

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
Введение в дисциплину	6
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.....	9
1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата	9
1.2. Определение расходов и температур теплоносителей.....	10
1.3. Расчет температурного режима теплообменника	11
1.4. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей	14
1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления.....	15
1.6. Расчет коэффициентов теплоотдачи и коэффициента теплопередачи. Приближенный расчет	20
1.7. Уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи. Окончательный выбор теплообменного аппарата	37
1.8. Обозначение теплообменных аппаратов	39
1.8.1. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты	39
1.8.2. Теплообменники типа «труба в трубе»	47
1.8.3. Пластичные теплообменные аппараты	51
1.8.4. Другие виды теплообменных аппаратов.....	59
1.8.5. Конденсаторы смешения	62
1.9. Расчет толщины слоя изоляции аппарата.....	67
2. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ.....	70
2.1. Выбор конструкционных материалов для изготовления аппарата.....	71
2.2. Выбор трубных решеток, способов размещения и крепления в них теплообменных труб и трубных решеток к кожуху	76
2.3. Выбор конструкторской схемы поперечных перегородок и расстояния между ними. Противоударная защита	86
2.4. Выбор распределительных камер, крышек и днищ аппарата.....	89
2.5. Расчет диаметров штуцеров, выбор фланцев, прокладок и крепежных элементов.....	92
2.6. Проверка необходимости установки компенсирующего устройства. Выбор его конструкции	97
2.7. Опоры аппаратов и устройства для строповки	101
2.8. Трубопроводы, заборные устройства и КИП.....	108
3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	109

3.1. Коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений	111
3.2. Зависимости для расчета гидравлического сопротивления при поперечном обтекании пучка труб и в каналах пластинчатых теплообменников	116
3.3. Расчет сопротивлений трубопровода и включенных в него аппаратов	120
3.3.1. Разбивка трубопровода насосной установки на участки: всасывающая линия, участок напорного трубопровода от насоса до теплообменника, теплообменник, участок напорного трубопровода от теплообменника до конечной точки	120
3.3.2. Определение геометрических характеристик участков трубопровода, скоростей и режимов движения в них теплоносителя	121
3.3.3. Расчет сопротивлений трубопроводов и аппаратов, включенных в них	122
3.4. Определение требуемого напора насоса	122
3.5. Выбор типа и марки насоса	123
3.6. Построение характеристик насоса и трубопровода. Определение рабочей точки насоса	123
4. ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	125
4.1. Объем и содержание пояснительной записки	125
4.2. Объем и содержание графической части проекта	130
4.3. Обозначение документов курсового проекта	134
5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЕКТОВ	135
5.1. Расчет кожухотрубчатого конденсатора перегретых паров	135
5.2. Расчет двухсекционного пластинчатого охладителя	198
5.3. Расчет и проектирование барометрического конденсатора	238
5.4. Расчет комбинированного конденсатора-холодильника	269
5.5. Расчет теплообменного аппарата типа «труба в трубе»	310
Заключение	352
Библиографический список	353
ПРИЛОЖЕНИЯ	357

Предисловие

Учебное пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения II–V курсов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям и специальностям подготовки групп 15.00.00 «Машиностроение», 18.00.00 «Химические технологии», 19.00.00 «Промышленная экология и биотехнологии», 20.00.00 «Техносферная безопасность и природообустройство».

Оно способствует закреплению теоретических знаний раздела «Тепловые процессы» дисциплин группы «Процессы и аппараты», и получению практических навыков выполнения теплового, конструкторского и гидравлического расчетов наиболее распространенных теплообменных аппаратов, знаний по анализу влияния гидродинамических условий эксплуатации теплообменных аппаратов на интенсивность протекающих в них процессов и на необходимые для этого энергозатраты.

Учебное пособие состоит из 5 глав: тепловой расчет; конструкторский расчет; гидравлический расчет; правила выполнения курсового проекта; примеры выполнения проектов и приложения.

Введение в дисциплину

Процессы тепловой обработки являются неотъемлемой и важнейшей частью большинства технологических процессов в различных отраслях промышленности. Задачи тепловой обработки разнообразны и в зависимости от целей достигаются с помощью следующих тепловых процессов: нагревания и охлаждения однофазных и многофазных сред (однородных жидкостей, растворов, суспензий, эмульсий, бинарных и многокомпонентных смесей); конденсации паров однородных жидкостей (воды, аммиака, фреона) и их смесей (водоспиртовых паров); кипения жидкостей (воды, высококонцентрированных растворов и сложных неоднородных систем) и др.

