

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
**«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

**В.М. Беляев, В.М. Миронов**

## **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОТРАСЛИ**

*Рекомендовано в качестве учебного пособия  
Редакционно-издательским советом  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2009

УДК 66.02.001.66(075.8)

ББК 35.11я73

Б447

**Беляев В.М.**

Б447

Расчет и конструирование основного оборудования отрасли: учебное пособие / В.М. Беляев, В.М. Миронов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 288 с.

Учебное пособие содержит научные основы конструирования и выполнения технологического, конструктивного и механического расчетов элементов аппаратов с механическими мешалками, кожухотрубчатых теплообменников и ректификационных колон, обеспечено электронными каталогами конструкций, справочными материалами и программами с примерами расчета, которые хранятся на сервере ХТФ ТПУ с внутренним доступом.

Пособие подготовлено на кафедре общей химической технологии и предназначено для студентов, обучающихся по специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств» ИДО, а также может быть использовано студентами других специальностей при выполнении курсовых, дипломных работ и проектов.

УДК 66.02.001.66(075.8)

ББК 35.11я73

*Рецензенты*

Заведующий кафедрой машин и аппаратов  
химических производств СГТИ, профессор,  
*В.П. Пищулин*

Доктор технических наук, профессор  
кафедры безопасности жизнедеятельности ТПУ  
*Ю.М. Федорчук*

© Беляев В.М., Миронов В.М., 2009

© Томский политехнический университет, 2009

# **Раздел I**

## **АППАРАТЫ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ**

### **ВВЕДЕНИЕ**

Аппараты с перемешивающими устройствами являются наиболее распространенным видом оборудования, используемого в химической технологии для проведения различных физических и химических процессов. Выбор аппаратов с перемешивающими устройствами и конструктивные особенности аппаратов определяются характеристикой процесса, свойствами перемешиваемой среды, производительностью технологической линии, температурными параметрами процесса и давлением, при котором процесс осуществляется.

Вертикальные цилиндрические аппараты являются наиболее распространенным видом аппаратов, применяемых в химическом машиностроении. Они стандартизованы и выпускаются серийно.

ГОСТ 20680–75 предусматривает десять типов исполнения вертикальных аппаратов с перемешивающими устройствами, отличающихся формой крышек (днищ) и конструкциями мешалок.

Наибольшее значение в работе аппарата имеет тип и конструкция перемешивающего устройства, работа которого заключается в превращении упорядоченной механической энергии вращающихся элементов в неупорядоченную тепловую энергию за счет сил сопротивления, создаваемых перемешиваемой средой и корпусом аппарата. Мешалки являются одним из основных элементов аппарата для перемешивания жидких сред. Они предназначены для передачи механической энергии от динамических элементов аппарата к перемешиваемой среде.

ГОСТ 20680–75 регламентирует 12 типов мешалок. В отраслевых стандартах химического машиностроения количество типов мешалок и их типоразмеры несколько сокращены. Например, в отраслевом стандарте ОСТ 26-01-1245–75 отсутствует винтовая, а в ОСТ 26-01-806–73 – якорные мешалки (см. табл. 2.1, 2.2). Все применяемые мешалки условно могут быть разделены на быстроходные и тихоходные. Быстроходные мешалки используются для перемешивания жидких сред преимущественно при турбулентном и переходном режиме движения жидкости, а тихоходные – при ламинарном режиме движения жидкости.

Аппараты с мешалками широко применяются в химической, фармацевтической и пищевой промышленности. В таких аппаратах прово-

дят не только гомогенные химические реакции, но и растворение твердых веществ, выщелачивание и экстрагирование. Поэтому расчет и конструирование такого рода аппаратов являются достаточно важной задачей, которую предстоит решать технологам и механикам различных производств.

Расчет и конструирование аппарата с механической мешалкой включают технологический расчет корпуса реактора, заканчивающийся определением его объема, конструктивный расчет устройств для перемешивания и теплообмена и механический расчет вала мешалки на виброустойчивость, жесткость и прочность.

## **1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ С МЕХАНИЧЕСКИМИ МЕШАЛКАМИ**

В конструктивный расчет вообще входит определение основных размеров аппарата на основании материального и теплового расчета и материального баланса по какому-то компоненту реакции. Размер аппарата зависит от гидродинамического режима в нем и от режима его работы.

### **1.1. Режимы работы аппаратов с мешалкой**

Чаще всего расчет рабочего объема аппарата с мешалкой проводится при условии идеального перемешивания среды в аппарате. Режим идеального смешения предполагает, что в любой точке объема устройства все параметры процесса (температура, давление, концентрация реагентов) будут одинаковы, т. е. выполняется условие

$$\frac{dy}{dx} = 0,$$

где  $y$  – параметр процесса;

$x$  – координата пространства в аппарате.

Кроме того, по режиму работы аппараты с мешалкой могут быть непрерывно или периодически действующими. Это меняет расчетные соотношения при определении объема аппарата. Для непрерывно действующих аппаратов вводится дополнительное условие: концентрации реагентов в объеме реактора и на его выходе должны быть одинаковы. В этом случае время пребывания отдельных частиц среды лежит в пределах от нуля до бесконечности.

### **1.2. Материальный расчет**

В расчетах процессов химической технологии обычно используется система координат Эйлера, т. е. система координат, фиксированная от-

носителем некоторого неподвижного объема пространства, через который протекает материальная среда. Такой объем (или поверхность) называют *контрольным*.

Выделим на контрольной поверхности  $S$  элементарную площадку  $dS$  и восстановим к ней нормаль  $n$  (рис. 1.1). Тогда интегральное уравнение баланса массы (при отсутствии процессов диффузионного переноса) будет иметь вид

$$\iint_S u \rho \cos \alpha dS + \frac{d}{d\tau} \iiint_V \rho dV = 0,$$

где  $\rho$  – плотность;

$\tau$  – время;

$V$  – объем;

$\alpha$  – угол между вектором скорости и нормалью к контрольной поверхности  $S$ .

