

**С.В.Дахин**

**РАСЧЕТ  
РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ  
АППАРАТОВ  
НЕПРЕРЫВНОГО  
ДЕЙСТВИЯ**

**Учебное пособие**

ВГТУ

**2008**

ГОУ ВПО  
«Воронежский государственный технический  
университет»

С.В. Дахин

**РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ  
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Утверждено Редакционно-издательским советом  
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2008

Дахин С.В. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия: учеб. пособие / С.В. Дахин. Воронеж: ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. 110 с.

В учебном пособии рассмотрены основные теоретические сведения о процессе теплоотдачи, приводятся тепловой и гидравлический расчеты рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия. Материал пособия может применяться при выполнении курсовых работ (проектов) и при дипломном проектировании.

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению 140100 «Теплоэнергетика», специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика», дисциплине «Тепломассообмен». Предназначено для студентов очной формы обучения.

Табл. 29. Ил. 6. Библиограф.: 7 назв.

Научный редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бараков

Рецензенты: кафедра электротехники, теплотехники и гидравлики Воронежской государственной лесотехнической академии (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. В.М. Попов); канд. техн. наук, доц. В.Ю. Дубанин

© Дахин С.В., 2008

© Оформление. ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008

## ВВЕДЕНИЕ

Цель настоящего учебного пособия – дать студентам промтеплоэнергетикам необходимые сведения о порядке и методике выполнения курсовой работы по тепловому расчёту теплообменных аппаратов промышленных предприятий.

Приводится описание современной методики и последовательность проведения теплового расчёта рекуперативных теплообменных аппаратов, излагаются основные положения гидравлического расчёта.

Пособие снабжено справочными материалами необходимыми для выполнения курсовой работы, а также подробным примером расчёта кожухотрубчатого теплообменного аппарата.

В результате выполнения курсовой работы студент должен:

1. Получить полное представление о физической сущности процессов, протекающих в промышленных теплообменных аппаратах.
2. Изучить современные конструкции теплообменных аппаратов.
3. Овладеть методикой теплового и гидравлического расчётов рекуперативных теплообменных аппаратов.
4. Овладеть инженерными методами интенсификации тепловых процессов и методами снижения тепловых потерь в теплоиспользующей аппаратуре.

Пособие предназначено для студентов третьего курса специальности "Промышленная теплоэнергетика", выполняющих курсовую работу по дисциплине "Тепломассообмен". Оно может быть полезным для студентов других курсов в случае необходимости проведения теплового и гидравлического расчёта теплообменного оборудования. Кроме того, пособие может быть использовано при дипломном проектировании.

# 1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменным аппаратом (ТОА) называется устройство, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от теплоносителя с более высокой температурой (греющий теплоноситель) к теплоносителю с более низкой температурой (нагреваемый теплоноситель). Целью процесса теплопередачи в таких аппаратах является осуществление различных тепло-технологических процессов: нагревания, охлаждения, кипения, конденсации, сублимации или более сложных физико-химических процессов – сушки, выпаривания, ректификации и многих других.

В пособии рассматриваются рекуперативные теплообменные аппараты. Рекуперативными называются аппараты, в которых теплота передаётся от греющего теплоносителя к нагреваемому через разделяющую их стенку. Теплоносителями в таких аппаратах являются, как правило, газы и жидкости. Наиболее распространёнными теплоносителями являются водяной пар, вода, дымовые газы, воздух, хладагенты и хладоносители.

Теплообменные аппараты должны отвечать определённым общим требованиям, основными из которых являются следующие:

1. Высокая тепловая производительность.
2. Экономичность работы.
3. Обеспечение заданных технологических условий процесса и высокого качества продукта.
4. Простота конструкции, компактность и малая масса.
5. Соответствие требованиям охраны труда, ГОСТам.

Рекомендуется следующая последовательность в проведении расчёта рекуперативных теплообменных аппаратов:

1. На основании материального баланса аппарата составляют его тепловой баланс и определяют тепловую производительность  $Q$ ; уточняют начальные и

конечные температуры теплоносителей, затем по справочной литературе определяют физико-химические и теплофизические свойства теплоносителей.

2. Выбирают схему движения теплоносителей в аппарате: прямоток, противоток, перекрёстный или смешанный ток.
3. Определяют средний температурный напор в аппарате  $\Delta t_{c.p.}$ .
4. Выбирают скорости движения теплоносителей из условий турбулентности режима течения и минимально возможного гидравлического сопротивления аппарата. Можно рекомендовать следующие средние значения скорости течения теплоносителя:

Таблица 1

Теплоноситель	Скорость, м/с
Вязкие жидкости	$\leq 1$
Маловязкие жидкости и вода	1 – 3
Запылённые газы	6 – 10
Чистые газы	12 – 16
Пар насыщенный	30 – 50
Пар перегретый	50 – 75

5. Решают вопрос о направлении теплоносителей в то или иное (например, трубное или межтрубное) пространство теплообменного аппарата.
6. Выбирают диаметр труб, их длину и число.
7. Определяют средние значения коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей, как от греющего к стенке  $\alpha_1$ , так и от стенки к нагреваемому  $\alpha_2$ , предварительно задавшись средней температурой стенки  $t_c$ .

8. Определяют термическое сопротивление поверхности теплообмена с учётом загрязнений на её обеих сторонах (Приложение).
9. Определяют значение коэффициента теплопередачи  $k$ .
10. По значению коэффициента теплопередачи определяют (из уравнения теплопередачи) площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (1)$$

11. Уточняют среднюю температуру стенки по формулам:
- 12.

$$t_{c1} = \bar{t}_1 - q \frac{1}{\alpha_1} \text{ и } t_{c2} = \bar{t}_2 + q \frac{1}{\alpha_2}, \text{ а } \bar{t}_c = 0,5(t_{c1} + t_{c2}), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где  $t_{c1}$  и  $t_{c2}$  – температура стенки со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно;

$\bar{t}_1, \bar{t}_2$  - средняя температура греющего и нагреваемого теплоносителей.

Если расхождение с ранее принятой температурой стенки не превышает 5 %, то расчёт считают верным. В противном случае, принимают новое значение температуры стенки и повторяют расчёт с пункта 7.

13. Производят гидравлический расчёт, определяя полное гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата  $\Delta P$ , Па. По общему гидравлическому сопротивлению определяют мощность, необходимую для перемещения теплоносителей.

14. Производят тепловой и конструктивный расчёты тепловой изоляции аппарата.

## 2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Эти два уравнения лежат в основе как проектного (конструкторского), так и поверочного теплового расчета.

### 2.1. Уравнение теплового баланса

Для рекуперативных теплообменных аппаратов, работающих без изменения агрегатного состояния теплоносителей (газо-газовых, жидкостно-жидкостных, газо-жидкостных), уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \eta_{II} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \text{ Вт.} \quad (3)$$

Для аппаратов с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей (паро-жидкостных и паро-газовых) применяется формула

$$Q = D_1 (h_1 - h_{\kappa}) \eta_{II} = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \text{ Вт.} \quad (4)$$

Для аппаратов с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей (испаритель или паропреобразователь с продувкой):

$$Q = D_1 (h_1 - h_{\kappa}) \eta_{II} = D_2 (h_2 - h_{\text{нум}}) + G_{np} c_{np} (t_2'' - t_2'), \text{ Вт,} \quad (5)$$

где  $Q$  – тепловая производительность аппарата, Вт;  
 $G_1$  и  $G_2$  – расходы теплоносителей, не изменяющих свое агрегатное состояние, кг/с;  
 $G_{np}$  – расход продувочной жидкости, кг/с;  
 $D_1$  и  $D_2$  – расходы теплоносителей, изменяющих свое агрегатное состояние, кг/с;  
 $c_1, c_2, c_{np}$  – удельные изобарные теплоемкости теплоносителей и продувочной жидкости, кДж/(кг·К);  
 $t_1', t_2', t_1'', t_2''$  – начальные и конечные температуры теплоносителей, °С;  
 $h_1, h_2$  – энтальпия греющего и вторичного пара, кДж/кг;  
 $h_k$  – энтальпия конденсата, кДж/кг;  
 $h_{num}$  – энтальпия питающей жидкости, кДж/кг;  
 $\eta_n = 0,96 \dots 0,9$  – коэффициент тепловых потерь в окружающую среду.

## 2.2. Теплопередача

Уравнение теплопередачи служит для определения площади поверхности теплообмена и имеет следующий вид:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (6)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи в теплообменном аппарате, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $F$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;  
 $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур между теплоносителями, °С.

Передача теплоты через стенку является сложным процессом, который определяется совокупным действием элементарных видов теплообмена: теплопроводности, конвекции и теплового излучения.

Коэффициент теплопередачи  $k$  в большинстве случаев по поверхности теплообмена изменяется незначительно и его можно принять постоянным, если коэффициенты теплоотдачи отнесены к средним температурам теплоносителей.

Коэффициент теплопередачи для плоской загрязненной стенки определяется по формуле

$$K = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{l}{\alpha_2} + R_{заг}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (7)$$

Коэффициент теплопередачи для круглой загрязненной трубы на один погонный метр определяется по формулам:

$$K = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1 d_1} + \frac{l}{2\lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{l}{\alpha_2 d_2} + R_{заг}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (8)$$

здесь:

$d_{cp}$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  – средний, внутренний и наружный диаметры трубы, м;

$\lambda_{cm}$  - коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м·К);

$\alpha_1 \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи для внутренней и внешней стороны трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$R_{заг}$  - термическое сопротивление загрязнений с обеих сторон стенки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

При вычислении  $d_{cp}$  необходимо руководствоваться следующим правилом:

- а) если  $\alpha_1 \geq \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_2$ ;
- б) если  $\alpha_1 = \alpha_2$ , то  $d_{cp} = 0,5(d_1 + d_2)$ ;
- в) если  $\alpha_1 \leq \alpha_2$ , то  $d_{cp} = d_1$ .

Для расчета аппаратов с цилиндрическими трубами, толщина стенки которых не больше 2,5 мм можно пользоваться формулой (7) для плоской стенки.

### 3. ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОТДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

В настоящее время практические расчеты интенсивности теплообмена в аппаратах ведут в основном с помощью соответствующих критериальных уравнений. Основные критерии подобия, которые входят в формулы теплоотдачи, имеют следующий вид:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \text{ - критерий Нуссельта;}$$

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \text{ - критерий Рейнольдса;}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{ - критерий Прандтля;}$$

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w \cdot l}{a} \text{ - критерий Пекле;}$$

$$Gr = \beta \cdot \Delta t \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \text{ - критерий Грасгофа;}$$

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{\alpha}{c_p \rho \cdot w} \text{ - критерий Стентона;}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = g \beta \Delta t \frac{l^3}{\nu \cdot a} \text{ - критерий Релея,}$$

где  $l$  – определяющий размер, м;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$c_p$  – изобарная теплоемкость жидкости,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;

$\beta$  – температурный коэффициент объемного расширения,  $1/\text{К}$ ;

$\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К;  
 $w$  – скорость движения жидкости, м/с;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $\Delta t$  – разность температур, °С;  
 $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/С;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

### 3.1. Теплоотдача при течении жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения

1. При ламинарном течении жидкости в трубах ( $Re_{жс} < 2300$ ) необходимо определить критерий  $Ra$ . Если эта величина меньше  $8 \cdot 10^5$ , то режим течения вязкостный. Если  $Ra$  больше  $8 \cdot 10^5$ , то режим течения вязкостно-гравитационный. Индексы «ж», «с» и «г» означают, что физические свойства жидкости берутся при средней температуре жидкости  $t_{жс} = 0,5(t_{жс1} + t_{жс2})$ , °С; температуре стенки  $t_c$  и определяющей температуре  $t_z = 0,5(t_{жс} + t_c)$ , °С. Соответственно этим условиям и выбираются расчетные формулы.

Коэффициенты теплоотдачи при вязкостном течении определяются по формуле:

$$\bar{Nu}_{жс} = 1,55(Pe_r \cdot d / l)^{0,33} (\mu_c / \mu_{жс})^{-0,14} \cdot \varepsilon_l \quad (9)$$

Здесь физические свойства жидкости, входящие в  $\bar{Nu}_{жс}$  и  $Pe_r$ , а также значение  $\mu_{жс}$  выбираются по температуре  $t = t_c - 0,5\bar{\Delta t}_l$ , °С (значение  $\mu_c$  берется по средней температуре стенки). Определяющим размером является внутренний диаметр трубы.

Поправка  $\varepsilon_l$  вычисляется по формуле

$$\varepsilon_l = 0,6 \left( \frac{1}{Re_{жс}} \cdot \frac{l}{d} \right)^{-0,143} \left( 1 + 2,5 \frac{1}{Re_{жс}} \cdot \frac{l}{d} \right), \quad (10)$$

которая справедлива при значениях  $l/d \cdot Re_{жс} < 0,1$ . Определяющие величины те же, что и для критерия  $Nu$  и  $Pe$ . Для газов поправка  $(\mu_c/\mu_{жс})^{-0,14}$  в формуле (9) не учитывается.

Можно определять коэффициенты теплоотдачи при вязкостном течении и по формуле:

$$\bar{Nu}_{жс} = 1,4 \left( Re_{жс} \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{жс}^{0,33} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (11)$$

Это соотношение справедливо для значений  $0,06 < Pr_{жс}/Pr_c < 10$  и правомерно при значениях  $Re_{жс} \frac{d}{l} \cdot Pr_{жс}^{0,83} > 15$ .

При меньших значениях этой величины вместо формулы (11) рекомендуется следующее приближенное соотношение:

$$\bar{Nu}_{жс} = 4 (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \quad (12)$$

В настоящее время для расчета теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме можно использовать лишь приближенную формулу:

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,15 Re_{жс}^{0,32} Pr_{жс}^{0,33} Ra_r^{0,1} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (13)$$

Если  $l/d > 50$ , то  $\varepsilon_l = 1$ . При  $l/d < 50$  поправку  $\varepsilon_l$  можно оценить с помощью табл. 2.

Таблица 2

Значения  $\varepsilon_l$  при ламинарном режиме

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\varepsilon_l$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

2. Для переходной области, где  $2200 < Re_{жс} < 10^4$ , коэффициент теплоотдачи можно определить только по приближенной методике. Ориентировочный расчет для переходной области можно произвести, пользуясь наиболее вероятными значениями комплекса  $K_o$ :

$$K_o = \bar{Nu}_{жс} Pr_{жс}^{-0,43} (Pr_{жс} / Pr_c)^{-0,25}. \quad (14)$$

Значения  $K_o$  в зависимости от критерия  $Re_{жс}$  приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения функции  $K_o = f(Re_{жс})$  при  $Re_{жс} = 2 \cdot 10^3 - 10^4$

$Re_{жс}$	2200	2300	2500	3000	3500	4000
$K_o$	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,5
$Re_{жс}$	5000	6000	7000	8000	9000	10000
$K_o$	16,5	20	24	27	30	33

Определив  $K_o$  по формуле (14), определяют величину критерия  $\bar{Nu}_{жс} = K_o Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25}$ , а затем и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

В переходной области при  $2100 < Re_{жс} < 10^4$  для ориентировочных расчетов можно рекомендовать следующую формулу:

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,116 (Re_{жс}^{0,67} - 125) Pr_{жс}^{0,33} \left( \frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{0,67} \right], \quad (15)$$

где для одноходовых и многоходовых теплообменников величину  $l$  можно приравнять к длине одного хода.

3. Для определения коэффициента теплоотдачи при установившемся турбулентном режиме движения жидкости в трубах ( $Re_{жс} > 10^4$ ) рекомендуется пользоваться критериальным уравнением М.А. Михеева:

$$Nu_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_1. \quad (16)$$

За определяющую здесь принята средняя температура жидкости в трубе  $t_{жс}$ , а за определяющий размер внутренний диаметр. Если  $l/d > 50$ , то  $\varepsilon_1 = 1$ . При  $l/d < 50$  поправку  $\varepsilon_1$  можно оценить по табл. 4.

Таблица 4

Значения  $\varepsilon_1$  при турбулентном режиме

$l/d$	$Re_{жс}$				
	$1 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$
1	1,65	1,51	1,34	1,28	1,14
2	1,50	1,40	1,27	1,22	1,11
5	1,34	1,27	1,18	1,15	1,08
10	1,23	1,18	1,13	1,10	1,05
15	1,17	1,13	1,10	1,08	1,04
20	1,13	1,10	1,03	1,06	1,03
30	1,07	1,05	1,04	1,03	1,02
40	1,03	1,02	1,02	1,02	1,01
50	1	1	1	1	1

Соотношение (16) справедливо и для каналов сложного поперечного сечения, в частности, когда в трубе большого диаметра расположены одна или несколько труб меньшего диаметра (продольное омывание трубного пучка теплообменного аппарата). В этом случае за определяющий размер в критериях  $\bar{Nu}_{жс}$  и  $Re_{жс}$  принимается эквивалентный диаметр  $d_{эк}$ , равный учетверенной площади поперечного сечения канала, деленной на его полный (смоченный) периметр:

$$d_{эк} = 4f / u, \text{ м}, \quad (17)$$

где  $f$  – площадь поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$ ;

$u$  – полный периметр канала, м.

Для газов в случае одинаковой их атомности и при невысоких давлениях критерий  $Pr_{ж}$  является величиной примерно постоянной, не зависящей от давления и температуры и поэтому  $Pr_{ж}/Pr_c = 1$ . Поэтому в данном случае формула (22) упрощается и принимает вид:

$$\bar{Nu}_{жс} = C \cdot Re_{жс}^{0,8} \cdot \varepsilon_1, \quad (18)$$

где  $C = 0,021 Pr_{жс}^{0,43}$ . Приближенные значения  $Pr_{жс}$  для газов составляют:

Одноатомные газы - 0,67.

Двухатомные газы - 0,72.

Трехатомные газы - 0,8.

Четырех- и многоатомные газы – 1.

### 3.2. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых трубах

Расчет теплоотдачи в трубах некруглого поперечного сечения с точностью до 10 % при  $Pr_{жс} > 0,6$  и  $Re > 7000$  можно вести по формулам (16) и (18), подставляя в них значение гидравлического эквивалентного диаметра  $d_{эж}$  (17). При турбулентном течении жидкости расчет теплоотдачи в каналах прямоугольного (отношения сторон  $a/b = 1 - 40$ ) и треугольного сечений можно производить с помощью эквивалентного диаметра. Этот метод расчета непригоден при ламинарном режиме течения.

Средние коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении в кольцевой щели следует определять по формуле:

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,017 Re_{жс}^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,4} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \cdot (d_2/d_1)^{0,18}, \quad (19)$$

здесь в  $\overline{Nu}_{жс}$  и  $Re_{жс}$  в качестве определяющего размера вводится величина  $d_{эж} = d_2 - d_1$ , м, где  $d_1$  – внутренний диаметр кольцевого канала, м;  $d_2$  – его внешний диаметр, м.

В технике встречаются теплообменные аппараты, в которых один из теплоносителей протекает в изогнутом канале. В этом случае в изогнутом канале теплоотдача выше, чем в прямых участках труб.

Если  $Re_{жс} < Re_{кр}'$ , то в винтовых змеевиках имеет место ламинарное течение без вторичной циркуляции; при  $Re_{кр}' < Re_{жс} < Re_{кр}''$  – ламинарное течение со вторичной циркуляцией; при  $Re_{жс} > Re_{кр}$  – турбулентное течение при наличии вторичной циркуляции. В данном случае при  $d/R > 8 \cdot 10^{-4}$  для определения  $Re_{кр}'$  предложена формула:

$$Re_{кр}' = \frac{16,4}{\sqrt{\frac{d}{R}}}, \quad (20)$$

а для определения  $Re_{кр}''$  – формула

$$Re_{кр}'' = 18500(d / 2R)^{0.28}, \quad (21)$$

где  $d$  – внутренний диаметр трубы, м;  
 $R$  – радиус закругления змеевика, м.