Теплообмен между горячими и холодными средами (теплоносителями) часто происходит при следующих сочетаниях тепловых процессов: нагревание холодной среды за счет охлаждения горячей; нагревание среды за счет теплоты конденсации греющего пара; кипение жидкости за счет охлаждения горячей среды; кипение жидкости за счет теплоты конденсации греющего пара.

Классификация теплообменных аппаратов. Теплообменные аппараты имеют разнообразное конструктивное оформление, которое зависит от характера и условий протекающих в них процессов. В связи с разнообразием требований в промышленности используются теплообменные аппараты различных типов, которые классифицируются по:

- *назначению*: для проведения теплопередачи без изменения агрегатного состояния рабочей среды (нагреватели, охладители), проведения теплопередачи с изменением агрегатного состояния рабочих сред (испарители, кипятильники, конденсаторы), одновременного проведения технологического процесса и теплопередачи (реакторы, абсорберы и др.);

- *роду рабочих сред*: паро-жидкостные, жидкостно-жидкостные, газо-жидкостные, газо-газовые;

- *взаимному направлению движения рабочих сред*: прямоточные, в которых обе среды движутся в одном направлении; противоточные – обе среды движутся в противоположных направлениях; перекрестного тока – обе рабочие среды движутся

во взаимно перпендикулярных направлениях; смешанного тока, в которых направления потоков рабочих сред возможны в различных сочетаниях (прямоток и противоток);

– *характеру температурного режима в теплообменных аппаратах*: аппараты с установившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена с течением времени не изменяется (теплообменники непрерывного действия); аппараты с неустановившимся тепловым режимом, в которых температура рабочей среды на данном участке поверхности теплообмена изменяется с течением времени (теплообменники периодического действия);

– *конструктивному признаку*: типа «труба в трубе», кожухотрубчатые, ламельные, пластинчатые, змеевиковые, спиральные, пластинчато-ребристые, оросительные, специальные (аппараты с рубашками, ребристые аппараты), комбинированные и др.

– *принципу действия*: рекуперативные (в них теплоносители разделены стенкой и теплота передается от одного теплоносителя к другому через эту стенку), регенеративные (в них рабочая поверхность попеременно омывается различными теплоносителями: при омывании одним из теплоносителей она нагревается за счет его теплоты; при омывании ее другим теплоносителем она охлаждается, передавая теплоту последнему) и смешительные, в которых передача теплоты происходит при непосредственном соприкосновении и смешении теплоносителей.

Основной задачей расчета поверхностных теплообменных аппаратов является определение величины и конфигурации разделяющей поверхности – площади поверхности, геометрических размеров ее элементов и энергозатрат на осуществление прокачки теплоносителей через аппарат.

Тепловые расчеты производят совместно с гидравлическими и конструктивными, и на основе всех этих расчетов подбирают наиболее подходящие конструкции теплообменных аппаратов.

В учебном пособии представлена структура и примеры комплексного расчета рекуперативных теплообменных аппаратов, включающие как выбор конструкции и элементов аппарата, так и насоса для транспортировки рабочей среды через него.

Авторский коллектив искренне благодарит профессоров Д. С. Дворецкого и Т. А. Овсянникову и доцента Х. Р. Сиюхова за труд, связанный с рецензированием учебного пособия.

Авторы заранее признательны всем читателям за критические замечания, которые будут учтены при переработке книги в дальнейшем. Все замечания просим направлять по адресу: 394036, г. Воронеж, проспект Революции, 19, ВГУИТ.

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Цель теплового расчета – определение необходимой площади теплопередающей поверхности, соответствующей при заданных температурах оптимальным гидродинамическим условиям процесса, и выбор стандартизированного теплообменника. Из основного уравнения теплопередачи находим площадь теплопередающей поверхности

$$F = Q / (K \Delta t_{\text{ср}}), \quad (1.1)$$

где F – площадь теплопередающей поверхности, м^2 ; Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт ; K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор, К или $^{\circ}\text{C}$.

1.1. Определение тепловой нагрузки аппарата

Для обогрева теплообменных аппаратов в качестве горячих теплоносителей в промышленности используют водяной пар, пары органических веществ (спиртов) и жидкие теплоносители (рассолы, органические вещества, масла, воду и т. п.). Обычно нагревают жидкие и газообразные теплоносители (различные продукты и полуфабрикаты, воду, воздух и т. п.). В некоторых процессах теплоноситель переходит в твердое состояние (вымораживание, кристаллизация) или обратно превращается в жидкое или газообразное (плавление, сублимация).