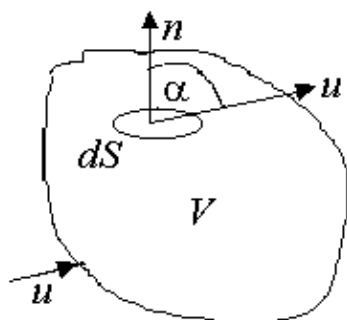


Рис. 1.1. Контрольная поверхность

Первый интеграл в уравнении характеризует расход вещества через контрольную поверхность, а второй – скорость накопления вещества в контрольном объеме.

Для химических аппаратов можно полагать, что вектор скорости потока перпендикулярен контрольной поверхности в точках входа и выхода и параллелен ей в остальных точках, поэтому это уравнение можно проинтегрировать:

$$\rho_2 \bar{u}_2 S_2 - \rho_1 \bar{u}_1 S_1 + \frac{dM}{d\tau} = 0.$$

Два первых слагаемых в уравнении есть разность потоков на выходе и входе в аппарат, а третье – скорость накопления вещества в аппарате. Средняя скорость потока  $\bar{u}$  определяется выражением (по теореме о среднем)

$$\bar{u} = \frac{1}{S} \iint_S u dS.$$

Если определить массовый расход как  $G = \rho \bar{u} S$ , то предпоследнее уравнение примет вид

$$\Delta G + \frac{dM}{d\tau} = 0.$$

Для стационарного процесса

$$\frac{dM}{d\tau} = 0; \quad \Delta G = 0; \quad G_1 = G_2.$$

Все эти уравнения являются балансом массы по всему веществу, проходящему через контрольный объем. Уравнение баланса массы по компоненту в такой же форме можно записать так:

$$\Delta G_i + R_i + \frac{dM_i}{d\tau} = 0,$$

где  $R_i$  – скорость образования или расходования компонента  $i$  за счет химической реакции.

Последнее уравнение получено в предположении отсутствия диффузионных потоков. Его можно записать для каждого компонента системы. В сумме они дадут уравнение баланса массы по всему веществу, т. к.  $\sum R_i = 0$ .

Таким образом, для  $n$ -компонентной системы можно составить  $n$  уравнений, причем одно – уравнение общего баланса массы и  $(n - 1)$  – уравнений балансов массы по компонентам смеси.

При отсутствии химических реакций уравнение общего баланса массы можно записать в мольных расходах:

$$\Delta W + \frac{dN}{d\tau} = 0.$$

При наличии химического взаимодействия уравнение в мольных расходах по компоненту примет вид

$$\Delta W_i + r_i + \frac{dN_i}{d\tau} = 0,$$

где  $N_i$  – число молей компонента.

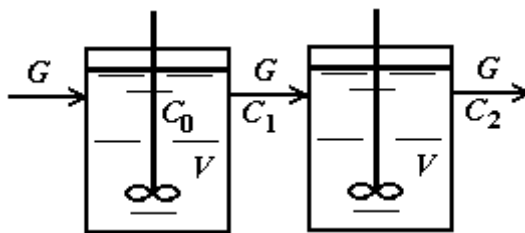
Суммирование последнего уравнения по всем компонентам дает

$$\Delta W_i + \sum r_i + \frac{dN}{d\tau} = 0.$$

В общем случае сумма скоростей превращения компонентов ( $\sum r_i$ ) не всегда равна нулю, т. к. число молей в процессе реакции может изменяться.

**ПРИМЕР 1.1.** Два сосуда емкостью по  $2 \text{ м}^3$  оборудованы мешалками и заполнены раствором концентрации  $C_0 = 20 \%$ . В определенный момент времени начинают подавать воду в первый сосуд с расходом  $G = 3 \text{ кг/с}$ , а раствор, вытекающий из него – подавать во второй сосуд. Найти закон изменения концентрации во времени во втором сосуде.

РЕШЕНИЕ. Обозначим потоки и концентрации согласно схеме



При указанных обозначениях

$$G = 3 \text{ кг/с}; \quad V = 2 \text{ м}^3; \quad C_0 = 20 \text{ \%}; \quad \rho = 1000 \text{ кг/м}^3.$$

Составим баланс по растворенному веществу для первой емкости:

$$0 \cdot G - C_1 \cdot G - \frac{d(MC_1)}{dt} = 0;$$

$$3C_1 + C_1 \frac{dM}{dt} + M \frac{dC_1}{dt} = 0.$$

Составим баланс по всему веществу:

$$G - G - \frac{dM}{dt} = 0; \quad \frac{dM}{dt} = 0; \quad M = \text{const} = V \cdot \rho = 2000 \text{ кг}.$$

Тогда

$$C_1 + 2000 \frac{dC_1}{dt} = 0; \quad dt = \frac{2000}{3} \cdot \frac{dC_1}{C_1};$$

$$\int_0^t dt = -\frac{2000}{3} \int_{20}^{C_1} \frac{dC_1}{C_1}; \quad t = -\frac{2000}{3} \ln \frac{C_1}{20}; \quad C_1 = -20 \exp\left(-\frac{3}{2000}t\right).$$

Рассчитаем аналогичные зависимости для второго сосуда:

$$C_1 G - C_2 G - \frac{d(MC_2)}{dt} = 0;$$

$$60 \exp\left(-\frac{3}{2000}t\right) - 3C_2 - 2000 \frac{dC_2}{dt} = 0;$$

$$\frac{dC_2}{dt} = \frac{6}{200} \exp\left(-\frac{3}{2000}t\right) - \frac{3}{2000}C_2.$$

Получено уравнение вида

$$y' + p(x)y = q(x).$$

Его решение:

$$y = uv; \quad u = \exp\left(-\int p dx\right);$$

$$v = \int q(x) \exp\left(-\int p dx\right).$$

Тогда решение полученного уравнения будет

$$C_2 = 20 \left(1 + \frac{3}{2000}t\right) \exp\left(-\frac{3}{2000}t\right),$$

$t$  – в секундах.

