

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Б. В. Шишкин

**ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ОФОРМЛЕНИЕ
ЗАКАЗА НА ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ**

Утверждено в качестве учебного пособия Ученым советом
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»

Комсомольск-на-Амуре
2014

УДК 621.184.64(07)
ББК 31.368-02я7
Ш655

Рецензенты:

Кафедра «Теория и методика технологического образования»
ФГБОУ ВПО «Амурский гуманитарно-педагогический государственный
университет», зав. кафедрой канд. техн. наук, доцент В. Ф. Иваненко;
Н. М. Паладин, канд. техн. наук, начальник патентно-лицензионного
отдела филиала ООО «НТЦ Информационные технологии»
в г. Комсомольск-на-Амуре

Шишкин, Б. В.

Ш655 Теплотехнический расчет и оформление заказа на теплообменный
аппарат : учеб. пособие / Б. В. Шишкин. – Комсомольск-на-Амуре :
ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2014. – 55 с.

ISBN 978-5-7765-1114-1

Учебное пособие посвящено комплексному расчету кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Рассматриваются задачи температурного расчета и определения поверхности теплообмена в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах с использованием функции эффективности. Установлены зависимости для расчета гидравлического сопротивления в трубном и межтрубном пространствах аппаратов. Для практического использования представлена наиболее распространенная форма бланка заказа на изготовление кожухотрубчатых теплообменных аппаратов отечественными машиностроительными заводами.

Учебное пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей при курсовом и дипломном проектировании.

УДК 621.184.64(07)
ББК 31.368-02я7

ISBN 978-5-7765-1114-1

© ФГБОУ ВПО «Комсомольский-
на-Амуре государственный
технический университет»,
2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. УСТРОЙСТВО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА	5
2. МЕТОДИКА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	9
2.1. Расчет количества передаваемого тепла	9
2.2. Определение коэффициента теплопередачи	9
2.3. Определение поверхности теплообмена	10
2.4. Площадь проходного сечения по трубному и межтрубному пространствам	11
2.5. Расчетные скорости рабочих сред	13
2.6. Водяной эквивалент теплоносителя	13
2.7. Определение среднего температурного напора	14
2.8. Последовательность расчета средней разности температур потоков теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах	16
2.9. Расчет средних температур потоков и стенки теплообменных труб	16
2.10. Зависимости для расчета теплоотдачи внутри теплообменных труб	18
2.11. Зависимости для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве	20
2.12. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления в трубном пространстве	21
2.13. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве	25
2.14. Расчет схемы тока	26
2.15. Расчет функции эффективности при соединении аппаратов в блоки	29
2.16. Расчет конечных температур потоков по трубному и межтрубному пространствам	31
2.17. Расчет поверхности теплообмена	32
2.18. Примеры теплотехнических расчетов при различных схемах включения теплообменных аппаратов	32
3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	36
3.1. Рекомендации по конструктивным показателям	36
3.2. Рекомендации по расчету и эксплуатации	37
3.3. Рекомендации по экономическим показателям	38

4. ОФОРМЛЕНИЕ ЗАКАЗА НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА	39
5. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ	44
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	46
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	47
ПРИЛОЖЕНИЕ. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ A И B ДЛЯ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕРИЙНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ НА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ЗАВОДАХ- ИЗГОТОВИТЕЛЯХ	48

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты для осуществления теплообмена между двумя потоками, используемые в нефтехимическом производстве, весьма разнообразны по принципу действия, функциональному назначению и конструктивному оформлению. Общий признак всех устройств – обмен теплом между двумя потоками жидкости или газа.

По принципу действия наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники, где теплообмен между потоками осуществляется через разделительную стенку, выполненную из теплопроводящего материала. При работе аппарата направление движения потоков жидкости или газа не изменяется.

По функциональному назначению наиболее часто используются:

- а) теплообменники, применяемые для регенерации тепла жидких и газовых потоков;
- б) холодильники, предназначенные для охлаждения среды хладагентом;
- в) подогреватели, применяемые для подогрева среды каким-либо теплоносителем.

По конструктивному оформлению разделительной стенки теплообменники подразделяют на две группы аппаратов:

- 1) устройства с поверхностью теплообмена в виде труб;
- 2) устройства с поверхностью теплообмена в виде листа (или листов).

Другим конструктивным признаком теплообменного аппарата является тип используемого материала для изготовления аппарата: металл, стекло, пластики, графит. В зависимости от используемого материала существенно изменяется конструкция аппарата.

В пособии представлена методика комплексного расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Рассматриваются задачи температурного расчета и определения поверхности теплообмена в кожухотрубчатых теплообменных аппаратах с использованием функции эффективности. Установлены зависимости для расчета гидравлического сопротивления в трубном и межтрубном пространствах аппаратов.

1. УСТРОЙСТВО КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В нефтехимическом производстве наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники (холодильники, подогреватели) трубчатого типа и пластинчатые, изготавливаемые из металла. Это связано с простой конструкцией и технологией изготовления указанных аппаратов,

возможностью использования в большинстве технологических процессов производства. Кожухотрубчатые теплообменники – наиболее распространенная конструкция теплообменной аппаратуры. Эти теплообменные аппараты предназначены для комплектования различных технологических установок в широком диапазоне температур и давлений потоков жидкости или газа.

Типы и параметры кожухотрубчатых аппаратов должны устанавливаться по нормативным документам или технической документации [3]. Промышленностью изготавливаются аппараты следующих типов:

Н – с неподвижными трубными решетками;

К – с температурным компенсатором на кожухе;

П – с плавающей головкой.

При горизонтальном размещении труб в пространстве аппарат получает обозначение Г, при вертикальном – В.

Основные параметры и размеры аппаратов стандартизованы. Использование аппаратов предшествует выполнению ряда расчетов [1 – 6, 9].

Теплообменные аппараты с плавающей головкой типа ТП (с подвижной трубной решеткой) являются наиболее распространенным типом поверхностных аппаратов. В аппаратах этой конструкции температурные напряжения могут возникать лишь при существенном различии температур трубок внутри пучка. Весь пучок свободно перемещается независимо от корпуса.

В теплообменных аппаратах типа ТП трубные пучки легко могут быть удалены из корпуса, что облегчает их ремонт, чистку или замену. Для обеспечения свободного перемещения трубного пучка внутри кожуха в горизонтально расположенных аппаратах диаметром 800 мм и более трубный пучок снабжают опорной платформой (рис. 1.1).

Теплообменники этой группы стандартизованы на условное давление 1,6...6,4 МПа, по диаметрам корпуса 325...1400 мм, поверхности нагрева до 1200 м² с длиной труб 3...9 м. Для аппаратов используются трубы 20 × 2,25 × 2 мм и 25 × 2,5 × 2 мм. Теплообменники применяют при температурах до 450 °С.

Установлено условное обозначение теплообменных аппаратов типа ТП. Например, теплообменник типа П, с кожухом диаметром 1000 мм, на условное давление в трубах и кожухе 40 кгс/см² (4,0 МПа), исполнение по материалу М1, с теплообменными трубами диаметром 25 мм, длиной 6 м, расположенными по вершинам квадрата, двухходового по трубному пространству:

Теплообменник 1000 ТП-40-М1-0/25-6-К ГОСТ 14246-79.

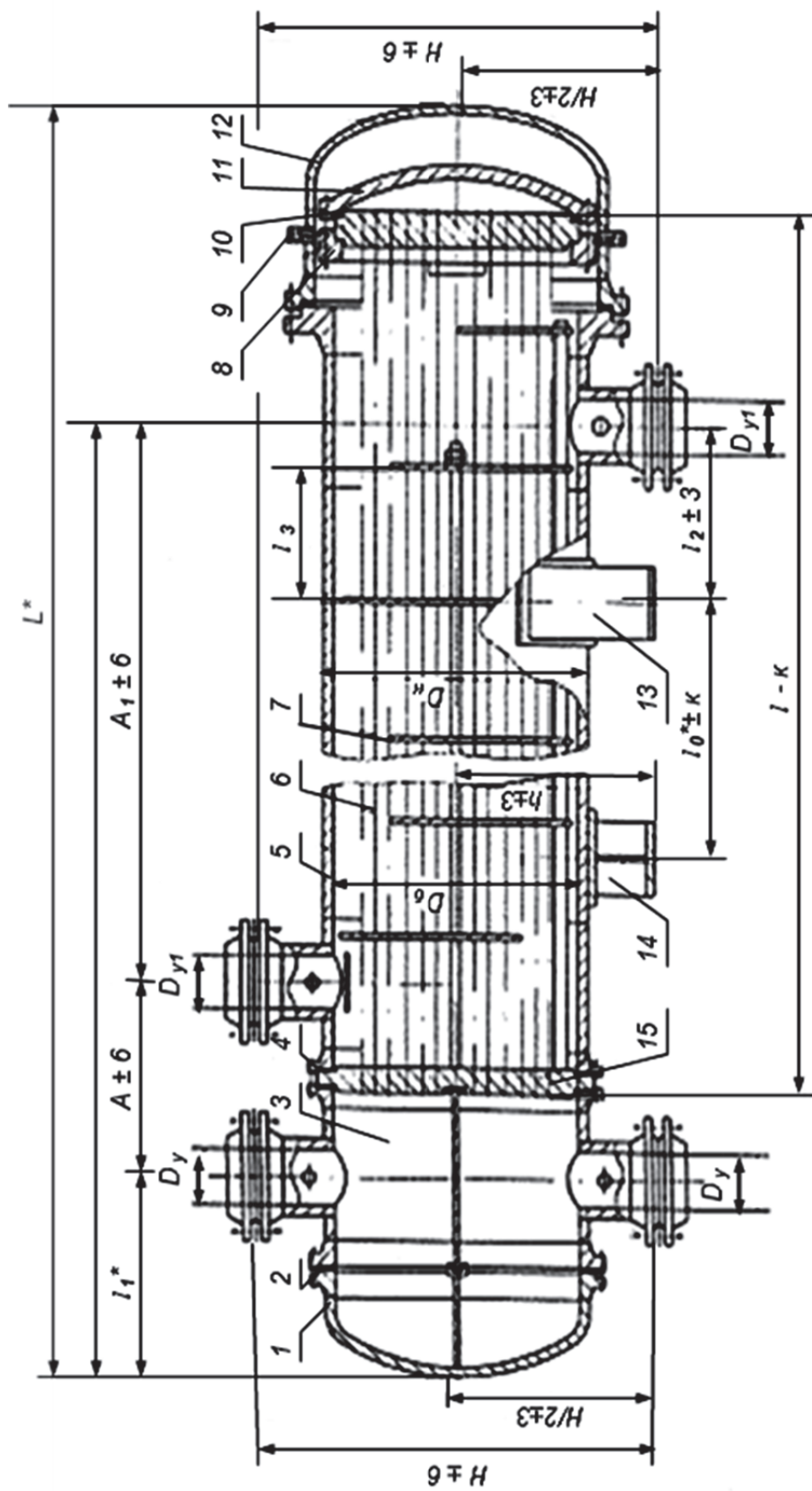


Рис. 1.1. Теплообменный аппарат типа ТПГ: 1 – крышка камеры распределительной; 2 – прокладка камеры распределительной; 3 – камера распределительная; 4 – прокладка камеры; 5 – кожух; 6 – труба теплообменная; 7 – перегородка; 8 – полукорпус; 9 – решетка трубная подвижная; 10 – прокладка плавающей головки; 11 – крышка плавающей головки; 12 – крышка кожуха; 13 – опора подвижная; 14 – опора неподвижная; 15 – решетка трубная неподвижная

Горизонтальный двухходовой теплообменный аппарат типа ТПГ (см. рис. 1.1) включает кожух 5 и трубный пучок, состоящий из труб 6. Левая трубная решетка 15 соединена фланцевым соединением через прокладку 4 с кожухом 5 и распределительной камерой 3, снабженной перегородкой. Камера 3 закрыта эллиптической крышкой 1 фланцевым соединением через прокладку 2. Правая, подвижная, трубная решетка 9 установлена внутри кожуха свободно и образует совместно с крышкой 11 плавающую головку. Со стороны плавающей головки аппарат закрыт эллиптической крышкой 12, которая снабжена штуцерами для слива жидкости и выпуска газа.

Возможность разборки плавающей головки теплообменного аппарата обеспечена наличием двух симметричных полуколец 8. При разработке аппаратов используются другие варианты конструктивного оформления узла: разрезное приспособление типа струбцины, разрезное опорное кольцо.

Аппарат располагается на двух или более опорах. Одна опора 14 выполняется неподвижной, другая – подвижной относительно фундаментной плиты.

В аппаратах типа ТП обеспечивается хорошая компенсация температурных деформаций. Однако возможно коробление трубной решетки при неравномерном расширении трубок в пучке. Другим преимуществом конструкции аппарата типа ТП является наличие разъемного соединения трубной решетки 15 (см. рис. 1.1) с кожухом. После демонтажа плавающей головки становится возможным извлечение трубного пучка для выполнения очистки и ремонта.

Контрольные вопросы

- 1. Привести условное обозначение теплообменника ТН с диаметром корпуса 500 мм.*
- 2. Показать на рис. 1.1 плавающую головку теплообменника типа ТП.*
- 3. Как изменится условное обозначение теплообменника при изменении длины труб с 6 м на 3 м?*

2. МЕТОДИКА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1. Расчет количества передаваемого тепла

Основными расчетными соотношениями при проведении теплотехнического расчета теплообменного аппарата являются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса [9].