Температуру горячего теплоносителя обозначают буквой T , холодного – t . Индекс «н» соответствует температуре, расходу или другой величине, характеризующей теплоноситель на входе в аппарат, индекс «к» – на выходе из аппарата. Рассмотрим случай обогрева аппарата перегретым паром с последующим охлаждением его до температуры насыщения $T_{\text{нас}}$, конденсацией и охлаждением конденсата до некоторой конечной температуры $T_{\text{к}}$.

Тепловые нагрузки по зонам:

$$Q_1 = D(I_{\text{п}} - I_{\text{н}}), \quad (1.2)$$

$$Q_2 = D(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}) = D r, \quad (1.3)$$

$$Q_3 = D c_{\text{к}} (T_{\text{нас}} - T_{\text{к}}), \quad (1.4)$$

где D – массовый расход пара, кг/с; $I_{\text{п}}$, $I_{\text{н}}$, $I_{\text{к}}$ – удельная энтальпия соответственно перегретого пара, насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; r – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг; $c_{\text{к}}$ – средняя удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К).

Общая тепловая нагрузка аппарата в этом случае определяется как сумма тепловых нагрузок в каждой зоне (рис. 1.1).

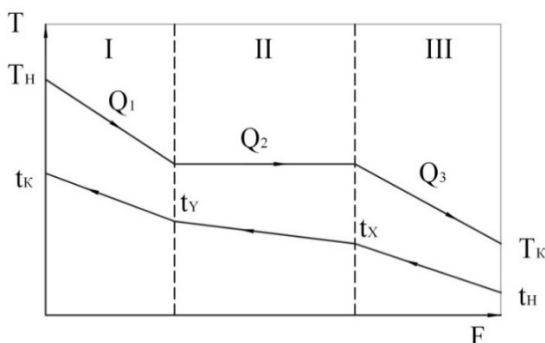


Рис. 1.1. Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности:
I – зона охлаждения пара; II – зона конденсации; III – зона охлаждения конденсата.

При эксплуатации теплообменных аппаратов в различных отраслях промышленности для их обогрева может быть использована теплота первой и второй, второй и третьей или отдельно каждой из зон аппарата. Необходимо, однако, помнить, что применение второй зоны (конденсация пара) обеспечивает максимальное получение теплоты. Например, 1 кг пара при давлении 0,2 МПа, конденсируясь, выделяет 2206,6 кДж теплоты, температура образовавшегося конденсата при этом равна температуре пара. Далее, охлаждаясь на 1 К, 1 кг конденсата выделяет 4,23 кДж теплоты, т. е. в 500 с лишним раз меньше. При охлаждении перегретого пара теплоты выделяется еще меньше.

1.2. Определение расходов и температур теплоносителей

Неизвестные расходы или температуры теплоносителей, а также потери теплоты в окружающую среду определяют из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{гор}} = Q_{\text{хол}} + Q_{\text{пот}}. \quad (1.5)$$

На рисунке 1.1 показан характер изменения температур теплоносителей [23] при нагревании холодного теплоносителя от температуры t_n до t_k теплотой, выделяющейся при охлаждении перегретого пара, его конденсации и охлаждении конденсата. В общем случае температура теплоносителей в теплообменных аппаратах изменяется нелинейно, поэтому прямолинейное изменение температуры на рисунке 1.1 показано условно – для простоты изображения.

Общая тепловая нагрузка:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (1.6)$$

$$Q = G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_k - t_n) \chi,$$

где $G_{\text{хол}}$ и $c_{\text{хол}}$ – массовый расход и средняя удельная теплоемкость холодного теплоносителя соответственно, кг/с и Дж/(кг·К); $\chi = 1,03 \dots 1,05$ – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Для определения температур холодного теплоносителя при переходе его из одной зоны в другую (t_x , t_y) составляют уравнения теплового баланса по зонам:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_k - t_y); \\ Q_2 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_y - t_x); \\ Q_3 &= G_{\text{хол}} c_{\text{хол}} (t_x - t_n). \end{aligned} \quad (1.7)$$

1.3. Расчет температурного режима теплообменника

Цель расчета – определение средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$ и средних температур теплоносителей $t_{\text{ср1}}$ и $t_{\text{ср2}}$. Для этого необходимо установить характер изменения температур теплоносителей и выбрать схему их движения с учетом обеспечения наибольшей средней разности температур, наилучшего использования теплоты рабочих сред и создания наиболее благоприятных условий теплопередачи. Для аппаратов с поверхностью теплообмена, образованной пучками труб, необходимо знать, какой поток пропускать по трубам, а какой – в межтрубном пространстве.