### 1.3. Тепловой баланс

Тепловой баланс в общем случае определяется простым уравнением

$$\sum Q_{\text{пр}} = \sum Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_{\text{пр}}$  – физическое тепло, вносимое в аппарат реагентами, материалом аппарата (для периодических процессов), тепло фазовых переходов, тепло реакции и т. д.;

$Q_{\text{расх}}$  – физическое тепло, уносимое из аппарата продуктами реакции;

$Q_{\text{пот}}$  – тепло, теряемое в окружающую среду.

При неизвестных размерах аппарата точное определение величин тепла, теряемого в окружающую среду, невозможно. В этом случае принимают  $Q_{\text{пот}}$  равным 3÷5 % от максимального значения суммы вносимого или уносимого тепла. Если геометрические размеры аппарата известны, то можно оценить потери тепла по уравнению теплоотдачи

$$Q = F \alpha_n \Delta t; \quad \Delta t = t_n - t_o,$$

где  $Q$  – поток потерянного тепла, Вт;

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

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

$t_n$  – температура наружной поверхности аппарата, °С;

$t_o$  – температура окружающей среды, °С.

Температура наружной поверхности аппарата либо определяется из санитарных условий (< 50 °С), либо задается условиями работы аппарата. Температура окружающей среды выбирается минимальной для данного помещения или района (при установке оборудования на открытом воздухе). Наружный коэффициент теплоотдачи рассчитывается по двум составляющим:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_{\text{л}},$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией;

$\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием.

Конвективный коэффициент теплоотдачи зависит от места установки оборудования и от его положения в пространстве.

Горизонтальные трубопроводы и оборудование внутри помещений:

• при  $\Delta t \cdot d^3 > 9,8 \cdot 10^{-2}$   $\alpha_k = 1,66 \sqrt[3]{\Delta t};$

• при  $9,8 \cdot 10^{-2} \geq \Delta t \cdot d^3 > 6,5 \cdot 10^{-6}$   $\alpha_k = 1,66 \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{d}},$

где  $d$  – наружный диаметр аппарата.

Для вертикальных аппаратов и трубопроводов внутри помещения

$$\alpha_k = 1,82 \sqrt[3]{\Delta t}.$$



При установке оборудования на открытом воздухе:

- для плоских стенок

$$\alpha_k = (5,95 + 1,5 \frac{t_o}{100}) \frac{w^{0,6}}{l^{0,2}};$$

где  $w$  – скорость ветра, м/с;

$l$  – длина стенки по направлению ветра, м;

- для аппаратов

$$\alpha_k = (5,1 + 0,3 \frac{t_o}{100}) \frac{w^{0,6}}{d^{0,4}};$$

- для горизонтальных трубопроводов

$$\alpha_k = 3,9 \frac{w^{0,6}}{d^{0,4}}.$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием (температура в К):

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{C_1 \left[ \left( \frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_o}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{п}} - t_o},$$

где  $C_1$  – степень черноты поверхности аппарата или трубопровода.

В случае расчета теплоизоляции аппарата или трубопровода величина  $Q$  будет допустимой потерей тепла в окружающую среду. Тогда толщину слоя теплоизоляции можно рассчитать по формуле

$$s = \frac{d \left\{ \exp \left[ \frac{2\pi\lambda_{\text{из}} F (t_{\text{п}} - t_o)}{Q} \right] - 1 \right\}}{2},$$

где  $\lambda_{\text{из}}$  – коэффициент теплопроводности материала изоляции.

**ПРИМЕР 1.2.** Определить расход воды, необходимой для конденсации 5 м<sup>3</sup>/с насыщенных водяных паров при давлении 20 кПа. Охлаждающая вода входит в конденсатор смешения при температуре 20 °С и выходит вместе с конденсатом при температуре 50 °С.

**РЕШЕНИЕ.** Составим уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{п}} c_{\text{в2}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) + G_{\text{п}} (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}) + G_{\text{в}} c_{\text{в1}} t_{\text{н}} - G_{\text{в}} c_{\text{в2}} t_{\text{к}} = 0;$$

$$V_{\text{п}} \rho_{\text{п}} c_{\text{в2}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) + G_{\text{п}} r + G_{\text{в}} c_{\text{в1}} t_{\text{н}} - G_{\text{в}} c_{\text{в2}} t_{\text{к}} = 0,$$

где  $G_{\text{п}}$  – расход пара, кг/с;

$V_{\text{п}}$  – расход пара, м<sup>3</sup>/с;

$\rho_{\text{п}}$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;

$i_{\text{п}}$  и  $i_{\text{к}}$  – энтальпии пара и конденсата соответственно, Дж/кг;

$r$  – теплота конденсации пара, Дж/кг;  
 $c_{в1}$  и  $c_{в2}$  – теплоемкости воды при температурах  $t_n$  и  $t_k$  соответственно, Дж/(кг·К);

$t_n$  – температура пара, °С;

$t_n$  и  $t_k$  – начальная и конечная температура воды, °С;

$G_B$  – неизвестный расход воды, кг/с;

$$V_n = 5 \text{ м}^3/\text{с}; \quad t_n = 20 \text{ °С}; \quad t_k = 50 \text{ °С}.$$

По таблицам определяем параметры пара и воды при заданных условиях:

$$\rho_n = 0,1283 \text{ кг/м}^3; \quad r = 2358 \text{ кДж/кг}; \quad c_{в1} = 4190 \text{ Дж/кг};$$

$$c_{в2} = 4180 \text{ Дж/кг}; \quad t_n = 59,7 \text{ °С}.$$

Тогда

$$G_B = \frac{V_n \rho_n [r + c_{в2}(t_n - t_k)]}{c_{в2}t_k - c_{в1}t_n} =$$

$$= \frac{5 \cdot 0,1283 [2358000 + 4180(59,7 - 50)]}{4180 \cdot 50 - 4190 \cdot 20} = 12,29 \text{ кг/с}.$$

#### 1.4. Расчет рабочего и общего объема реактора

*Реактор смешения периодического действия.* Используя уравнение материального баланса, можно получить общее характеристическое уравнение реактора идеального смешения периодического действия:

$$C_A - (C_A + dC_A) - r_A d\tau = 0,$$

где  $C_A$  – концентрация ключевого компонента;

$r_A$  – скорость химической реакции по этому компоненту;

$\tau$  – время протекания реакции.

Ключевым является компонент, по которому рассчитана скорость химического взаимодействия реагентов.

Тогда из последнего уравнения легко получить

$$d\tau = -\frac{dC_A}{r_A}.$$

Интегрируя это уравнение в пределах от 0 до  $\tau$  и от  $C_{A0}$  до  $C_A$ , получим время пребывания реагентов в реакционном пространстве

$$\tau = - \int_{C_{A0}}^{C_A} \frac{dC_A}{r_A} = \int_{C_A}^{C_{A0}} \frac{dC_A}{r_A} = \int_0^{X_A} \frac{dX_A}{r_A},$$

где  $X_A$  – степень превращения ключевого реагента;

$C_{A0}$  – его начальная концентрация.

Объем такого реактора будет определяться единовременной загрузкой реагентов, которая зависит от средней годовой производитель-

ности и времени пребывания реагентов в реакторе. Тогда рабочий объем реакционной зоны будет равен

$$V = \frac{G\tau}{\rho},$$

где  $G$  – производительность реактора по ключевому реагенту, кг/с;

$\tau$  – среднее время пребывания реагентов в реакторе, с;

$\rho$  – плотность реагентов, кг/м<sup>3</sup>.

*Реактор смешения непрерывного действия.* Для реактора идеального смешения непрерывного действия уравнение баланса массы будет иметь вид

$$v_0 C_A - v_0 (C_A + dC_A) - r_A V = 0,$$

где  $v_0$  – объемный расход (подача) реагентов, м<sup>3</sup>/с;

$V$  – объем реактора, м<sup>3</sup>.

Так как в реакторе идеального смешения непрерывного действия  $r_A = \text{const}$ , то

$$\frac{V}{v_0} = t = \frac{1}{r_A} \int_{C_A}^{C_{A0}} dC_A = \frac{C_{A0} - C_A}{r_A} = \frac{C_{A0} X_A}{r_A},$$

где  $t$  – условное время пребывания реагентов в зоне реакции, и рабочий объем реактора определится формулой

$$V = v_0 t.$$

Общий объем аппарата периодического и непрерывного действия всегда несколько больше рабочего, потому что при перемешивании на поверхности жидкости может возникать воронка или происходить вспенивание реакционной массы. Чаще всего общий объем аппарата принимается на 15÷20 % больше рабочего.

Часто отношение высоты аппарата  $H$  к его диаметру  $D$  принимают равным единице, поэтому расчет размеров реактора можно определить по уравнению

$$D = H = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}}.$$

Если же отношение высоты аппарата к его диаметру не равно единице, т. е.  $H:D = m$ , то

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{m \cdot \pi}}; \quad H = mD.$$

При отсутствии химической реакции объем аппарата с мешалкой определяется исходя из его заданной объемной производительности  $V_0$ .

Тогда

$$V = \frac{V_0}{\tau},$$

где  $\tau$  – время обработки среды и подготовительных операций для периодически действующих аппаратов, или среднее время нахождения среды – для непрерывно действующих аппаратов.

Расчет размеров аппарата аналогичен расчету для реакторов.

**ПРИМЕР 1.3.** В аппарате идеального перемешивания непрерывного действия происходит растворение соли с расходом 2400 кг/ч. Плотность раствора – 1200 кг/м<sup>3</sup>, время пребывания раствора в аппарате – 20 мин. Определить объем, диаметр и высоту аппарата, если отношение его высоты к диаметру составляет 1,2.

**РЕШЕНИЕ.** Определим объем аппарата с мешалкой:

$$V = \frac{G}{\rho\tau} = \frac{2400 \cdot 3}{1200 \cdot 1} = 6 \text{ м}^3.$$

Определим диаметр аппарата:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{m \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{6}{1,2 \cdot 3,14}} = 1,2 \text{ м},$$

откуда высота аппарата будет равна:

$$H = mD = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44 \text{ м}.$$

**ПРИМЕР 1.4.** В аппарате идеального перемешивания периодического действия происходит растворение соли с расходом 2400 кг/ч. Плотность раствора – 1200 кг/м<sup>3</sup>, время растворения соли – 20 мин, время загрузки соли и воды – 10 мин, время выгрузки раствора – 10 мин. Определить объем, диаметр и высоту аппарата, если отношение его высоты к диаметру равно 1.

**РЕШЕНИЕ.** Определим объем аппарата с мешалкой при суммарном времени работы аппарата 20 + 10 + 10 мин:

$$V = \frac{G}{\rho\tau} = \frac{2400 \cdot 3}{1200 \cdot 2} = 3 \text{ м}^3.$$

Определим диаметр аппарата:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3}{3,14}} = 0,985 \approx 1 \text{ м},$$

откуда высота аппарата будет равна

$$H = D = 1 \text{ м}.$$

## 2. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА

Наиболее часто в химическом машиностроении применяются быстроходные мешалки. Их можно разделить на мешалки, лопасти которых перпендикулярны плоскости вращения (лопастные, клетьевые, открытые и закрытые турбинные), и мешалки, лопасти которых образуют некоторый угол с плоскостью вращения [1, 1]<sup>1</sup>.