При  $Re_{кр}' < Re_{жс} < Re_{кр}''$  для расчета коэффициента теплоотдачи можно использовать уравнение (16). Если же  $Re_{жс} > Re_{кр}''$ , то расчет ведется также по формуле (16), но полученное значение коэффициента теплоотдачи умножается на  $\varepsilon_{изг}$ , который для винтовых змеевиков определяется по уравнению:

$$\varepsilon_{изг} = 1 + 1,77 \frac{d}{R} \quad (22)$$

### 3.3. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб

Чаще всего в технике встречаются два основных типа трубных пучков: коридорный и шахматный.

При смешанном режиме движения жидкости при  $Re_{жс}$  от  $10^3$  до  $10^5$  коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка определяется по уравнению

$$Nu_{жс} = C Re_{жс}^n Pr_{жс}^{0,33} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_{\psi} , \quad (23)$$

где для шахматных пучков  $C = 0,41$  и  $n = 0,60$  и для коридорных  $C = 0,26$  и  $n = 0,65$ . Здесь определяющий размер – внешний диаметр труб пучка  $d$ , м. Скорость жидкости в критерии  $Re_{жс}$  подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка.

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_l$  учитывает изменение теплоотдачи в начальных по ходу потока рядах труб. Для труб первого ряда любого пучка коэффициент  $\varepsilon_l = 0,60$ . Для труб второго ряда в коридорных пучках  $\varepsilon_l = 0,90$ , а в шахматных пучках  $\varepsilon_l = 0,70$ . Для третьего и последующих рядов трубных пучков  $\varepsilon_l = 1,0$ .

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_s$  учитывает влияние относительных шагов  $S_1/d$  и  $S_2/d$  на теплообмен. Здесь  $S_1$  – поперечный шаг – между осями труб в направлении, поперечном потоку жидкости, м;  $S_2$  – продольный шаг – расстояние между осями соседних двух рядов труб, расположенных один за другим в направлении течения жидкости, м.

Для коридорного пучка  $\varepsilon_s = (S_2/d)^{-0,15}$ .

Для шахматного пучка  
 при  $S_1/S_2 < 2$  -  $\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{0,167}$   
 при  $S_1/S_2 \geq 2$  -  $\varepsilon_s = 1,12$ .

Изменение теплоотдачи при изменении угла атаки, когда  $\psi < 90^\circ$ , учитывается поправочным коэффициентом  $\varepsilon_\psi$ . Значения  $\varepsilon_\psi$  в зависимости от угла атаки  $\psi$  приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения  $\varepsilon_\psi = f(\psi)$

$\psi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\psi$	1	1	0.98	0.94	0.88	0.78	0.67	0.52	0.42

При ламинарном режиме течения жидкости при  $Re_{жс} < 10^3$  коэффициент теплоотдачи определенного ряда любого пучка определяется по уравнению

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,56 Re_{жс}^{0,5} Pr_{жс}^{0,36} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_i \cdot \varepsilon_\psi. \quad (24)$$

Определяющая температура, размер и скорость движения жидкости здесь выбраны аналогично формуле (23).

В турбулентной области при  $Re_{жс} > 2 \cdot 10^5$  теплоотдача глубинных рядов шахматного и коридорного пучков рассчитывается по формуле

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,84} Pr_{жс}^{0,36} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25}. \quad (25)$$

Если требуется определить средний коэффициент теплоотдачи всего пучка в целом, то это нужно сделать следующим образом:

$$\alpha_{\text{нуч}} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + K + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + K + F_n}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (26)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  – коэффициенты теплоотдачи соответствующих рядов;

$F_1, F_2, \dots, F_n$  – поверхности теплообмена всех трубок в ряду.

В решении вопроса выбора движения теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб нужно руководствоваться следующим правилом:

при  $\bar{Nu}_{\text{жс}} / Pr_{\text{жс}}^{0,4} > 58$  выгодно продольное, а при  $\bar{Nu}_{\text{жс}} / Pr_{\text{жс}}^{0,4} < 58$  – поперечное омывание.

### 3.4. Теплоотдача в теплообменных аппаратах с поперечными перегородками (чередующееся продольно-поперечное обтекание пучка труб)

Кожухотрубчатые теплообменники широко применяются в различных отраслях промышленности. Теплообменник такого типа состоит из пучка длинных труб, внутри которых протекает один теплоноситель, а снаружи – другой. Для того, чтобы увеличить скорость и в большей степени использовать преимущества перекрестного тока, под прямым углом к трубам устанавливают перегородки различного вида. В теплообменниках такого рода поток жидкости снаружи труб направлен частично вдоль, частично поперек труб.

В данном случае коэффициент теплоотдачи при продольно-поперечном обтекании пучка труб определяется по уравнению:

$$Nu_{жс} = 0,19 Re_{жс}^{0,6} Pr_{жс}^{0,33} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_{II}. \quad (27)$$

Оно справедливо в случае значения критерия  $Re_{жс} > 2000$ . В качестве расчетной скорости принимается максимальная скорость в минимальном сечении потока, т.е., в просвете двух смежных трубок между двумя перегородками.

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_{II}$  учитывает влияние на теплоотдачу конструкции и расположения перегородок в кожухе аппарата. Значения  $\varepsilon_{II}$  в зависимости от расстояния между перегородками  $h_{II}$  приведены в табл. 6.

Таблица 6

Значение  $\varepsilon_{II} = f(h_{II})$

$h_{II}$	$1D_k$	$0,9D_k$	$0,8D_k$	$0,7D_k$	$0,6D_k$	$0,5D_k$	$0,4D_k$	$0,3D_k$	$0,2D_k$	$0,1D_k$
$\varepsilon_{II}$	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,0

В табл. 6:  $D_k$  – внутренний диаметр кожуха теплообменного аппарата, м.

### 3.5. Теплоотдача при поперечном обтекании пучков оребренных труб

Для расчета теплоотдачи в пучках оребренных труб применяются приведенные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{2np}$ , учитывающие эффект конвективного теплообмена всей поверхности теплообмена с потоком и передачи тепла теплопроводностью через металл ребер. Приведенные коэффициенты теплоотдачи относятся к полной поверхности теплообмена оребренных труб. Приведенный коэффициент теплоотдачи оребренных труб определяется по формуле:

$$\alpha_{2np} = \alpha_2 \left( \frac{F_p}{F_{pc}} \cdot \frac{\theta_0}{\theta_1} + \frac{F_n}{F_{pc}} \right), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (28)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  для оребренных труб, обтекаемых поперечным потоком газа, в области значений  $Re_{ж} = 3 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$  рассчитывается по уравнению

$$\bar{Nu}_{жс} = C \cdot Re_{жс}^m \left( \frac{d}{b} \right)^{-0.54} \left( \frac{h}{b} \right)^{-0.14}. \quad (29)$$

Здесь  $b$  – шаг ребер, м;

$d$  – наружный диаметр трубы, м;

$h$  – высота ребра, м.

В критерии  $\bar{Nu}_{жс}$  и  $Re_{жс}$  в качестве определяющего размера вводится шаг ребер, за определяющую принимается температура  $t_2 = t_c \pm \bar{\Delta t}_л$ , °С. Скорость газа в критерии  $Re_{жс}$

подсчитывается по самому узкому сечению пучка, определяемому по формуле  $f = S_l b - (db + 2h\delta)$ , м<sup>2</sup>; где  $S_l$  – поперечный шаг труб в пучке, м;  $\delta$  – средняя толщина ребра, м.

Для коридорных пучков труб:

а) с круглыми ребрами  $C = 0,104$  и  $m = 0,72$ ;

б) с квадратными ребрами  $C = 0,096$  и  $m = 0,72$ .

Для шахматных пучков труб:

а) с круглыми ребрами  $C = 0,223$  и  $m = 0,65$ ;

б) с квадратными ребрами  $C = 0,205$  и  $m = 0,65$ .

$F_p$  – суммарная поверхность ребер на 1 погонный метр длины трубы, м<sup>2</sup>:  $F_p = 1.57n(D^2 - d^2)$ .

Здесь  $n$  – число ребер на 1 погонный метр длины трубы;

$D$  – диаметр ребер, м.

$F_n$  – внешняя поверхность трубы, не занятая ребрами, м<sup>2</sup>:  $F_n = \pi d - \pi d \delta n$ , м<sup>2</sup>

$F_{pc}$  – полная внешняя поверхность 1 м трубы, состоящая из поверхности ребер и поверхности трубы, не занятой ребрами, равная  $F_p + F_n$ , м<sup>2</sup>.

Отношение  $\theta_0/\theta_1$  можно найти из равенства:

$$\frac{\theta_0}{\theta_1} = \frac{4\varphi d}{m(D^2 - d^2)}. \quad (30)$$

Здесь  $\varphi = f[mr, m(R-r)]$  – коэффициент, определяемый по графику приложения 2;  $r = 0.5d$ , м;  $R = 0.5D$ , м;  $m = (2\alpha_2/\lambda_p \delta)^{0.5}$ , где  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К); а коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  определяется по формуле (35). После определения приведенного коэффициента теплоотдачи для внешней оребренной поверхности  $\alpha_{2np}$  дальнейший расчет ведется по обычным формулам теплопередачи (7) и (8).

В области чисел  $Re_{жс} = 10^4 - 2 \cdot 10^5$  конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  для шахматных пучков труб с непрерывным спиральным оребрением рассчитывается по формуле:

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,043 Re_{жс}^{0,8} (S_1 / S_2)^{0,2} (b/d)^{0,18} (h/d)^{-0,14}. \quad (31)$$

Для чисел  $Re_{жс} = 2 \cdot 10^5 - 1,5 \cdot 10^6$  для той же конфигурации оребрения конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  рассчитывается по формуле

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,007 Re_{жс}^{0,95} (S_1 / S_2)^{0,2} (b/d)^{0,18} (h/d)^{-0,14}. \quad (32)$$

В формулах (31) и (32) определяющий размер в  $\bar{Nu}_{жс}$  и  $Re_{жс}$  – шаг ребер  $b$ , м;  $S_1$  – поперечный шаг труб в пучке, м;  $S_2$  – продольный шаг труб в пучке, м.

### 3.6. Теплоотдача при свободном движении жидкости в большом объеме

Теплоотдача при естественной конвекции (свободном движении) жидкостей и газов в большом объеме (погруженные теплообменники) определяется по следующим формулам:

Средний коэффициент теплоотдачи для горизонтальных труб диаметром  $d$ , м, при  $10^3 < Ra_{жс} < 10^8$ :

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,5 Ra_{жс}^{0,5} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \quad (33)$$

Для горизонтальных плит с меньшей стороной  $a$ , м,

$$\bar{Nu}_{жс} = C \cdot Ra_{жс}^n \quad (34)$$

Здесь при  $Ra_{жс} = 10^3 - 5 \cdot 10^2$ ,  $C = 1,18$  и  $n=1/8$ ;

$Ra_{жс} = 5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$ ,  $C=0,54$  и  $n=1/4$ ;

$Ra_{жс} = 2 \cdot 10^7 - 10^{13}$ ,  $C=1,135$  и  $n=1/3$ .

В качестве определяющей температуры принята средняя температура пограничного слоя  $t_{жсс} = 0,5(t_{жс} + t_c)$ , °С.

Для вертикальных поверхностей высотой  $h$ , м (трубы, пластины):

а) при  $10^3 < Ra_{жс} < 10^9$  (ламинарный режим)

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,76 Ra_{жс}^{0,25} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \quad (35)$$

б) при  $Ra_{жс} > 10^9$  (турбулентный режим)

$$\bar{Nu}_{жс} = 0,15 Ra_{жс}^{0,33} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \quad (36)$$

В этих двух формулах в качестве определяющей принята температура окружающей среды  $t_{жс}$ , °С.

Если теплоотдающая поверхность обращена кверху, то вычисленные по формуле (34) значения  $\alpha$  увеличиваются на 30 %, если теплоотдающая поверхность обращена книзу – уменьшаются на 30 %. Для газов  $Pr \approx \text{const}$ , а симплекс  $Pr_{ж}/Pr_{с} = 1$  и поэтому все приведенные расчетные формулы упрощаются.

### 3.7. Теплоотдача при пленочной конденсации пара

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося практически неподвижного пара, т.е. при  $W_n^2 \rho_n < 1$ , на вертикальных поверхностях в случае ламинарного течения пленка конденсата, когда  $Z_{кр} < 2300$ , используется формула

$$Re_n = 0,95 Z_n^{0,78} \varepsilon_t, \quad (37)$$

где  $Re = \bar{\alpha} \Delta t h / r \mu_{ж}$ ;  $Z = Ga^{0,33} \lambda_{ж} \Delta t / r \mu_{ж}$ ;  $Ga = gh^3 / \nu_{ж}^2$ .

Индекс “ж” означает, что в безразмерные величины входят физические параметры конденсата; индекс “н” показывает, что эти физические параметры выбираются по температуре насыщения. В критерии подобия входят следующие величины:

$\alpha$  – средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\Delta t = t_n - t_c$ , °С – температурный напор насыщенный пар – стенка;

$h$  – высота вертикальной стенки, м;

$r$  – теплота фазового перехода, берется при температуре насыщения  $t_n$ , Дж/кг;

$\varepsilon_t$  – коэффициент, учитывающий зависимость теплофизических свойств конденсата от температуры

$$\varepsilon_t = \left[ (\lambda_c / \lambda_n)^3 \cdot (\mu_n / \mu_c) \right]^{0,125}, \quad (38)$$

где индексы “с” и “н” означают, что данный коэффициент нужно выбирать соответственно по температуре поверхности стенки или температуре насыщения.

При  $Z_{кр} > 2300$  на стенке будет иметь место смешанное течение конденсата.

Формула для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации чистого неподвижного пара на вертикальной поверхности и смешанном течении пленки конденсата имеет следующий вид

$$Re_n = \left[ 89 + 0,024(Pr_n / Pr_c)^{0,25} \cdot Pr_n^{0,5} (Z_n - 2300) \right]^{1,33}. \quad (39)$$

Здесь определяющей является температура насыщения  $t_n$ , °С, (исключая  $Pr_c$ ), определяющим размером – высота стенки  $h$ , м. Все физические параметры берутся для конденсата.

При значениях  $W_n^2 \rho_n > 1$  коэффициент теплоотдачи для случая конденсации на вертикальных трубах рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$\alpha = 28,3 \alpha_n \Pi_D^{0,08} Nu_n^{-0,58}, \quad (40)$$

где  $\alpha_n$  подсчитывается по формулам (37) или (39);

$$\Pi_D = \frac{W_n^2 \rho_{ж} \alpha_n}{g \rho_n \lambda_{ж}}; \quad Nu_n = \frac{\alpha_n d_{нар}}{\lambda_{ж}}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на одиночной горизонтальной трубе при  $Pr_{ж} > 0,5$  и ламинарном

режиме стекания пленки конденсата ( $Re_{пл,z} = \pi d_{нар} q / 2r \mu_{ж} < 50$ ) определяется по формуле

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,72(Ga_{ж} \cdot Pr_{ж} \cdot K_{ж})^{0,25}. \quad (41)$$

Здесь  $\overline{Nu}_{ж} = \frac{\alpha d_{нар}}{\lambda_{ж}}$ ;

$$Ga_{ж} = \frac{d_{нар} g \rho_{ж}^2}{\mu_{ж}^2} - \text{число Галилея для конденсата};$$

$$Pr_{ж} = \frac{c_{ж} \mu_{ж}}{\lambda_{ж}} - \text{число Прандтля для конденсата};$$

$$K_{ж} = \frac{r}{c_{ж} \Delta t} - \text{число конденсации}.$$

В этих выражениях:  $d_{нар}$  – наружный диаметр трубы, м;  
 $q$  – удельная тепловая нагрузка поверхности теплообмена, Вт/м<sup>2</sup>;

$\Delta t = t_n - t_c$ , °С – разность температур насыщения и стенки, соприкасающейся с конденсирующимся паром.

За определяющую температуру в формуле (41) при определении величины  $r$ , кДж/кг, следует выбирать  $t_n$ , °С, а для физических параметров конденсата  $t_{ж} = 0,5(t_n - t_c)$ , °С.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от пара к наружной поверхности горизонтального трубного пучка с учетом скорости пара, геометрической характеристики трубного пучка, перераспределения температурного напора в многоходовых теплообменниках применяется формула

$$\overline{\alpha}_n = 19 \alpha_n \Pi^{0,1} Nu_n^{-0,5} (1 + 0,5z)^{0,33} S^{0,15}, \quad (42)$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого неподвижного пара на одиночной горизонтальной трубе, Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяемый по формуле (41).

$$Pi = \frac{\rho_n W_{no}^2}{\rho_k g d_{нар}} - \text{критерий, учитывающий влияние динамического}$$

воздействия движущегося пара на конденсатную пленку.

$Nu_n$  – число Нуссельта для случая конденсации неподвижного пара, определяемое по формуле (41);

$Z$  – число ходов охлаждающей жидкости в трубках теплообменного аппарата;

$S = S_{уз}/\pi d_{нар} n$  – параметр, характеризующий геометрическую конфигурацию трубного пучка; можно принимать  $S = 0.01 - 0.012$ ;

$S_{уз}$  – периметр набегания пара в узком сечении между трубами по периферии трубного пучка, м;

$n$  – количество трубок в трубном пучке теплообменного аппарата;

$W_{no}$  – скорость набегающего на трубный пучок пара по периферии в узком сечении между трубами, м/с.

Если в конденсирующемся паре содержатся неконденсирующиеся газы, то коэффициент теплоотдачи в этом случае  $\bar{\alpha}_{с.м}$  может быть рассчитан по выражению (при условии  $\varepsilon_o \leq 0,001$  кг/кг):

$$\bar{\alpha}_{с.м} = 0,56 \alpha_n \varepsilon_o^{-0,05}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (43)$$

где  $\alpha_n$  определяется по формуле (42), а  $\varepsilon_o$  – начальная концентрация неконденсирующихся газов в паре, кг/кг, определяется как  $\varepsilon_o = G_{возд}/G_n$  и обычно лежит в пределах  $\varepsilon_o = (2 - 25) \cdot 10^{-5}$  кг/кг.

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации насыщенного пара внутри горизонтальных и вертикальных труб определяется по следующему уравнению:

$$\bar{\alpha} = 0,67\alpha_o \frac{\left[1 + \left(\frac{\rho_{жс} - 1}{\rho_n}\right)\right]^{1,5} - 1}{\frac{\rho_{жс} - 1}{\rho_n}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (44)$$

где  $\alpha_o$  - коэффициент теплоотдачи при сплошном потоке конденсата внутри трубы, Вт/(м<sup>2</sup> · К). Может быть определен по формуле (16) при определяющей температуре равной средней температуре потока  $t_n$ , °С;

$\frac{\rho_{жс}}{\rho_n}$  - отношение плотностей жидкой и паровой фаз в состоянии насыщения.

Если давление конденсирующегося насыщенного пара  $P \leq 20$  бар, то для расчета среднего коэффициента теплоотдачи можно применить более простую формулу

$$\alpha = 0,67\alpha_o \left(\frac{\rho_{жс} - 1}{\rho_n}\right)^{0,5} = 0,67\alpha_o \left(\frac{\nu_n}{\nu_{жс}} - 1\right)^{0,5}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (45)$$

где  $\nu_n$  и  $\nu_{жс}$  - соответственно удельный объем пара и жидкости в состоянии насыщения, м<sup>3</sup>/кг.

Формула (45) применима для случая, когда по всей длине трубы наблюдается установившееся турбулентное течение как жидкой, так и паровой фаз и влияние гравитационных сил на теплообмен несущественно. Такие условия характерны при значениях  $Re_n = W_{no}\rho_n d_{вн} / \mu_n > 2 \cdot 10^3$ . Здесь  $W_{no}$  - скорость пара на входе в трубу, м/с.

Теплообменные аппараты с конденсацией пара внутри змеевиков широко применяются в различных отраслях промышленности.

Для выбора расчетных формул в данном случае вначале нужно определить комплекс  $K_u$ , представляющий собой отношение центробежных сил и гравитационным для сухого насыщенного пара:

$$K_u = \left( W_{no} \rho_n' \right)^2 / g \rho_n'' R_{зм}, \quad (46)$$

где  $R_{зм}$  – радиус изгиба змеевика, м.