В общем случае в межтрубное пространство следует направлять более вязкий теплоноситель, считая вязкость при фактической рабочей температуре в аппарате. Если среда может вызвать интенсивную коррозию поверхности теплообмена, ее надо пропускать через трубное пространство несмотря на повышенную вязкость. Поток, имеющий повышенное рабочее давление, целесообразно также направлять через трубное пространство из соображений прочности и экономичности конструкции, поскольку в этом случае удовлетворяется общее правило конструирования: нагружать более высоким давлением детали меньшего размера.

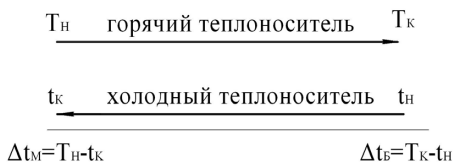


Рис. 1.2. Схема движения теплоносителей

Среды, дающие загрязнение поверхности нагрева (осаждение взвешенных частиц из охлаждающей воды, коррозионные отложения, полимерные отложения из углеводородных теплоносителей и т. п.), следует пропускать в трубное пространство, которое легче подвергается периодической чистке.

Для определения среднего температурного напора Δt_{cp} в случае противотока рекомендуется следующая схема расчета (рис. 1.2).

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (1.8)$$

$$\text{Если } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (1.9)$$

При расчете средней разности для сложных схем движения теплоносителей (смешанная схема, перекрестный и многократный перекрестный ток):

1) определяют средний температурный напор по формуле (1.8) или (1.9) для противотока;

2) вычисляют вспомогательные величины P и R :

$$P = \frac{t_k - t_n}{T_n - t_n} = \frac{\text{нагрев холодного теплоносителя}}{\text{разность начальных температур теплоносителей}}, \quad (1.10)$$

$$R = \frac{T_{\text{н}} - T_{\text{к}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{н}}} = \frac{\text{охлаждение горячего теплоносителя}}{\text{нагрев холодного теплоносителя}}. \quad (1.11)$$

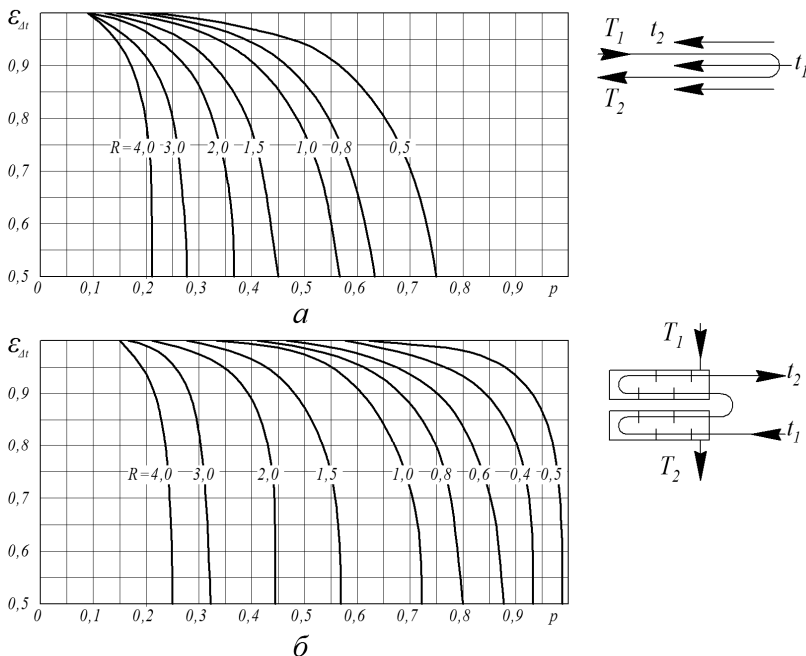


Рис. 1.3. Поправочные коэффициенты $\varepsilon_{\Delta t}$ для смешанного тока в многотрубчатых теплообменниках: *а* – с одним ходом в межтрубном пространстве с двумя, четырьмя, шестью и более ходами в трубном пространстве; *б* – с двумя ходами в межтрубном пространстве с поперечными перегородками и четырьмя ходами в трубном пространстве.

Из формул (1.10) и (1.11) следует, что всегда $P < 1$. Величина R может быть больше и меньше единицы. По значениям P и R из соответствующего вспомогательного графика [20, 29, 32] берется поправка $\varepsilon_{\Delta t_{\text{ср}}} = f(P, R)$ (рис. 1.3).

Температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср.прот}} \varepsilon_{\Delta t_{\text{ср}}}. \quad (1.12)$$

Для теплоносителя, температура которого изменяется в теплообменнике на меньшее число градусов, среднюю температуру определяют как среднее арифметическое между начальной и конечной:

$$t_{\text{ср1}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2} \text{ или } t_{\text{ср1}} = \frac{T_{\text{н}} + T_{\text{к}}}{2}. \quad (1.13)$$

Для второго теплоносителя средняя температура:

$$t_{\text{ср2}} = t_{\text{ср1}} \pm \Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.14)$$

Если в аппарате несколько зон (охлаждение пара, конденсация, охлаждение конденсата), то температурный режим рассчитывают для каждой зоны.

При ориентировочном расчете с целью выбора конструкции аппарата обычно ошибочно принимают противоточную схему движения теплоносителей, обеспечивающую максимальный температурный напор и соответствующую только одноходовому аппарату. Если же выбран многоходовой аппарат, то необходимо пересчитать температурный режим для схемы смешанного тока.

1.4. Выбор теплофизических характеристик теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей определяют при их средних температурах из справочных и учебных пособий и заносят в таблицу 1.1.

В некоторых случаях определяющей является не средняя температура, а, например, температура пленки конденсата, температура стенки.

Для определения теплофизических характеристик теплоносителей рекомендуется пользоваться литературой из библиографического списка. Некоторые теплофизические свойства продуктов, полуфабрикатов, материалов, дымовых газов, органических теплоносителей, минеральных масел и хладонов представлены в приложениях А–М [20, 28, 29, 32].

Таблица 1.1

Теплофизические свойства теплоносителей

Пространство и процесс	Физические величины	Обозначения*	Числовые значения	Ссылка на источник
Трубное пространство, охлаждение (нагревание) теплоносителя	Средняя температура теплоносителя, °С	$t_{ср1}$		
	Плотность, кг/м ³	ρ_1		
	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	$c_{ср1}$		
	Теплопроводность, Вт/(м·К)	λ_1		
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_1		
	Коэффициент объемного расширения, К ⁻¹	β_1		
	Число Прандтля	Pr_1		
Межтрубное пространство, нагревание (охлаждение) теплоносителя	Средняя температура теплоносителя, °С	$t_{ср2}$		
	Плотность, кг/м ³	ρ_2		
	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	$c_{ср2}$		
	Теплопроводность, Вт/(м·К)	λ_2		
	Кинематическая вязкость, м ² /с	ν_2		
	Коэффициент объемного расширения, К ⁻¹	β_2		
	Число Прандтля	Pr_2		

* – индекс 1 придается горячему теплоносителю, 2 – холодному.

1.5. Ориентировочный расчет площади поверхности аппарата. Выбор конструкции аппарата и материалов для его изготовления

Для ориентировочного расчета площади поверхности аппарата коэффициент теплопередачи рекомендуется принимать по таблице 1.2.

Ориентировочную площадь поверхности аппарата рассчитывают по формуле (1.1), произведение числа труб в аппарате на

их диаметр nd (в м) – из выражений $Re = \frac{\vartheta d \rho}{\mu}$ и

$$\vartheta = \frac{G}{0,785 d^2 n \rho},$$

$$nd = G / (0,785 Re \mu), \quad (1.15)$$

где n – количество труб в аппарате, шт.; d – внутренний диаметр труб в аппарате, м; G – массовый расход теплоносителя, кг/с; μ – динамическая вязкость, Па·с; Re – число Рейнольдса.

Таблица 1.2

**Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи
 K , Вт/(м²·К) [28,29,32]**

Вид теплообмена	Движение	
	вынужденное	свободное
От газа к газу	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От воды к воде	800–1200	140–340
От жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120–270	30–60
От конденсирующегося водяного пара к газу	10–60	6–12
От конденсирующегося пара к воде	800–2500	300–200
От конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям (маслам)	120–340	60–170
От конденсирующегося пара органических веществ к воде	300–800	230–460
От конденсирующегося водяного пара к кипящему маслу	–	500–600

Для получения высокой интенсивности теплообмена необходим турбулентный режим ($Re > 10^4$). Задаваясь числом Рейнольдса, рассчитывают nd и путем анализа этой величины выбирают конструкцию аппарата.

Пример 1. Пусть в результате расчета по (1.15) $nd = 0,112$ м. Так как нормализованные кожухотрубчатые теплообменники имеют трубы размером 25×2 и 38×2 мм, необходимое для них число труб $n_1 = 0,112 : 0,021 = 5$ шт. или $n_2 = 0,112 : 0,034 = 3$ шт., что в обоих случаях значительно меньше минимальных значений ($n_{\min} = 13$). Следовательно, процесс может быть осуществлен при турбулентном режиме и заданных температурных условиях только в аппарате другой конструкции, например типа «труба в трубе».

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru