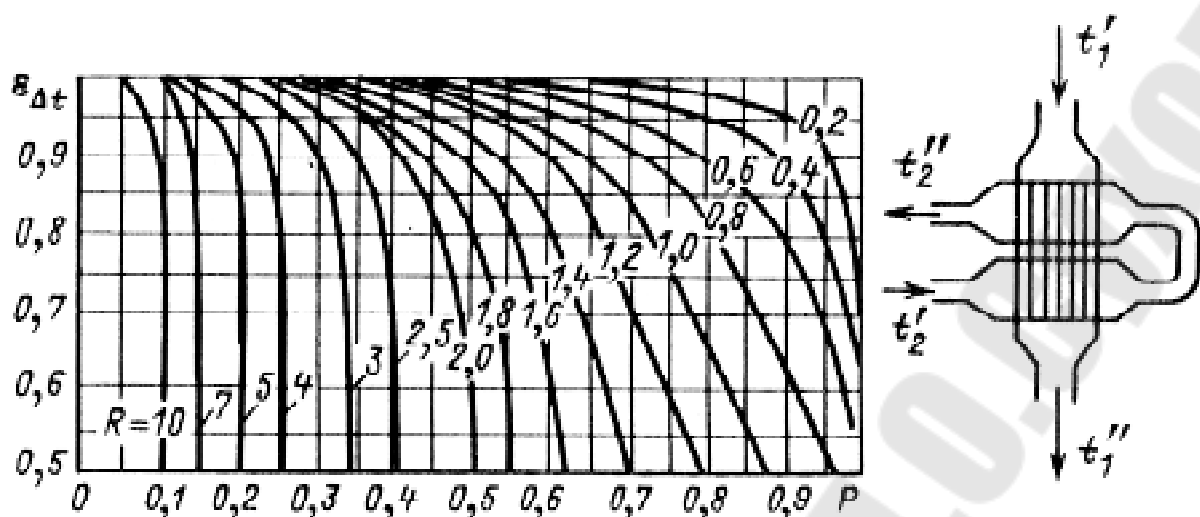


Рис. П.1.3. График для определения поправки  $\epsilon_{\Delta t}$  при перемешивании одного теплоносителя [5]