а) при значениях  $K_u < 2,5 \cdot 10^3$  для определения коэффициента теплоотдачи нужно применить уравнение (44) ил (45);

б) при значениях  $K_u \geq 2,5 \cdot 10^3$  для определения коэффициента теплоотдачи применяется следующее уравнение

$$\alpha_x = A \alpha_o [1 + X(\rho_{жс} / \rho_n - 1)]^{0,5}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (47)$$

причем значение коэффициента  $A$  определяется по соотношению

$$A = 1 - 0,344(\lg K_u - 3,4)X.$$

Так как в процессе конденсации относительная энтальпия среды  $X$  меняется от 1 до 0, то рекомендуется провести по формуле (47) расчеты  $\alpha_x$  при нескольких значениях  $X$  (1; 0,75; 0,5; 0,25; 0) и взять среднее арифметическое полученных величин, т.е.

$$\bar{\alpha}_x = \frac{\alpha_{x=1} + \alpha_{x=0,75} + \alpha_{x=0,5} + \alpha_{x=0,25} + \alpha_{x=0}}{5}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При значениях  $K_u < 2,5 \cdot 10^3$  следует принимать  $A = 1$ .

### 3.8. Теплообмен при конденсации пара из парогазовой смеси

Средний коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к поверхности горизонтальных труб определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{см} = \frac{I}{\frac{I}{r\beta} \cdot \frac{\Delta t}{\Delta \rho_n} + \frac{I}{\bar{\alpha}_n}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (48)$$

где  $r$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг;

$\beta$  – средний по поверхности коэффициент массоотдачи, м/с;

$\Delta t = t_{no} - t_n$ , °С, а  $t_{no}$  – температура пара в основной массе парогазовой смеси, °С;

$t_n$  – температура насыщения пара по поверхности пленки конденсата, °С.

$\Delta \rho = \rho_{no} - \rho_n$ , кг/м<sup>3</sup>, а  $\rho_{no}$  – плотность пара в основной массе парогазовой смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_n$  – плотность насыщенного пара у поверхности пленки конденсата (при температуре насыщения  $t_n$ ), кг/м<sup>3</sup>;

$\bar{\alpha}_n$  – средний коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого движущегося пара, Вт/(м<sup>2</sup> · К), определяемый по формуле (42).

Для расчета коэффициента  $\bar{\alpha}_{см}$  необходимо предварительно определить  $\bar{\alpha}_n$  и коэффициент массоотдачи  $\beta$ .

Средний коэффициент массоотдачи определенного ряда горизонтального пучка труб при  $Re = 350 - 4800$  рассчитывается по уравнению

$$\bar{Nu}_D = C \cdot Re^{0.5} \cdot \varepsilon_o^{-0.6} \cdot \Pi_D^{-0.33}, \quad (49)$$

здесь для одиночной трубы  $C = 0,47$ ; для первого ряда пучка

$C = 0,53$ ; для третьего и последующих рядов  $C = 0,82$ .

$$\overline{Nu}_D = \frac{\beta \cdot R_m}{D},$$

$R_m$  – радиус горизонтальной трубы, м;

$D$  – коэффициент концентрационной диффузии, м<sup>2</sup>/с.

Коэффициент диффузии  $D$  пара в парогазовой смеси вычисляется по формуле

$$D = \frac{0.43 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1.5}}{P \left( \nu_A^{0.33} + \nu_B^{0.33} \right)^2} \cdot \left( \frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right)^{0.5}, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (50)$$

здесь  $T$  – абсолютная температура парогазовой смеси, К;

$P$  – абсолютное давление смеси, кгс/см<sup>2</sup>;

$M_A, M_B$  – молекулярные массы компонентов А и Б;

$\nu_A, \nu_B$  – молекулярные объемы компонентов А и Б, определяемые как сумма атомных объемов элементов, входящих в состав компонента.

Значения атомных объемов элементов  $\nu$  для

Кислорода	7,4
Водорода (H)	3,7
Водорода (H <sub>2</sub> )	14,3
Азота	15,6
Углерода	14,8
Воздуха	29,9

$$Re = \frac{W_n \cdot 2R_m}{\nu_n}, \text{ где } W_n \text{ – скорость парогазовой смеси перед}$$

трубой или рядом труб, м/с;

$\varepsilon_0 = P_{г0}/P$  – начальное содержание газа в паре (43). Формула (49) применима для диапазона  $\varepsilon_0 = 0,01 - 0,56$ ;

$\Pi_D = P_{no} - P_w/P$  – критерий массообмена, учитывающий влияние на массообмен разности парциальных давлений в потоке и общего давления смеси  $P$ .

При  $Re = 40 - 350$  для пятого ряда труб горизонтального трубного пучка расчет коэффициента массоотдачи ведется по формуле

$$\overline{Nu}_D = 0.52 Re^{0.5} \cdot \varepsilon_o^{-0.7} \Pi_D^{-0.33}. \quad (51)$$

Физические параметры смеси в уравнениях (49) и (51) определяются по состоянию паровоздушной смеси перед трубой или рядом труб.

### 3.9. Теплоотдача при кипении жидкостей

Коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости в условиях свободного движения для всех жидкостей, смачивающих поверхность теплообмена, определяется по следующей формуле:

$$\overline{Nu}_* = C \cdot Re_*^n \cdot Pr_*^{0,33}. \quad (52)$$

Значения постоянных при кипении неметаллических жидкостей составляют:

При  $Re_* \leq 0,01$        $C = 0,0625$ ;     $n = 0,5$ ;

$Re_* > 0,01$        $C = 0,125$ ;     $n = 0,65$ ;

В случае кипения жидких металлов  $Re_* > 0,01$ ; показатель степени при числе Прандтля равен 0,65. Здесь

$$\overline{Nu}_* = \frac{\alpha \cdot l_*}{\lambda_{жс}}; Re_* = \frac{q \cdot l_*}{r \cdot \rho_n v_{жс}}; Pr_{жс} = \frac{v_{жс}}{a_{жс}}; l_* = \frac{C_p \rho_{жс} \sigma \cdot T_n}{(r \rho_n)^2}, M,$$

$\nu_{жс}, C_p, r, \lambda_{жс}, a_{жс}$  и  $\sigma$  - кинематический коэффициент вязкости, теплоемкость, теплота парообразования, коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и поверхностного натяжения жидкости при температуре насыщения  $t_n$ ;  $\rho_{жс}$  и  $\rho_n$  - плотности жидкости и пара при температуре  $t_n$ ;  $T_n$  - температура насыщения, К.

2. При пузырьковом кипении жидкости в вертикальных трубах с естественной циркуляцией в случае  $q \leq 1,5 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup> коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению:

$$\overline{Nu}_{кип} = 54K^{0,6} Pr_{жс}^{-0,3} \quad (53)$$

$$\overline{Nu}_{кин} = \frac{\overline{\alpha}(\sigma / \rho_{жс} \cdot g)^{0,5}}{\lambda_{жс}}; K = \frac{q}{\rho_n r \cdot 0,078(\rho_{он} / \rho_n)^{1,1}}; Pr_{жс} = \frac{\nu_{жс}}{a_{жс}},$$

где  $\rho_{он}$  - плотность пара при абсолютном давлении  $P = 1$  кгс/см<sup>2</sup>, кг/м<sup>3</sup>.

Формула (53) имеет следующие пределы применения:

$P_{АБС} = 0,1 - 72$  кгс/см<sup>2</sup>;  $Pr_{жс} = 0,8 - 100$ ;

Для кипения растворов в вертикальных трубах формула (53) дает наиболее точные результаты при соблюдении оптимального уровня в трубах, При оптимальном уровне создаются такие условия циркуляции, когда жидкость кипит внутри трубки практически по всей ее высоте.

В первом приближении оптимальный уровень при кипении растворов различной концентрации можно определить по формуле:

$$H_{онм} = H \left[ 0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_s) \right], м, \quad (54)$$

здесь  $H$  - высота трубы, м;

$H_{онм}$  - оптимальный уровень раствора, м, фиксируемый по водомерному стеклу;

$\rho_p, \rho_v$  – плотность раствора и воды, кг/м<sup>3</sup>.

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах в условиях, когда она нагрета до температуры насыщения, коэффициент теплоотдачи подсчитывается по следующим формулам:

$$\text{если } \alpha_k / \alpha_w < 0,5, \text{ то } \alpha = \alpha_w$$

$$\text{если } \alpha_x / \alpha_w > 0,5, \text{ то } \alpha = \alpha_k$$

$$\text{если } 0,5 < \frac{\alpha_k}{\alpha_w} < 2, \text{ то } \frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_k}{5\alpha_w - \alpha_k},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи при кипении движущейся жидкости в трубах, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в большом объеме, определяемый по формуле (52), Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_w$  – коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении однофазной жидкости в трубах, определяемый по формуле (16), Вт/(м<sup>2</sup> · К).

### 3.10. Лучистый теплообмен между газовой средой и оболочкой. Сложный теплообмен

Существенное значение имеет излучение (поглощение) многоатомных газов – двуокиси углерода CO<sub>2</sub>, водяного пара H<sub>2</sub>O, сернистого ангидрида SO<sub>2</sub>, аммиака NH<sub>3</sub> и пр.

Процесс переноса теплоты между потоком излучающего газа и стенкой является результатом совокупного действия конвективного теплообмена и теплового излучения; это так называемый сложный теплообмен.

В этом случае количественной характеристикой процесса является коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_o = \alpha_k + \alpha_n, \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где  $\alpha_k$  - коэффициент теплоотдачи соприкосновением, учитывает действия конвекции и теплопроводности, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_l$  - коэффициент теплоотдачи излучением, учитывает действие теплового излучения, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\alpha_o$  - общий (суммарный коэффициент) теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по формуле:

$$\alpha_l = \varepsilon_{np} C_o \left[ 10^{-8} \left( T_{жс}^3 + T_{жс} \cdot T_c + T_{жс} \cdot T_c^2 + T_c^3 \right) \right], \quad (55)$$

где  $\varepsilon_{np}$  - приведенная степень черноты системы:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_s \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_s (1 - \varepsilon_c)}.$$

Здесь  $\varepsilon_c$  - степень черноты стенки, выбирается по табл. 7;

$\varepsilon_s$  - степень черноты газового объема. Наибольшее значение в промышленной теплоэнергетике имеет излучение таких трехатомных газов, как CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O. Расчет суммарной степени черноты CO<sub>2</sub> и H<sub>2</sub>O можно производить по формуле

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-K_r P_r l_r}, \quad (56)$$

где  $P_r = P_{CO_2} + P_{H_2O}$  - суммарное парциальное давление углекислоты и водяных паров в газовой смеси, кГс/см<sup>2</sup>;

$K_r$  - коэффициент ослабления лучей в газовом объеме, определяемый по формуле

$$K_r = \frac{0,8 + 1,6 P_{H_2O}}{(P_r \cdot l)^{0,5}} \left( 1 - 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot T_{жс} \right) \quad (57)$$

Здесь  $T_{жс} = 0,5(T_{жс1} + T_{жс2})$ ,  $K$  - средняя температура газового потока.

Таблица 7

## Степень черноты для различных материалов

Наименование материала	$t_c, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon_c$
Алюминий полированный	225 – 575	0,039 – 0,057
Алюминий окисленный	200 – 600	0,11- 0,19
Сталь листовая черная	1000	0,55
Сталь окисленная	200 – 600	0,80
Чугун окисленный	200 – 600	0,64 – 0,78
Латунная пластина тусклая	50 – 350	0,22
Латунь окисленная	200 – 600	0,59 – 0,61
Медь окисленная	200 – 600	0,57 – 0,87
Никель окисленный	200 – 600	0,37 - 0,48
Монель-металл	200 – 600	0,41 – 0,46
Нержавеющая сталь X18H9T	200 – 900	0,50 – 0,70
Серебро окисленное	40 – 550	0,02 – 0,04

Эффективную толщину излучающего слоя  $l_2$  для оболочек различной формы рекомендуется рассчитывать по следующим формулам:

а) толщина  $\delta$  между двумя бесконечными плоскопараллельными поверхностями  $l_2 = 1,8\delta, \text{ м}$ ;

б) межтрубное пространство, образованное пучком труб с диаметром  $d$  (шаг труб поперек хода газов  $S_1$ , вдоль хода газов  $S_2$ , длина труб  $l > d$ ):

$$\text{при } \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7 \rightarrow l_2 = \left( 1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d, \text{ м};$$

$$\text{при } 7 < \frac{S_1 + S_2}{d} < 13 \rightarrow l_2 = \left( 2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6 \right) d, \text{ м};$$

$C_o$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный  $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$ ;  $T_c$  – температура стенки, омываемой газовым потоком, К.

Уравнение (55) определяет поток теплоты, передаваемой из объема газа к более холодной стенке ( $T_{жс} > T_c$ ). Величину  $\varepsilon_T$  при этом следует выбирать при температуре газа в объеме  $T_{жс}$ . Если же тепло передается от нагретых стенок к газу ( $T_c > T_{жс}$ ), то величину  $\varepsilon_2$  целесообразно выбирать при температуре  $T_c$ .

#### 4. СРЕДНЯЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР И ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ПО ДЛИНЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Характер расчетной зависимости определения  $\Delta t_{cp}$  зависит от направлений взаимного движения теплоносителей, которые могут быть следующими: прямоток, противоток, перекрестный ток.

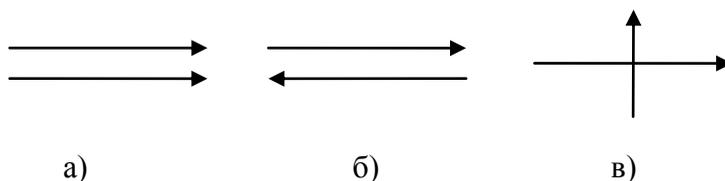


Рис. 1. Схемы движения теплоносителей в ТОА:  
а) прямоток; б) противоток; в) перекрестный ток

Противоточное движение теплоносителей наиболее желательно при проектировании нового теплообменного аппарата, т.к. при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности  $Q$  или уменьшению площади поверхности теплообмена аппарата  $F$ . Если по технологическим, конструктивным или компоновочным соображениям направить теплоносители противотоком невозможно, необходимо стремиться к многоперекрестному току на общем противоточном принципе. Направление тока теплоносителей не имеет существенного значения в теплообменных аппаратах с изме-

нением агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей.

Средний температурный напор для прямоточных и противоточных ТОО определяется по формуле:

$$\Delta \bar{t}_l = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}, \text{ К}, \quad (58)$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_m$  - большая и меньшая разности температур теплоносителей (рис. 3).

Для перекрестной схемы движения теплоносителей средний температурный напор определяется так:

определяют температурный напор для противоточной схемы движения теплоносителей  $\Delta \bar{t}_{\text{прот}}$  по формуле (58);

вычисляют величины:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} \quad (59)$$

определяют по графику (рис. 2) поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ ;

вычисляют средний температурный напор по формуле:

$$\Delta \bar{t}_l = \Delta t_{\text{прот}} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (60)$$

В расчете парообразователя принимают температуру со стороны конденсирующего пара постоянной и равной температуре насыщения при данном давлении. Температуру кипения однородной жидкости также принимают постоянной по всей поверхности теплообмена и равной температуре вторичного пара. Таким образом, средняя разность температур парообразователя

$$\Delta \bar{t}_l = t_{n1} - t_{n2}, \quad (61)$$

где  $t_{н1}$  – температура насыщения конденсирующего пара, °С;  
 $t_{н2}$  – тоже вторичного пара, °С.

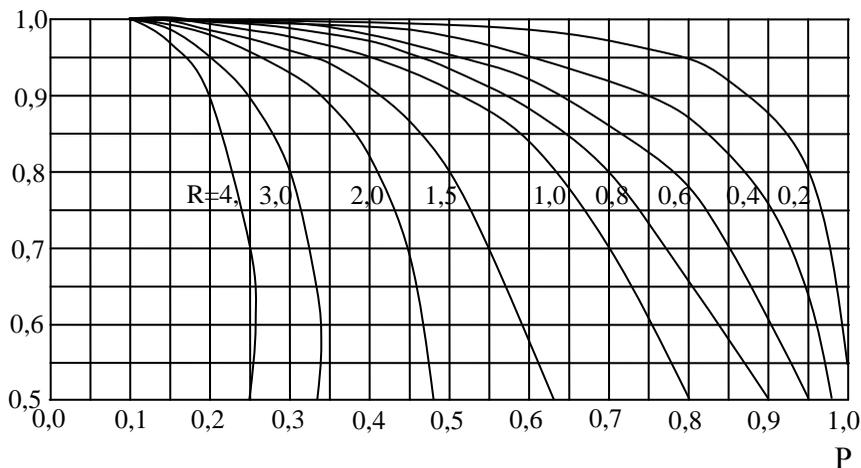


Рис.2. Для поправки  $\epsilon_{\Delta t}$

Характер изменения температуры теплоносителей и температурного напора для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей показан на рис. 3.

В курсовой работе требуется рассчитать зависимости температуры по длине трубки и построить графики по следующим формулам:

для прямотока

$$t_{1X} = t'_1 - (t'_1 - t'_2) \frac{1 - \exp\left[-\frac{kF_X}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]}{1 + \frac{C_1}{C_2}} \quad (62)$$

$$t_{2X} = t'_2 + (t'_1 - t'_2) \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - \exp\left[-\frac{kF_X}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]}{1 - \frac{C_1}{C_2}}.$$

Для противотока

$$\begin{aligned}
 t_{1X} &= t'_1 - (t'_1 - t'_2) \frac{1 - \exp\left[-\frac{kF_X}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp\left[-\frac{kF}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]} \\
 t_{2X} &= t'_2 + (t'_1 - t'_2) \frac{C_1}{C_2} \frac{1 - \exp\left[-\frac{kF_X}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]}{1 - \frac{C_1}{C_2} \exp\left[-\frac{kF}{C_1} \left[1 - \frac{C_1}{C_2}\right]\right]}.
 \end{aligned} \tag{63}$$

Здесь  $t_{1X}$  и  $t_{2X}$  – текущие значения температуры, соответственно, греющего и нагреваемого теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$F_X$  – текущее значение площади поверхности, измеряя ее от входа в теплообменник,  $\text{м}^2$ ;

$C_1 = c_{p1}G_1$  и  $C_2 = c_{p2}G_2$  – соответственно, расходные теплоемкости или водяные эквиваленты теплоносителей,  $\text{Вт/К}$ .

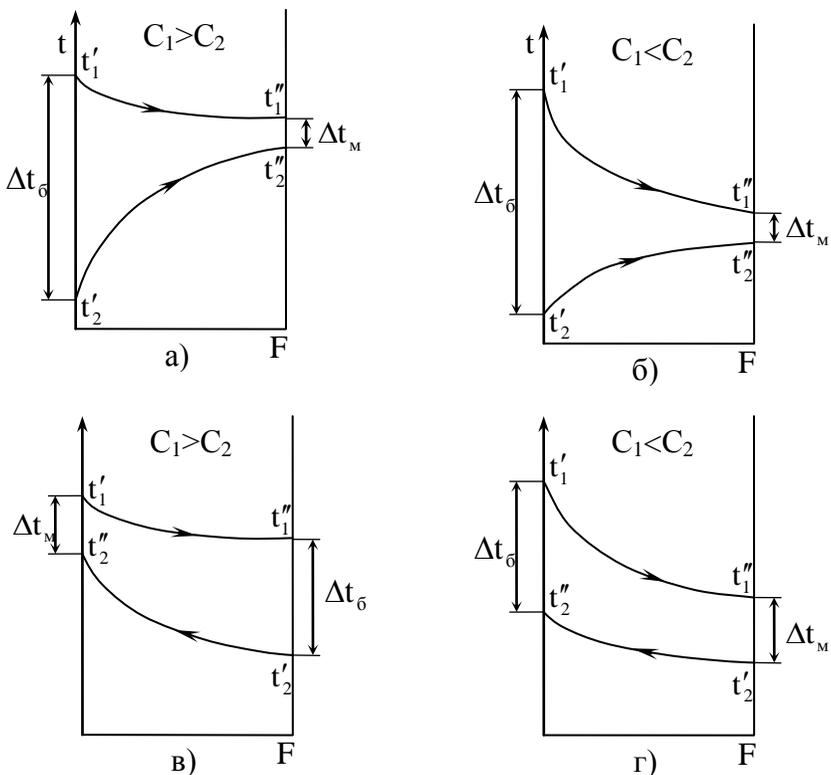


Рис. 3. Характер изменения температур теплоносителей, а) и б) – прямоток; в) и г) – противоток

## 5. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Конструкция и размеры любого теплообменного аппарата не являются случайными, а соответствуют требованиям, которым он должен удовлетворять, и условиям его изготовления. Требования к проектируемому теплообменному аппарату должны быть сформулированы предельно четко, должна быть установлена относительная важность каждого из переменных факторов и указаны области с широкой свободой выбора.

Первым шагом в установлении требований является задание входных и выходных температур для каждого из теплоносителей. Затем следует установить массовые расходы для каждого из потоков теплоносителей и, выбрав скорости их движения (жидкость 0,6 - 6 м/с; газ 3 - 30 м/с), определить поперечные сечения каналов для каждого из двух теплоносителей. Иногда необходимо ограничивать скорости теплоносителя, чтобы избежать эрозии, вибрации труб, нарушения устойчивости течения или шума.

В некоторых случаях поверхности теплообмена покрываются различными отложениями. Шероховатость и толщину отложений нужно принимать в расчет при определении их влияния на коэффициент теплопередачи и коэффициент трения. Если ожидаемая толщина отложений велика, то приходится уменьшать расчетные тепловые потоки в аппарате, чтобы избежать больших перепадов температуры. Это влияет также и на выбор размеров и формы поверхности теплообмена, так, например, здесь нецелесообразно применять трубы малого диаметра. В свою очередь выбор диаметра труб в значительной степени определяет геометрию теплообменного аппарата. При конструировании следует предусмотреть возможность периодической очистки поверхностей теплообмена. Если для удаления отложений предполагается использовать химические вещества, то это следует учитывать при выборе материалов конструкции.

Важными требованиями являются ограничения длины, высоты, ширины, объема или веса теплообменного аппарата. Предметом рассмотрения является и перечень предполагаемых теплоносителей (дорогостоящих, токсичных или горючих). Может оказаться необходимым удовлетворение специальных требований, касающихся дренажей, вертикальной выемки труб и т.д.

Различное тепловое расширение элементов конструкции будет накладывать существенные ограничения на конструктивное оформление аппарата, если ожидается, что разность температур труб и кожуха составит более 38 °С.

Вопросы коррозии всегда оказывают существенное влияние на выбор материала для теплообменного аппарата. Даже если теплоносители в системе и не очень агрессивны, может оказаться необходимым применение коррозионноустойчивых, но дорогих материалов. Тем самым удается сократить затраты на уход и ремонт по сравнению со случаем использования более дешевых материалов.

При выборе материалов для аппарата должны быть учтены вопросы технологии его изготовления.

Конструкция теплообменного аппарата должна обеспечивать в условиях эксплуатации его полную герметичность, под которой понимаются предотвращения попадания теплоносителя из одного потока в другой и также предотвращения вытекания теплоносителей наружу.

Необходимо обеспечить соответствующие условия для осмотра и ремонтных работ. В некоторых случаях конструкция должна быть такой, чтобы вышедшую из строя трубу можно было вынуть и заменить.

### 5.1. Кожухотрубчатые теплообменники

Основу теплообменных аппаратов, называемых кожухотрубными, составляют круглые трубы, заключенные в цилиндрический кожух так, что оси труб и кожуха параллельны. Та-

кие теплообменные аппараты используются в качестве самых различных нагревателей и охладителей в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и других отраслях промышленности.

Наибольшее распространение получили следующие типы кожухотрубных аппаратов:

ТН – кожухотрубные теплообменники с неподвижными приварными трубными решетками, вертикальные или горизонтальные, одно- или многоходовые. Применяются при сравнительно малой разности температур между кожухом и пучком труб.

ТЛ - кожухотрубные теплообменники с линзовым компенсатором, с неподвижными приварными трубными решетками, вертикальные или горизонтальные, с различным числом ходов. Применяются при избыточном давлении до 1 - 2,5 бар.

ТП - кожухотрубные теплообменники с подвижной решеткой закрытого типа, вертикальные или горизонтальные, с четным числом ходов.

При проектировании кожухотрубных теплообменников теплоноситель, наиболее загрязняющий поверхность теплообмена, направляют туда, где легче производить очистку, например, в трубное пространство. По трубам пропускают жидкость либо более загрязненную и более агрессивную, либо находящуюся под большим давлением. По межтрубному пространству направляется либо жидкость с большей вязкостью, либо газ.

Если загрязненность и коррозионные свойства теплоносителей одинаковы, то в трубное пространство целесообразнее подавать теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи, т.к. там можно обеспечить большую скорость его движения. Теплоноситель с очень высокой или очень низкой температурой целесообразнее пропускать через трубное пространство для уменьшения теплотерь в окружающую среду.

Конструктивный расчет теплообменников состоит в определении основных размеров аппарата.

Общее количество труб в теплообменном аппарате определяется по формуле

$$n = \frac{F}{\pi d_p l_{mp}}, \quad (64)$$

где  $F$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;

$d_p$  – расчетный диаметр трубы, м;

$l_{mp}$  – часть трубы, участвующая в процессе теплообмена между трубными решетками и не залитая конденсатом, м.

Число труб одного хода в трубном пространстве вычисляется по формуле

$$n_o = \frac{4G_{mp}}{\pi d_{вн}^2 \cdot \rho \cdot W_{mp}}, \quad (65)$$

где  $G_{mp}$  – расход теплоносителя в трубном пространстве, кг/ч;

$d_{вн}$  – внутренний диаметр трубы в м;

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

$W_{mp}$  – скорость теплоносителя в трубках, м/с.

Число ходов в трубном пространстве  $Z_{mp}$  определяют по формуле

$$Z_{mp} = n / n_o. \quad (66)$$

Число ходов  $Z_{mp}$  рекомендуется принимать равным 1, 2, 3, 4, 6, 8, 10, 12.

Компоновку трубок в пучок и определение размеров трубной решетки производят по следующим рекомендациям.

Толщина стенок трубы для теплообменных аппаратов обычно составляет 0,5 - 2,5 мм. Внутренний диаметр труб  $d_{вн}$  должен быть не меньше 12 мм; не рекомендуется применение трубок с  $d_{вн}$  больше 38 - 57 мм.

Диаметр кожуха кожухотрубчатого ТОО определяется по формуле

$$D = D' + d_n + 2k, \quad (67)$$

где  $D'$  зависит от характера размещения труб и принимается по табл.8.

Таблица 8

$D'/s$	2	4	6	8	10	12	14	16	18
$z_1$	7	19	37	61	91	127	187	241	301
$z_2$	7	19	37	93	93	130	173	223	279

Здесь,  $d_n$  – наружный диаметр трубы, м;  $k = 0,006$  м – кольцевой зазор между крайними трубами и кожухом;  $s$  – шаг труб, м;  $z_1, z_2$  – общее число трубок в аппарате, размещенных по углам равносторонних треугольников или по концентрическим окружностям соответственно.

Трубы на трубной решетке размещаются чаще всего по углам равносторонних треугольников с шагом  $s$ . Шаг труб принимается по конструктивным соображениям в пределах  $(s/d_n)=1,5 \div 1,7$ .

Значение  $D$ , вычисленное по формуле (67), необходимо округлить до ближайшего стандартного значения диаметра. Основные параметры нормализованных конструкций теплообменников:

Поверхность теплообмена  $F, \text{ м}^2$   
 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 80, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 500, 600, 700, 800.

Диаметр кожуха  $D$ , мм  
 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000.

Длина труб  $l$ , мм  
 1000, 1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 6000, 7000.

Диаметр корпуса многоходового теплообменного аппарата определяется с учетом размещения перегородок и производится обычно графическим путем. С этой целью вычерчи-

вают в определенном масштабе часть трубной доски и на ней размещают трубы с учетом мест для перегородок, анкерных связей, каркаса трубного пучка и т.д.

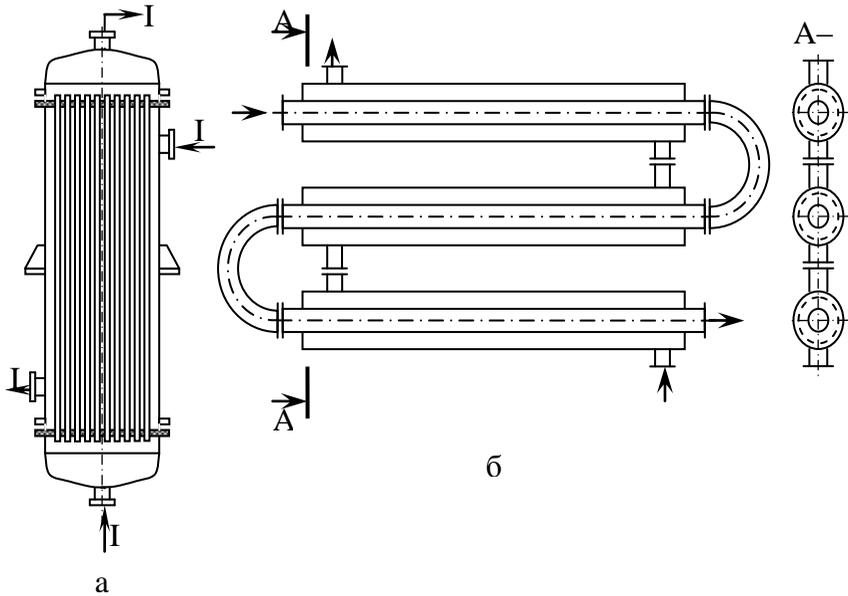


Рис.4. Принципиальные схемы ТОА:  
 а – кожухотрубчатый ТОА; б – ТОА  
 “труба в трубе”

Длина труб пучка (расстояние между трубными решетками) определяется по формуле

$$l_{mp} = \frac{F}{\pi d_p n_o Z}, \text{ м}, \quad (68)$$

где  $n_o$  – число трубок в одном ходу;  $Z$  – число ходов.

Диаметр патрубков для теплоносителей определяются по формуле

$$d_n = 0,0188 \left( \frac{G}{\rho \cdot W_n} \right)^{0,5}, \text{ м}, \quad (69)$$

где  $G$  – расход теплоносителя, кг/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя при рабочей температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $W_n$  – скорость теплоносителя в трубке, м/с, которую выбирают в следующих пределах:

для паров  $W_n = 15 - 30$  м/с;

для жидкостей  $W_n = 1 - 2$  м/с;

для конденсатов  $W_n = 0,5 - 1$  м/с;

для газов  $W_n = 20 - 40$  м/с.

Остальные размеры теплообменного аппарата выбираются по результатам прочностного расчета.

## 5.2. Теплообменники «труба в трубе»

Две коаксиально расположенные трубы с двумя теплоносителями, один из которых течет по внутренней трубе, а второй по кольцевому каналу между трубами, образуют простую конструкцию теплообменника многоцелевого назначения. Подбором диаметров внутренней и наружной труб можно обеспечить обеим рабочим средам, участвующим в теплообмене, необходимую скорость для достижения высокой интенсивности теплообмена. Такие теплообменные аппараты применяются как жидкостные или газо-жидкостные. Большая часть газо-жидкостных теплообменников этого типа имеет продольные ребра на внешней стороне внутренней трубы.

Аппараты такого типа могут быть соединены как последовательно, так и параллельно, обеспечивая любую необходимую теплопроизводительность и эффективность нагрева или охлаждения. Конструкция такого типа особенно целесообразна в тех случаях, когда одна или обе жидкости находятся под высоким давлением, при котором необходима боль-

шая толщина стенки кожуха, и обычные кожухотрубные теплообменники в этом случае становятся дорогими.

Теплообменные аппараты типа «труба в трубе» изготавливают жесткой конструкции (обозначаются ТТ), с сальником на одном конце трубы (обозначаются ТТ-с) или с сальниками на обоих концах трубы (обозначаются ТТ-р). Жесткая конструкция применяется в случае, когда разность температур наружной и внутренней труб невелика и когда не требуется механическая чистка труб. Аппараты ТТ-с применяются в случаях, когда необходима компенсация температурных расширений. Аппараты ТТ-р применяются в случаях, когда при эксплуатации теплообменника требуется полный демонтаж внутренних труб.

Для расчета теплообменного аппарата типа «труба в трубе» исходные данные те же, что и для кожухотрубного теплообменника.

1. Выбираются диаметры труб аппарата с целью получения одинаково высоких скоростей движения теплоносителей:

а) для внутренней трубы выбирается скорость и определяется сечение одной секции

$$f_{вн} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = \frac{G_{вн}}{\rho_{вн} W_{вн}}, \text{ м}^2; \quad (70)$$

б) для кольцевого сечения

$$f_{кольц} = \frac{\pi}{4} (D_{вн}^2 - d_n^2) = \frac{G_{кольц}}{\rho_{кольц} W_{кольц}}, \text{ м}^2 \quad (71)$$

или, задаваясь диаметрами труб и зная расходы теплоносителей  $G_{вн}$  и  $G_{кольц}$ , определяют скорости их движения. Скорости  $W_{вн}$  и  $W_{кольц}$  выбираются для жидкостей в пределах от 0,8 до 2

м/с. Диаметры труб – внутренней не более 57 мм, наружной – не более 108 мм.

2. Определяются величины коэффициентов  $\alpha_1$ ;  $\alpha_2$  и  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

3. Определяется поверхность теплообмена  $F_{общ} = Q/(K \cdot \Delta t_{cp})$ , м<sup>2</sup>.

4. Находят общую длину внутренней трубы по формуле

$$L = \frac{F_{общ}}{\pi d_{cp}}, \text{ м.} \quad (72)$$

5. При последовательном соединении теплообменных аппаратов «труба в трубе» число секций находят по уравнению

$$Z = L/l_{mp}, \quad (73)$$

где  $l_{mp}$  лежит в пределах от 1,5 до 6 м.

6. При параллельном соединении аппаратов в первую очередь по заданному расходу  $G_{вн}$ , выбранному диаметру  $d_{вн}$  и принятой скорости  $W_{вн}$  определяют необходимое проходное сечение для движения теплоносителя:

$$f_{\Sigma_{вн}} = \frac{G_{вн}}{\rho_{вн} W_{вн}}, \text{ м}^2, \quad (74)$$

а затем находится число параллельно включаемых аппаратов по формуле

$$n = \frac{f_{\Sigma_{вн}}}{f_{вн}} = \frac{4G_{вн}}{\rho_{вн} W_{вн} \pi d_{вн}^2}. \quad (75)$$

## 6. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛОВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА

Движение теплоносителей в теплообменных аппаратах происходит в условиях неизотермичности, т. е. с переменными физическими свойствами теплоносителей. Как показано в теории подобия, в выражение, определяющее гидравлическое сопротивление в условиях неизотермичности, входят три безразмерных комплекса: первым определяется коэффициент сопротивления при изотермическом движении, вторым – влияние изменения вязкости в пристенном пограничном слое теплоносителя и третьим – влияние свободного движения (турбулизация потока). К этому результату приходят, если сопротивление подсчитывается так же, как и при изотермическом движении, и по тем же самым формулам. Влияние же изменения температуры при этом учитывается лишь тем, что все расчетные величины – скорость, плотность и вязкость – относят к средней температуре теплоносителя. Коэффициент сопротивления в этом случае является функцией не только критерия Рейнольдса, но также критериев Грасгофа и Прандтля, определяющих тепловое подобие.

Следовательно, при гидромеханическом расчете теплообменных аппаратов всегда необходимо знать коэффициенты сопротивления при изотермическом движении. Кроме того, моделью изотермического движения можно воспользоваться в тех случаях, когда температурное поле теплоносителя практически изменяется незначительно, например, при сравнительно небольших тепловых нагрузках и малых подогревах теплоносителя.

При изотермическом движении коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от числа  $Re$  и от некоторой безразмерной величины, характеризующей пограничную геометрию потока. Под пограничной геометрией следует понимать не только форму поперечного сечения и его характерный линейный размер (например  $d_r$ ), но и геометрические характери-

ки поверхности канала - высота выступов шероховатости, их форма, взаимное расположение на поверхности и т. д. В качестве геометрической характеристики естественной (технической) шероховатости принимается некоторая величина  $\Delta_3$  – эквивалентная шероховатость (табл. 9). В настоящее время существует несколько способов установления соответствия между реальными геометрическими характеристиками поверхности и величиной  $\Delta_3$ . Следует иметь в виду, что пользование разными рекомендациями дает несколько различающиеся результаты.

Таблица 9

Характеристика поверхности труб и каналов	$\Delta_3$ , мм
1. Цельнотянутые трубы	
1. Технически гладкие из цветных металлов	0,0015 – 0,001
2. Новые стальные	0,02 – 0,1
3. Стальные очищенные после многих лет эксплуатации	до 0,40
2. Цельносварные стальные трубы	
4. Новые и чистые	0,03 – 0,1
5. С незначительной коррозией после очистки	0,1 – 0,2
6. Умеренно заржавевшие	0,3 - ,07
7. Старые заржавевшие	0,8 – 0,15
8. Сильно заржавевшие с большими отложениями	2,0 – 4,0

### 6.1. Круглые трубы

Рассматривается установившееся движение теплоносителя в условиях вполне сформировавшегося потока, т.е. предполагается, что начальное сечение потока находится на расстоянии от входа в трубу, достаточном для обеспечения устойчивого распределения скоростей в поперечном сечении. Для вычисления коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  круглых

труб в гидромеханике имеется набор теоретически обоснованных (полуэмпирических) и опытных расчетных формул:

а) для ламинарного режима течения ( $Re < 2300$ ) или в первой автомодельной области

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (76)$$

т.е. величина  $\lambda$  не зависит от характеристики поверхности стенок. Это объясняется тем, что теплоноситель прилипает к стенкам, в результате чего происходит трение слоев теплоносителя, а не теплоносителя о стенку;

б) для переходной области от ламинарного к турбулентному течению

$$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re}. \quad (77)$$

Как видно из (77), коэффициент гидравлического трения в переходной области в отличие от ламинарной и турбулентной возрастает с увеличением числа Рейнольдса. При одинаковых числах Рейнольдса коэффициент гидравлического трения в турбулентном режиме больше, чем в ламинарном (из-за большого градиента скорости). По этому с ростом числа Рейнольдса по мере распространения турбулентного режима от конца трубы ко входу коэффициент трения возрастает;

в) для турбулентного режима течения коэффициент гидравлического трения может вычисляться по формуле Прандтля

$$\lambda^{-0,5} = 2,0 \lg(Re \lambda^{0,5}) - 0,8, \quad (78)$$

которая хорошо согласуется с экспериментом в интервале чисел  $Re$  от  $10^4$  до  $5 \cdot 10^6$ . Однако формула (78) неудобна в расчетах, так как величина  $\lambda$  не выражается в явном виде, более удобна формула

$$\lambda = (1,821 \lg Re - 1,64)^{-2}, \quad (79)$$

дающая практически одинаковые результаты с формулой (78) в указанном диапазоне чисел  $Re$ .

При числах  $Re < 10^5$  широко используется также формула Блазиуса

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0,25}, \quad (80)$$

соответствующая течению в гидравлически гладких трубах, при котором ядро потока не касается выступов шероховатостей.

Влияние неизотермичности на сопротивление трения можно определять по нижеприводимым формулам.

Для случая ламинарного стабилизированного течения при отсутствии естественной конвекции результаты расчётов и опытов обобщаются критериальными зависимостями

$$\lambda = \lambda_f \left[ 1 + A \left\{ \left( \frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^k - 1 \right\} \right] \quad (81)$$

для капельных жидкостей и

$$\lambda = \lambda_f [1 + C(\Psi - 1)] \quad (82)$$

для газов.

В формулах (81) и (82)  $\lambda_f$  – коэффициент гидравлического трения при изометрическом течении, вычисленный по средней температуре теплоносителя  $T_f$ ;  $\mu_f$ ,  $\mu_w$  – динамические коэффициенты вязкости теплоносителя, определяемые при средней температуре  $T_f$  и температуре стенки  $T_w$ ;  $\Psi = T_w/T_f$ ;  $A$ ,  $C$ ,  $k$ ,  $n$  – постоянные величины, значения которых приведены в табл. 10.

Таблица 10

Теплоноситель	Нагрев				Охлаждение			
	A	C	k	n	A	C	k	n
Вода	1,38	-	0,38	-	38,8	-	0,016	-
Воздух	-	0,23	-	1,5	-	0,36	-	1,0
Водород	-	0,23	-	1,5	-	0,36	-	1,0
Масло (типа МС - 20)	1,38	-	0,38	-	1,38	-	0,38	-

При совместном свободно-вынужденном движении гидромеханические и тепловые процессы взаимосвязанные, поэтому

$$\lambda = \lambda_f \left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{0,33} \left[ 1 + 0,22 \left( \frac{Gr Pr}{Re} \right)_f^{0,15} \right], \quad (83)$$

где  $Pr = \nu/a$  – число Прандтля;  $Gr = \frac{\beta_T g d^3 \Delta T}{\nu^2}$  – число Грасгофа.

В формуле (83) все физические свойства отнесены к средней температуре жидкости, кроме  $Pr_w$ , отнесенного к температуре стенки.

В случае течения теплоносителя большой вязкости

$$\lambda = \lambda_w \frac{\rho_w}{\rho_f} \left( Pe_f \frac{d}{e} \right)^m \left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{-0,33}, \quad (84)$$

здесь  $Pe = \nu d/a$  – число Пекле;  $m = 1 - \left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{0,067}$ .

Формула (84) справедлива при  $Re = 20 \div 2000$ ,

$75 < Pe_f < 1750$ ,  $C_{rf} < 3 \cdot 10^3$ ,  $0,2 < Pr_w / Pr_f < 550$ ,  
 $(Gr Pr)_f < 14 \cdot 10^4$ .

Влияние температурного фактора в переходной области оценивается введением отношения  $(\mu_f / \mu_w)^{0,33}$ .

При турбулентном течении капельных жидкостей

$$\lambda = \lambda_f \left( \frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^K, \quad (85)$$

где  $K = 0,14$  – при нагревании жидкости;  $K = 0,23 Pr_f^{-0,25}$  – при охлаждении жидкости.

Если число  $Re$  изменяется от  $2,8 \cdot 10^5$  до  $4,5 \cdot 10^5$ , а  $\mu_w / \mu_f$  от 2,5 до 0,83, то можно использовать формулу

$$\lambda = \left[ 1,821 \text{g} \left( \text{Re} \sqrt{\frac{A_w}{\mu_f}} \right) - 1,64 \right]^{-2}. \quad (86)$$

Для расчета коэффициент гидравлического трения при неизотермическом турбулентном течении газов используют формулу

$$\lambda = \lambda_f \left( \frac{T_w}{T_f} \right)^K, \quad (86)$$

где  $K = -0,52$  при нагревании;  $K = -0,38$  при охлаждении газа.

В условиях совместного свободно-вынужденного движения часто используется критериальная зависимость

$$\lambda = 0,3164 Re_f^{-0,25} (Pr_w / Pr_f)^{0,33}. \quad (87)$$

## 6.2. Продольно омываемые пучки труб

В литературе широко распространены рекомендации рассчитывать гидравлическое сопротивление продольно омываемых каналов некруглого поперечного сечения по данным для круглых труб с использованием в качестве определяющего размера гидравлического диаметра. Поскольку геометрическое подобие между трубой и некруглым каналом отсутствует, то из теории подобие следует, что такие рекомендации могут дать совпадение с экспериментом лишь при случайном, но вполне определенном соотношении геометрических размеров некруглого канала. Например, при продольном омывании шахматных пучков труб такое совпадение наблюдается при относительном шаге пучка  $S/d = 1,15 - 1,2$  ( $d$  – диаметр труб). Следовательно, упомянутые рекомендации уместны как первое приближение для определения гидравлического сопротивления некруглых каналов.

В продольно омываемых пучках труб цилиндры размещаются по углам правильного треугольника (шахматное размещение) или по углам квадрата (коридорное расположение). Если число цилиндров в пучке бесконечно, то для шахматного пучка

$$d_r = \left[ 1,102 \left( \frac{S}{d} \right)^2 - 1 \right] d ,$$

а для коридорного

$$d_r = \left[ 1,273 \left( \frac{S}{d} \right)^2 - 1 \right] d .$$

Для ламинарного течения для коэффициента гидравлического сопротивления используется следующее выражение

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}_{d_r}} \cdot \frac{[(d_*/d)^2 - 1]^5}{4(d_*/d)^4 \ln(d_*/d) - 3(d_*/d)^4 + 4(d_*/d)^2 - 1}, \quad (88)$$

где  $d_* = 1,05 \cdot S$  – при шахматном расположении труб;  $d = 1,153 \sqrt{S_1 S_2}$  – при коридорном размещении труб с поперечным  $S_2$  и продольным  $S_1$  шагами.

Структура течения теплоносителя в каналах сложной геометрической формы значительно сложнее, чем круглой трубе. Сложность турбулентного течения в каналах некруглого сечения обусловлена трехмерностью течения, т.е. существованием конвективного переноса поперек основного потока, вызванного крупномасштабными вихрями и вторичными течениями. В каналах с сильным сужением проходного сечения, например плотноупакованных пучках труб в области сужения, может существовать ламинарное течение даже при числах  $Re$ , в несколько раз превышающих критическое число Рейнольдса для круглой трубы. Поэтому развитое турбулентное течение по всему сечению имеет место при значительно больших числах  $Re$ , чем в круглых трубах. С другой стороны, отклонение от закономерностей ламинарного течения начинается при более низком числе  $Re$ , чем в круглой трубе, т.е. в каналах сложной формы переходная область сильно растянута и иногда занимает более одного порядка по числу  $Re$ .

Для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в правильных пучках труб (стержней) можно использовать формулы, полученные на основе обобщения расчетного и экспериментального материала при  $1 \leq S/d \leq 10$  и  $2 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^5$ .

Для шахматных пучков

$$\xi = \lambda \left\{ 0,57 + 0,18 \left( \frac{S}{d} - 1 \right) + 0,53 [1 - \exp(-a)] \right\}, \quad (89)$$

$$a = \begin{cases} 0,58\{1 - \exp[-70(S/d - 1)]\} + 9,2(S/d - 1) & \text{при } S/d < 1,02 \\ 0,58 + 9,2(S/d - 1) & \text{при } S/d > 1,02 \end{cases}$$

Для коридорных пучков

$$\xi = \lambda \{0,59 + 0,19(S/d - 1) + 0,52[1 - \exp(-10(S/d - 1))]\} \quad (90)$$

Здесь  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения для круглой трубы при том же числе  $Re$ . Данные для квадратных плотных упаковок, так же как и шахматных, при  $Re > 2 \cdot 10^3$  аппроксимируются эмпирической формулой

$$\xi = 0,68 \lambda. \quad (91)$$

Вопросы гидродинамики в переходной области течения в пучках исследованы мало. Характерно, что в пучке при переходе их ламинарной области течения в турбулентную коэффициент изменяется плавно, без скачка, наблюдаемого при тчении в гладкой трубе. Это объясняется тем, что переход ламинарного течения в турбулентное происходит не сразу во всем поперечном сечении, как это имеет место в трубе, а постепенно. Сначала турбулентное течение возникает в широкой части межтрубного пространства, тогда как в узких местах продолжает существовать ламинарное течение. Затем, по мере роста числа  $Re$ , проникает в узкие области между трубками. Переход к развитому турбулентному течению в пучках затягивается тем больше, чем больше шаг труб в пучке.

### 6.3. Кольцевые каналы

При ламинарном течении для кольцевых каналов зависимость  $\lambda(Re)$  имеет тот же характер, что и для круглой трубы,

но численное значение множителя пропорционально меняется. Ниже приводится значение  $\lambda(Re)$  в кольцевом канале различных поперечных сечений

Таблица 11

$r_1/r_2$	0,001	0,01	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\lambda(Re)$	74,68	80,11	86,27	89,37	92,35	94,71	95,55	95,92	96,0

Здесь  $Re = \frac{vd_r}{\nu}$ ;  $d_r = 2(r_2 - r_1)$ ;  $v$  – среднерасходная скорость

теплоносителя;  $r_1, r_2$  – радиусы внутренней и внешней труб канала.

Коэффициент сопротивления кольцевых каналов в диапазоне

$Re = 4000 + 320000$  зависит только от числа  $Re$  и для  $r_1/r_2 \geq 0,0625$  не зависит от отношения радиусов канала. При определении по гидравлическому диаметру  $\lambda$  для кольцевых каналов на 1 – 10 % выше, чем для круглой трубы, и удовлетворительно описывается зависимостью

$$\lambda = 0,348 Re^{-0,25}. \quad (92)$$

В диапазоне  $r_1/r_2$  от 0,472 до 0,78 и при  $Re = 2 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$  рекомендуется обобщающая зависимость

$$\lambda = 0,246 \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right)^{0,1} Re^{-0,22}. \quad (93)$$

Для практических расчетов в диапазоне  $0,01 \leq r_1/r_2 \leq 0,8$  можно ограничиться упрощенной зависимостью (92), справедливой для изотермического течения. В диапазоне изменений температурного фактора  $T_w/T_f = 1 - 2,7$  опытные данные удовлетворительно обобщают выражение (92), если в качестве оп-

ределяющей температуры в  $Re$  принять температуру обогреваемой стенки  $T_w$ , т.е.

$$Re = \frac{2(r_2 - r_1)v}{v_w}.$$

В кольцевых каналах при течении газа в условиях нагрева внутренней трубы и  $r_1/r_2 < 0,5$  сопротивление трения не зависит от температурного фактора.

На практике в кольцевых каналах из-за конструктивных особенностей каналов, неточностей сборки, изгиба возможны отклонения от концентрического размещения внутренней и внешней труб канала, т.е. появление эксцентрического размещения внутренней и внешней труб канала. Эксцентриситетом называется расстояние между центрами труб  $Q$ , и относительным эксцентриситетом – отношение  $C = Q/(r_2 - r_1)$ . Для концентрического канала  $C = 0$  в случае касания труб  $C = 1$ . Увеличение эксцентриситета приводит к падению коэффициента гидравлического сопротивления канала, что объясняется ростом неравномерности распределения расхода и ламинаризацией потока в узкой части канала при значениях  $C$ , близких к единице.

В диапазоне  $r_2/r_1 = 1 \div 4$ ;  $C = 0 \div 0,8$ ;  $Re = 5 \cdot 10^4 \div 10^6$  рекомендуется производить расчет гидравлического сопротивления эксцентрических кольцевых каналов по приближенной формуле

$$\lambda = \lambda_0(1 - C)^{0.175}, \quad (94)$$

где  $\lambda_0$  – гидравлическое сопротивление канала с  $C = 0$ .

При ламинарном течении влияние эксцентриситета на величину сопротивления сказывается сильнее. Наличие эксцентриситета существенно увеличивает длину гидродинамического начального участка.

#### 6.4. Поперечно-обтекаемые пучки труб

Для плохо обтекаемого тела силы трения незначительные. Например, для круглого цилиндра при  $Re = 10^4$  сила сопротивления трения составляет около 2% от полной силы лобового сопротивления. В гладкотрубном пучке при поперечном обтекании потоком сопротивление трения составляет несколько процентов от общего гидравлического сопротивления. При этом коэффициент местного сопротивления определяется по формулам ВТИ.

Для шахматных пучков:

$$\text{при } \frac{1-d/S_2'}{a-1} \leq 0,53$$
$$Eu = 1,4(Z+1)Re^{-0,25}; \quad (95)$$

$$\text{при } \frac{1-d/S_2'}{a-1} \leq 0,53$$
$$Eu = 1,93(Z+1)\sqrt{\frac{1-d/S_2'}{a-1}} Re^{-0,25}. \quad (96)$$

В формулах (95) и (96)  $\alpha = s_1/d$  – относительный поперечный шаг и  $S_2'$  – диагональный шаг шахматного пучка;  $d$  – диаметр трубы;  $Z$  – число рядов труб в пучке.

Для коридорных пучков:

$$\text{при } \frac{b-0,8}{a-1} \leq 1$$
$$Eu = 0,265\left(\frac{b-0,8}{a-1}\right)^{2,5} Z Re^m; \quad (97)$$

$$\text{при } \frac{b-0,8}{a-1} > 1$$

$$Eu = 0,265 \left( \frac{b-0,8}{a-1} \right)^2 Z Re^m. \quad (98)$$

Показатель степени  $m$  в формулах (97) и (98) может быть вычислен следующим образом:

при  $b \geq 1,24$

$$m = 0,88 \left( \frac{a-1}{b-1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1;$$

при  $b < 1,24$

$$m = 0,88 \left( \frac{b}{1,24} \right)^{0,7} \left( \frac{a-1}{b-1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1.$$

В этих уравнениях  $a = S_1/d$  и  $b = S_2/d$  – относительный поперечный и продольный шаги в коридорных пучках. В формулах (95) – (98) число Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho v^2} = \frac{\xi}{2},$$

где  $v$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка;  $\rho$  – плотность теплоносителя.

Указанные формулы справедливы для  $6 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^4$  и  $0,25 < (1 - d/S_2)/(a - 1) < 2,5$  для шахматных пучков и  $0,2 < (b - 0,8)/(a - 1) < 6,5$  для коридорных пучков.

В случае неизотермических условий можно использовать зависимость (95) – (98), принимая теплофизические свойства теплоносителя по средней температуре потока в пучке. При больших числах Рейнольдса с изменением температуры влияние изменяющихся физических параметров в пограничном слое на сопротивление незначительно, так как доля сопротив-

ления поверхностного трения мала по сравнению с полным сопротивлением.

При небольших числах  $Re$  в потоках вязких жидкостей влияние изменяющихся физических свойств на сопротивление при неизотермических условиях учитывается согласно зависимости

$$Eu_f = Eu \left( \frac{\mu_w}{\mu_f} \right)^P, \quad (99)$$

где  $Eu_f$  – число Эйлера при нагревании или охлаждении жидкости;

$Eu$  – число Эйлера в изотермических условиях;  $\mu_w$ ,  $\mu_f$  – динамический коэффициент вязкости жидкости при температуре стенки и потока соответственно. Показатель  $P$  при  $\mu_w/\mu_f$  определяется по табл. 12.

Таблица 12

Режим	$Re$								
	10	20	40	80	100	200	400	800	1000
Нагрев	0,15	0,12	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,01	0,00
Охлаждение	0,27	0,22	0,18	0,14	0,12	0,08	0,05	0,03	0,02

Для расчета сопротивления пучков наиболее удобно применять номограммы, которые составлены на базе экспериментальных данных для потоков разных жидкостей.

При разработке номограмм для коридорных пучков труб за основу принималось сопротивление пучков с расположением труб по вершинам квадрата. Определяющим служил продольный шаг. Для пучков с иными шагами в зависимости от их величины и числа  $Re$  введена графически определяемая поправка.

При разработке номограмм для шахматных пучков труб за основу принимались пучки с расположением труб по вершинам равностороннего треугольника. Для пучков с иным расположением труб в основной график, учитывающий влия-

ние поперечного шага, также введена поправка в зависимости от шагов числа  $Re$ .

На рис. 5 приведены номограммы для расчета среднего коэффициента сопротивления многорядных коридорных и шахматных пучков труб, отнесенного к одному ряду. Номограммы составлены относительно коэффициента сопротивления  $\xi = 2Eu$ .

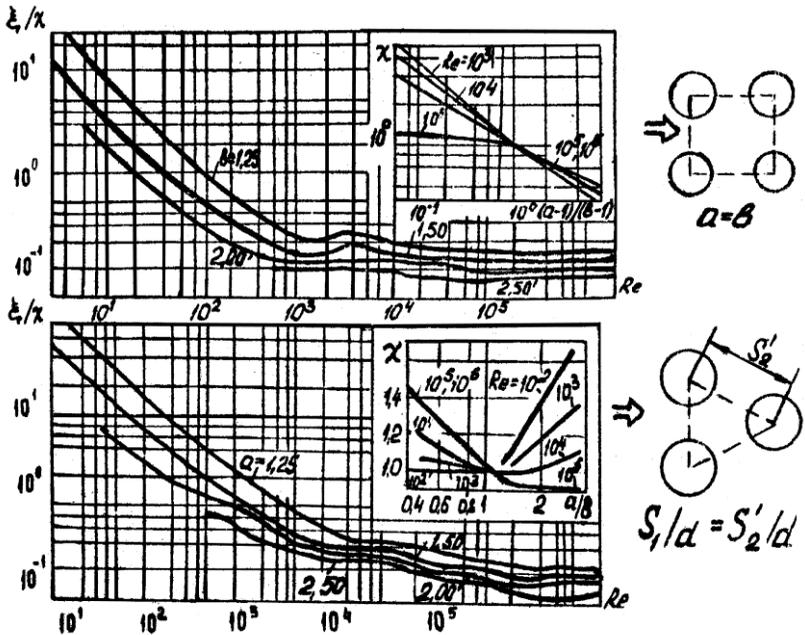


Рис. 5. К расчёту коэффициента сопротивления

При определении по этим номограммам гидравлического сопротивления многорядного пучка труб следует пользоваться формулой

$$\Delta P = (\xi/\chi) \cdot \chi \cdot \rho \frac{v^2}{2} \cdot z, \quad (100)$$

где  $v$  – скорость в наименьшем проходном сечении, а число  $Re$  составляется по этой скорости и диаметру трубы. При

определении коэффициента сопротивления  $\xi$  для коридорных пучков с любым расположением труб вначале определяется член  $\xi/\chi$  по продольному относительному шагу  $b$ , а затем по вспомогательному графику – множитель  $\chi$ , после чего рассчитывается коэффициент сопротивления

$$\xi = (\xi/\chi) \cdot \chi .$$

Коэффициент сопротивления шахматных пучков получается таким же путем, только определение величины  $\xi/\chi$ , как отмечено на номограмме, ведется на основе поперечного относительного шага  $a$ .

Гидравлическое сопротивление пучков, трубы в которых наклонены к направлению потока под углом, как и пучков с поперечно-обтекаемыми трубами, зависит от конфигурации пучков, величины относительных шагов, числа  $Re$ , угла наклона труб и других факторов. Поэтому для расчета их сопротивления применяются те же зависимости, что и в случае поперечно-обтекаемых пучков труб с учетом угла потока к трубам  $\beta$ :

$$Eu_{\beta} = C_{\beta} Eu_{\beta=90^{\circ}} , \quad (101)$$

где  $C_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий угол наклона труб к потоку. Величина  $C_{\beta}$  определяется по табл. 13.

Таблица 13

Тип пучка	Угол наклона труб к потоку $\beta^{\circ}$							
	90	80	70	60	50	40	30	25
Шахматный	1	0,98	0,92	0,83	0,71	0,57	0,41	0,35
Коридорный	1	0,97	0,87	0,76	0,63	0,48	0,34	0,27

Уменьшение сопротивления пучков труб с  $\beta < 90^{\circ}$  обусловлено изменением обтекания трубы и изменением соотношения составляющих сопротивления – трения и давления. С

уменьшением  $\beta$  доля сопротивления трения увеличивается, хотя сопротивление давления остается существенным вплоть до минимального значения  $\beta = 25^\circ$ .