Уравнение теплопередачи, служащее для определения необходимой поверхности теплопередачи, имеет вид

$$Q = K \cdot F \cdot \Theta, \quad (2.1)$$

где Q – количество тепла, передаваемого через стенку теплообменной поверхности, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F – поверхность теплопередачи, м²; Θ – средний температурный напор (средняя разность температур между горячим и холодным потоками), °С.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{х}} + \Delta Q,$$

где $Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} \cdot C_{\Gamma} (t'_{\Gamma} - t''_{\Gamma})$ – количество тепла, отдаваемого горячим теплоносителем, Вт; G_{Γ} – расход горячего теплоносителя, кг/с. Здесь C_{Γ} – средняя теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К); t'_{Γ} , t''_{Γ} – соответственно температура горячего теплоносителя на входе и выходе из аппарата, °С; $Q_{\text{х}}$ – количество тепла, полученного холодным теплоносителем; ΔQ – потери тепла в окружающую среду, Вт.

Потери тепла в окружающую среду для теплообменных аппаратов, расположенных на открытом воздухе, оцениваются в 2...8 %.

2.2. Определение коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи является показателем интенсивности процесса теплопередачи в теплообменном аппарате и определяет количество передаваемого тепла через теплообменную поверхность, которое вычисляется по формуле (2.1).

В связи с тем, что поверхность теплообмена в аппарате определяется по наружному диаметру теплообменной трубы, коэффициент теплопередачи также отнесен к наружной поверхности теплообменных труб.

Коэффициент теплопередачи при отсутствии загрязнений на стенках теплообменных труб определяется по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_{\text{Т}}}{\lambda_{\text{Т}}} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{с}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{в}}}},$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи снаружи теплообменных труб, Вт/(м²·К); δ_T – толщина стенки теплообменных труб, м; λ_T – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменных труб, Вт/(м²·К); d_n – наружный диаметр теплообменных труб, м; d_c – средний диаметр теплообменных труб, м; α_b – коэффициент теплоотдачи внутри теплообменных труб, Вт/(м²·К); d_g – внутренний диаметр теплообменных труб, м.

Для тонких труб $d_c = 0,5 \cdot (d_n + d_g)$.

В практических расчетах при наличии загрязнений внутри и снаружи теплообменных труб коэффициент теплопередачи с допустимой погрешностью определяется по формуле

$$K_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} \cdot \frac{d_n}{d_c} + R_n + R_b \cdot \frac{d_n}{d_b} + \frac{1}{\alpha_b} \cdot \frac{d_n}{d_b}}$$

или

$$\frac{1}{K_3} = \frac{1}{K} + R_n + R_b \cdot \frac{d_n}{d_b}$$

Здесь R_n – термическое сопротивление слоя загрязнений снаружи труб, м²·К/Вт; $R_b \cdot \frac{d_n}{d_b}$ – термическое сопротивление слоя загрязнений внутри труб, м²·К/Вт.

Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи при различных видах теплоносителя приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Коэффициенты теплопередачи

Теплоноситель	Коэффициент теплопередачи, Вт/м ²
Воздух – воздух	5 – 25
Воздух – вода	10 – 40
Воздух – конденсирующийся пар	15 – 50
Вода – вода	150 – 1000
Вода – конденсирующийся пар	1000 – 2000
Конденсирующийся пар – кипящая вода	1500 – 3000
Конденсирующийся пар – масло	300 – 500

2.3. Определение поверхности теплообмена

Базовым диаметром теплообменной трубы является наружный диаметр. Труба может иметь различную толщину стенки – от 2,5 мм для углеродистых труб до 1,8 мм для нержавеющей труб. Поэтому изменяемым диаметром в зависимости от толщины стенки в пределах базового размера является внутренний диаметр.

Наружный диаметр теплообменной трубы определяет ряд конструктивных размеров теплообменного аппарата: диаметр отверстий в трубных решетках и перегородках, проходные сечения в трубном и межтрубном пространствах и т.д.

Эти факторы определяют выбор наружной поверхности теплообменных труб в качестве базовой. Значения поверхности для аппаратов любого типа в документации даются по наружному диаметру. Коэффициент теплопередачи также отнесен к наружной поверхности теплообмена.

Формула для определения поверхности теплообмена имеет вид

$$F = \pi n d_n L,$$

где n – число труб в пучке; d_n – наружный диаметр теплообменных труб, м; L – длина теплообменных труб, м (для аппаратов с U-образными трубами – длина прямолинейного участка).

2.4. Площадь проходного сечения по трубному и межтрубному пространствам

Для расчета скорости теплоносителя в трубном и межтрубном пространствах аппарата живое сечение для прохода среды определяется по следующим формулам.

1) Если известно число труб в одном ходе по трубному пространству:

$$f_T = n_{1\text{ход}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_B^2,$$

где $n_{1\text{ход}}$ – число труб, приходящихся на один ход трубного пространства; d_B – внутренний диаметр теплообменной трубы, м.

2) Если известно проходное сечение одного хода по трубному пространству:

$$f_T = f_{1\text{ход}},$$

где $f_{1\text{ход}}$ – площадь проходного сечения одного хода по трубному пространству по техническим условиям, м².

При определении скорости в межтрубном пространстве используется среднегеометрическое проходное сечение, которое усредняет проходное сечение в нулевом ряду и в вырезе поперечной перегородки.

Номинальное живое сечение межтрубного пространства необходимое для расчета скорости теплоносителя в этом случае определяется из выражения

$$f_M = \sqrt{f_{\text{пр}} \cdot f_n},$$

где $f_{\text{пр}}$ – проходное сечение, образованное вырезом перегородки, м²; f_n – проходное сечение между перегородками в нулевом сечении, м².

В таблицах проходных сечений по межтрубному пространству для каждого завода-изготовителя проходные сечения представлены окончательно как среднегеометрические величины, т.е. в виде, удобном для дальнейшего расчета. В общем случае, проходное сечение между перегородками определяется следующим образом. В одноходовых аппаратах для всех заводов-изготовителей, а также многоходовых для Коростенского завода «Химмаш» и для Чирчикского завода «Узбекхиммаш», в которых применяется одноходовая разбивка труб, f_n определяется в нулевом ряду.

В других случаях f_n определяется в первом ряду.

При размещении труб по вершинам равностороннего треугольника (рис. 2.1):

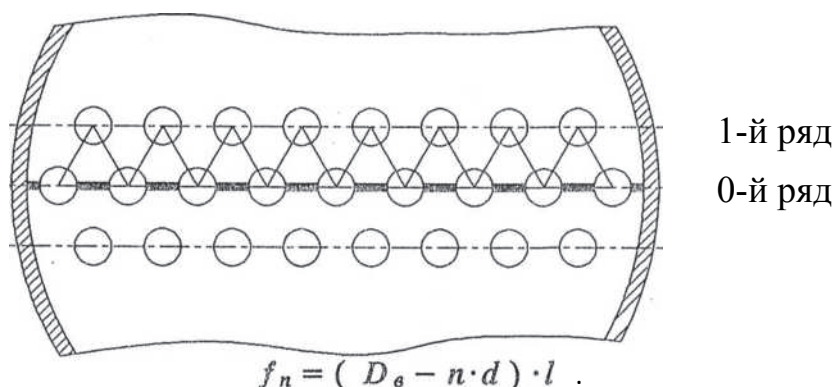


Рис. 2.1. Проходное сечение в варианте размещения труб по вершинам равностороннего треугольника

При размещении труб по вершинам повернутого квадрата (рис. 2.2):

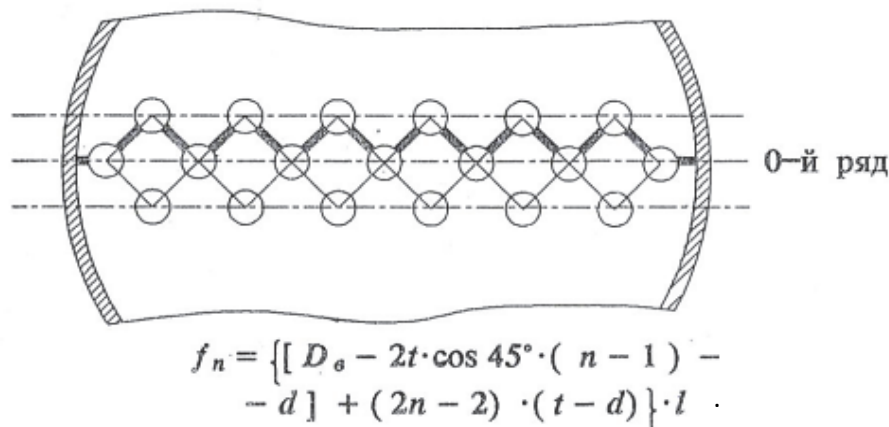


Рис. 2.2. Проходное сечение в варианте размещения труб по вершинам повернутого квадрата:

$D_в$ – внутренний диаметр аппарата, м; n – число труб в рассматриваемом ряду ; d – диаметр теплообменных труб, м ;
 L – расстояние между перегородками, м

2.5. Расчетные скорости рабочих сред

Для расчета теплоотдачи в критериальных соотношениях, а также для расчета перепада давления используется линейная скорость, которая для трубного и межтрубного пространств рассчитывается по формуле

$$w = \frac{G}{f \cdot \rho}, \quad (2.2)$$

где W – линейная скорость, м/с; G – массовый расход, кг/с; f – проходное сечение, м²; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Через объемный расход линейная скорость определяется по формуле

$$w = \frac{V}{f},$$

где V – объемный расход, м³/с.

Рекомендуемые скорости рабочих сред определяются условиями длительной работоспособности теплообменного аппарата, исключением эрозии и вибрации трубного пучка, а также другими факторами. Скорость теплоносителей в каналах теплообменников зависит от коэффициента динамической вязкости и может быть выбрана в соответствии со значениями, представленными в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Рекомендуемые скорости теплоносителей

Для жидкостей						
Вязкость μ , Па·с	1,5	0,5 – 1,0	0,1 – 0,5	0,035 – 0,1	0,001 – 0,035	0,001
Линейная скорость W , м/с	0,6	0,75	0,85	1,5	1,8	2,4
Для газов и паров						
Давление, МПа	Молекулярная масса					
	18	29	44	100	200	400
0,17	36	25,0	21,0	15	12,0	10,5
0,45	18	15,0	12,0	9	7,0	6,0
0,80	15	12,0	9,0	7	5,5	5,0
3,60	10	8,5	6,0	5	4,0	3,5
7,00	9	7,5	5,0	4	-	-

2.6. Водяной эквивалент теплоносителя

Водяной эквивалент теплоносителя W , Вт/К, определяется по формуле

$$W = G \cdot C_p,$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; C_p – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К).

Водяной эквивалент определяет количество тепла, которое содержит теплоноситель заданного расхода. В старой системе единиц водяной эквивалент теплоносителя определяет количество воды, которое по теплоемкости эквивалентно теплоемкости теплоносителя при массовом расходе G .

2.7. Определение среднего температурного напора

Практически во всех литературных источниках и методических рекомендациях по расчету среднего температурного напора дается следующая схема вычислений:

1) Определяется среднелогарифмическая разность температур между потоками теплоносителя для противоточной схемы движения Δt (рис. 2.3).



$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}$$

Рис. 2.3. К расчету температурного напора:

$t'_{\Gamma}, t''_{\Gamma}$ – температура горячего теплоносителя на входе и выходе;
 t'_{χ}, t''_{χ} – температура холодного теплоносителя на входе и выходе;

Δt_{δ} – больший перепад температуры; Δt_{μ} – меньший перепад температуры

2) Определяются параметры R и P :

$$R = \frac{W_{\chi}}{W_{\Gamma}}$$

$$P = \frac{t''_{\chi} - t'_{\chi}}{t'_{\Gamma} - t'_{\chi}}$$

где W_{Γ}, W_{χ} – водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей.

3) В зависимости от схемы тока определяется поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ к среднелогарифмической разности температур по известным в литературе графическим зависимостям.

4) Рассчитывается действительная среднелогарифмическая разность температур (средний температурный напор) по формуле

$$\Theta = \Delta t \cdot \varepsilon_{\Delta t}.$$

В настоящей методике предлагается более совершенный способ определения средней разности температур на основе функции эффективности.

Функция эффективности позволяет определить среднюю разность температур без проведения промежуточного расчета по определению поправки к температурному напору. Это дает возможность повысить точность проведения теплового расчета, так как крутопадающие графики $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ не дают возможность точно определить величину $\varepsilon_{\Delta t}$. Особенно это сказывается для аппаратов, соединенных в блоки. Предлагаемые формулы и понятия взаимосвязаны с разделом 2.14 «Расчет схемы тока».

Расчет средней разности температур на основе функции эффективности

Понятия, используемые для расчета средней разности температур.

1) Степень передачи тепла Θ_T :

$$\Theta_T = \frac{K \cdot F}{W_T},$$

где K – коэффициент теплопередачи; F – поверхность теплопередачи, m^2 ; $W_T = G \cdot C_p$ – водяной эквивалент потока теплоносителя в трубном пространстве, Вт/К.

2) Функция эффективности ε .

Функция эффективности определяет долю температурного перепада по трубному пространству к максимальному перепаду температуры на входе в аппарат Θ_{\max} :

$$\varepsilon = \frac{\Delta t_T}{\Theta_{\max}}.$$

Для противоточного аппарата:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\Theta_T \cdot (1 - \omega)}}{1 - \omega \cdot e^{-\Theta_T \cdot (1 - \omega)}}.$$

Для случая $\omega = 1$

$$\varepsilon = \frac{\Theta_T}{1 - \Theta_T}; \quad \varepsilon_M = \varepsilon \omega,$$

где $\omega = \frac{W_T}{W_M}$ – соотношение водяного эквивалента по трубному пространству к водяному эквиваленту межтрубного пространства.

Для других схем тока зависимость $\varepsilon = f(\omega, \Theta)$ представлена в разделе 2.14 «Расчет схемы тока».

2.8. Последовательность расчета средней разности температур потоков теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах

- 1) Задаются степенью передачи тепла Θ_T .
- 2) Определяют значение функции эффективности:

$$\varepsilon = f(\omega, \Theta_T).$$

3) Сравнивают полученное значение ε с заданным значением ε_3 , которое определяется по формуле

$$\varepsilon_3 = \frac{|t'_T - t''_T|}{|t'_T - t'_M|}.$$

4) Если значения функции эффективности совпадают, значит величина Θ_T выбрана правильно.