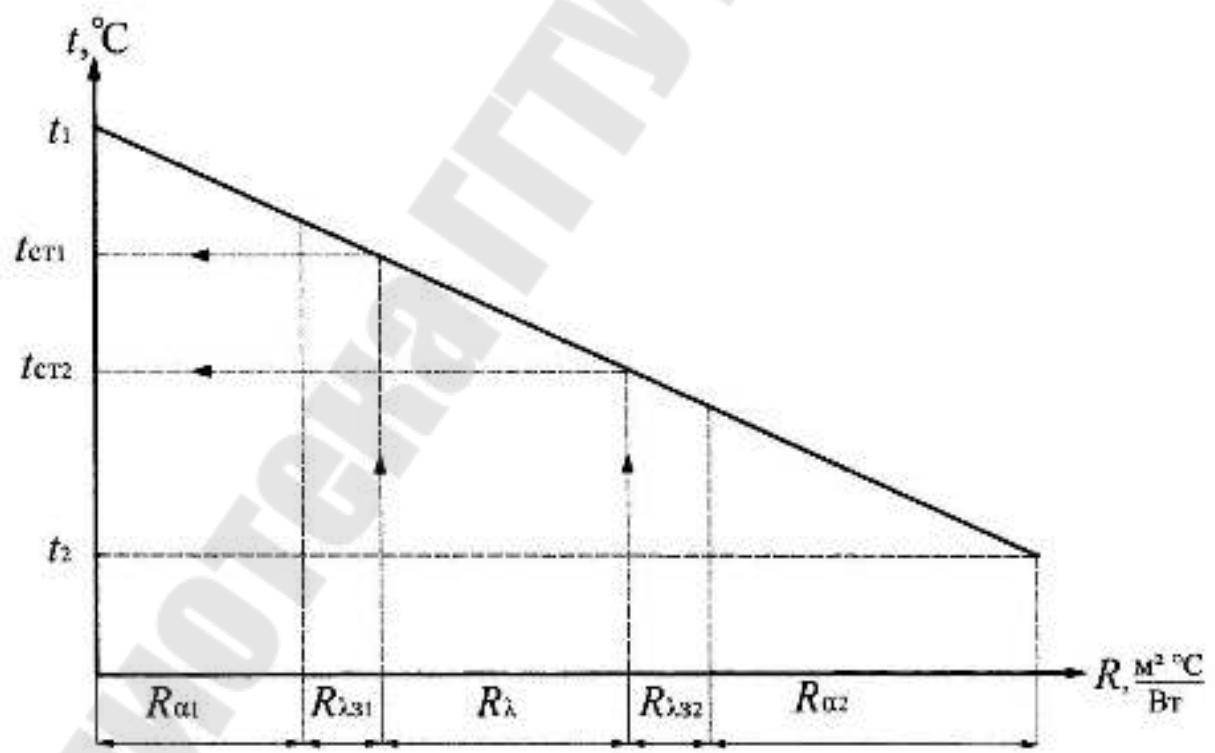


Рис. П.1.4. Графический способ определения температуры поверхности стенки трубы со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей

Таблица П.1.1

**Физические свойства воды на линии насыщения [3]**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$Pr$
0	999,8	4,212	55,1	1,789	13,67
10	999,6	4,191	57,5	1,306	9,52
20	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	995,6	4,174	61,8	0,805	5,42
40	992,2	4,174	63,4	0,659	4,31
50	988,0	4,174	64,8	0,556	3,54
60	983,2	4,178	65,9	0,478	2,98
70	977,7	4,187	66,8	0,415	2,55
80	971,8	4,195	67,5	0,365	2,21
90	965,3	4,208	68,0	0,326	1,95
100	958,3	4,220	68,3	0,295	1,75
110	951,02	4,233	68,5	0,272	1,6
120	943,1	4,250	68,6	0,252	1,47
130	934,8	4,266	68,6	0,233	1,36
140	926,1	4,287	68,5	0,217	1,26
150	916,9	4,312	68,4	0,203	1,17

Таблица П.1.2

**Тепловая проводимость загрязнений стенок  $1/r_3$  [1]**

Теплоносители	$1/r_3, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$
Вода: загрязненная	1400–1860
среднего качества	1860–2900
хорошего качества	2900–5800
дистиллированная	11600
Воздух	2800
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости	5800
Водяной пар, содержащий масла	5800
Пары органических жидкостей	11600

Таблица П.1.3

**Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  металлов и сплавов**

Металл или сплав	Температура, °С				
	0	100	200	300	400
Сталь углеродистая (C $\approx$ 0,5 %)	50,5	47,5	44,8	42,0	39,4
Сталь нержавеющая (Cr $\approx$ 13 %)	26,5	27,0	27,0	27,0	27,6
Латунь (70 % Cu + 30 % Zn)	106	131	143	145	148
Дюралюминий (96 % Al + 4 % Cu)	160	188	188	193	–
Медь (чистая)	401	393	389	384	379

Таблица П.1.4

**Ориентировочные значения  
коэффициента теплопередачи  $k$  [1]**

Вид теплообмена	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К)	
	для вынужденного движения	для свободного движения
От газа к газу	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От конденсирующегося пара к газу	10–60	6–12
От жидкости к жидкости:		
для воды	800–1700	140–430
для углеводородов и масел	120–270	30–60
От конденсирующегося водяного пара:		
к воде	800–3500	300–1200
к кипящей жидкости	–	300–2500
к органическим жидкостям	120–340	60–170
От конденсирующегося пара органических жидкостей к воде	300–800	230–460

Таблица П.1.5

**Параметры кожухотрубчатых теплообменников  
сварной конструкции с неподвижными трубными решетками  
и кожухотрубчатых теплообменников с температурными  
компенсаторами на кожухе  
(ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, ГОСТ 15122-79) [1]**

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м <sup>2</sup> )* при длине труб, м							Площадь сечения потока, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в вырезе перегородок	между перегородками	
159	20x2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,3	0,5	0,4
	25x2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,4	0,8	0,5
273	20x2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,7	1,0	1,2
	25x2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	0,9	1,1	1,3
325	20x2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25,0	–	–	1,1	2,0	2,0
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	–	1,1	1,6	0,9
	25x2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	1,3	2,9	2,1
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,3	1,5	1,0
400	20x2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68,0	–	1,7	2,5	3,6
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63,0	–	1,7	3,0	1,7
	25x2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52,0	–	2,0	3,1	3,8
		2	100	–	–	16,0	24,0	31,0	47,0	–	2,0	2,5	1,7