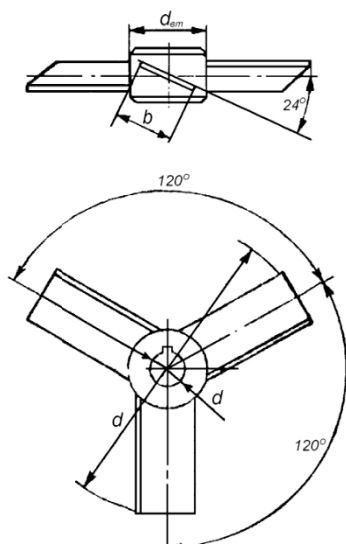


Рис. 2.1. Трехлопастная мешалка

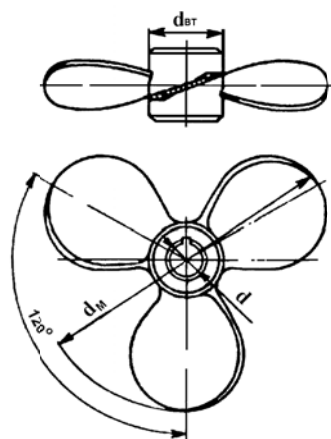


Рис. 2.2. Литая винтовая мешалка с крыловидным профилем лопасти

*Быстроходные мешалки* могут использоваться в гладкостенных аппаратах, а также в аппаратах, оборудованных различными внутренними устройствами. Кроме этого, мешалки с наклонными лопастями могут использоваться в аппаратах с циркуляционной трубой.

Трехлопастная мешалка (рис. 2.1) представляет собой конструкцию, состоящую из втулки с внутренним диаметром  $d$ , к которой по наружному диаметру  $d_{\text{вн}}$  приварены три плоские лопасти под углом  $24^\circ$  к плоскости вращения мешалки. Ширина  $b$  лопастей мешалки выбирается равной  $0,2d_{\text{м}}$  (см. табл. 2.1). В практике химического машиностроения применяются винтовые мешалки с постоянным шагом винтовой линии, литые с крыловидным профилем лопасти, сварные с постоянной толщиной лопасти.

Винтовая мешалка с постоянным шагом  $p$  винтовой линии (рис. 2.2) представляет собой втулку с наружным диаметром  $d_{\text{вн}}$  и внутренним диаметром  $d$ . К наружной поверхности втулки под углом  $120^\circ$  одна к другой приварены три плоские лопасти шириной  $b$ . При этом угол наклона  $\beta$  лопастей на диаметре  $d_{\text{вн}}$  больше угла наклона на диаметре  $d_{\text{м}}$ , причем

<sup>1</sup> Все ссылки на литературу и подразделы даются в пределах одного раздела

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \left( \frac{d_{\text{м}}}{d_{\text{вт}}} \right); \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi}.$$

От диаметра  $d_{\text{вт}}$  до диаметра  $d_{\text{м}}$  угол  $\beta$  изменяется при сохранении  $p = \text{const}$ .

Диаметр  $d$  винтовой мешалки выбирается из ряда: 50, 75, 100, 150, 180, 200, 225, 250, 300, 325 и 350 мм. Отраслевой стандарт ограничивает этот ряд максимальным диаметром  $d_{\text{м}} = 250$  мм.

Мешалки из этого ряда имеют  $p = 0,6; 0,8; 1,0; 1,2$  и втулочное отношение  $d_{\text{вт}} / d_{\text{м}} = 0,4$ . Возможно также использование мешалок с втулочным отношением 0,3.

Таблица 2.1

#### Быстроходные мешалки

Обозначение	Наименование	Диаметр мешалки $d_{\text{м}}$ , мм	
		по ГОСТ 20680–75	по ОСТ 26-01-1245–75
01	трехлопастная	80; 100; 125; 160; 180; 200	от 100 до 1250 соответствует ГОСТ 20680–75, далее применяются только 1320 и 1400. Заменяется трехлопастной
02	винтовая	220; 250; 280; 320;	заменяется трехлопастной
03	турбинная открытая	360; 400; 450; 500	от 80 до 1250 соответствует ГОСТ 20680–75, далее применяются только 1320 и 1400
04	турбинная закрытая	560; 630; 710; 800	
05	шестилопастная	900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000	от 100 до 1250 соответствует ГОСТ 20680–75, далее применяются только 1320 и 1400
06	клетьевая	2240; 2500;	от 80 до 1250 соответствует ГОСТ 20680–75
07	лопастная	весь указанный выше ряд и далее 2800; 3150; 3550	от 125 до 2240 соответствует ГОСТ 20680–75

Винтовая мешалка с крыловидным профилем лопасти (см. рис. 2.3) представляет собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним  $d$  и наружным диаметром  $d_{\text{вт}}$ , заодно с которой отлиты три лопасти сложной пространственной крыловидной формы. Мешалка имеет переменный по радиусу шаг, однако этот шаг на внешнем ее диаметре равен единице.

Винтовая мешалка с постоянной толщиной лопасти (рис. 2.4) представляет собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним  $d$  и с наружным  $d_{\text{вт}}$  диаметром, к периферии которой приварены три лопасти постоянной толщины.

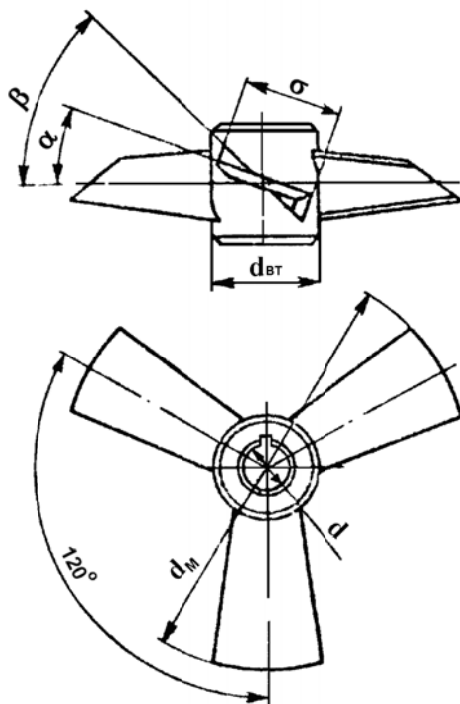


Рис. 2.3. Винтовая мешалка

Рис. 2.4. Винтовая мешалка с постоянной толщиной лопасти

Лопастей винтовой мешалки имеют форму лепестка с размерами, определяемыми по выражениям  $h = 0,22d_{\text{м}}$ ;  $R = 0,4d_{\text{м}}$ ;  $R_1 = 0,064d_{\text{м}}$ .

Отметим, что изготовление литой винтовой мешалки и мешалки с постоянной толщиной лопасти требует применения специального литья или сложных штампов, что не позволяет рекомендовать мешалки этого типа к использованию.

В гидродинамическом же отношении они лишь незначительно отличаются от трехлопастной мешалки, которую и следует применять взамен винтовых мешалок. Приведенные в настоящем пособии характеристики винтовых мешалок следует использовать только для анализа работы уже изготовленных мешалок.

Турбинные открытые мешалки (см. рис. 2.5) представляют собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним ( $d$ ) и наружным ( $d_{\text{вт}}$ ) диаметрами, на периферии которой установлен кольцевой диск диаметром  $d_2 = 0,75d_{\text{м}}$ , несущий на себе шесть плоских ло-

пастей, равномерно расположенных по его окружности. Длина каждой лопасти равна  $l = 0,25d_M$ . Внутренний диаметр расположения лопастей равен  $d_1 = 0,5d_M$ . Высота лопасти равна  $b = 0,2d_M$ . Открытые турбинные мешалки выпускаются в двух исполнениях: неразъемные (исполнение 1) – на весь диапазон диаметров; разъемные (исполнение 2) – на диаметры 450÷1400 мм.

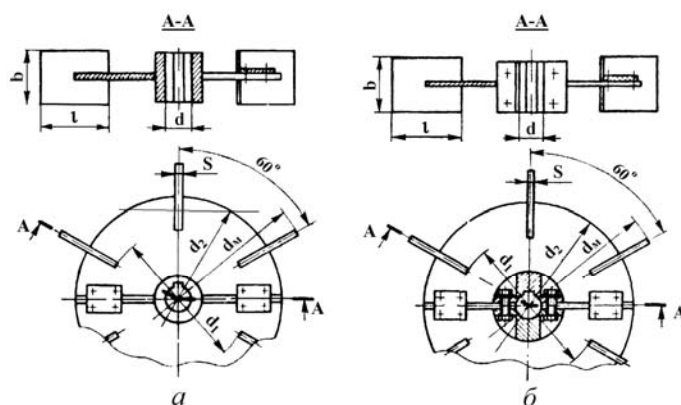


Рис. 2.5. Турбинные открытые мешалки:  
а – неразъёмная; б – разъёмная

Турбинные закрытые мешалки (см. рис. 2.6) в отличие от открытых имеют плоские лопасти конической формы с углом при вершине  $22^\circ 30'$ . Лопасти с обеих сторон закрыты коническими дисками. Размеры  $d_1$ ,  $d_2$  и  $l$  для закрытых мешалок определяются по тем же формулам, что и для открытых, при этом  $s_1 = s_2 = s$ .

Закрытая турбинная мешалка может быть использована для подачи газа в перемешиваемую жидкость. В этом случае ее обычно монтируют в центральной всасывающей трубе, имеющей на нижнем конце конический элемент, на периферии которого расположены неподвижные отражательные ребра, способствующие увеличению объема засасываемого газа и степени его дисперсности. При этом оптимальное значение осевого зазора  $s_{opt}$  между наружной конической поверхностью мешалки и внутренней поверхностью статора должно выбираться из соотношения  $0,001 \leq \left( \frac{s_{opt}}{d_M} \right) \leq 0,02$ , при котором обеспечивается максимальная подача воздуха в перемешиваемую жидкость.

Шестилопастные мешалки (см. рис. 2.7) состоят из втулки с внутренним ( $d$ ) и наружным ( $d_{вн}$ ) диаметрами, к цилиндрической поверхности которой под углом  $\alpha = 45^\circ$  к плоскости вращения мешалки приваре-



но шесть лопастей. Геометрические размеры шестилопастной мешалки такие же, как и у трехлопастной мешалки.

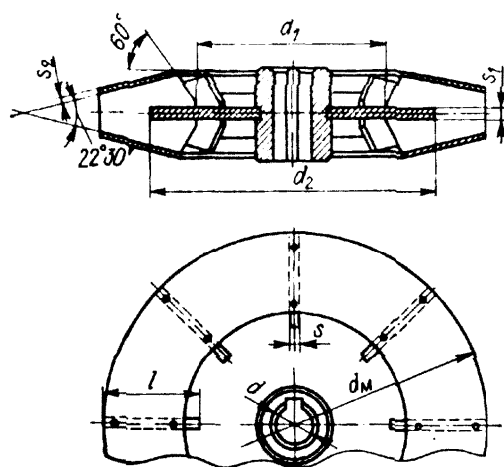


Рис. 2.6. Турбинная закрытая мешалка

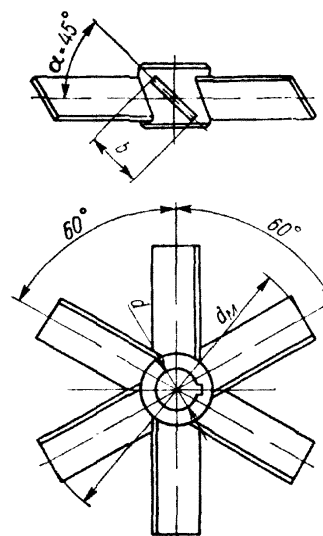


Рис. 2.7. Шестилопастные мешалки

Клетьевые мешалки (см. рис. 2.8) представляют собой цилиндрическую втулку, к наружной поверхности которой приварены четыре фигурные лопасти, скрепленные бандажами. К внутренней поверхности бандажей приварены узкие плоские лопасти, расположенные равномерно по окружности между фигурными лопастями.

Лопастные мешалки состоят из втулки, к цилиндрической поверхности которой под углом  $90^\circ$  к плоскости ее вращения приварены две плоские лопасти (см. рис. 2.9). Мешалки изготавливаются неразъемными и разъемными. Весь ряд мешалок, начиная с  $d_M = 80$  мм и кончая  $d_M = 2240$  мм включительно, изготавливается неразъемным. При этом для сохранения прочности, начиная с  $d_M = 710$  мм, мешалки имеют укрепляющие ребра, толщина которых равна толщине лопастей мешалки  $s$ . Длина укрепляющих ребер выбирается из соотношения  $l_p = 0,63d_M$ ; суммарная ширина укрепляющих ребер  $b_p = 1,5b$ , где  $b$  – ширина лопасти ( $b = 0,1d_M$ ). Разъемные лопастные мешалки изготавливают, начиная с  $d_M = 710$  мм.

Лопастные эмалированные мешалки (см. рис. 2.10) представляют собой конструкцию, состоящую из вала и полых лопастей, приваренных к валу таким образом, чтобы внутренние полости этих лопастей сообщались между собой. Все поверхности вала и лопастей покрывают стеклоэмалью.

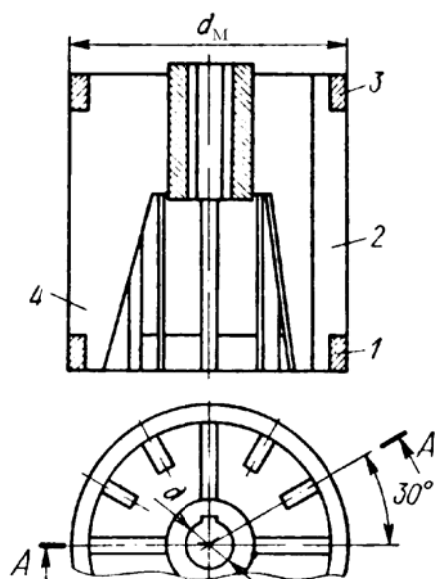


Рис. 2.8. Клетьевые мешалки

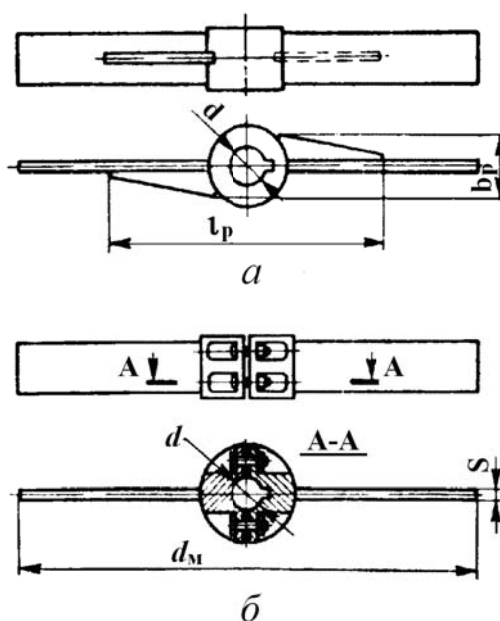


Рис. 2.9. Лопастные мешалки:  
а – неразъёмная; б – разъёмная

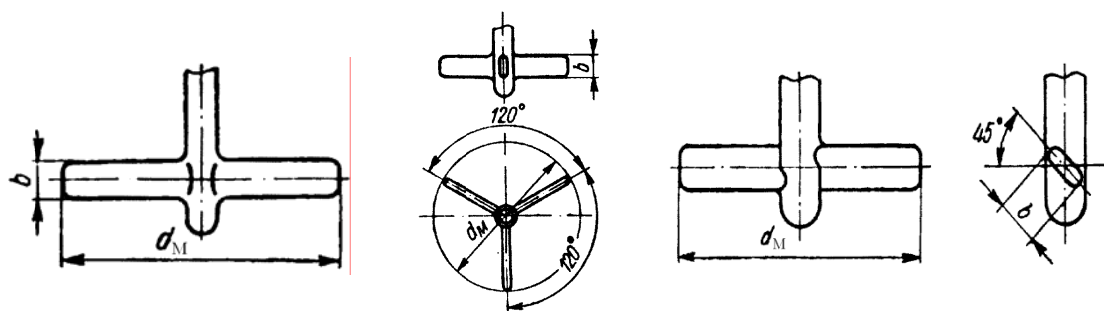


Рис. 2.10. Лопастные эмалированные мешалки

Эмалированные мешалки могут устанавливаться в гладкостенных эмалированных аппаратах или в аппаратах с отражательными перегородками (см. рис. 2.11). Эмалированные отражательные перегородки представляют собой четыре плоские трубы, закрепленные на патрубках в крышке аппарата. Отражательные перегородки могут быть заменены на отражатели, которые также представляют собой цилиндрическую полую трубу диаметром  $d_3$ , перпендикулярно поверхности которой приварены две плоские лопасти шириной  $b_3$ .

При этом

$$d_3 \approx 0,05D, b_3 \approx 0,07D \text{ и } l \approx 0,175D.$$

Зазор  $\delta_3$  выбирают из интервала  $\delta_3 = (0,025 \div 0,125)D$ .

В аппарате обычно используется три или четыре отражателя, т. к. в этом случае асимметрия потока жидкости и радиальная сила, действующая на вал мешалки, будут минимальными.

Высота лопасти двухлопастной эмалированной мешалки составляет  $b = 0,1d_M$ , трехлопастной –  $b = 0,122d_M$ , двухлопастной ( $\alpha = 45^\circ$ ) –  $b = 0,14d_M$ .