- 5) Определяют среднюю разность температур

$$\bar{\Theta} = \frac{\Delta t_T}{\Theta_T}. \quad (2.3)$$

В практических расчетах сходимость достигается со второго раза. Данный расчет менее трудоемкий, чем расчет с помощью поправки к средней разности температур. Кроме того, такой подход позволяет добиться нужной точности результата, избавиться от использования графиков для расчета поправки к средней разности температур, а также избежать снижения точности результата за счет использования крутопадающих кривых.

2.9. Расчет средних температур потоков и стенки теплообменных труб

Средняя температура потока теплоносителя в трубном и межтрубном пространствах рассчитывается как средняя арифметическая величина между температурами на входе и выходе по соответствующему теплоносителю:

$$t = \frac{t' + t''}{2}. \quad (2.4)$$

Теплофизические свойства теплоносителей выбираются при средней температуре t .

Для проведения теплотехнического расчета необходимо знать температуру стенки теплообменных труб. Эта температура определяет теплофизические свойства теплоносителя при температуре стенки в симплексах (μ/μ_c) , (Pr/Pr_c) .

Кроме того, температуру стенки теплообменных труб необходимо знать при выборе типа теплообменного аппарата – жесткотрубного или с компенсатором на кожухе. Наличие компенсатора определяется по относительному допускаемому температурному удлинению корпуса и труб.

Температура стенки теплообменной трубы при отсутствии загрязнений (запуск аппарата) представлена на рис. 2.4.

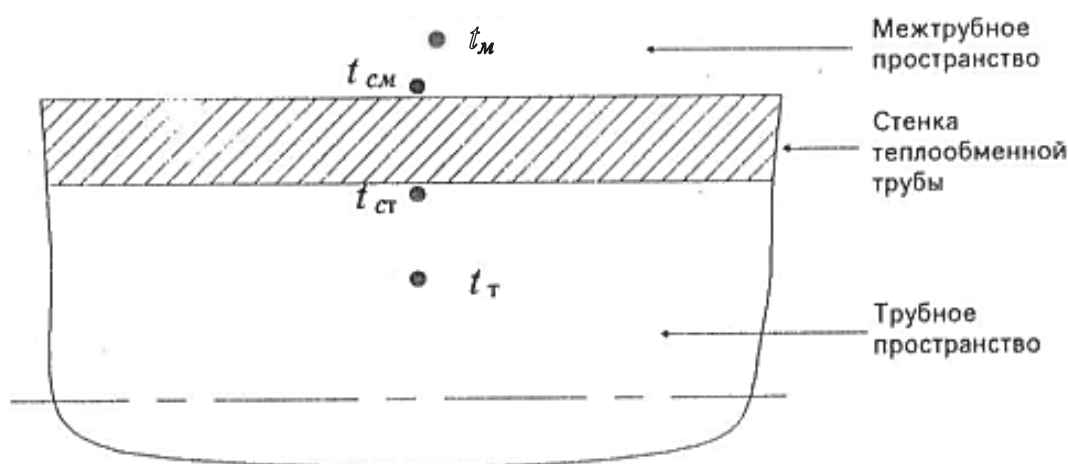


Рис. 2.4. Температура стенки трубы при отсутствии загрязнений

На рис. 2.4 соответственно t_M и t_T – средние температуры потоков теплоносителей в межтрубном и трубном пространствах.

Формула для определения температуры стенки со стороны межтрубного пространства имеет вид

$$t_{CM} = t_M \pm \frac{K}{\alpha_M} \cdot |t_M - t_T|.$$

Знак «+» или «-» выбирается в зависимости от соотношения температур t_M и t_T . Если $t_M > t_T$, то «-», если $t_M < t_T$, то «+».

Формула для определения температуры стенки со стороны трубного пространства имеет вид:

$$t_{CT} = t_T \pm \frac{K}{\alpha_T} \cdot |t_M - t_T|.$$

Вследствие большой теплопроводности стенки трубы и малой ее толщины значения t_{CM} и t_{CT} можно считать практически одинаковыми.

Теплофизические свойства теплоносителей определяются температурой на поверхности слоя загрязнения, которые равны соответственно $t_{3М}$ или $t_{3Т}$.

При наличии загрязнений (рис. 2.5) формула для определения температуры на поверхности слоя загрязнения принимает вид

$$t_{3М} = t_M \pm \frac{K}{\alpha_M} \cdot |t_M - t_T|,$$

со стороны межтрубного пространства

$$t_{3Т} = t_T \pm \frac{K}{\alpha_T} \cdot |t_M - t_T|.$$

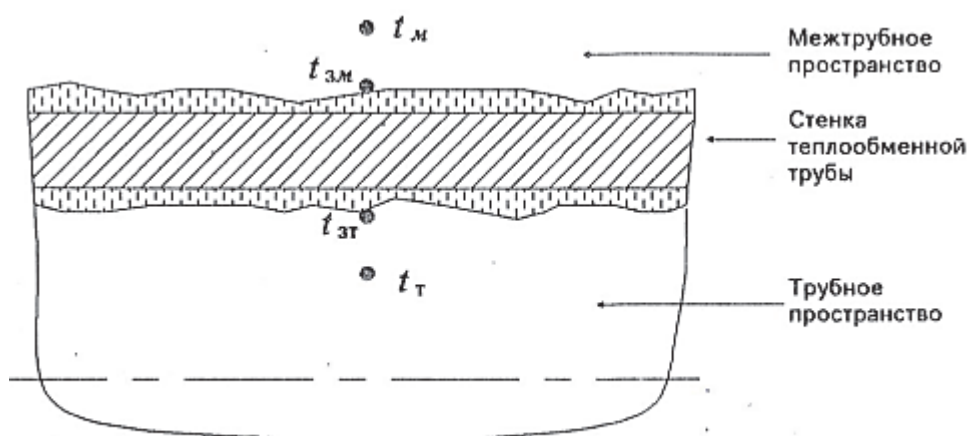


Рис. 2.5. Температура стенки трубы при наличии загрязнений

Температуры стенки трубы со стороны трубного и межтрубного пространств равны между собой из-за наличия слоя загрязнений на внутренней и наружной поверхностях:

$$t_c = t_M \pm \left(\frac{1}{\alpha_M} + R_H \right) \cdot K_3 \cdot |t_M - t_T|,$$

где R_H – термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны межтрубного пространства.

2.10. Зависимости для расчета теплоотдачи внутри теплообменных труб

При вынужденном движении теплоносителя внутри труб различают два режима течения: ламинарный и турбулентный. Обобщенные зависимости для расчета теплообмена внутри труб представлены на основе анализа литературных источников. Обобщенные зависимости определяют связь между критериями Рейнольдса (Re), Прандтля (Pr), а также симплексом (Pr/Pr_c), учитывающим переменность теплофизических свойств в зависимости от средней температуры потока и температуры

потока, равной температуре стенки. Представленные зависимости дают удовлетворительную сходимость с коэффициентом теплоотдачи, полученным при испытании промышленных аппаратов как в стендовых, так и в эксплуатационных условиях.

Ламинарный режим. При вязкостном режиме ($Re < 2000$) для определения коэффициента теплоотдачи внутри труб можно использовать формулу

$$Nu = 1,55 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_T}{L} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14},$$

где L – длина теплообменных труб, м.

При $Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$ имеет место вязкостно-гравитационный режим. Коэффициент теплоотдачи в этом случае определяется по формуле

$$Nu = 0,15 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где $Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot d_t^3}{\nu^2}$ – критерий Грасгофа. Здесь β – коэффициент объемного расширения, $1/град$; $\Delta t = |t_c - t_0|$; t_0 – температура теплоносителя на входе в аппарат, $^{\circ}C$; d_t – внутренний диаметр теплообменных труб, м.

Турбулентный режим. В области развитого турбулентного течения при $Re > 10\,000$ коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (2.5)$$

В формуле (2.5):

критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w_T \cdot d_T}{\nu_T}, \quad (2.6)$$

критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha_T}{\lambda_T} \cdot d_T;$$

критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\mu_T}{\lambda_T} \cdot C_T;$$

$\left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}$ – поправка, определяемая изменением теплофизических свойств теплоносителя в зависимости от средней температуры потока и средней температуры стенки теплообменной поверхности.

Индекс «т» указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего внутри теплообменных труб, к его средней температуре.

Индекс «с» указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего внутри теплообменных труб, к средней температуре стенки теплообменной поверхности.

Переходный режим. Для переходного режима при $2000 < Re < 10\ 000$ коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$Nu = 0,11 \cdot (Re^{0,667} - 125) \cdot Pr^{0,445}.$$

2.11. Зависимости для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве в значительной степени зависит от конструкции аппарата, размещения труб в трубной решетке, диаметра теплообменных труб, величины зазора между корпусом и перегородками, между периферийными трубами пучка и внутренней поверхностью корпуса, которые определяются технологией изготовления аппаратов и допусками, регламентированными техническими условиями и ОСТ 26-291-94. На коэффициент теплоотдачи влияют величина среза и конструкция перегородок, соотношение длин участков пучка труб между перегородками и между трубными решетками и крайними перегородками, а также другие факторы.

Предлагаемые критериальные соотношения основаны на анализе специальной литературы по расчетам кожухотрубчатых теплообменников и в большей степени на результатах экспериментальных исследований, проведенных в стендовых и промышленных условиях серийных аппаратов различных типов и модификаций, которые выпускаются специализированными заводами-изготовителями химического и нефтяного машиностроения по техническим условиям.

Критериальные соотношения для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве имеют вид:

- для $Re < 400$

$$Nu = C \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0,14}, \quad (2.7)$$

- для $Re > 400$

$$Nu = C \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0,14}. \quad (2.8)$$

В формулах (2.7) и (2.8):
критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w_M \cdot d_M}{\nu_M},$$

критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha_M}{\lambda_M} \cdot d_M;$$

критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\mu_M}{\lambda_M} \cdot C_M;$$

$\left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0,14}$ – поправка, вызванная изменением теплофизических свойств теплоносителя и определяемая средней температурой потока теплоносителя и средней температурой стенки.

Индекс «м» указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего снаружи теплообменных труб, к его средней температуре.

Индекс «с» указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего снаружи теплообменных труб, к средней температуре стенки теплообменной поверхности.

Значения коэффициента C в критериальных соотношениях для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Значение коэффициента C в критериальных соотношениях по расчету теплоотдачи в межтрубном пространстве серийных кожухотрубчатых теплообменников

Завод-изготовитель	Режим течения теплоносителя			
	Re < 400		Re > 400	
	Диаметр теплообменных труб, мм			
	20	25	20	25
Размещение труб по вершинам равностороннего треугольника				
Павлоградский завод «Химмаш»	0,54	0,59	0,18	0,19
Коростенский завод «Химмаш»	0,64	0,69	0,21	0,22
Чирчикский завод «Узбекхиммаш»	0,64	0,69	0,21	0,22
Борисоглебский завод «Химмаш»	0,58	0,62	0,19	0,20
Размещение труб по вершинам повернутого квадрата				
Бугульминский механический завод	0,64	0,69	0,21	0,23
ПО «Салаватнефтемаш»	0,60	0,65	0,22	0,24
Черновицкий машзавод	0,71	0,77	0,23	0,25

2.12. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления в трубном пространстве

Полный перепад давления в трубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников определяется как сумма перепадов давления

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{т}} + \Delta P_{\text{мест}},$$

где $\Delta P_{\text{т}}$ – перепад давления, определяемый сопротивлением трения при движении теплоносителя внутри теплообменных труб, Н/м²;

$\Delta P_{\text{мест}}$ – перепад давления, определяемый местными сопротивлениями потоку в распределительной камере при поворотах, ударах о трубную решетку, входе и выходе из трубной решетки и поворотах потока

в задней крышке и распределительной камере в одноходовых и многоходовых аппаратах, а также при поворотах на 180° в U-образных трубках, Н/м^2 .

Перепад давления, определяемый сопротивлением трения при движении потока внутри теплообменных труб, определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = Z \cdot \xi \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2},$$

где Z – число ходов аппарата по трубному пространству; ξ – коэффициент сопротивления трения; L – длина прямолинейного участка теплообменных труб, м; d – внутренний диаметр теплообменной трубы, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/см^3 ; w – линейная скорость, м/с.

Перепад давления, определяемый местными сопротивлениями и отнесенный к средней скорости потока теплоносителя в трубном пространстве, определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{мест}} = \sum \xi_{\text{мест}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}.$$

Формула для определения суммарного перепада давления в трубном пространстве имеет вид

$$\Delta P_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мест}} = \left(Z \cdot \xi \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi_{\text{мест}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}. \quad (2.9)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения ξ зависит от режима течения теплоносителя в трубах, определяемого критерием Re , а также от шероховатости внутренней поверхности теплообменной трубы, определяемой параметром относительной шероховатости Δ/d , где Δ – средняя высота отдельных выступов шероховатости, м; d – внутренний диаметр теплообменной трубы, м.

При ламинарном режиме течения теплоносителя шероховатость не оказывает влияния на коэффициент гидравлического сопротивления, так как толщина вязкого подслоя больше шероховатости Δ . При турбулентном режиме течения теплоносителя шероховатость влияет на сопротивление трения, так как толщина вязкого подслоя становится меньше высоты шероховатости Δ .

Ламинарный режим. При $Re < 2400$ шероховатость не влияет на коэффициент гидравлического сопротивления трения и зависит только от режима течения. Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Хагена-Пуазейля

$$\xi_0 = 64/Re.$$

Для расчета коэффициента гидравлического сопротивления при нагревании теплоносителя или его охлаждении вводится поправка на неизотермичность

$$\xi = \frac{64}{Re} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{-0,33} = \xi_0 \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{-0,33}.$$

С учетом поправки на свободную конвекцию при ламинарном режиме формула для расчета гидравлического сопротивления потока переменной температуры имеет вид

$$\xi = \frac{64}{Re} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{-0,33} \left| 1 + 0,22 \left(\frac{Gr \cdot Pr}{Re}\right)^{0,15} \right|.$$

Турбулентный режим. При $Re > 2400$ коэффициент гидравлического сопротивления определяется как режимом течения, так и относительной шероховатостью внутренней поверхности трубы.

Для гладких латунных, нержавеющей труб, используемых при изготовлении холодильников и теплообменников ряда материальных исполнений, коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса. С учетом поправки на неизотермичность потока формула имеет вид:

- при $Re < 100\,000$

$$\xi = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{-0,33}, \quad (2.10)$$

- при $Re > 100\,000$

$$\xi = \frac{0,184}{Re^{0,2}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{-0,33}.$$

Для углеродистых и легированных труб коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Альтшуля, которая с учетом поправки на неизотермичность имеет вид:

$$\xi = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{-0,33}.$$

Относительная шероховатость определяется с помощью табл. 2.4.

Таблица 2.4

Величина относительной шероховатости внутренней поверхности труб

Характеристика труб	$\frac{\Delta}{d}$ – относительная шероховатость
Новые бесшовные углеродистые трубы	200
Незначительные загрязнения или коррозия	100
Средние загрязнения или коррозия	50
Значительные загрязнения или коррозия	30

Коэффициент местных гидравлических сопротивлений определяется изменениями потока: сужениями, расширениями, изменениями направления потока в распределительной камере, ударами о трубную решетку, входом и выходом из нее и поворотом потока в задних крышках, а также поворотами на 180° в U-образных трубах и др.

Точно учесть гидродинамические явления, вызванные местными сопротивлениями, невозможно, поэтому при расчете аппаратов ограничиваются приближенными значениями. В практических расчетах можно предложить следующие величины коэффициентов местных гидравлических сопротивлений (табл. 2.5).

Таблица 2.5

Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений

Местные гидравлические сопротивления	Числовое значение
Вход (выход) в распределительную камеру и поворот на 90°	1,5
Вход» (выход) в трубы пучка	1,0
Поворот на 180° по задней крышке или в распределительной камере многоходовых аппаратов	2,5
Влияние штуцеров	1,5
Поворот на 180° в U-образных трубах	0,5

Представленные значения местных сопротивлений дают удовлетворительный результат, что подтверждается данными, полученными при стендовых испытаниях промышленных аппаратов.

Пример расчета гидравлического сопротивления

Определить гидравлическое сопротивление по трубному пространству холодильника по ТУ26-02-1090-88 с латунными трубами, диаметр аппарата 600 мм, длина труб 6000 мм, диаметр теплообменных труб 25 мм, число ходов – 2.

В трубном пространстве нагревается обратная вода с расходом 60,8 кг/с от 10 до 90 °С. Средняя температура стенки 100 °С.

Шифр аппарата: холодильник 600ХНГ-1,6-МЗ/25Г-6-2.

Первоначально определяем площадь одного хода по трубному пространству $S = 0,041 \text{ м}^2$.

Среднюю температуру потока определяем по формуле (2.4):

$$t = (10 + 90)/2 = 50 \text{ °С}.$$

При этой температуре для воды: $\rho = 988,1 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 3,59$; $Pr_c = 1,75$; $t_c = 100 \text{ °С}$.

Линейную скорость определяем по формуле (2.2):

$$w = \frac{G}{S \rho} = \frac{60,8}{988,1 \cdot 0,041} = 1,5 \text{ м/с}.$$

По формуле (2.6) рассчитываем критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,021}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 56 \text{ 655}.$$

Гидравлическое сопротивление одного хода по трубам для латунных труб определяем по формуле Блазиуса (2.10):

$$\xi = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c}\right)^{-0,33} = 0,316 \cdot 56\,665^{-0,25} \left(\frac{3,59}{1,75}\right)^{-0,33} = 0,016.$$

Общее гидравлическое сопротивление в трубном пространстве включает следующие местные сопротивления:

Проход потока через штуцер.....	1,5
Вход в распределительную камеру и поворот на 90°	1,5
Удар о решетку в распределительной камере.....	1,0
Выход из труб в заднюю крышку.....	1,0
Поворот в задней крышке на 180°.....	2,5
Вход в трубы на 2-м ходе.....	1,0
Выход из труб на 2-м ходе.....	1,0
Поворот в распределительной камере на 90°	1,5
Выход потока через штуцер.....	1,5

Таким образом, суммарное сопротивление аппарата за счет местных сопротивлений $\xi = 12,5$.

Перепад давления по трубному пространству определяем по формуле (2.9):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{тр}} &= \left(Z \cdot \xi \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi_{\text{мест}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = \\ &= \left(2 \cdot 0,016 \cdot \frac{6000}{21} + 12,5 \right) \cdot \frac{988,1 \cdot 1,5^2}{2} = 24\,058 \text{ Н/м}^2. \end{aligned}$$

2.13. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве

Перепад давления в межтрубном пространстве кожухотрубчатых аппаратов определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{мест}} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2},$$

где ξ – полное гидравлическое сопротивление межтрубного пространства; ρ – плотность теплоносителя при средней температуре потока теплоносителя, кг/см³; w – средняя линейная скорость теплоносителя, найденная по среднегеометрической площади проходного сечения в межтрубном пространстве, м/с.

Полное гидравлическое сопротивление межтрубного пространства ξ в аппарате определяется сопротивлением трубного пучка, диаметром и длиной аппарата, величиной входных и выходных участков пучка, находящихся под штуцерами, числом перегородок, величиной среза (окна) перегородки, величинами зазора между кожухом и перегородками, величи-

нами зазора в обводных коридорах между кожухом и периферийными трубами пучка, типом размещения труб в трубной решетке, наличием отбойника во входном штуцере и противобайпасных полос в кожухе и т.д.

Полное гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве серийных аппаратов аппроксимируется зависимостью вида:

$$\xi_0 = A \cdot \text{Re}^{-m} + B.$$

При $\text{Re} > 1000$ показатель степени $m = 0,15$, при $\text{Re} < 1000$ показатель степени $m = 0,5$.

Полное гидравлическое сопротивление ξ_0 , рассчитываемое с помощью коэффициентов A и B , отражает конструктивные особенности, технологию изготовления аппаратов на заводах-изготовителях.

Представленные данные по расчету гидравлического сопротивления основаны на экспериментальных данных, полученных при испытаниях в стендовых и промышленных условиях натуральных образцов серийных кожухотрубчатых аппаратов, а также на анализе рекомендаций, имеющих в литературе.

Влияние неизотермичности потока теплоносителя на коэффициент гидравлического сопротивления определяется соотношением

$$\xi = \xi_0 \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{-0,14}.$$

В приложении представлены коэффициенты A и B для расчета гидравлического сопротивления серийных кожухотрубчатых теплообменников, изготавливаемых на специализированных заводах-изготовителях.

2.14. Расчет схемы тока

Расчет схемы тока основан на определении функции эффективности для одиночного аппарата или группы аппаратов при их совместной работе согласно схемам соединения и позволяет при проведении поверочного расчета определять конечные температуры потоков по трубному и межтрубному пространствам.

С помощью функции эффективности при проведении проектного расчета рассчитывается поверхность теплообмена одиночного аппарата или группы аппаратов при их соединении в блоки. Она может быть определена как для трубного, так и для межтрубного пространства.

Функция эффективности аппарата по трубному пространству определяет долю перепада температуры по трубному пространству к наибольшей разности температур на входе в аппарат:

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta t_T}{\Theta_{\max}}.$$

Функция эффективности аппарата по межтрубному пространству определяет долю перепада температуры по межтрубному пространству к наибольшей разности температур на входе в аппарат:

$$\varepsilon_M = \frac{\Delta t_M}{\Theta_{\max}}. \quad (2.11)$$

Функции эффективности аппарата по трубному и межтрубному пространствам связаны между собой зависимостью

$$\varepsilon_M = \varepsilon_T \cdot \omega. \quad (2.12)$$

Основные понятия, входящие в расчет функции эффективности:

$W = G \cdot C_p$ – водяной эквивалент потока теплоносителя, Вт/К;

$\omega = \frac{W_T}{W_M}$ – отношение водяного эквивалента по трубному пространству к водяному эквиваленту в межтрубном пространстве;

$\Theta_T = \frac{k \cdot F}{W_T}$ – степень передачи тепла.

Последующие формулы для расчета функции эффективности представлены для трубного пространства, поэтому индекс «Т» при ε опущен.

Основные величины, используемые в расчетах аппаратов на основе функции эффективности, указаны в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Расчетные величины на основе функции эффективности

Расчетная величина	Формула
Максимальный температурный напор в аппарате Θ_{\max}	$\Theta_{\max} = t'_T - t''_M $
Изменение температур теплоносителей $\Delta t_T, \Delta t_M$	$\Delta t_T = t'_T - t''_T ;$ $\Delta t_M = t'_M - t''_M $
Отношение изменений температур теплоносителей (отношение водяных эквивалентов) ω	$\omega = \frac{\Delta t_M}{\Delta t_T} = \frac{W_T}{W_M}$
Степень передачи тепла по соответствующему пространству Θ_T, Θ_M	$\Theta_T = \frac{k \cdot F}{W_T}; \Theta_M = \frac{k \cdot F}{W_M}$
Функция эффективности аппарата по соответствующему пространству $\varepsilon_T, \varepsilon_M$	$\varepsilon_T = \frac{\Delta t_T}{\Theta_{\max}}; \varepsilon_M = \frac{\Delta t_M}{\Theta_{\max}}$
Средний температурный напор Θ	$\Theta = \frac{\Delta t_T}{\Theta_T} = \frac{\Delta t_M}{\Theta_M}$

Расчет функции эффективности для одиночного аппарата

Для одиночных противоточных одноходовых аппаратов по трубному пространству функция эффективности определяется по графику, приведенному на рис. 2.6.

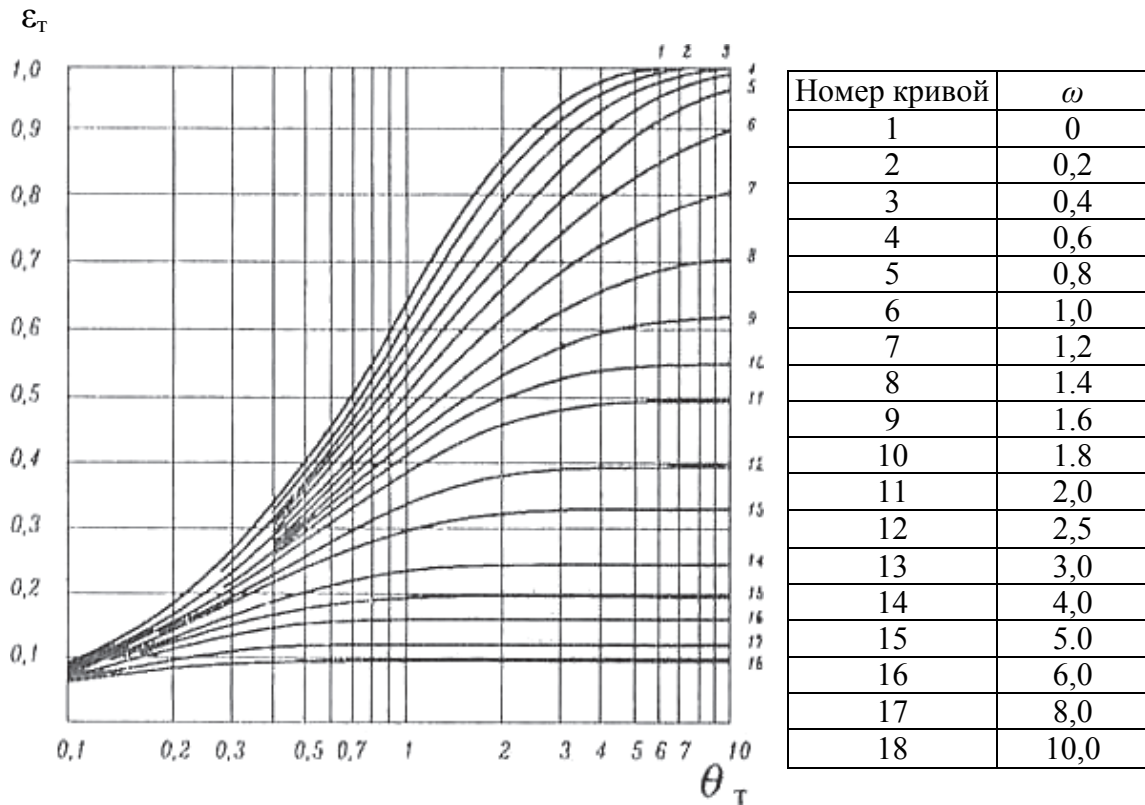


Рис. 2.6. Кривые для определения ε_T

Функцию эффективности для одиночных противоточных одноходовых аппаратов по трубному пространству можно также вычислить по формуле

$$\varepsilon_T = \frac{1 - e^{-\Theta_T(1-\omega)}}{1 - \omega \cdot e^{-\Theta_T(1-\omega)}} \quad (2.13)$$

Для случая $\omega = 1$ формула (2.13) имеет вид

$$\varepsilon_T = \frac{\Theta_T}{1 - \Theta_T}$$

Для одиночных аппаратов двух-, четырех-, шестиходовых по трубному пространству (смешанный ток) функция эффективности определяется по графику, приведенному на рис. 2.7.