Продолжение табл. П. 1.5

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м <sup>2</sup> )* при длине труб, м							Площадь сечения потока, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>	
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в вырезе перегородок	между перегородками		
600	20x2	1	389	–	–	49	73	98	147	–	4,1	6,6	7,8	
		2	370	–	–	47	70	93	139	–	4,1	4,8	3,7	
		4	334	–	–	42	63	84	126	–	4,1	4,8	1,6	
		6	316	–	–	40	60	79	119	–	3,7	4,8	0,9	
	25x2	1	257	–	–	40	61	81	121	–	4,0	5,3	8,9	
		2	240	–	–	38	57	75	113	–	4,0	4,5	4,2	
		4	206	–	–	32	49	65	97	–	4,0	4,5	1,8	
		6	196	–	–	31	46	61	91	91	3,7	4,5	1,1	
	800	20x2	1	717	–	–	90	135	180	270	405	6,9	9,1	14,4
			2	690	–	–	87	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9
4			638	–	–	80	120	160	240	361	6,9	7,0	3,0	
6			618	–	–	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,0	
25x2		1	465	–	–	73	109	146	219	329	7,0	7,9	16,1	
		2	442	–	–	69	104	139	208	312	7,0	7,0	7,7	
		4	404	–	–	63	95	127	190	285	7,0	7,0	3,0	
		6	384	–	–	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2	
1000		20x2	1	117 3	–	–	–	221	295	442	663	10,1	15,6	23,6
			2	113 8	–	–	–	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4
	4		107 2	–	–	–	202	269	404	606	10,1	14,6	5,1	
	6		104 4	–	–	–	197	262	393	590	9,6	14,6	3,4	
	25x2	1	747	–	–	–	176	235	352	528	10,6	14,3	25,9	
		2	718	–	–	–	169	226	338	507	10,6	13,0	12,4	
		4	666	–	–	–	157	209	314	471	10,6	13,0	5,5	
		6	642	–	–	–	151	202	302	454	10,2	13,0	3,6	

Окончание табл. П.1.5

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м <sup>2</sup> )* при длине труб, м							Площадь сечения потока, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в вырезе перегородок	между перегородками	
1200	20x2	1	1701	–	–	–	–	427	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	1658	–	–	–	–	417	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	1580	–	–	–	–	397	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	1544	–	–	–	–	388	582	873	13,1	17,6	4,9
	25x2	1	1083	–	–	–	–	340	510	765	16,4	17,9	37,5
		2	1048	–	–	–	–	329	494	740	16,4	16,5	17,9
		4	986	–	–	–	–	310	464	697	16,4	16,5	8,4
		6	958	–	–	–	–	301	451	677	14,2	16,5	5,2

\*Расчитана по наружному диаметру труб.

Таблица П.1.6

**Диаметры отверстий и шаг между отверстиями  
в трубчатых решетках и перегородках  
кожухотрубчатых теплообменников [1]**

Наружный диаметр труб, мм	Диаметры отверстий, мм		Шаг между отверстиями t, мм
	в решетке	в перегородках	
16	16,3	17,0	22
20	20,4	20,8	26
25	25,4	26,0	32
38	38,7	39,0	48
57	57,8	60,0	70

Таблица П.1.7

**Коэффициенты  $\xi$  местных сопротивлений потоку [1]**

Трубное пространство	$\xi$	Межтрубное пространство	$\xi$
Входная и выходная камеры	1,5	Вход и выход жидкости	1,5
Поворот между ходами	2,5	Поворот через сегментную перегородку	1,5
Вход в трубы и выход из них	1	Сопротивление пучка труб	$3m/Re_2^{0,2}$

Таблица П.1.8

**Диаметры условного прохода штуцеров кожухотрубчатых теплообменников [1]**

$D$ кожуха, мм	Диаметр (в мм) условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам				Диаметры условного прохода штуцеров для межтрубного пространства, мм
	1	2	3	4	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	100
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	–	350	250	200	–

Таблица П.1.9

**Число сегментных перегородок в нормализованных  
кожухотрубчатых теплообменниках [1]**

<i>D</i> кожуха, мм	Число сегментных перегородок при длине труб, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	–	–	–
273	4	8	12	18	–	–	–
325	–	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	–
400	–	–	6	10	14	22 (24)	–
600	–	–	4	8	10	18(16)	(24)
800	–	–	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	–	–	–	4	6	10	16 (18)
1200	–	–	–	–	6	8	14 (12)

*Примечание:* числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U-образными трубами.