### 6.5. Пучки оребренных труб

На практике при проектировании новых теплообменных аппаратов для расчета аэродинамических сопротивлений пучков труб пользуются расчетными уравнениями подобия. Расчет аэродинамического сопротивления производится по формуле

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho v^2}{2},$$

где  $\xi$  – коэффициент аэродинамического сопротивления, рассчитываемый по уравнениям подобия:

для коридорных пучков труб с круглыми ребрами при  $t/d = 0,21 - 0,3$

$$\xi = \left[ 2,87 - 0,464 \left( \frac{t}{d} \right)^{1,24} \left( \frac{h}{d} - 0,606 \right) \right] \frac{1}{S_1/d} (z-1) \text{Re}_t^{-0,12}; \quad (102)$$

для коридорных пучков с квадратными ребрами при  $t/d = 0,33$

$$\xi = \left( 1,62 - 2,75 \frac{h}{d} \right) \frac{1}{S_1/d} (z-1) \text{Re}_t^{-0,12}; \quad (103)$$

для шахматных пучков труб с круглыми ребрами при тесном расположении ( $S_1 = S_2 = d + 2h$ )

$$\xi = 2z \left( \frac{h}{d} \right)^{0,45} \left( \frac{t}{d} \right)^{-0,72} \text{Re}_d^{-0,24}; \quad (104)$$

для шахматных пучков труб с круглыми ребрами при свободном расположении ( $S_1 = S_2 = 2d$ )

$$\xi = 2,7z \left( \frac{h}{d} \right)^{0,45} \left( \frac{t}{d} \right)^{-0,72} Re_d^{-0,24}. \quad (105)$$

В уравнениях подобия (102) - (103)  $t$  – продольный шаг между ребрами;  $h$  – высота ребра;  $d$  – диаметр несущей трубы;  $z$  – число рядов труб в пучке;

$$Re_d = vd/\nu; \quad Re_t = vt/\nu.$$

Пределы применения уравнений (104) и (105) по параметрам равны  $Re_t = (3 \div 25) \cdot 10^3$ ;  $z = 4 \div 6$ ;  $h/d = 0,2 \div 0,5$ ;  $S_1/d = 2 \div 4$ .

Пределы применения уравнений (104) и (105) по параметрам равны  $Re_d = (3 \div 50) \cdot 10^3$ ;  $h/d = 0,166 \div 0,5$ ;  $t/d = 0,15 \div 0,23$ .

Расчет по этим уравнениям аэродинамических сопротивлений разнообразных пучков не дает удовлетворительного совпадения с экспериментальными данными, поскольку уравнения (103) - (105) получены чисто эмпирическим путем на основании небольшого количества экспериментальных данных и пригодны для очень узкого интервала параметров оребрения труб и шаговых характеристик пучков. Следует заметить, что в формуле (102) отношение  $t/d$  входит в степени 1,24, что противоречит пониманию физического процесса, ибо с ростом шага ребер  $t$  коэффициент аэродинамического сопротивления должен уменьшаться.

Для практических расчетов сопротивления одного глубинного ряда шахматных пучков труб со спиральным оребрением можно рекомендовать следующие зависимости:

при  $Re$  от  $10^2$  до  $10^3$ , коэффициенте оребрения (отношения полной внешней поверхности с ребрами к наружной по-

верхности трубы без ребер)  $\varepsilon$  от 1,5 до 16,0,  $a = S_1/d$  от 1,13 до 2,0,  $b = S_2/d$  от 1,06 до 2,0

$$Eu = 67,6\varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,7} \cdot a^{-0,55} \cdot b^{-0,5}; \quad (106)$$

при  $Re$  от  $10^3$  до  $10^5$

$$Eu = 3,2\varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,25} \cdot a^{-0,55} \cdot b^{-0,5}; \quad (107)$$

при  $Re$  от  $10^5$  до  $1,4 \cdot 10^6$

$$Eu = 0,18\varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,55} \cdot a^{-0,55} \cdot b^{-0,5}. \quad (108)$$

Уравнения (107) и (108) действительны для интервалов  $\varepsilon$  от 1,9 до 16,  $a$  от 1,6 до 4,3 и  $b$  от 1,2 до 2,35.

Для коридорных пучков труб со спиральным оребрением в интервалах  $Re$  от  $10^3$  до  $10^5$ ,  $\varepsilon$  от 1,9 до 16,3,  $a$  от 2,38 до 3,13 и  $b$  от 1,2 до 2,35 справедлива зависимость

$$Eu = 0,068\varepsilon^{0,5} \eta^{-0,4}, \quad (109)$$

где  $\eta = (a - 1) / (b - 1)$ .

В связи с достаточно простой технологией изготовления, относительно малым загрязнением при эксплуатации, устойчивостью к обгоранию наружных частей часто используются цилиндрические конические, параболические и каплеобразные шипы. Сопротивление шахматных пучков труб с цилиндрическими шипами в интервале  $Re$  от  $10^3$  до  $10^4$ ,  $\varepsilon$  от 2,88 до 4,95,  $a$  от 1,65 до 4,35 и  $b$  от 1,27 до 1,79 можно определить по уравнению

$$Eu = 5,62\Psi^{-2,1} \varepsilon^{0,6}, \quad (110)$$

а для коридорных пучков при  $a = 2,2$  и  $b$  от 1,47 до 2,05

$$Eu = 0,69\varepsilon^{0,15}b, \quad (111)$$

где  $\psi = [(S_1/d - 1)(S_2/d - 1)]$  – диагональный шаг труб в пучке.

Для расчета сопротивления шахматных пучков труб с проволочным оребрением при числах  $Re$  от 920 до  $1,9 \cdot 10^4$ ,  $l_0/S$  от 0,101 до 0,278,  $h/S$  от 0,825 до 8,5,  $d/S$  от 1,41 до 2,72,  $b$  от 1,84 до 4 используется зависимость

$$Eu = 3,09 Re^{-0,24} (l_0/s)^{-0,365} (h/s)^{0,15} (d/s)^{0,1} a^{-0,32} b^{-0,2}, \quad (112)$$

где  $l_0$  – шаг петли.

При расчете сопротивления шахматных пучков плавниковых труб можно пользоваться зависимостью

$$Eu = \left( \frac{0,3}{b-0,8} + 0,55 \frac{h}{d} + 1,23 \right) Re^{-0,27}, \quad (113)$$

которая применима при  $Q$  (объемный расход) от 1,7 до 2,6,  $b$  от 1,1 до 1,6,  $h/d$  от 0,6 до 1,0,  $\delta_{cp}/d$  от 0,15 до 0,3, где  $\delta_{cp}$  – средняя толщина ребра.

В общем случае перепад давления на пучке определяется по формуле

$$\Delta P = Eu \cdot \rho v^2 \cdot z \cdot C_z, \quad (114)$$

где  $Eu$  – коэффициент сопротивления глубинного ряда многорядного пучка;  $C_z$  – поправочный коэффициент на сопротивление малорядных пучков труб для зависимостей (106)–(109), определяемый по табл. 14.

Таблица 14

Тип пучка	Число рядов $z$					
	1	2	3	4	5	6
Шахматный малорядный	1,48	1,24	1,12	1,04	1,01	1
Коридорный малорядный	2,24	1,50	1,23	1,06	1,02	1

Потери давления на входе в пучок и выходе из него учитываются путем замены в формуле (114) числа рядов  $z$  на  $z + 1$ . При определении коэффициента сопротивления за определяющую температуру необходимо принимать среднюю температуру потока по глубине потока, за определяющую скорость – среднюю скорость в наименьшем проходном сечении пучка, а за определяющий размер – диаметр несущей трубы.

### 6.6. Местные сопротивления

Отличительной особенностью потока на участке местных сопротивлений является его сильная неравномерность. По длине такого потока заметно изменяется либо средняя скорость течения и распределение скоростей по сечению (например, на расширяющихся и сужающихся участках), либо только распределение, скоростей (например, на входных участках или плавных поворотах).

Особенно большие местные сопротивления и обусловленные ими потери механической энергии имеют место в тех случаях, когда поток отрывается от твердой поверхности и между ними и твердой поверхностью образуется циркуляционная зона. В циркуляционной зоне легко различить прямую ветвь, где направление течения совпадает с направлением движения транзитного потока, и обратную ветвь, где жидкость движется в противоположном направлении. Отрыв потока за редким исключением наблюдается при всех видах местного сопротивления.

Второй характерной особенностью потока на местных сопротивлениях является его сильная неравномерность. По длине такого потока заметно изменяется распределение скоростей в различных сечениях при сохранении средней скорости, или же меняется одновременно и распределение скоростей и средняя скорость.

Таким образом, потеря энергии на местных сопротивлениях связана с энергетическими затратами на создание и поддержание движения в циркуляционных зонах, с затратами на изменение средней скорости и переформирование поля скоростей, причем первая часть этих затрат обычно существенно превышает вторую.

Поток на местном сопротивлении обычно можно разделить на два характерных участка – участок резкой деформации потока, в пределах которого имеет место изменение средней скорости транзитной части потока или изменение внешних границ потока, и участок выравнивания скоростей. На последнем внешние границы и средняя скорость потока остаются неизменными, но распределения местных усредненных скоростей (эпюры скорости) изменяются от сечения к сечению.

Так как полный участок местного сопротивления имеет относительно большую протяженность (участок выравнивания скоростей может достигать  $50 d_r$ ), то на нем возникают и сопротивления трения по длине (но не строго пропорционально длине).

При расчетах теплообменных аппаратов применяют один из следующих способов учета местных сопротивлений:

1. Местные сопротивления условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими потерь на трение. Исчисление потерь энергии производят по принципу наложения потерь или суперпозиции, при котором берется арифметическая сумма потерь на трение и местных потерь

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{TP} + \Delta P_M. \quad (115)$$

2. Местные сопротивления, равномерно распределенные по длине канала (например, гофры), учитывают совместно с сопротивлением трения условным коэффициентом сопротивления единицы относительной длины канала

$$\xi = \xi_{TP} + \xi_M \cdot \quad (116)$$

Тогда расчет гидравлического сопротивления подобных каналов производится по формуле Дарси – Вейсбаха

$$\Delta P_\Sigma = \xi \frac{1}{d_r} \frac{\rho v^2}{2} \cdot \quad (117)$$

Для вычисления условного коэффициента трения  $\xi$  в инженерных расчетах используют эмпирические критериальные уравнения относительно числа Эйлера  $Eu = \Delta P / \rho v^2$ . Число Эйлера и условный коэффициент трения связаны между собой соотношением

$$\xi = 2Eu \frac{d_r}{l} \cdot \quad (118)$$

При проведении гидромеханических расчетов на этапе предварительного проектирования теплообменного аппарата можно воспользоваться данными табл. 15.

Таблица 15

Наименование элемента теплообменника	$\zeta$
1	2
Входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Поворот на 180° одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5
То же через колено в секционных подогревателях	2,0

1	2
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Поворот на 180° в $\nu$ – образной трубке	0,5
Переход из одной секции в другую	2,5
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0
Поперечное движение в межтрубном пространстве ( $m$ – число рядов труб по ходу потока)	$\xi = \frac{3m}{Re^{0.25}}$
Круглые змеевики ( $n$ – число витков)	0,5n

## 7. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 7.1. Гидромеханический расчет теплообменников

При определении полного сопротивления какого-либо устройства в технических расчетах принято суммировать отдельные сопротивления. Такой способ расчета основан на допущении, что сопротивление последовательно включенных элементов равно сумме их отдельных сопротивлений. В действительности это не так, сопротивление каждого элемента зависит от характера течения среды в предшествующих участках. В частности, например, сопротивление прямого участка за поворотом значительно выше, чем сопротивление такого же прямого участка перед поворотом. Точное влияние этих факторов может быть установлено лишь из эксперимента. В силу этого в подавляющем большинстве случаев гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов можно рассчитать только приближенно.

В зависимости от природы возникновения движения гидравлические сопротивления движению теплоносителей различают сопротивления трения, которые обусловлены вязкостью теплоносителя и проявляются лишь в мечах безотрывного течения, и местные сопротивления. Сказанное справедливо для изотермического потока, однако если движение теплоносителя происходит в условиях теплообмена и аппарат сообщается с окружающей средой, то будут возникать дополнительные сопротивления, связанные с ускорением потока вследствие неизотермичности, и сопротивления, связанные с преодолением гидростатического давления столба теплоносителя.

Таким образом, гидравлическое сопротивление при движении жидкости или газа через теплообменник, определяется формулой

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{у}} + \sum \Delta P_{\text{с}}, \quad (119)$$

где  $\sum \Delta P_{\text{тр}}$  – сумма гидравлических сопротивлений на всех участках поверхности теплообмена (каналов, пучков труб и др.), Па;  $\sum \Delta P_{\text{м}}$  – сумма местных гидравлических сопротивлений, Па;  $\sum \Delta P_{\text{у}}$  – сумма потерь давления, обусловленных ускорением потока, Па;  $\sum \Delta P_{\text{с}}$  – сумма потерь давления самотяги, Па.

При неизотермическом течении теплоносителей движение становится неравномерным вследствие изменения их плотности, а вместе с тем и скорости. Это вызывает потерю давления на ускорение потока  $\Delta P_{\text{у}}$ , которая при течении в канале постоянного сечения равна удвоенной разности скоростных напоров, а именно

$$\Delta P_{\text{у}} = 2 \left( \frac{\rho_2 v_2^2}{2} - \frac{\rho_1 v_1^2}{2} \right) = \frac{2(T_2 - T_1)}{T_f} \frac{\rho_f v_f^2}{2}. \quad (120)$$

Здесь индексом 1 отмечены величины, отнесенные к температуре в начальном сечении, индексом 2 – в конечном и индексом  $f$  – к средней температуре теплоносителя. Для капельных жидкостей  $\Delta P_y$  не принимается во внимание. В случае нагревания газа  $\Delta P_y$  положительно, в случае охлаждения –  $\Delta P_y$  отрицательно.

В случае неизотермического течения вынужденному движению нагретого теплоносителя в нисходящих участках канала противодействует подъемная сила, направленная вверх. Подъемная сила и равное ей по величине сопротивление  $\Delta P_c$  определяется следующим соотношением

$$\Delta P_c = \pm h(\rho_1 - \rho_2)g, \quad (121)$$

где  $\rho_0, \rho_1$  – средняя плотность теплоносителя и окружающего воздуха;  $h$  – высота вертикального канала;  $g$  – ускорение силы тяжести.

При нисходящем движении теплоносителя значение  $\Delta P_c$  из формулы (121) является дополнительным сопротивлением канала, при восходящем же движении нагретого теплоносителя сопротивление канала уменьшается на величину  $\Delta P_c$ .

В случае использования в качестве теплоносителя газа величина  $\Delta P_c$  называется сопротивлением самотяги.

Если теплообменник включен в замкнутую систему (не сообщается с окружающей средой), то  $\Delta P_c = 0$ .

Формула (119) не учитывает гидравлические сопротивления трубопроводов, подводящих и отводящих теплоносители. Сопротивление трубопроводов зависит от типа теплообменника, поэтому при использовании формулы (119) необходимо учитывать схему включения теплообменника.

## 7.2. Расчёт мощности, необходимой для перемещения теплоносителя

Гидравлическое сопротивление  $\Delta P$ , подсчитанное по формуле (119), предопределяет величину мощности, необходимой для перемещения теплоносителя через теплообменный аппарат.

Мощность на валу насоса или вентилятора, необходимая для перемещения теплоносителя через аппарат определяется по формуле, Вт

$$N = \frac{V\Delta P}{\eta} = \frac{G\Delta P}{\rho\eta}, \quad (122)$$

где  $V$  – объёмный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\Delta P$  – полное сопротивление, Па;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – КПД насоса или вентилятора, обычно  $\eta = 0,7$ .

## 8. ПРИМЕР РАСЧЁТА КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

### Задание.

Провести тепловой и гидравлический расчёты кожухотрубчатого теплообменного аппарата с внутренними перегородками при следующих исходных данных:

Греющая среда	вода
Температура на входе, $t_1',$ °C	90
Температура на выходе, $t_1'',$ °C	30
Расход, $G_1,$ кг/с	-
Нагреваемая среда	вода
Температура на входе, $t_2',$ °C	10
Температура на выходе, $t_2'',$ °C	50

Расход, $G_2$ , кг/с	5
Внутренний диаметр теплообменных трубок, $d_g$ , м	0,016
Толщина стенки трубок, $\delta_c$ , м	0,001
Материал трубок	латунь

### Расчёт.

1. Так как греющий и нагреваемый теплоносители одинаковы, то для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду направим греющий теплоноситель в трубное пространство, а нагреваемый – в межтрубное пространство.

2. Определяем средние температуры теплоносителей как среднее арифметическое температур на входе и выходе теплоносителей:

$$\bar{t}_1 = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\bar{t}_2 = \frac{10 + 50}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. В табл. П-7 по средним температурам теплоносителей определяем их теплофизические свойства:

$$v_1 = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 0,659 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); c_{p1} = 4179 \text{ Дж}/(\text{кгК});$$

$$v_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 0,618 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); c_{p2} = 4174 \text{ Дж}/(\text{кгК}).$$

4. По (3) вычисляем тепловую мощность ТОА

$$Q = G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2') = 5 \cdot 4174 \cdot (50 - 10) = 834800 \text{ Вт}.$$

5. Вычисляем неизвестный расход греющего теплоносителя

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1}(t_1' - t_1'')\eta_{\text{п}}} = \frac{834800}{4179(90 - 30)0,96} = 3,47 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

6. Из табл. 1 задаёмся средней скоростью движения теплоносителей. Как правило скорость в межтрубном пространстве меньше чем в трубном.

Принимаем:  $\overline{w}_1 = 2 \text{ м/с}$ ;  $\overline{w}_2 = 1 \text{ м/с}$ .

7. Определим режим течения теплоносителей.

$$Re_1 = \frac{\overline{w}_1 d_B}{\nu_1} = \frac{2 \cdot 0,016}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 66946 > 10000$$

Для греющего теплоносителя режим – турбулентный.

Так как в межтрубном пространстве имеются поперечные перегородки, то течение там поперечно-продольное и для нагреваемого теплоносителя определяющим размером является наружный диаметр теплообменных трубок

$$d_H = d_B + 2\delta_c = 0,016 + 2 \cdot 0,001 = 0,018 \text{ м}$$

$$Re_2 = \frac{\overline{w}_2 d_H}{\nu_2} = \frac{1 \cdot 0,018}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 22360 > 2000$$

8. С учётом п. 7 вычисляем коэффициенты теплоотдачи обоих теплоносителей, задавшись в первом приближении температурой стенки трубки равной среднему арифметическому между средними температурами теплоносителей.

$$\overline{t}_{1c} = \frac{\overline{t}_1 + \overline{t}_2}{2} = \frac{60 + 30}{2} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Из табл. П-7 определим: по средней температуре теплоносителей -  $Pr_{ж1} = 2,98$ ,  $Pr_{ж2} = 5,42$ , по средней температуре стенки -  $Pr_{c1} = 3,93$ ,  $Pr_{c2} = 3,93$ .

Для греющего теплоносителя воспользуемся критериальным уравнением М.А. Михеева (16).

$$\overline{Nu}_1 = 0,021 Re_1^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \left( \frac{Pr_{ж1}}{Pr_{с1}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l$$

$$\overline{Nu}_1 = 0,021 \cdot 66946^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \left( \frac{2,98}{3,93} \right)^{0,25} \cdot 1 = 227,34$$

Для нагреваемого теплоносителя используем критериальное уравнение продольно-поперечного обтекания трубного пучка (27)

$$\overline{Nu}_2 = 0,19 Re_2^{0,6} \cdot Pr_{ж2}^{0,33} \left( \frac{Pr_{ж2}}{Pr_{с2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\Pi}$$

$$\overline{Nu}_2 = 0,19 \cdot 22360^{0,6} \cdot 5,42^{0,33} \left( \frac{5,42}{3,93} \right)^{0,25} \cdot 0,82 = 120,05$$

Здесь  $\varepsilon_{\Pi} = 0,82$  (определяем по табл. 6, полагая, что расстояние между перегородками равно диаметру кожуха ТОА).