Функцию эффективности для этого случая можно определить по формулам

$$\varepsilon_T = \frac{2}{1 + \omega + \sqrt{1 + \omega^2 \left[\frac{1 + e^{-\Gamma}}{1 - e^{-\Gamma}} \right]}}; \quad \Gamma = \Theta_T \cdot \sqrt{1 + e^2} \quad (2.14)$$

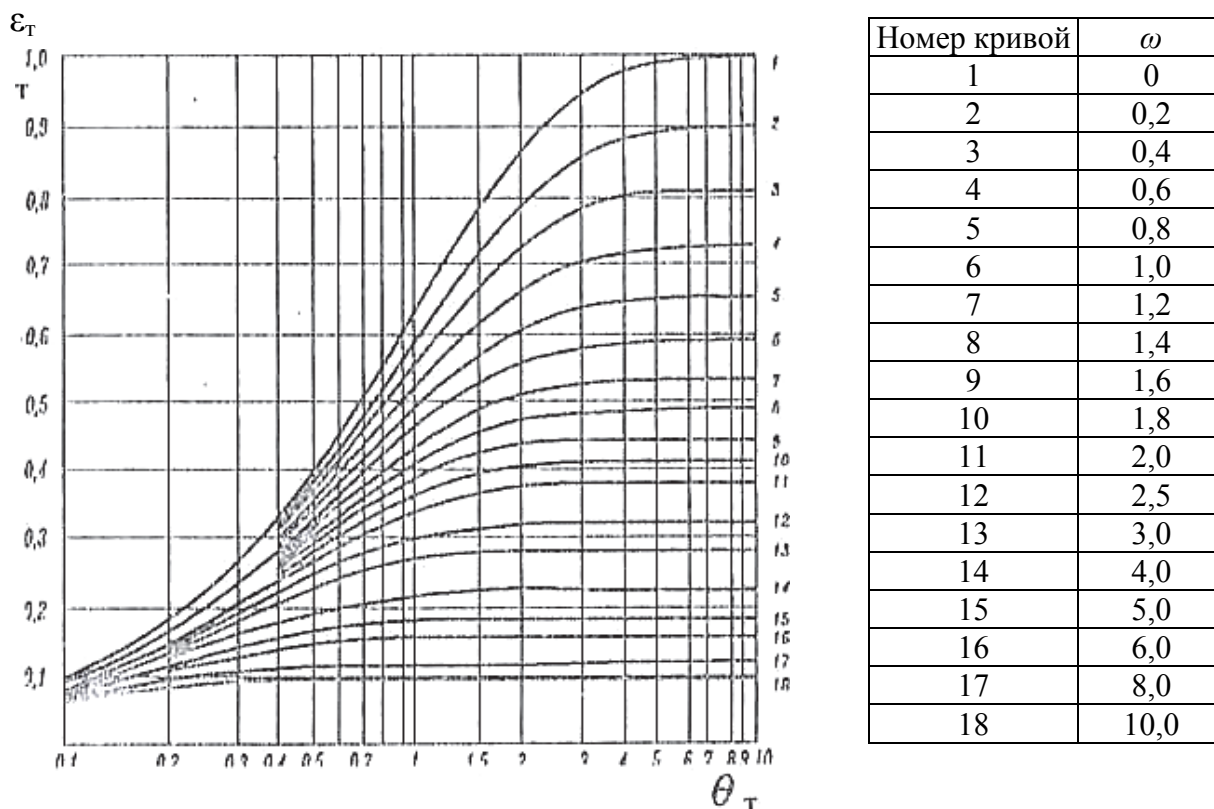


Рис. 2.7. Кривые для определения ε_T для многоходовых аппаратов

2.15. Расчет функции эффективности при соединении аппаратов в блоки

Расчет функции эффективности представлен для наиболее распространенных схем соединений аппаратов.

Последовательное соединение аппаратов

Противоточная схема с последовательным включением n аппаратов приведена на рис. 2.8:

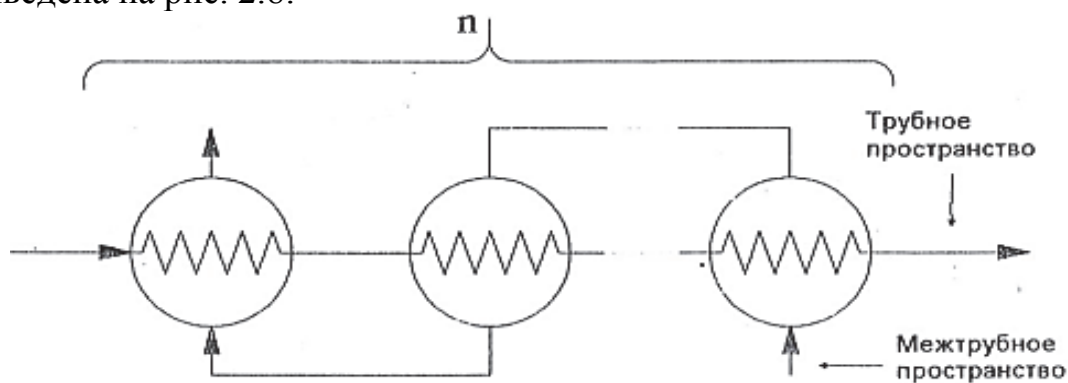


Рис. 2.8. Противоточная схема с последовательным включением n теплообменников

Функция эффективности для такой схемы рассчитывается по формуле

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1-\varepsilon_{\text{апп}} \cdot \omega}{1-\varepsilon_{\text{апп}}}\right)^n - 1}{\left(\frac{1-\varepsilon_{\text{апп}} \cdot \omega}{1-\varepsilon_{\text{апп}}}\right)^n - \omega} \quad (2.15)$$

Для случая $\omega = 1$ формула (2.15) имеет вид

$$\varepsilon = \frac{n \cdot \varepsilon_{\text{апп}}}{1 - (n-1) \cdot \varepsilon_{\text{апп}}},$$

где n – число аппаратов, включенных последовательно; $\varepsilon_{\text{апп}}$ – функция эффективности, рассчитанная для одиночного аппарата.

При соединении двух аппаратов ($n = 2$), имеющих в каждом из них два или четыре хода по трубному пространству, функция эффективности может также определяться по графику, приведенному на рис. 2.9.

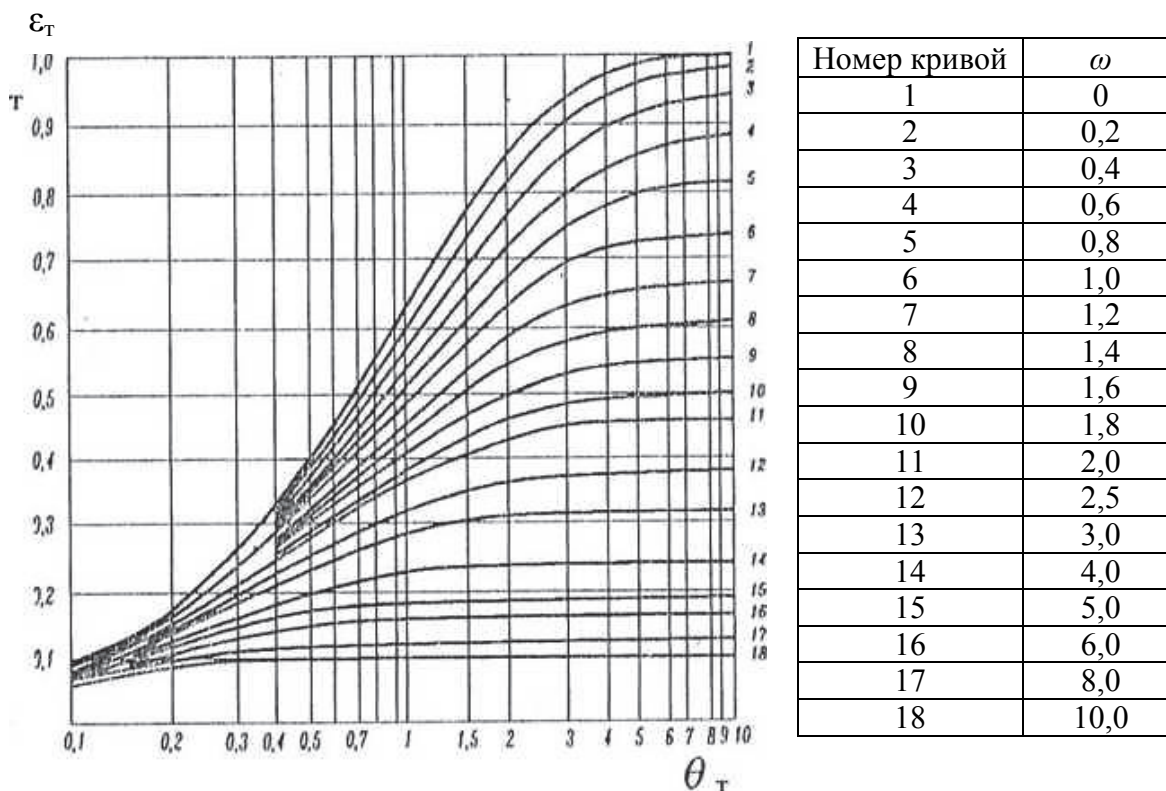


Рис. 2.9. Кривые для определения ε_T для соединения многоходовых аппаратов

Поперечноточное соединение аппаратов

Схема с поперечным соединением аппаратов приведена на рис. 2.10. Функция эффективности для такой схемы рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_B = 1 - (1 - \varepsilon_{B\text{апп}})^n \quad (2.16)$$

или

$$\varepsilon_B = 1 - \left(1 - \frac{\omega_A}{n} \varepsilon_{A\text{app}}\right)^n,$$

где n – число аппаратов; $\varepsilon_{B \text{ app}}$ – функция эффективности одиночного аппарата в схеме по потоку В.

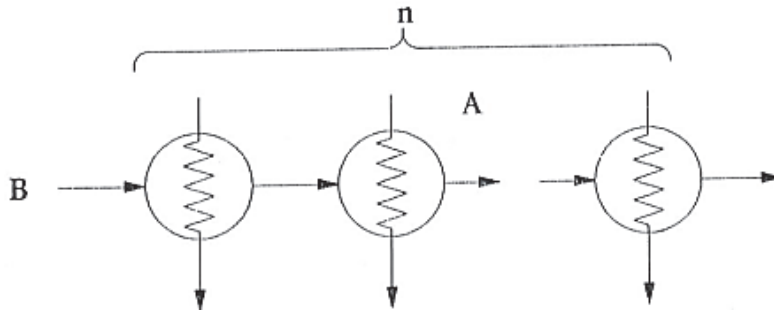


Рис. 2.10. Схема с поперечным соединением аппаратов

Поток А для каждого аппарата в схеме определяется по уравнению $\omega_{A\text{app}} = \omega/n$. С помощью ω_{app} рассчитывается эффективность элемента системы (аппарата).

Например, для противоточного аппарата эффективность ε_A рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_{A\text{app}} = \frac{1 - e^{-\Theta_A \cdot (1 - \omega_{\text{app}})}}{1 - \omega_{\text{app}} \cdot e^{-\Theta_A \cdot (1 - \omega_{\text{app}})}}. \quad (2.17)$$

В формуле (2.17):

$$\Theta_A = \frac{k \cdot F}{W_{A\text{app}}};$$

$$\omega_{\text{app}} = \frac{W_{A\text{app}}}{W_B},$$

где $W_{A\text{app}} = \frac{W_A}{n}$ – водяной эквивалент потока, проходящего через аппарат.

Связь между эффективностями теплообмена по потоку А (трубное пространство) и по потоку В (межтрубное пространство) имеет вид

$$\varepsilon_B = \varepsilon_A \cdot \omega, \quad (2.18)$$

где $\omega = \frac{W_A}{W_B}$.

2.16. Расчет конечных температур потоков по трубному и межтрубному пространствам

Для случая поперечного расчета конечные температуры рассчитываются следующим образом. По имеющемуся перепаду температуры на входе в межтрубное и трубное пространства $\Theta_{\text{max}} = |t'_T - t'_M|$ и рассчитанному коэффициенту теплопередачи K определяются перепады температуры по межтрубному пространству и трубному пространству:

$$\begin{aligned}\Delta t_M &= \varepsilon_M \cdot \Theta_{\max}; \\ \Delta t_T &= \varepsilon_T \cdot \Theta_{\max}; \\ t_T'' &= t_T' \pm \Delta t_T; \\ t_M'' &= t_M' \pm \Delta t_M,\end{aligned}$$

где Δt_T и Δt_M – перепады температуры соответственно по трубному и межтрубному пространствам.

Конечные температуры при соединении аппаратов в блоки определяются аналогичным способом.

2.17. Расчет поверхности теплообмена

Расчет поверхности теплообмена проводится в следующем порядке.

1) По заданным температурам входа и выхода из аппарата (или группы аппаратов) определяют действительное значение функции эффективности:

$$\varepsilon_d = \frac{|t_T' - t_T''|}{|t_T' - t_M'|}.$$

2) Задаются степенью передачи тепла Θ .

3) Определяют расчетную функцию эффективности ε_p для одиночного аппарата в зависимости от числа ходов по трубному пространству с учетом схемы соединения аппаратов в блоки.

4) Полученное значение сравнивают с действительной эффективностью ε_d . Если значения эффективности не совпадают, то необходимо изменить величину Θ и повторить расчет, начиная с п. 3.

5) Если значения эффективности совпадают, то соответствующее значение Θ считается окончательным. Далее из соотношения для расчета средней температуры вычисляют средний температурный напор:

$$\bar{\Theta} = \frac{\Delta t_T}{\Theta}. \quad (2.19)$$

6) Площадь теплопередающей поверхности определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{\bar{\Theta} \cdot K}. \quad (2.20)$$

2.18. Примеры теплотехнических расчетов при различных схемах включения теплообменных аппаратов

Пример расчета 1.

Провести проектный расчет и определить поверхность теплообмена для поперечного включения двух одинаковых противоточных теплообменных аппаратов (рис. 2.12).

Данные для расчета: $t'_M = 300 \text{ }^\circ\text{C}$; $t''_M = 292 \text{ }^\circ\text{C}$; $t'_T = 280 \text{ }^\circ\text{C}$; $\omega = W_A/W_B = 0,7$; $K = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $Q = 10^6 \text{ Вт}$.