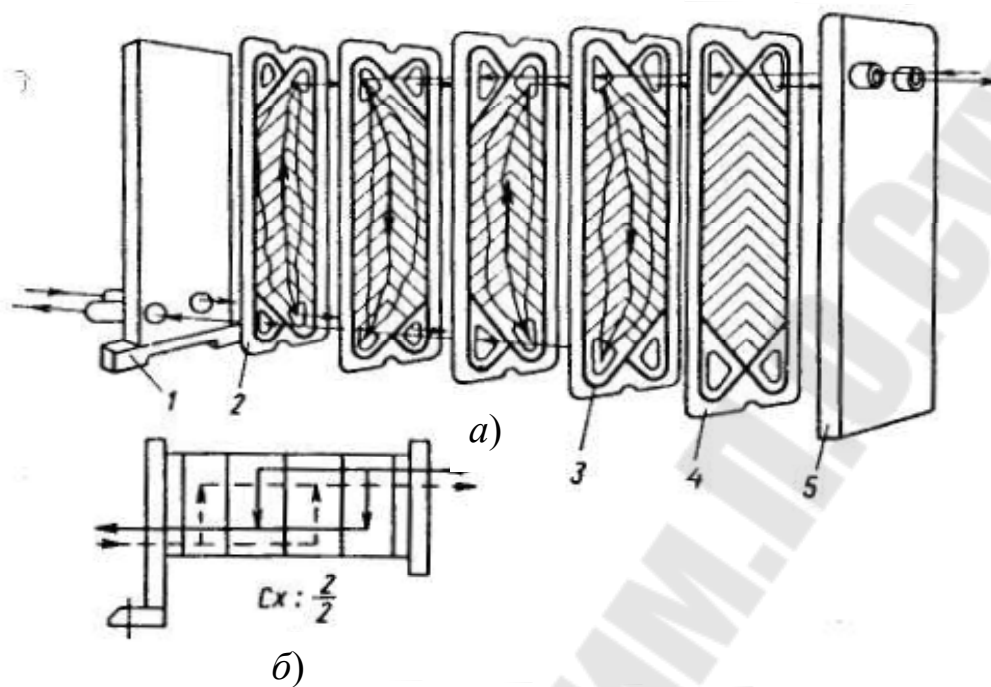


Рис. П.2.1. Схема движения теплоносителей (а) и условная схема компоновки пластин (б) в однопакетном разборном пластинчатом теплообменнике: 1 – неподвижная плита; 2 – теплообменная пластина; 3 – прокладка; 4 – концевая пластина; 5 – подвижная плита

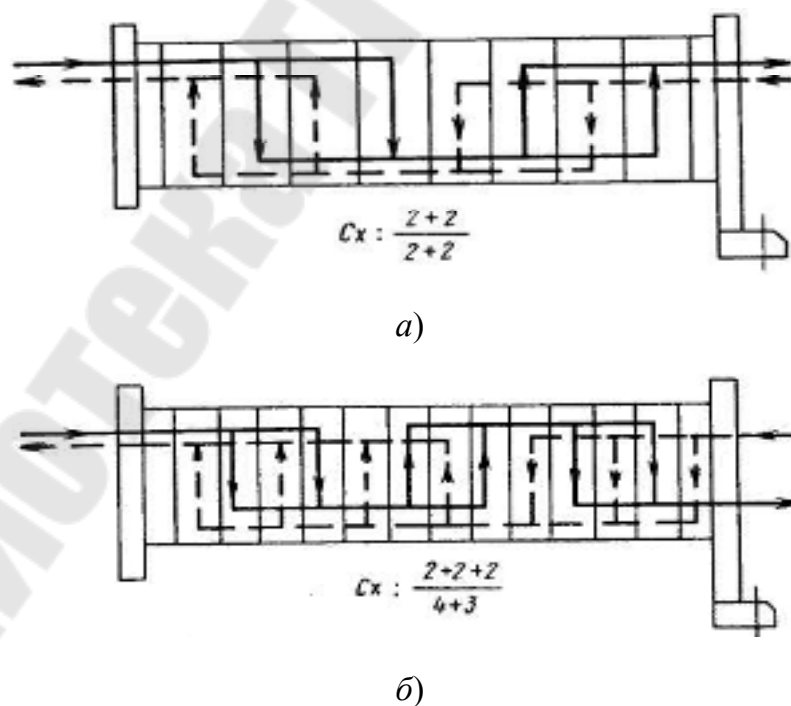


Рис. П.2.2. Примеры компоновки пластин: а – симметричная двухпакетная схема; б – несимметричная схема (три пакета для горячего теплоносителя, два – для холодного)