Вычисляем коэффициенты теплоотдачи:

$$\overline{\alpha}_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_B} = \frac{227,34 \cdot 0,659}{0,016} = 9364 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_H} = \frac{120,05 \cdot 0,618}{0,018} = 4122 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

9. Вычисляем коэффициент теплопередачи по (7) предварительно определив в табл. П-3 по средней температуре стенки коэффициент теплопроводности материала стенки  $\lambda_2 = 112,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  и в табл. П-1 величину термического сопротивления загрязнений  $R_{заг} = 0,0007 \text{ (м}^2\text{К)}/\text{Вт}$ .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{зар}}}.$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{9364} + \frac{0,001}{112,3} + \frac{1}{4122} + 0,0007} = 945 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$

10. Для определения среднелогарифмического температурного напора графически изобразим изменение температуры по длине ТОА (рис. 1) и определим большую и меньшую разность температуры для противоточной схемы течения теплоносителей:

$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= 90 - 50 = 40 \text{ К}, \\ \Delta t_M &= 30 - 10 = 20 \text{ К}. \end{aligned}$$

Затем по формуле (58) определяем

$$\overline{\Delta t_L} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{40 - 20}{\ln \frac{40}{20}} = 28,9 \text{ К}.$$

11. Из уравнения теплопередачи (1) определяем площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \overline{\Delta t_L}} = \frac{834800}{945 \cdot 28,9} = 30,6 \text{ м}^2.$$

12. Уточняем температуру стенки по (2):

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{834800}{30,6} = 27281 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$\overline{t_{c1}} = \overline{t_1} - q \frac{1}{\alpha_1} = 60 - 27281 \frac{1}{9364} = 57,09 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\overline{t_{c2}} = \overline{t_2} + q \frac{1}{\alpha_2} = 30 + 27281 \frac{1}{4122} = 36,62 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\overline{t_c^{II}} = \frac{\overline{t_{c1}} + \overline{t_{c2}}}{2} = \frac{57,09 + 36,62}{2} = 46,86 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta_t = \frac{|\overline{t_c^I} - \overline{t_c^{II}}|}{\overline{t_c^I}} \cdot 100\% = \frac{|45 - 46,86|}{45} \cdot 100\% = 4,1 \text{ } \%.$$

13. Так как погрешность превышает 1 %, то возвращаемся к п. 7, где вместо  $\overline{t_{1c}^I} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$  принимаем за среднюю температуру стенки  $\overline{t_c^{II}} = 46,86 \text{ } ^\circ\text{C}$ . По новым температурам стенки,  $\overline{t_{c1}} = 57,09 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\overline{t_{c2}} = 36,62 \text{ } ^\circ\text{C}$ , определяем критерий Прандтля стенки для греющего и нагреваемого теплоносителей -  $Pr_{c1} = 3,14$ ,  $Pr_{c2} = 4,69$ . После чего расчёт повторяем:

$$\overline{Nu_1} = 0,021 \cdot 66946^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \left(\frac{2,98}{3,14}\right)^{0,25} \cdot 1 = 240,46$$

$$\overline{Nu_2} = 0,19 \cdot 22360^{0,6} \cdot 5,42^{0,33} \left(\frac{5,42}{4,69}\right)^{0,25} \cdot 0,82 = 114,86$$

$$\overline{\alpha_1} = \frac{240,46 \cdot 0,659}{0,016} = 9904 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

$$\overline{\alpha_2} = \frac{114,86 \cdot 0,618}{0,018} = 3944 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{9904} + \frac{0,001}{112,3} + \frac{1}{3944} + 0,0007} = 940 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})},$$

$$\overline{\Delta t_{\text{л}}} = 28,9 \text{ К},$$

$$F = \frac{834800}{940 \cdot 28,9} = 30,7 \text{ м}^2,$$

$$q = \frac{834800}{30,7} = 27192 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$\overline{t_{c1}} = 60 - 27192 \frac{1}{9904} = 57,25 \text{ }^{\circ}\text{С},$$

$$\overline{t_{c2}} = 30 + 27192 \frac{1}{3944} = 36,90 \text{ }^{\circ}\text{С},$$

$$\overline{t_c^{III}} = \frac{\overline{t_{c1}} + \overline{t_{c2}}}{2} = \frac{57,25 + 36,90}{2} = 47,08 \text{ }^{\circ}\text{С},$$

$$\Delta_t = \frac{|\overline{t_c^{II}} - \overline{t_c^{III}}|}{\overline{t_c^{II}}} \cdot 100\% = \frac{|46,86 - 47,08|}{46,86} \cdot 100\% = 0,47 \text{ } \%$$

Так как относительная погрешность не превышает 1 % (точность расчётов задаётся преподавателем), считаем тепловой расчёт выполненным верно.

14. При построении графика изменения температуры теплоносителей по поверхности теплообмена необходимо рассчитать три промежуточных точки. Для этого разобьём поверхность теплообмена на четыре примерно равные части по  $7,7 \text{ м}^2$ . Затем по формулам (63) рассчитаем по три промежуточных температуры для каждого теплоносителя.

$$C_1 = c_{p1} \cdot G_1 = 4179 \cdot 3,47 = 14501 \frac{\text{Вт}}{\text{К}},$$

$$C_2 = c_{p2} \cdot G_2 = 4174 \cdot 5 = 20870 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}.$$

Для греющего теплоносителя:

$$F_{11} = 7,7 \text{ м}^2; F_{12} = 15,4 \text{ м}^2; F_{13} = 23,1 \text{ м}^2.$$

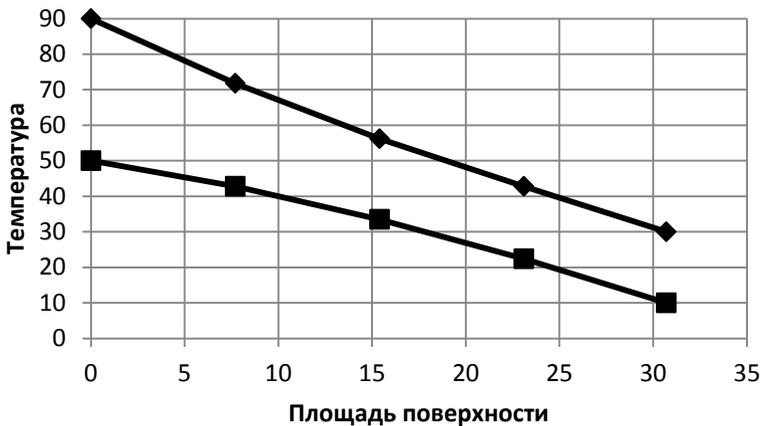
$$t_{11} = 72 \text{ }^\circ\text{C}; t_{12} = 56 \text{ }^\circ\text{C}; t_{13} = 43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для нагреваемого теплоносителя:

$$F_{21} = 23,1 \text{ м}^2; F_{12} = 15,4 \text{ м}^2; F_{13} = 7,7 \text{ м}^2.$$

$$t_{21} = 43 \text{ }^\circ\text{C}; t_{12} = 34 \text{ }^\circ\text{C}; t_{13} = 22 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По определённым площадям и соответствующей температуре строим график изменения температуры теплоносителей.



◆ - греющий; ■ - нагреваемый.

Рис. 6. График изменения температуры теплоносителей

15. Предварительно полагая, что рассчитываемый ТОА одноходовой, определяем количество теплообменных трубок по (41).

$$n = \frac{4G_1}{\pi \cdot d_B^2 \cdot \rho_1 \cdot \bar{w}_1} = \frac{4 \cdot 3,47}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 983,2 \cdot 2} = 8,78 = 9 \text{ шт.}$$

Здесь  $\rho_1 = 983,2 \text{ кг/м}^3$  определяется по средней температуре греющего теплоносителя из табл. П-11.

16. Из (40) определяем длину трубок.

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_B \cdot n} = \frac{30,7}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 9} = 67,9 \text{ м.}$$

17. Так как трубки в ТОА не рекомендуется применять более 7 м в длину, то принимаем длину трубок теплообмена – 6 м. Тогда число трубок в одном ходе будет равно

$$n_0 = \frac{4G_1}{\pi \cdot d_B^2 \cdot \rho_1 \cdot \bar{w}_1} = \frac{4 \cdot 3,47}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 983,2 \cdot 2} = 8,78 = 9 \text{ шт,}$$

общее количество трубок в аппарате

$$n = \frac{F}{\pi \cdot d_B \cdot l} = \frac{30,7}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 6} = 101,8 = 102 \text{ шт.}$$

18. Определяем число ходов в ТОА по (42)

$$Z_{\text{тр}} = \frac{n}{n_0} = \frac{102}{9} = 11,33 = 12.$$

Принимаем число ходов – 12.

19. Воспользовавшись формулой (43) и табл. 18 определим диаметр кожуха ТОА.

Принимаем:

шаг труб  $s = 1,6d_H = 1,6 \cdot 0,018 = 0,029$  м;  $k = 0,006$  м.

Из табл. 18 определяем

$$\frac{D'}{s} = 12.$$

Откуда  $D' = 12s = 12 \cdot 0,029 = 0,348$  м.

Тогда по (43) получаем

$$D = D' + d_H + 2k = 0,348 + 0,018 + 2 \cdot 0,006 = 0,378 \text{ м.}$$

Округляя до ближайшего стандартного значения (смотри пояснения к формуле 67), окончательно получаем  $D = 0,400$  м.

20. Определяем потери давления в трубном пространстве за счёт гидравлического сопротивления.

Коэффициент гидравлического сопротивления при изотермическом течении определяем по (56)

$$\lambda_{T1} = 0,3164 Re_1^{-0,25}.$$

$$\lambda_{T1} = 0,3164 \cdot 66946^{-0,25} = 0,0197.$$

Влияние неизотермичности потока в данном случае не существенно.

Потери давления вычисляем по формуле (см. 73)

$$\Delta P_{пт1} = \lambda_T \left( \frac{l}{d_B} \right) \left( \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \right), \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{пт1} = 0,0197 \left( \frac{72}{0,016} \right) \left( \frac{983,2 \cdot 2^2}{2} \right) = 174322 \text{ Па.}$$

Здесь  $\rho_1 = 983,2 \text{ кг/м}^3$  - определяем из табл. П-11 по средней температуре теплоносителя;  $L = l \cdot Z_{\text{тр}} = 6 \cdot 12 = 72 \text{ м}$  - общая длина трубы.

21. Определяем потери давления на местных сопротивлениях.

Местные сопротивления находим, используя принципиальную схему течения теплоносителей в рассчитываемом ТОА (необходимо изобразить) и табл. 23:

$\xi_{\text{вх}} = 1,5 \cdot 2 = 3$  - входная и выходная камера (удар и поворот);

$\xi_{\text{вых}} = 1,0 \cdot 24 = 24$  - вход в трубное пространство и выход из него;

$\xi_{180^\circ} = 2,5 \cdot 11 = 27,5$  - поворот на  $180^\circ$  из одной секции в другую через промежуточную камеру.

Суммарные местные сопротивления

$$\sum \xi_1 = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \xi_{180^\circ} = 3 + 24 + 27,5 = 54,5.$$

Потери давления вычисляем по формуле

$$\Delta P_{\text{м1}} = \sum \xi_1 \cdot \left( \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \right) = 54,5 \frac{983,2 \cdot 2^2}{2} = 107169 \text{ Па.}$$

22. Потери давления для трубного пространства определяются по формулам п 3.7 данного учебного пособия.

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{пт1}} + \Delta P_{\text{м1}} = 87161 + 107169 = 194330 \text{ Па.}$$

23. Определяем потери давления в межтрубном пространстве.

Поскольку сопротивление трения составляет ничтожную долю местных сопротивлений, то им пренебрегаем, полагая, что полное сопротивление пучков труб складывается только из местных сопротивлений:

$\xi_{\text{вх.}90^\circ} = 1,5$  - вход в межтрубное пространство под углом  $90^\circ$  к рабочему потоку;

$\xi_{\text{вых.}90^\circ} = 1,0$  - выход из межтрубного пространства под углом  $90^\circ$ ;

$\xi_{\text{пов.}180^\circ} = 1,5 \cdot 15 = 22,5$  - поворот на  $180^\circ$  через перегородку в межтрубном пространстве.

Число рядов труб по ходу потока определяем как максимальное (см. табл. 18 и п. 17 примера расчёта)

$$m = \frac{D'}{s} = 12.$$

Тогда по табл. 18 имеем:

$$\xi_{\text{поп1}} = \frac{3m}{Re_2^{0.25}} = \frac{3 \cdot 12}{22360^{0.25}} = 2,94.$$

Так как поперечных ходов в данном ТОА – 16, то

$$\xi_{\text{поп}} = \xi_{\text{поп1}} \cdot 16 = 2,94 \cdot 16 = 47,04.$$

Суммарные местные сопротивления

$$\begin{aligned} \sum \xi_2 &= \xi_{\text{вх.}90^\circ} + \xi_{\text{вых.}90^\circ} + \xi_{\text{пов.}180^\circ} + \xi_{\text{поп}} \\ \sum \xi_2 &= 1,5 + 1,0 + 22,5 + 47,04 = 72,04. \end{aligned}$$

Определяем потери давления

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= \Delta P_{\text{м2}} = \sum \xi_2 \cdot \left( \frac{\rho_2 W_2^2}{2} \right) \\ \Delta P_2 &= 72,04 \frac{995,7 \cdot 1^2}{2} = 35865 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Здесь  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$  - определяем из табл. П-11 по средней температуре теплоносителя.

22. Определяем потребную мощность насоса для прокачки греющего теплоносителя по формуле (78)

$$N_1 = \frac{G_1 \Delta P_1}{\rho_1 \eta} = \frac{3,47 \cdot 194330}{983,2 \cdot 0,7} = 980 \text{ Вт.}$$

23. Определяем потребную мощность насоса для прокачки нагреваемого теплоносителя по формуле (78)

$$N_2 = \frac{G_2 \Delta P_2}{\rho_2 \eta} = \frac{5 \cdot 35865}{995,7 \cdot 0,7} = 257 \text{ Вт.}$$

На этом расчёт закончен.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены основные теоретические сведения о процессе теплоотдачи, проведён тепловой и гидравлический расчеты рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия. Материал пособия может применяться при выполнении курсовых работ (проектов) и при дипломном проектировании.

Оформлять курсовые работы и дипломные проекты необходимо согласно требованиям СТП ВГТУ 62-2007.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П-1

Средние значения коэффициента теплопередачи и термического сопротивления слоя отложений

Трубное пространство	Межтрубное пространство	Термическое сопротивление слоя отложений, (м <sup>2</sup> К)/Вт	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> К)
1	2	3	4
<b>Жидкость - жидкость</b>			
Химочищенная вода	Вода	0,00023	1750 - 2900
Соляровое масло	Вода	0,0016	87 – 140
Соляровое масло	Масло	0,0019	58 – 87
Газолин	Вода	0,0007	350 – 580
Тяжелые масла	Вода	0,0012	87 – 300
Керосин	Вода	0,0012	150 – 300
Керосин	Масло	0,0012	120 – 200
Охлаждающая вода	Вода	0,0005	1400 – 1750
Машинное масло (низкой вязкости)	Вода	0,0005	150 – 300
Машинное масло (высокой вязкости)	Вода	0,0007	250 – 470
Машинное масло	Масло	0,0014	60 – 120
Лигроин	Вода	0,0012	300 – 400
Лигроин	Масло	0,0012	150 – 200
Органические растворители	Вода	0,0007	300 – 900
Органические растворители	Хладоноситель	0,0007	200 – 500
Органические растворители	Органические растворители	0,0005	120 – 350
Вода	Вода	0,0007	1200 – 1500
Вода	Масло	0,0012	80 – 140
Высоки кипящие нефтепродукты, растительные масла	Вода	0,0009	120 – 300

Продолжение табл. П-1

1	2	3	4
<b>Конденсирующий пар - жидкость</b>			
Пары спирта	Вода	0,0005	600 – 1200
Высококипящие углеводороды	Вода	0,0007	220 - 300
Низкокипящие углеводороды	Вода	0,0007	470 – 1200
Пары углеводородов	Масло	0,0009	150 – 250
Органические растворители	Вода	0,0007	600 – 1200
Керосин	Вода	0,0009	180 – 400
Керовин	Масло	0,012	120 – 180
Лигроин	Вода	0,012	300 – 450
Водяной пар	Вода	0,00012	2500 – 5900
Водяной пар	Соляровое масло	0,0013	90 – 150
Высококипящие нефтепродукты, растительные масла	Вода	0,0009	120 – 420
<b>Газ – жидкость</b>			
Воздух, азот и др. (под давлением)	Вода или хладоноситель	0,0012	250 – 460
Воздух, азот и др. (вакуум)	Вода или хладоноситель	0,0012	60 – 300
Вода или хладоноситель	Воздух, азот и др. (под давлением)	0,0012	120 – 250
Вода или хладоноситель	Воздух, азот и др. (вакуум)	0,0012	30 – 120
Вода	Водород	0,0007	500 – 750
<b>Испарители</b>			
Безводный аммиак	Конденсирующий водяной пар	0,00035	900 – 1750
Хлор	Конденсирующий водяной пар	0,00035	900 – 1750
Пропан, бутан и т.д.	Конденсирующий водяной пар	0,00035	1200 – 1750
Вода	Конденсирующий водяной пар	0,00035	1450 – 2300

Таблица П-2

Коэффициенты теплопроводности сталей  $\lambda$ , Вт/(м·К),  
в зависимости от температуры

Наименование и марка стали	Температура, °С								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Углеродистая 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	—	—	—
Углеродистая 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	—	—	—
Хромомолибденовая X10C2M (ЭИ107)	18,4	—	21,7	—	—	24,6	25,5	—	—
Хромоникель- вольфрамовая 4X14NB2M (ЭИ69)	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	—	—	—
Хромоникелевая 1X18Н9Т (ЭЯ1Т)	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	—
Хромоникелевая X25H20C2 (ЭИ283)	14,6	—	—	—	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромистая нержа- вующая:									
1X13 (Ж <sub>1</sub> )	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	—	—	—
2X13 (Ж <sub>2</sub> )	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3X13 (Ж <sub>3</sub> )	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	—	—
4X13 (Ж <sub>4</sub> )	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	—	—
X17 (Ж <sub>17</sub> )	24,4	—	—	—	—	—	—	—	—
X28 (Ж <sub>27</sub> )	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	—	—	—

\* Значения  $\lambda$  для различных образцов стали 1X18Н9Т изменяются в пределах  $\pm 20\%$ . Здесь приведены средние значения  $\lambda$ .

Таблица П-3

Коэффициент теплопроводности сталей  $\lambda$ , Вт/(м·К), металлов  
и сплавов в зависимости от температуры

Наименование металла или сплава	Температура, °С							
	0	20	100	200	300	400	500	600
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Алюминий	202	—	206	229	272	319	371	422
Алюминиевые сплавы:								
92% Al, 8% Mg	102	106	123	148	—	—	—	—
80% Al, 20% Si	158	160	169	174	—	—	—	—
Дюралюминий: 94-96% Al, 3-5% Cu, 0,5% Mg	159	165	181	194	—	—	—	—
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	—	117	134	149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	—	109	110	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	—	107	113	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	—	120	137	152	169	186	200
Медь (99,9%)	393	—	385	378	371	365	359	354
Монель-металл: 29% Cu, 67% Ni, 2% Fe	—	22,1	24,4	27,6	30	34	—	—
Нейзильбер: 62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	—	25,0	31	40	45	49	—	—
Нихром:								
90% Ni, 10% Cr,	17,1	17,4	19,0	20,9	22,8	24,6	—	—
80% Ni, 20% Cr	12,2	13,6	13,8	15,6	17,2	19,0	—	22,6

Продолжение табл. П-3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Нихром железистый: 61% Ni, 15% Cr, 20% Fe, 4% Mn 61% Ni, 16% Cr, 23% Fe	—	11,6	11,9	12,2	12,4	12,7	—	13,1
	11,9	12,1	13,2	14,6	16,0	17,4	—	—
Сталь мягкая	63	—	57	52	46	42	36	31

Таблица П-4

## Коэффициенты теплопроводности сплавов

Сплав	t, °C	$\lambda$ , Вт/(м·К)
1	2	3
Алюминиевая бронза: 95% Cu, 5% Al	20	82
Бронза: 90% Cu, 10% Sn 75% Cu, 25% Sn 88% Cu, 10% Sn, 2% Zn	20	42
	20	26
	20	48
Бронза фосфористая: 92,8% Cu, 5% Sn, 0,15% P, 2% Zn 91,7% Cu, 8% Sn, 0,3% P 87,2% Cu, 12,4% Sn, 0,4% P	20	79
	20	45
	20	36
	20	36
Инвар: 35% Ni, 65% Fe	20	11,0
Константан: 60% Cu, 40% Ni 60% Cu, 40% Ni	20	22,7
	100	25,6
Манганин: 84% Cu, 4% Ni, 12% Mn 84% Cu, 4% Ni, 12% Mn	20	21,3
	100	26,4

Продолжение табл. П-4

1	2	3
Магниевые сплавы: 92% Mg, 8% Al 88% Mg, 10% Al, 2% Si 92% Mg, 8% Cu	20-200 20-200 20-200	62-79 58-76 126-132
Медные сплавы: 70% Cu, 30% Mg 90% Cu, 10% Ni 80% Cu, 20% Ni 40% Cu, 60% Ni	20 20-100 20-100 20-100	13 58-76 34-41 22-26
Металл Розе: 50% Bi, 25% Pb, 25% Sn	20	16
Металл Вуда: 48% Bi, 26% Pb, 13% Sn, 13% Cd	20	13
Никелевые сплавы: 70% Ni, 28% Cu, 2% Fe 62% Ni, 12% Cu, 26% Fe	20 20	35 13,5
Никелевое серебро	0	29,3
То же	100	37
Платиноиридий: 90% Pt, 10% Ir	0-100	30,9-31
Электрон: 93% Mg, 4% Zn, 0,5% Cu	20	116
Платинородий: 90% Pt, 10% Rh	0-100	30-30,6

Таблица П-5

Физические свойства сухого воздуха  
( $B=760$  мм рт. ст.  $\approx 1,01 \cdot 10^5$  Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ $\text{кг/м}^3$	$c_p,$ $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$a \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6,$ $\text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2 20	14,9	15,7	10,80	0,723

Продолжение табл. П-5

1	2	3	4	5	6	7	8
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,5	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,036	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица П-6

## Температура кипения воды в зависимости от давления

$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$t_s$ , °C	$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$t_s$ , °C	$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$t_s$ , °C	$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$t_s$ , °C	$\rho \cdot 10^{-5}$ , Па	$t_s$ , °C
1	99,64	28	230,04	80	294,98	134	333,18	188	360,56
2	120,23	29	231,96	82	296,71	136	334,34	190	361,44
3	133,54	30	233,83	84	298,40	138	335,49	192	362,31
4	143,62	32	237,44	86	300,07	140	336,63	194	363,17
5	151,84	34	240,88	88	301,71	142	337,75	196	364,02
6	158,84	36	244,16	90	303,32	144	338,86	198	364,87
7	164,96	38	247,31	92	304,90	146	339,96	200	365,71
8	170,42	40	250,33	94	306,45	148	341,04	202	366,54
9	175,35	42	253,24	96	307,98	150	342,11	204	367,37
10	179,88	44	256,05	98	309,49	152	343,18	206	368,18
11	184,05	46	258,75	100	310,96	154	344,23	208	368,99
12	187,95	48	261,37	102	312,42	156	345,27	210	369,79
13	191,60	50	263,91	104	313,86	158	346,30	212	370,58
14	195,04	52	266,38	106	315,28	160	347,32	214	371,4
15	198,28	54	268,77	108	316,67	162	348,33	216	372,2
16	201,36	56	271,10	110	318,04	164	349,32	218	372,9
17	204,30	58	273,36	112	319,39	166	350,31	220	373,7
18	207,10	60	275,56	114	320,73	168	351,29	Критическое состояние	
19	209,78	62	277,71	116	322,05	170	352,26		
20	212,37	64	279,80	118	323,35	172	353,21		
21	214,84	66	281,85	120	324,63	174	354,17	221,29	374,15
22	217,24	68	283,85	122	325,90	176	355,11		
23	219,55	70	285,80	124	327,15	178	356,04		
24	221,77	72	287,71	126	328,39	180	356,96		
25	223,93	74	289,58	128	329,61	182	357,87		
26	226,03	76	291,41	130	330,81	184	358,78		
27	228,06	78	293,22	132	332,00	186	359,67		

Таблица П-7

## Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^5, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/кг}$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$a \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{K}^{-1}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	$\text{Pr}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,70	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	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	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	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	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	528,4	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	486,2	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	434,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
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	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	984,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	967,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11

Продолжение табл. П-7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Таблица П-8

## Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t$ , °C	$p \cdot 10^5$ , Па	$\rho''$ , кг/м <sup>3</sup>	$i''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
100	1,013	0,598	26,75	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	26,91	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,10

Таблица П-9

Физические свойства двуокиси углерода при давлении

$$p = 100 \cdot 10^5 \text{ Па}^*$$

T, К	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^8, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^5, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9
275	964,6	502,0	2,20	11,9	5,59	11,1	52,9	2,06
280	938,1	513,1	2,28	11,3	5,31	10,3	58,4	2,07
285	909,6	524,8	2,38	10,8	5,01	9,52	65,6	2,09
290	878,2	537,0	2,51	10,3	4,67	8,76	75,4	2,14
295	843,0	550,0	2,70	9,77	4,30	8,00	89,4	2,21
300	802,1	564,1	2,99	9,23	3,85	7,23	111	2,34
301	793,0	567,1	3,06	9,11	3,75	7,07	117	2,38
302	783,6	570,2	3,15	9,00	3,65	6,91	123	2,42
303	773,7	573,4	3,24	9,88	3,55	6,75	131	2,46
304	763,3	576,7	3,35	8,76	3,43	6,58	139	2,51
305	752,4	580,1	3,47	8,64	3,31	6,41	149	2,57
306	740,9	583,7	3,61	8,52	3,19	6,24	160	2,64
307	728,7	587,3	3,76	8,39	3,06	6,06	173	2,72
308	715,7	591,2	3,95	8,26	2,92	5,88	188	2,81
309	701,8	595,3	4,17	8,12	2,77	5,69	206	2,92
310	686,7	599,5	4,23	7,97	2,62	5,50	228	3,05
311	670,4	604,1	4,74	7,81	2,46	5,29	254	3,21
312	652,5	609,0	5,11	7,65	2,29	5,08	286	3,39
313	632,9	614,4	5,55	7,47	2,12	4,86	326	3,61
314	611,2	620,2	6,08	7,27	1,96	4,63	373	3,87
315	587,2	626,6	6,68	7,05	1,80	4,38	428	4,15
316	561,0	633,5	7,28	6,81	1,67	4,13	487	4,42
317	532,9	641,1	7,79	6,54	1,58	3,89	538	4,63
318	504,0	649,0	8,05	6,26	1,54	3,65	571	4,69
319	475,9	657,1	7,98	5,98	1,57	3,44	575	4,57
320	449,7	664,9	7,63	5,71	1,66	3,25	553	4,35

Продолжение табл. П-9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
321	426,2	672,2	7,10	5,46	1,80	3,10	516	4,03
322	405,7	679,1	6,52	5,24	1,98	2,97	472	3,70
323	387,9	685,3	5,96	5,04	2,18	2,87	429	3,39
324	372,3	691,0	5,46	4,87	2,40	2,78	389	3,12
325	358,8	696,2	5,01	4,72	2,62	2,71	354	2,88
326	346,8	701,1	4,63	4,59	2,86	2,66	324	2,68
327	336,3	705,5	4,30	4,47	3,09	2,61	297	2,51
328	326,8	709,7	4,02	4,37	3,33	2,56	275	2,36
329	318,3	713,6	3,77	4,28	3,56	2,53	255	2,23
330	310,5	717,2	3,56	4,19	3,80	2,50	238	2,12
331	303,4	720,7	3,37	4,12	4,03	2,47	223	2,02
332	296,9	724,0	3,21	4,05	4,25	2,44	210	1,94
333	290,9	727,1	3,07	3,99	4,47	2,42	198	1,86
334	285,4	730,1	2,94	3,94	4,70	2,40	188	1,79
335	280,2	733,0	2,82	3,88	4,91	2,39	179	1,73
336	275,4	735,8	2,72	3,84	5,12	2,37	170	1,68
337	270,8	738,4	2,63	3,79	5,33	2,36	163	1,63
338	266,5	741,0	2,54	3,75	5,54	2,34	156	1,59
339	262,5	743,5	2,47	3,71	5,74	2,33	150	1,55
340	258,7	746,0	2,40	3,68	5,94	2,32	144	1,51
341	255,1	748,3	2,33	3,65	6,13	2,31	139	1,48
342	251,6	750,6	2,27	3,62	6,33	2,30	134	1,45
343	248,3	752,9	2,22	3,59	6,51	2,30	128	1,42
344	245,2	755,1	2,17	3,56	6,70	2,29	125	1,39
345	242,2	757,2	2,12	3,54	6,90	2,28	121	1,37
346	239,3	759,3	2,08	3,51	7,07	2,28	118	1,35
347	236,6	761,4	2,04	3,49	7,25	2,27	114	1,33
348	233,9	763,4	2,00	3,47	7,43	2,27	111	1,31
349	231,4	765,3	1,96	3,45	7,60	2,26	108	1,29
350	228,9	767,3	1,93	3,43	7,77	2,26	105	1,27
352	224,3	771,1	1,87	3,40	8,11	2,25	100	1,24
354	219,9	774,8	1,82	3,37	8,44	2,25	95,5	1,21
356	215,9	778,4	1,77	3,35	8,76	2,24	91,3	1,19

Продолжение табл. П-9

1	2	3	4	5	6	7	8	9
358	212,0	781,9	1,73	3,32	9,08	2,24	87,6	1,16
360	208,4	785,3	1,69	3,30	9,39	2,24	84,2	1,14
370	193,0	801,4	1,54	3,23	10,9	2,24	71,0	1,07
380	180,6	816,2	1,44	3,20	12,3	2,25	61,8	1,02
390	170,4	830,3	1,38	3,19	13,6	2,27	55,0	0,979
400	161,7	843,8	1,33	3,20	14,9	2,29	49,7	0,950
450	131,7	906,6	1,21	3,39	21,3	2,44	34,6	0,871
500	113,1	965,8	1,17	3,69	27,9	2,62	27,2	0,830
550	99,9	1024	1,16	4,04	34,5	2,80	22,7	0,803
600	89,9	1082	1,16	4,40	42,2	2,97	19,6	0,784
650	82,0	1140	1,17	4,77	49,8	3,15	17,4	0,770
700	75,5	1199	1,18	5,14	57,8	3,31	15,7	0,760
750	70,0	1258	1,19	5,51	66,0	3,47	14,3	0,752
800	65,4	1318	1,21	5,87	74,5	3,63	13,2	0,746
* $p_k = 73,9 \cdot 10^5$ Па; $T_k = 304$ К. При $p = 100 \cdot 10^5$ Па $T_m \approx 318$ К.								

Таблица П-10

## Физические свойства дымовых газов

( $B = 760$  мм рт. ст.  $\approx 1,01 \cdot 10^5$  Па;  $\bar{p}_{CO_2} = 0,13$ ;  $\bar{p}_{H_2O} = 0,11$ ;  $\bar{p}_{N_2} = 0,76$ )

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/}$ $(\text{кг} \cdot \text{К})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/}$ $(\text{м} \cdot \text{К})$	$a \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61

Продолжение табл. П-10

1	2	3	4	5	6	7	8
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Таблица П-11

Физические свойства трансформаторного масла в зависимости от температуры

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	Pr
0,0	892,5	1,549	0,1123	629,8	70,5	8,14	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	335,5	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	198,2	22,5	7,56	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	128,5	14,7	7,28	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	89,4	10,3	7,03	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	65,3	7,58	6,80	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	49,5	5,78	6,58	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	38,6	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	30,8	3,66	6,17	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	25,4	3,03	6,00	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	21,3	2,56	5,83	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	18,1	2,20	5,67	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	15,7	1,92	5,50	7,40	34,9

Таблица П-12

Физические свойства масла МС-20 в зависимости от температуры

$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	Pr
-10	990,3	1,951	0,136	—	—	7,75	6,24	—
0	903,6	1,980	0,135	—	—	7,58	6,24	—
+10	897,9	2,010	0,135	—	—	7,44	6,31	—
20	892,3	2,043	0,134	10026	1125	7,30	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	7,19	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2433	276	7,08	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1334	153	7,00	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1 340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,44	6,69	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,36	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,25	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,17	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,08	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,50	6,00	6,92	108

Таблица П-13

Физические свойства масла МК в зависимости от температуры

$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39 000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15 800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856 0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591

Продолжение табл. П-13

1	2	3	4	5	6	7	8	9
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Таблица П-14

Физические свойства ртути и некоторых расплавленных металлов

Металл	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\text{Pr} \cdot 10^2$
1	2	3	4	5	6	7	8
Ртуть Hg $t_{\text{пл}} = -38,9 ^\circ\text{C};$ $t_{\text{кип}} = 357 ^\circ\text{C};$ $r_{\text{пл}} = 11,72 \text{ кДж/кг}$ $r_{\text{ис}} = 291,8 \text{ кДж/кг}$	20	13550	7,90	0,1390	4,36	11,4	2,72
	100	13350	8,95	0,1373	4,89	9,4	1,92
	150	13230	6,35	0,1373	5,30	8,6	1,62
	200	13120	10,3	0,1373	5,72	8,0	1,40
	300	12280	11,7	0,1373	6,64	7,1	1,07
Олово Sn $t_{\text{пл}} = 231,9 ^\circ\text{C};$ $t_{\text{кип}} = 2270 ^\circ\text{C};$ $r_{\text{пл}} = 58,2 \text{ кДж/кг};$ $r_{\text{ис}} = 3015 \text{ кДж/кг}$	250	6980	34,1	0,255	19,2	27,0	1,41
	300	6940	33,7	0,255	19,0	24,0	1,26
	400	6865	33,1	0,255	18,9	20,0	1,06
	500	6790	32,6	0,255	18,8	17,3	0,92
Висмут Bi $t_{\text{пл}} = 271 ^\circ\text{C};$ $t_{\text{кип}} = 1477 ^\circ\text{C};$ $r_{\text{пл}} = 50,2 \text{ кДж/кг};$ $r_{\text{ис}} = 855,4 \text{ кДж/кг}$	300	10030	13,0	0,151	8,61	17,1	1,98
	400	9910	14,4	0,151	9,72	14,2	1,46
	500	9785	15,8	0,151	10,8	12,2	1,13
	600	9660	17,2	0,151	11,9	10,8	0,91

Продолжение табл. П-14

1	2	3	4	5	6	7	8
Литий Li $t_{\text{пл}}=179\text{ }^{\circ}\text{C};$ $t_{\text{кип}}=1317\text{ }^{\circ}\text{C};$ $r_{\text{пл}}=661,5\text{ кДж/кг}$ $r_{\text{ис}}=19595\text{ кДж/кг}$	200	515	37,2	4,187	17,2	111,0	6,43
	300	5050	39,0	4,187	18,3	92,7	5,03
	400	495	41,9	4,187	20,3	81,7	4,04
	500	484	45,3	4,187	22,3	73,4	3,28
Сплав 56,5% Vi+ +43,5% Pb; $t_{\text{пл}}=123,5\text{ }^{\circ}\text{C};$ $t_{\text{кип}}=1670\text{ }^{\circ}\text{C};$	150	10550	9,8	0,146	6,39	28,9	4,50
	200	10490	10,3	0,146	6,67	24,3	3,64
	300	10360	11,4	0,146	7,50	18,7	2,50
	400	10240	12,6	0,146	8,33	15,7	1,87
Сплав 25% Na+75% K; $t_{\text{пл}}=-11\text{ }^{\circ}\text{C};$ $t_{\text{кип}}=784\text{ }^{\circ}\text{C};$	100	852	23,2	1,143	23,9	60,7	2,51
	200	828	24,5	1,072	27,6	45,2	1,64
	300	808	25,8	1,038	31,0	36,6	1,18
	400	778	27,1	1,005	34,7	30,8	0,89
	500	753	28,4	0,967	39,0	26,7	0,69
	600	729	29,6	0,934	43,6	23,7	0,54
Натрий Na $t_{\text{пл}}=97,8\text{ }^{\circ}\text{C};$ $t_{\text{кип}}=883\text{ }^{\circ}\text{C};$ $r_{\text{пл}}=113,26\text{ кДж/кг}$ $r_{\text{ис}}=4208\text{ кДж/кг}$	700	704	30,9	0,900	48,8	21,4	0,44
	150	916	84,9	1,356	68,3	59,4	0,87
	200	903	81,4	1,327	67,8	50,6	0,75
	300	878	70,9	1,281	63,0	39,4	0,63
	400	854	63,9	1,273	58,9	33,0	0,56
	500	829	57,0	1,273	54,2	28,9	0,53

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Глушаков А.Н. Гидрогазодинамика теплообменных аппаратов: учебное пособие / А.Н. Глушаков. Воронеж: ВПИ, 1985. 77 с.
2. Краснощёков Е.А. Задачник по теплопередаче. 4-е изд. / Е.А. Краснощёков, А.С. Сукомел. М.: Энергия, 1980. 288 с.
3. Майоров В.В. Конструктивный расчёт рекуперативных теплообменных аппаратов непрерывного действия: учебное пособие / В.В. Майоров. Воронеж: ВПИ, 1978. 106 с.
4. Справочник по теплообменникам: справочное издание: в 2-х т. / пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 1. 560 с.
5. Справочник по теплообменникам: справочное издание: в 2-х т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т. 2. 352 с.
6. Исаченко В.П. Теплопередача: 3-е изд. перераб. и доп. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - М.: Энергия, 1975. 488 с.
7. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочное издание - 2-е изд. перераб. / под общ. ред. чл.-корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.М. Зорина. - М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЁТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	4
2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ.....	7
2.1. Уравнение теплового баланса .....	7
2.2. Теплопередача .....	8
3. ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООТДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ.....	10
3.1. Теплоотдача при течении жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения.....	11
3.2. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых трубах .....	15
3.3. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб .....	17
3.4. Теплоотдача в теплообменных аппаратах с поперечными перегородками (чередующееся продольно-поперечное обтекание пучка труб) .....	19
3.5. Теплоотдача при поперечном обтекании пучков оребрённых труб.....	20
3.6. Теплоотдача при свободном движении жидкости в большом объеме .....	23
3.7. Теплоотдача при пленочной конденсации пара .....	24
3.8. Тепломассообмен при конденсации пара из парогазовой смеси .....	30
3.9. Теплоотдача при кипении жидкостей .....	32
3.10. Лучистый теплообмен между газовой средой и оболочкой. Сложный теплообмен .....	34

4. СРЕДНЯЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР И ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ПО ДЛИНЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА .....	37
5. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	42
5.1. Кожухотрубчатые теплообменники .....	43
5.2. Теплообменники «труба в трубе» .....	48
6. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАНАЛОВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА .....	51
6.1. Круглые трубы .....	52
6.2. Продольно оmyаемые пучки труб .....	57
6.3. Кольцевые каналы .....	59
6.4. Поперечно-обтекаемые пучки труб .....	62
6.5. Пучки оребренных труб .....	67
6.6. Местные сопротивления .....	71
7. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ .....	74
7.1. Гидромеханический расчет теплообменников .....	74
7.2. Расчет мощности, необходимой для перемещения теплоносителя .....	77
8. ПРИМЕР РАСЧЁТА КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА .....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	90
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	91
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	108

Учебное издание

Дахин Сергей Викторович

РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ  
АППАРАТОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Редактор С.А. Цыпкайкина

Подписано в печать 12.02.2008. Формат 60x84/16.

Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 6,9. Уч.-изд. л. 6,0. Тираж 250.

Зак. № .

ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

394026 Воронеж, Московский просп., 14