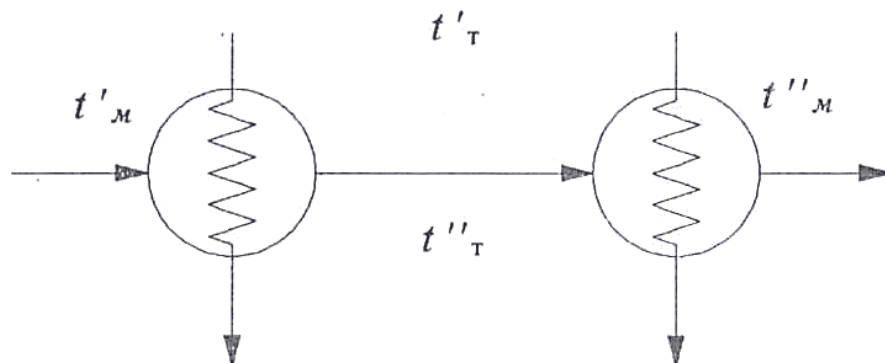


Рис. 2.12. Схема поперечного включения аппаратов

Принятые обозначения: А – поток в трубном пространстве, В – в межтрубном пространстве.

Заданная функция эффективности $\varepsilon_B = \frac{t'_M - t''_M}{t'_M - t'_T} = 0,4$.

Выполняем первое приближение при расчете. Задаемся степенью передачи тепла: $\Theta_A = \frac{k \cdot F}{W_A} = 1$. По формуле для чисто противоточного аппарата (2.17), учитывая, что поток А разделен на две равные части, а поток для каждого аппарата $\omega_{\text{апп}} = 0,35$, находим:

$$\varepsilon_{A \text{ апп}} = \frac{1 - e^{-1(1-0,35)}}{1 - 0,35e^{-1(1-0,35)}} = 0,585,$$

по формуле (2.18)

$$\varepsilon_{B \text{ апп}} = \varepsilon_{A \text{ апп}} \cdot \omega_{\text{апп}} = 0,205.$$

По формуле для поперечного соединения (2.16) при $n = 2$ имеем:

$$\varepsilon_B = 1 - (1 - 0,205)^2 = 0,368.$$

Полученная эффективность не совпадает с заданной по условиям, поэтому необходимо повторить расчет, изменив Θ_A .

Выполняем второе приближение при расчете. Задаемся степенью передачи тепла: $\Theta_A = \frac{k \cdot F}{W_A} = 1,2$. Получаем:

$$\varepsilon_{A \text{ апп}} = \frac{1 - e^{-1,2(1-0,35)}}{1 - 0,35e^{-1,2(1-0,35)}} = 0,645;$$

$$\varepsilon_{B \text{ апп}} = \varepsilon_{A \text{ апп}} \cdot \omega_{\text{апп}} = 0,226;$$

$$\varepsilon_B = 1 - (1 - 0,226)^2 = 0,4.$$

Ввиду того, что значение ε_B , полученное во втором приближении, совпадает с заданным, расчет можно закончить. Следовательно: $\Theta_A = 1,2$.

Средний температурный напор $\bar{\Theta}$ определяем по формуле (2.19):

$$\Delta t_T = \frac{\Delta t_M}{\omega} = \frac{(300-292)}{0,7} = 11,4 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\bar{\Theta} = \frac{\Delta t_T}{\Theta_A} = \frac{11,4}{1,2} = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Площадь теплопередающей поверхности системы рассчитываем по формуле (2.20):

$$F = \frac{Q}{\bar{\Theta} \cdot K} = \frac{10^6}{9,5 \cdot 100} = 1050 \text{ м}^2.$$

Таким образом данная система должна состоять из двух аппаратов с площадью теплопередающей поверхности каждого по 525 м^2 .

Пример расчета 2.

Провести проектный расчет и определить поверхность теплообмена кожухотрубчатого холодильника двухходового по трубному пространству при охлаждении водяного конденсата оборотной водой при следующих условиях:

Водяной эквивалент потока оборотной воды $W_T = 250\ 000 \text{ Вт/К}$.

Водяной эквивалент потока водяного конденсата $W_M = 320\ 000 \text{ Вт/К}$.

Водяной конденсат необходимо охладить от температуры $210 \text{ }^\circ\text{C}$ до $163 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура на входе оборотной воды $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Количество отдаваемого тепла $Q = 15\ 000\ 000 \text{ Вт}$.

Оборотная вода циркулирует в трубном пространстве.

Коэффициент теплопередачи составляет $600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Вычисляем отношение водяных эквивалентов:

$$\omega = \frac{W_T}{W_M} = \frac{250000}{320000} = 0,78.$$

Требуемая эффективность аппарата по межтрубному пространству (температура на выходе из трубного пространства по оборотной воде не определена) вычисляется по формуле (2.11):

$$\varepsilon_M = \frac{\Delta t_M}{\Theta_{\max}} = \frac{210-163}{210-35} = 0,269.$$

Эффективность по трубному пространству вычисляется по формуле (2.12):

$$\varepsilon_T = \frac{\varepsilon_M}{\omega} = \frac{0,269}{0,78} = 0,345.$$

Первое приближение. Задаем степень передачи тепла: $\Theta_T = 1$.

Эффективность двухходового аппарата по трубному пространству определяем по формулам (2.14):

$$\Gamma = 1 \cdot \sqrt{1 + 0,78^2} = 1,268,$$

$$\varepsilon_T = \frac{2}{1 + 0,78 + \sqrt{1 + 0,78^2} \left[\frac{1 + e^{-1,268}}{1 - e^{-1,268}} \right]} = 0,53.$$

Заданное значение эффективности не совпадает с требуемым

$$\varepsilon_T = 0,345.$$

Второе приближение. Задаем степень передачи тепла $\Theta_T = 0,51$.

Эффективность аппарата по трубному пространству:

$$\Gamma = 0,51 \cdot \sqrt{0,51 + 0,78^2} = 0,647,$$

$$\varepsilon_T = \frac{2}{1 + 0,78 + \sqrt{1 + 0,78^2} \left[\frac{1 + e^{-0,647}}{1 - e^{-0,647}} \right]} = 0,345.$$

Ввиду того, что значение ε_T , полученное во втором приближении, совпадает с заданным, расчет можно закончить. Следовательно, $\Theta_T = 0,51$.

Средний температурный напор $\bar{\Theta}$:

$$\Delta t_T = \frac{\Delta t_M}{\omega} = \frac{(210 - 163)}{0,78} = 60,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\bar{\Theta} = \frac{\Delta t_T}{\Theta_A} = \frac{60,3}{0,51} = 118 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Площадь теплопередающей поверхности системы:

$$F = \frac{Q}{\bar{\Theta} \cdot K} = \frac{15 \cdot 10^6}{600 \cdot 118} = 212 \text{ м}^2.$$

Таким образом, холодильник должен иметь поверхность 212 м^2 .

Контрольные вопросы

1. *Определить размерность коэффициента теплопередачи.*
2. *Как влияют загрязнения на коэффициент теплопередачи?*
3. *В какой паре больше коэффициент теплопередачи «конденсирующийся пар–вода» или «конденсирующийся пар–масло»?*
4. *Какими критериями определяются рекомендуемые скорости рабочих сред в теплообменных аппаратах?*
5. *Показать физическую сущность водяного эквивалента теплоносителя.*
6. *Определить размерность степени передачи тепла Θ_T .*

7. Какими параметрами определяется функция эффективности ε ?
8. Назвать два слагаемых, определяющих полный перепад давления в трубном пространстве.
9. Какое влияние оказывает шероховатость поверхности на коэффициент гидравлического сопротивления при ламинарном режиме течения жидкости?
10. Какое влияние оказывает шероховатость поверхности на коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном режиме течения жидкости?
11. Назвать факторы, оказывающие наибольшее влияние на гидравлическое сопротивление в трубном пространстве.
12. Каким критерием определяется полное гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве серийных теплообменников?
13. Представить связь между эффективностью теплообменника по трубному и межтрубному пространствам.
14. Определить конечные температуры потоков по трубному и межтрубному пространствам.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. Рекомендации по конструктивным показателям

- 1) При обмене теплотой двух жидкостей или двух газов целесообразно выбирать секционные (элементные) теплообменники; если из-за большой теплопередающей поверхности конструкция получается громоздкой, то можно принять к разработке многоходовой кожухотрубчатый теплообменник.
- 2) При подогреве жидкости паром рекомендуются многоходовые по трубному пространству кожухотрубчатые теплообменники с подачей пара в межтрубное пространство.
- 3) Для химически агрессивных сред и при небольших тепловых производительностях целесообразны рубашечные, оросительные и погружные теплообменники.
- 4) Если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности резко различны (газ и жидкость), то должны быть рекомендованы трубчатые ребристые теплообменники.
- 5) Для передвижных тепловых установок, где необходима компактность, применяют пластинчатые ребристые теплообменники.
- 6) Необходимо выбирать наиболее простые по конструкции и дешевые по материалам теплообменники. Усложнение аппарата: спиральные теплообменники, плавающая головка, сильфонный компен-

сатор, медные трубы. К этим решениям прибегают только в случае обоснованной необходимости.

7) Неразборные аппараты жесткотрубные или с компенсатором на корпусе используются для чистых сред по межтрубному пространству.

8) В аппаратах с температурным компенсатором на кожухе предельное давление в кожухе ограничено значением 1,6 МПа.

9) При образовании отложений на теплообменной поверхности применяются аппараты с плавающей головкой. Они позволяют осуществлять разборку аппарата и очистку межтрубного пространства.

10) Теплоноситель с более высоким давлением рекомендуется направлять в трубное пространство.

11) Теплоноситель, вызывающий более интенсивную коррозию, предпочтительно направлять в трубы.

12) Теплоноситель, вызывающий наибольшие отложения, следует направлять в трубы, которые в большей степени поддаются очистке.

13) В случае, если аппараты не могут обеспечить оптимальных скоростей теплоносителей или теплообмена по поверхностям, следует проанализировать возможность использования аппаратов, собранных в блоки.

14) В варианте механической очистки от загрязнений предпочтительны прямые трубы. Если в трубы подается загрязняющая жидкость, то использовать для этих целей аппараты с U-образными трубами не следует.

15) Аппараты с диафрагмированными трубами не следует применять для теплоносителей, содержащих взвешенные частицы, склонные к осаждению, налипанию или вызывающие эрозионный износ.

16) Аппараты с диафрагмированными трубами не следует применять для сред, вызывающих коррозионное растрескивание.

17) Аппараты с диафрагмированными трубами не следует применять для ламинарного режима течения теплоносителя.

18) Жесткотрубные аппараты типа ТН применяются в случае, когда разность температур между кожухом и трубами меньше допустимых значений, которые приведены в соответствующих таблицах для каждого завода-изготовителя.

19) Если фактическое удлинение превышает допустимое, то следует использовать аппараты с U-образными трубами или плавающей головкой.

3.2. Рекомендации по расчету и эксплуатации

1) Расчетную скорость потоков принимают максимально возможной, так как это препятствует образованию всех видов загрязнений.

2) При проведении теплотехнического расчета следует обращать внимание на температуру стенки теплообменных труб, которая должна

исключить возможность полимеризации теплоносителя на поверхности теплообмена.

3) Если разность температур превышает табличные значения, то выбирается аппарат с компенсатором на кожухе. Величина разности удлинения корпуса и труб определяется по формуле

$$\Delta l = L \cdot [\alpha_k(t_k - 20) - \alpha_T(t_T - 20)],$$

где L – длина теплообменных труб; α_k и α_T – коэффициенты линейного расширения материала корпуса и труб при средней температуре; t_k и t_T – средняя температура корпуса и труб.

Средняя температура корпуса равна средней температуре теплоносителя в межтрубном пространстве. Температура стенки теплообменных труб определяется теплотехническим расчетом.

4) Значение фактической разности удлинения корпуса и труб должно быть меньше допускаемых значений для аппаратов с компенсатором на корпусе.

5) Теплообменники и холодильники имеют горизонтальный срез перегородок в межтрубном пространстве, который составляет 25...27 %.

6) Не рекомендуется использовать аппараты длиной 9 м для загрязненных сред в трубном пространстве.

7) Для аппаратов с плавающей головкой и U-образными трубами перепад температуры между кожухом и трубами не регламентируется.

8) Отбойник в аппарате должен устанавливаться со стороны входа среды в межтрубное пространство. Нарушение этого условия приводит к резкому увеличению гидравлического сопротивления.

9) При выборе жесткотрубного аппарата максимальная температура теплоносителя по трубному или межтрубному пространству не должна превышать 350 °С.

10) Исполнение аппарата по температурному пределу определяется наибольшей температурой на входе в аппарат. Условное давление в шифре аппарата выбирается по расчетному давлению с учетом таблиц предельных расчетных давлений, учитывающих температуру сред на входе в аппарат. Понятия рабочего и расчетного давления определены в ГОСТ 14249-89.

3.3. Рекомендации по экономическим показателям

1) Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей в теплообменнике, определяет в значительной степени коэффициент теплопередачи, т.е. общую теплопроизводительность аппарата. Поэтому важным показателем совершенства теплообменного аппарата является степень использования мощности на прокачку теплоносителей для обеспечения требуемого теплообмена.

2) Теплогидродинамическое совершенство аппарата характеризуется соотношением двух видов энергии: теплоты, переданной через поверхность теплообмена, и работы, затраченной на преодоление гидродинамического сопротивления выраженной в тех же единицах. Чем больше значение указанного соотношения, тем при прочих равных условиях теплообменник совершеннее с энергетической точки зрения. Данный энергетический коэффициент – величина безразмерная, поэтому числитель и знаменатель можно относить к единице поверхности теплообмена (тепловой показатель), к единице объема (объемный показатель).

3) Анализ показывает, что при прочих равных условиях изменение скорости теплоносителя по-разному влияет на величины, характеризующие работу аппарата:

- коэффициент теплопередачи изменяется пропорционально скорости (или расходу) в степени 0,6...0,8;
- гидравлическое сопротивление изменяется пропорционально скорости в степени 1,7...1,8;
- мощность на прокачку теплоносителя изменяется пропорционально скорости в степени 2,75.

4) С увеличением скорости теплоносителя мощность на его прокачку растет значительно быстрее, чем количество переданной теплоты, т.е. для определенного аппарата значение энергетического коэффициента уменьшается с увеличением скорости теплоносителя.

Контрольные вопросы

1. Назвать температурное ограничение при использовании теплообменника типа Н.
2. По какой причине не рекомендуется использование горизонтальных теплообменников с длиной труб 9 м и более?
3. Как поступить, если аппарат данного типа не может обеспечить оптимальных скоростей теплоносителей?

4. ОФОРМЛЕНИЕ ЗАКАЗА НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Оформление заказа на изготовление кожухотрубчатого теплообменного аппарата (рис. 4.1) выполняется в виде «Бланка заказа» для теплообменников, выполняемых по техническим условиям ВНИИнефтемаша [7, 8].

Необходимые сведения размещаются в табл. 4.1 – 4.6.

Таблица 4.1

Основные характеристики аппарата

1. Предприятие-потребитель		5. Расположение аппарата	Гориз.	Верт.
2. Наименование установки		6. Тип аппарата		
3. Технологическая позиция		7. Термообработка (корпус/камера)		
4. Назначение аппарата		8. Материальное исполнение		

Таблица 4.2

Данные технологического процесса

Данные процесса	Межтрубное пространство		Трубное пространство	
	Вход	Выход	Вход	Выход
Наименование рабочей среды				
Общий расход, кг/ч				
Жидкость, кг/ч				
Водяной пар, кг/ч				
Вода, кг/ч				
Неконденсируемый газ, кг/ч				
Температура, °С				
Рабочее давление, бар				
Термическое сопротивление загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт} \cdot 10^4$				
Допуск, перепад давлений, бар				
Необходимость очистки (да/нет)				

Таблица 4.3

Теплофизические свойства среды

Свойства		Межтрубное пространство		Трубное пространство	
		Вход	Выход	Вход	Выход
1	2	3	4	5	6
Пар	Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$				
	Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с} \cdot 10^6$				
	Молекулярный вес				
	Молекулярный вес неконденсируемого газа				
	Теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$				
	Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$				

Продолжение табл. 4.3

1	2	3	4	5	6
Жидкость	Плотность, кг/м ³				
	Кинематическая вязкость, м ² /с·10 ⁶				
	Теплоемкость, Дж/(кг·К)				
	Теплопроводность, Вт/(м·К)				
	Поверхностное натяжение, Н/м·10 ³				

Таблица 4.4

Характеристика среды

Свойства	Межтрубное пространство	Трубное пространство
Температура кипения при давлении 0,07 МПа, °С		
Химический состав среды, %		
Вредность по ГОСТ 12.1.007-76 (класс опасности)		
Воспламеняемость по ГОСТ 12.1.004-91		
Взрывоопасность по ГОСТ 12.1.011-78 (с указанием категории и группы смеси)		
Вызывает среда коррозионное растрескивание (да/нет)		

Таблица 4.5

Характеристики аппарата

Отрицательная температура стенки аппарата под давлением, °С		
Средняя температура наиболее холодной пятидневки, °С		
Аппарат устанавливается: - на бетонном основании - на металлоконструкции		
Наружный диаметр теплообменных труб, мм		
Схема размещения труб в трубной решетке	По квадрату	По треугольнику
Испытания на МКК (межкристаллитная коррозия) основного металла и сварных соединений	Да	Нет
Необходимость установки деталей для крепления теплоизоляции	Да	Нет
Тип крепления труб в трубной решетке	Развальцовка	Обварка с развальцовкой
Шарниры	Правые	Левые

Схема аппарата выполняется с нанесением необходимой информации, как, например, на рис. 4.1.

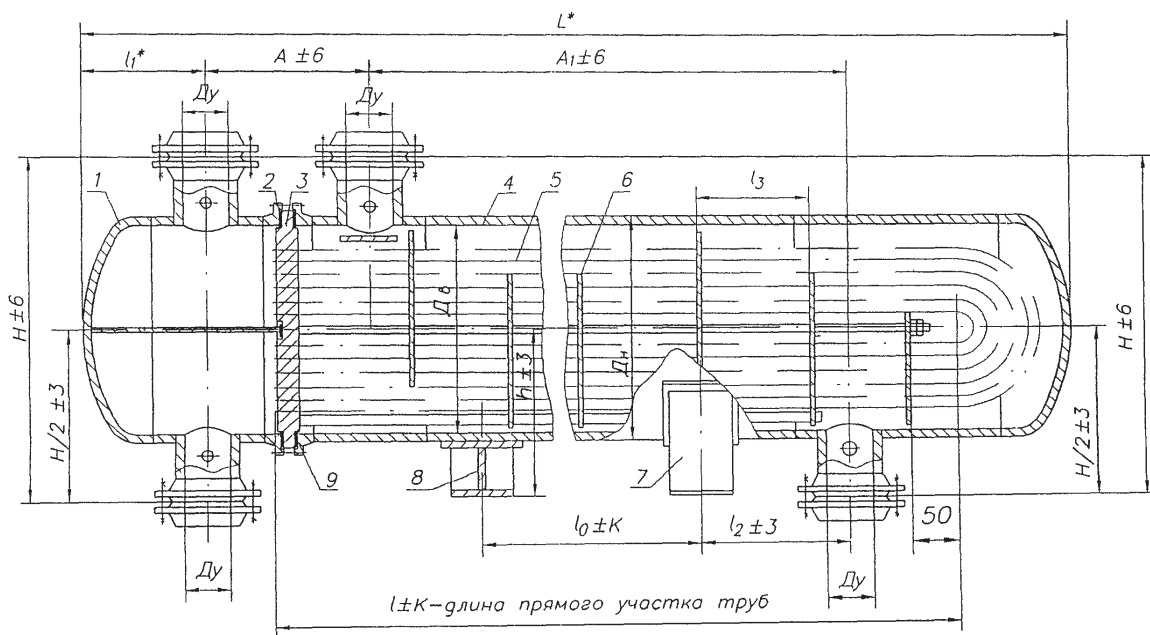


Рис. 4.1. Теплообменный аппарат типа ТУ (схема):

- 1 – камера распределительная; 2 – прокладка камеры распределительной;
- 3 – решетка трубная; 4 – кожух; 5 – труба теплообменная;
- 6 – перегородка; 7 – опора подвижная; 8 – опора неподвижная;
- 9 – прокладка кожуха

Схема аппарата и привязка по штуцерам дается в случае отличий от требований ТУ 3612-023-00220302-01 «Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой и кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним».

Таблица 4.6

Штуцеры

Номер штуцера по схеме	Назначение	Условный диаметр, мм	Условное давление, кгс/см ²

При оформлении заказа на изготовление аппарата по техническим условиям предприятия-изготовителя заказ оформляется в виде опросного листа. Требуется указать меньшее количество данных по сравнению с «Бланком заказа» для теплообменников, выполняемых по техническим условиям ВНИИнефтемаша.

Бланк для заказа теплообменного аппарата
по ТУ 3612-005-00220302-98

1. Условное обозначение аппарата _____
2. Расчетные и рабочие условия,
параметры среды _____ в трубах _____ в кожухе
- 2.1. Давление, МПа
 $P_{расч}$ _____ $P_{раб}$ _____
- 2.2. Температура рабочая, °С
на входе _____
на выходе _____
- 2.3. Температура стенок кожуха и труб, °С
(заполняется только для аппаратов типа ИНТ, ИКТ) _____
- 2.4. Температура расчетная, °С _____
- 2.5. Минимально допустимая (отрицательная) температура
стенки аппарата, находящегося под давлением, °С _____
- 2.6. Средняя температура воздуха наиболее холодной пятидневки
района установки аппарата, °С _____
- 2.7. Температура кипения рабочей среды при давлении 0,07 МПа, °С _____
- 2.8. Наименование рабочей среды и процентный состав _____
- 2.9. Физическое состояние среды (газ, жидкость) _____
- 2.10. Характеристика рабочей среды:
 - вредность по ГОСТ 12.1.007 (с указанием класса опасности) _____
 - воспламеняемость по ГОСТ 12.1.004 («да», «нет») _____
 - взрывоопасность по ГОСТ 12.1.011 (с указанием категории
и группы смеси) _____
3. Необходимость установки деталей для крепления изоляции
«да», «нет», (ненужное зачеркнуть) _____
4. Необходимость проведения испытаний на межкристаллитную коррозию
сварных соединений «да», «нет».
Если «да», то указать метод по ГОСТ 6032-84 _____
(заполняют для аппаратов, в которых применена сталь марок
08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т)
5. Указать: шарниры «левые», «правые», «не требуются» (ненужное зачеркнуть).
(Шарнирные устройства устанавливаются на горизонтальных аппаратах типа
ИПТ диаметром кожуха 600, 800 мм на давление $P_y \leq 6,3$ МПа; диаметром
кожуха 1000, 1200 мм – на давление $P_y \leq 4,0$ МПа) _____
6. Горизонтальные теплообменные аппараты устанавливаются:
«на бетонном основании», «на металлоконструкции» (ненужное зачеркнуть)

Бланк заказа (опросный лист) подписывается руководителем
организации и является основным документом при расчете и
изготовлении аппарата.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Задание 1

При последовательном соединении двух кожухотрубчатых теплообменников (противоточная система) одноходовых по трубному пространству (рис. 5.1) рассчитать площадь теплопередающей поверхности каждого из аппаратов.

Изменение температур теплоносителей в межтрубном пространстве: вход – $t'_{\text{м}}$; выход – $t''_{\text{м}}$. Температура теплоносителя на входе в трубное пространство – $t'_{\text{т}}$. Отношение изменений температур теплоносителей – ω . Коэффициент теплопередачи – K . Количество тепла, передаваемого через стенку теплообменной поверхности, – Q . Числовые данные представлены в табл. 5.1.

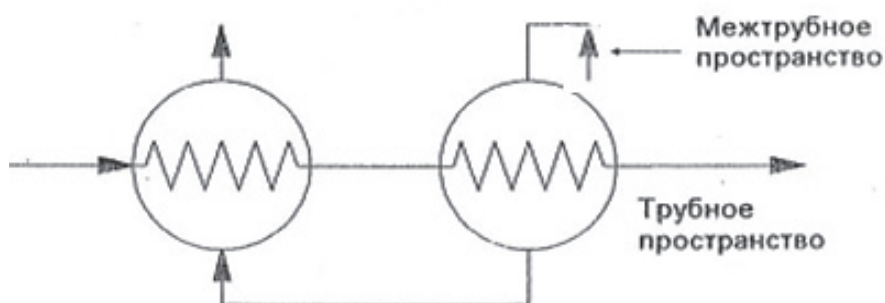


Рис. 5.1. Противоточная система с последовательным включением двух одинаковых кожухотрубчатых аппаратов

Таблица 5.1

Варианты контрольного задания 1

Вариант	$t'_{\text{м}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t''_{\text{м}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$t'_{\text{т}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	ω	$K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Q, \text{ Вт}$
1	299	292	270	1,0	100	$0,7 \cdot 10^6$
2	301	294	280	0,8	95	10^6
3	299	292	270	0,7	100	$1,1 \cdot 10^6$
4	300	292	270	1,0	95	$0,8 \cdot 10^6$
5	300	293	270	0,7	100	10^6
6	301	294	280	0,8	95	$0,7 \cdot 10^6$
7	299	292	270	1,0	100	$0,8 \cdot 10^6$
8	300	292	270	0,7	95	$1,1 \cdot 10^6$
9	299	292	270	0,8	100	10^6

Задание 2

По вариантам контрольного задания 1 (см. табл. 5.1) рассчитать площадь теплопередающей поверхности каждого из аппаратов для схемы поперечного включения двух одинаковых противоточных теплообменных аппаратов (рис. 5.2). Сравнить полученные результаты с вариантом последовательного соединения аппаратов (см. рис. 5.1).

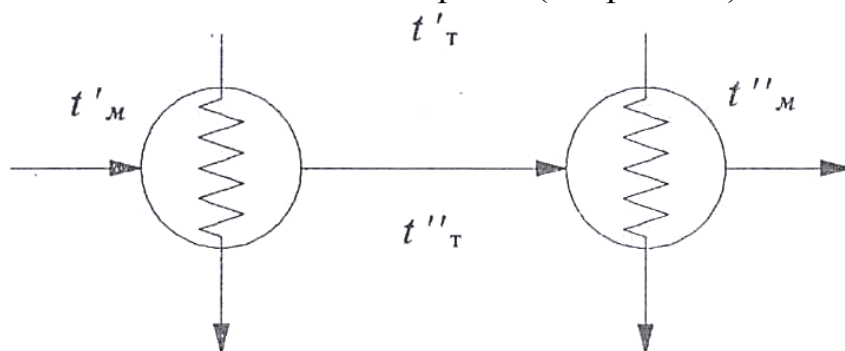


Рис. 5.2. Схема поперечного включения двух одинаковых аппаратов

Задание 3

Провести проектный расчет и определить поверхность теплообмена кожухотрубчатого холодильника одноходового по трубному пространству при охлаждении водяного конденсата оборотной водой, циркулирующей в трубном пространстве.

Изменение температур водяного конденсата в межтрубном пространстве: вход – $t'_{м}$; выход – $t''_{м}$. Температура оборотной воды на входе в трубное пространство – $t'_{т}$. Коэффициент теплопередачи – K . Количество тепла, передаваемого через стенку теплообменной поверхности, – Q . Отношение водяных эквивалентов – ω . Числовые данные представлены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Варианты контрольного задания 3

Вариант	$t'_{м}, ^\circ\text{C}$	$t''_{м}, ^\circ\text{C}$	$t'_{т}, ^\circ\text{C}$	ω	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$Q, \text{Вт}$
1	210	150	30	0,9	500	$20 \cdot 10^6$
2	220	160	25	0,8	600	$10 \cdot 10^6$
3	200	140	35	0,7	700	$15 \cdot 10^6$
4	220	150	40	0,9	600	$20 \cdot 10^6$
5	210	160	25	0,7	500	$20 \cdot 10^6$
6	210	140	30	0,8	700	$10 \cdot 10^6$
7	210	150	35	0,9	600	$15 \cdot 10^6$
8	220	160	40	0,7	700	$20 \cdot 10^6$
9	200	150	30	0,8	600	$15 \cdot 10^6$

Задание 4

Провести проектный расчет и определить поверхность теплообмена кожухотрубчатого холодильника двухходового по трубному пространству при охлаждении водяного конденсата оборотной водой. Обратная вода циркулирует в трубном пространстве. Вариант числовых данных принять по табл. 5.2.

Сравнить полученные результаты для одноходового и двухходового по трубному пространству кожухотрубчатых холодильников.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В химическом и нефтехимическом производствах находят широкое применение различные по эксплуатационным характеристикам и конструкции кожухотрубчатые теплообменные аппараты. Для потребителей появляется возможность комплектации технологического процесса высокопроизводительным и энергосберегающим оборудованием.

Для конструкторов и эксплуатационников теплообменных аппаратов актуальными вопросами являются: уточнение модели теплотехнического расчета кожухотрубчатого теплообменного аппарата для эффективного обеспечения технологического процесса, обоснованное оформление заказа на изготовление аппарата.

При последующем изучении вопросов, связанных с теплотехническим расчетом теплообменных аппаратов, необходимо использовать наработки отечественных и зарубежных фирм-изготовителей оборудования (патенты, каталоги), а также практический опыт эксплуатационников при использовании оборудования в различных технологических процессах.

Перспективным направлением является использование новых материалов при создании кожухотрубчатых теплообменных аппаратов, обладающих высокими механическими и антикоррозионными свойствами. Необходимо обеспечить точность изготовления деталей и узлов теплообменного аппарата, что повысит его надежность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванченко, В. В. Конструювання та розрахунок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів : навч. посіб. / В. В. Иванченко, О. І. Барвін, Ю. М. Штонда. – Луганськ : СНУ ім . В. Даля , 2006. – 208 с.
2. Теплообменники энергетических установок : учеб. для вузов / под ред. Ю. М. Бродова. – Екатеринбург : Изд-во «Сократ», 2002. – 968 с.
3. Тимонин, А. С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования : справочник : в 3 т. / А. С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – Т. 1-3.
4. Шишкин, Б. В. Конструирование и эксплуатация теплообменных аппаратов : учеб. пособие / Б. В. Шишкин. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КНАГТУ», 2011. – 128 с.
5. Шишкин, Б. В. Прочность и вибрация кожухотрубчатых теплообменных аппаратов : учеб. пособие / Б. В. Шишкин. – Комсомольск-на-Амуре : ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2013. – 142 с.
6. Шишкин, Б. В. Теплообменная аппаратура : учеб. пособие / Б. В. Шишкин. – Комсомольск-на-Амуре : Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т, 2001. – 94 с.
7. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые общего назначения. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе : каталог. – М. : ВНИИнефтемаш, 2003. – 70 с .
8. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые общего назначения. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой, кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним : каталог. – М. : ВНИИнефтемаш, 2001. – 89 с.
9. Головачев, В. Л. Промышленные кожухотрубчатые теплообменные аппараты : справочник-каталог / В. Л. Головачев, Г. А. Марголин, В. В. Пугач. – М. : ИНТЭК ЛТД, 1992. – 264 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

**ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ *A* И *B* ДЛЯ РАСЧЕТА
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕРИЙНЫХ
ТЕПЛООБМЕННИКОВ, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ
НА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ЗАВОДАХ-ИЗГОТОВИТЕЛЯХ**

Таблица П.1

Коэффициенты *A* и *B* для аппаратов Черновицкого
машиностроительного завода

Диаметр кожуха внутренний, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм			
			6000		9000	
			Коэффициенты			
			<i>A</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i>
Re < 1000						
800	ТП	20	2514	38,3	3596*	148*
	ТП, ХП	25	2443	79,8	3558	133
1000	ТП	20	3432	95,6 •	4648*	153*
	ТП, ХП	25	2832	81,4	3837	130
800	ТУ	20	3292	70,6	4625	118
1000	ТУ	20	3942	74,0	5291	118
Re > 1000						
800	ТП	20	224	38,3	321*	148*
	ТП, ХП	25	218	79,8	311	133
1000	ТП	20*	306	95,6	414*	153*
	ТП, ХП	25	252	81,4	342	130
800	ТУ	20	293	70,6	412 -	118
1000	ТУ	20	356	74,0	478	118
*Аппараты типа ТП длиной труб 9000 мм по ТУ 3612-023-00220302-01 не выпускаются						

Таблица П.2

Коэффициенты A и B для аппаратов Бугульминского
механического завода

Диаметр кожуха наружный, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм			
			3000		6000	
			Коэффициенты			
			A	B	A	B
$Re < 1000$						
325	ТП	20	1150	52,8	2213	125
	ТП, ХП	25	777	54,4	1490	129
426	ТП	20	1132	39,6	2061	102
	ТП, ХП	25	968	45,9	1575	105
530	ТП	20	1122	28,3	2017	120
	ТП, ХП	25	1113	41,0	1986	102
630	ТП	20	—	—	2751	99,4
	ТП, ХП	25	—	—	2256	84
325	ТУ	20	1148	51,4	2211	115
426	ТУ	20	1243	38,5	2115	100
530	ТУ	20	1764	32,1*	2590	92
630	ТУ	20	—	—	2725	79
$Re > 1000$						
325	ТП	20	102	52,8	197	125
	ТП, ХП	25	69,3	54,4	133	129
426	ТП	20	101	39,6	184	102
	ТП, ХП	25	86,3	45,9	155	105
530	ТП	20	100	28,3	180	120
	ТП, ХП	25	99,2	41,0	177	102
630	ТП	20	—	—	245	99,4
	ТП, ХП	25	—	—	201	84
325	ТУ	20	96	51,3	189	115
426	ТУ	20	98	38,5	202	100
530	ТУ	20	95	32,1	171	92
630	ТУ	20	—	—	232	79

Таблица П.3

Коэффициенты A и B для аппаратов
ПО «Салаватнефтемаш»

Диаметр кожуха внутренний, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм			
			3000		6000	
			Коэффициенты			
			A	B	A	B
$Re < 1000$						
1200	ТП	20	4295	72,6	5516	109
	ТП, ХП	25	3665	59,8	4606	89,8
1200	ТУ	20	4258	67,5	5319	101
1400	ТУ	20	4342	74,1	5411	114
$Re > 1000$						
1200	ТП	20	383	72,6	492	109
	ТП, ХП	25	327	59,8	420	89,8
1200	ТУ	20	379	67,5	474	101
1400	ТУ	20	414	74,1	528	114

Таблица П.4

Коэффициенты A и B для аппаратов Коростенского
завода «Химмаш»

Диаметр кожуха внутренний, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм					
			3000		4000		6000	
			Коэффициенты					
			A	B	A	B	A	B
$Re < 1000$								
1000	Тип Т, Х	20	2668	32,8	3168	49,3	4163	82,1
		25	2407	25,9	2608	38,9	3415	64,8
1200		20	–	–	3880	56,2	447	75,0
		25	–	–	3138	37,6	3573	50,2
$Re > 1000$								
1000	Тип Т, Х	20	241	32,8	286	49,3	376	82,1
		25	214	25,9	232	38,9	304	64,8
1200		20	–	–	346	56,2	398	75,0
		25	–	–	280	37,6	318	50,2
Примечание. Тип Т включает в себя типы ТН, ТК; тип Х включает в себя типы ХН, ХК.								

Таблица П.5

Коэффициенты A и B для аппаратов Павлоградского завода
«Химмаш»

Диаметр кожуха наружный, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм					
			1000		1500		2000	
			Коэффициенты					
			A	B	A	B	A	B
$Re < 1000$								
159	ТН, ГК	20	613	9,06	777	15,1	943	21,1
	ТН, ТК, ХК	25	332	10,74	432	17,9	531	25,1
273	ТН, ТК	20	444	6,44	556	25,7	666	19,3
	ТН, ТК, ХК	25	328	8,92	426	17,8	523	26,8
325	ТН, ГК	20	–	–	659	19,8	756	25,7
	ТН, ТК, ХК	25			588	21,8	670	29,0
426	ТН, ТК	20	–	–	–	–	1125	23,1
	ТН, ТК, ХК	25					775	19,9
$Re > 1000$								
159	ТН, ТК	20	54,6	9,06	69,2	15,1	83,9	21,1
	ТН, ТК, ХК	25	29,6	10,74	38,5	17,9	47,4	25,1
273	ТН, ТК	20	39,6	6,44	49,5	25,7	59,3	19,3
	ТН, ТК, ХК	25	29,3	8,92	38,0	17,8	46,6	26,8
325	ТН, ТК	20	–	–	58,7	19,8	67,4	82,6
	ТН, ТК, ХК	25			52,4	21,8	59,7	129
426	ТН, ТК	20	–	–	–	–	100	23,1
	ТН, ТК, ХК	25					64,2	19,9

Таблица П.6

Коэффициенты *A* и *B* для аппаратов Павлоградского
завода «Химмаш»

Диаметр кожуха наружный, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм					
			3000		4000		6000	
			Коэффициенты					
			<i>A</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>B</i>
Re < 1000								
159	ТН, ТК	20	1432	39,3	-	-	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	829	46,5				
273	ТН, ТК	20	888	32,2	-	-	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	718	44,6				
325	ТН, ТК	20	1153	44,9	1484	64,2	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	919	50,8	1163	72,6		
426	ТН, ТК	20	1443	38,5	1761	53,9	64,2	84,7
	ТН, ТК, ХК	25	932	33,1	1141	46,3	72,6	72,8
Re > 1000								
159	ТН, ТК	20	128	39,3	-	-	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	74	46,5				
273	ТН, ТК	20	79,1	32,2	-	-	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	64	44,6				
325	ТН, ТК	20	93,3	44,9	119	64,2	-	-
	ТН, ТК, ХК	25	81,6	50,8	104	72,6		
426	ТН, ТК	20	129	38,5	157	53,9	214	84,7
	ТН, ТК, ХК	25	82,8	33,1	101	46,3	139	72,8

Таблица П.7

Коэффициенты A и B для аппаратов Борисоглебского
завода «Химмаш»

Диаметр кожуха наруж- ный, мм	Тип аппа- рата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм							
			2000		3000		4000		6000	
			Коэффициенты							
			A	B	A	B	A	B	A	B
$Re < 1000$										
400	Т	20	1125	23,1	1443	38,5	1761	53,9	3298	84,7
	Т, Х	25	775	19,1	932	33,1	1141	46,3	1560	72,8
600	Т	20	1521	19,8	1983	39,5	2357	49,4	3472	88,9
	Т, Х	25	1239	15,5	1667	31,0	1880	38,8	2735	69,8
800	Т	20	1959	23,5	2292	35,3	2626	47,0	3625	82,3
	Т, Х	25	1670	17,0	1946	25,4	2223	33,9	3052	59,4
$Re > 1000$										
400	Т	20	100	23,1	129	38,5	157	53,9	214	84,7
	Т, Х	25	64,2	19,1	82,8	33,1	101	46,3	139	72,8
600	Т	20	135	19,8	185	39,5	210	49,4	309	88,9
	Т, Х	25	110	15,5	149	31,0	168	38,8	244	69,8
800	Т	20	175	23,5	204	35,3	234	47,0	323	82,3
	Т, Х	25	149	17,0	173	25,4	198	33,9	272	59,4
Примечание. Тип Т включает в себя типы ТН, ТК; тип Х включает в себя типы ХН, ХК.										

Таблица П.8

Коэффициенты A и B для аппаратов Чирчикского
завода «Узбекхиммаш»

Диаметр кожуха наружный, мм	Тип аппарата	Диаметр труб, мм	Длина прямого участка труб, мм							
			2000		3000		4000		6000	
			Коэффициенты							
			A	B	A	B	A	B	A	B
$Re < 1000$										
800	Тип Т, Х	20	1976	27,6	2314	39,3	2639	49,0	3639	86,3
		25	1686	23,0	1961	29,4	2236	36,9	3052	62,4
1000		20	–	–	2605	32,6	3168	49,3	4163	82,1
		25	–	–	2154	26,4	2608	38,9	3415	64,8
1200		20	–	–	–	–	3880	56,2	4472	75,0
		25	–	–	–	–	3138	37,6	3573	50,2
$Re > 1000$										
800	Тип Т, Х	20	181	27,6	211	39,3	238	49,0	331	86,3
		25	159	23,0	181	29,4	204	36,9	279	62,4
1000		20	–	–	238	32,6	286	49,3	376	82,1
		25	–	–	198	26,4	232	38,9	304	64,8
1200		20	–	–	–	–	346	56,2	398	75,0
		25	–	–	–	–	280	37,6	318	50,2
Примечание. Тип Т включает в себя типы ТН, ТК; тип Х включает в себя типы ХН, ХК										

Учебное издание

Шишкин Борис Васильевич

**ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ОФОРМЛЕНИЕ
ЗАКАЗА НА ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ**

Учебное пособие

Научный редактор – кандидат технических наук, доцент А. В. Ступин

Редактор Е. О. Колесникова

Подписано в печать 15.10.2014.

Формат 60 × 84 1/16. Бумага 65 г/м². Ризограф RISO EZ570E.

Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 3,22. Тираж 50 экз. Заказ 26498.

Редакционно-издательский отдел
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»
681013, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.

Полиграфическая лаборатория
Федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет»
681013, Комсомольск-на-Амуре, пр. Ленина, 27.