**Техническая характеристика  
и основные параметры пластинчатых  
теплообменных аппаратов**

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
	Тип аппарата		
	разборный		полуразборный
Расход теплоносителя (не более), м <sup>3</sup> /ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м <sup>2</sup> , и исполнение на раме:	консольной (исполнение 1)	От 3 до 10	От 10 до 25
	двухпорной (исполнение 2)	От 12,5 до 25	От 31,5 до 160
	трехпорной с промежуточной плитой (исполнение 3)	–	От 200 до 300
Расчетное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1(10)	1(10)	1,6(16) 2,5(25)
Габарит теплообменников, мм	650x400x x1665	605x750x x1800	2570x650x x1860 (3500)

## Техническая характеристика пластин

Показатель	Тип пластины		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Габариты (длина x ширина x толщина), мм	1370x300x1	1375x600x1	1380x650x1
Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	0,3	0,6	0,5
Вес (масса), кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,009
Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,66	1,188	1,27
Ширина канала, мм	150	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,01	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м <sup>2</sup>	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65(80)	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера $\xi$	1,5	1,5	1,5

**Характеристики прокладок для пластин**

<b>Условное обозначение прокладок</b>	<b>Марка материала и технические условия</b>	<b>Каучуковая основа</b>	<b>Температура рабочей среды, °С</b>
0	Резина 359 (ТУ 38-1051023-89)	СКМС-30 и АРКМ-15 (бутадиенметил-стирольный каучук)	От –20 до +80
1	Резина 4326-Г (ТУ 38-1051023-89)	СКН-18 (бутадиеннитрильный каучук)	От –30 до +100
2	Резина 51-3042 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭПТ (этиленпропилен-диеновый каучук)	До 150
3	Резина 51-1481 (ТУ 38-1051023-89)	СКЭП (этиленпропилен-диеновый каучук)	До 150
4	Резина ИРП-1225 (ТУ 38-1051023-89)	СКФ-32 и ИСКФ-26 (фторированный каучук)	От –30 до +200

## Содержание

Введение .....	3
1. Тепловой конструктивный расчет рекуперативного кожухотрубчатого теплообменника.....	3
1.1. Расчет количества передаваемого тепла .....	4
1.2. Определение интенсивности процессов теплообмена .....	6
1.2.1. Расчёт интенсивности теплоотдачи со стороны греющего теплоносителя .....	6
1.2.2. Расчёт интенсивности теплоотдачи со стороны нагреваемого теплоносителя .....	8
1.3. Определение коэффициента теплопередачи .....	9
1.4. Определение расчетной площади поверхности теплообмена .....	9
1.5. Конструктивный расчет теплообменного аппарата .....	11
1.6. Определение температуры поверхности стенок трубы .....	12
1.7. Гидравлический расчет теплообменника .....	14
1.8. Определение толщины тепловой изоляции аппарата .....	15
2. Тепловой расчет пластинчатого теплообменника.....	17
2.1. Определение расходов и скоростей движения греющего и нагреваемого теплоносителей .....	19
2.2. Расчет интенсивности теплообмена при движении теплоносителей между пластинами .....	20
2.3. Определение площади поверхности теплообмена .....	21
Литература.....	23
Приложения .....	24
Приложение 1 .....	24
Приложение 2 .....	33

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

## **ТЕПЛОМАССООБМЕН**

**Методические указания**

**к курсовой работе**

**по одноименному курсу**

**для студентов специальностей 1-43 01 05**

**«Промышленная теплоэнергетика»**

**и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация**

**энергооборудования организаций»**

Авторы-составители: **Овсянник** Анатолий Васильевич  
**Новиков** Михаил Николаевич  
**Шаповалов** Александр Валерьевич

Редактор

*С. Н. Санько*

Компьютерная верстка

*Н. В. Широглазова*

Подписано в печать 02.10.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Цифровая печать. Усл. печ. л. 2,32. Уч. - изд. л. 2,07.

Изд. № 116.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Издательский центр учреждения образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого».  
ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.  
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.