*Тихоходные мешалки* в основном применяют для гомогенизации и усреднения высоковязких и неньютоновских сред, интенсификации тепломассообмена и для осуществления некоторых других технологических операций. Стандартные тихоходные мешалки можно разделить на мешалки, лопасти которых перпендикулярны плоскости вращения, и мешалки, лопасти которых образуют угол наклона с плоскостью их вращения.

Тихоходные мешалки, как правило, используются только в гладкостенных аппаратах, исключением является шнековая мешалка, которая может быть также использована в аппаратах с циркуляционной трубой и с отражательными перегородками.

Якорная мешалка (рис. 2.12) состоит из цилиндрической втулки, к наружной поверхности которой приварены две профилированные лопасти. Профиль лопастей мешалки соответствует внутренней поверхности корпуса аппарата: в нижней своей части лопасти имеют эллиптическую или коническую форму, а в верхней они представляют собой две плоские вертикальные пластины, торец которых параллелен цилиндрической части корпуса аппарата. Наружный диаметр якорной мешалки выбирается в соответствии с данными (см. табл. 2.2).

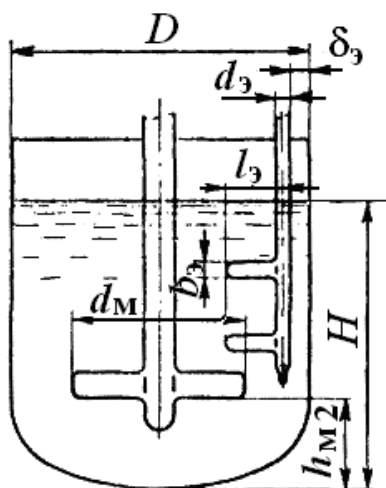


Рис. 2.11. Эмалированная мешалка в гладкостенном эмалированном аппарате

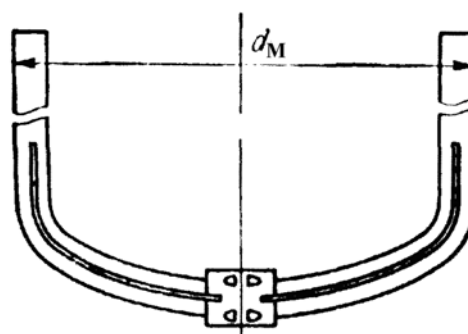


Рис. 2.12. Якорная мешалка

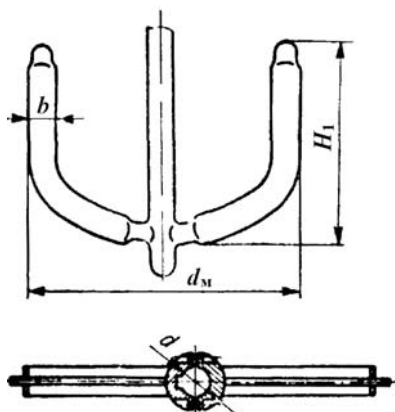


Рис. 2.13. Якорная эмалированная мешалка из полых труб

Разновидностью якорной мешалки является якорная эмалированная мешалка, выполняемая из полых труб, приваренных перпендикулярно к цилиндрической поверхности вала (рис. 2.13). При этом высоту  $H_1$  и толщину  $b$  определяют по формулам  $H_1 = 0,6d_M$ ,  $b = 0,1d_M$ .

Рамная мешалка (рис. 2.14) состоит из одной или двух цилиндрических втулок, к наружным поверхностям которых приварены две плоские радиальные лопасти, на периферии которых установлены по одной плоской профилированной лопасти.

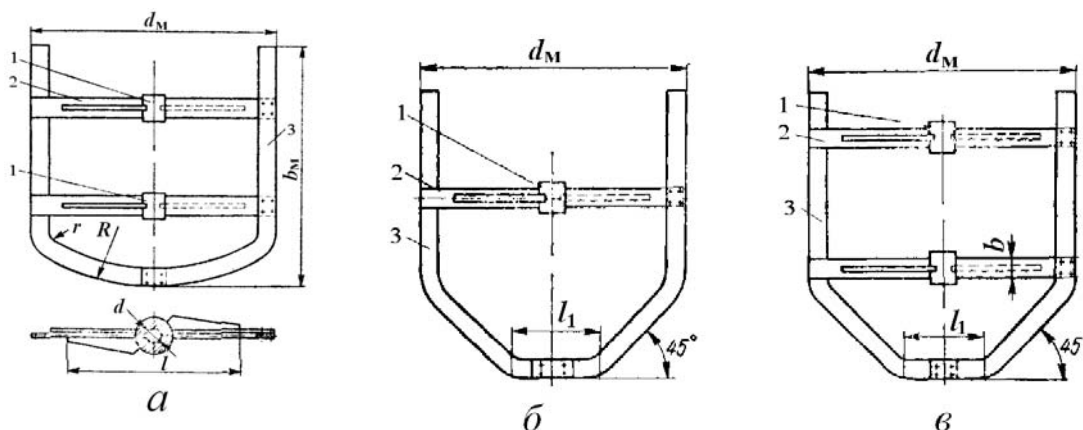


Рис. 2.14. Рамные мешалки

В зависимости от размеров рамные мешалки выпускаются неразъемными (исполнение 1) для диаметров 200÷1600 мм и разъемными (исполнение 2) для диаметров 800÷3000 мм. При этом разъемные мешалки изготавливаются двух вариантов: мешалки с диаметром 300÷1600 мм имеют одну разъемную ступицу, а мешалки с диаметром 1700÷3000 мм – две разъемные ступицы. Оба типа мешалок приспособлены к использованию в аппаратах с эллиптическим или коническим днищем. При изготовлении рамных мешалок выдерживаются следующие соотношения их основных размеров:  $r = 0,152d_M$ ;  $R = 0,82d_M$ ;  $l = l_1 = 0,3d_M$ .

Ленточные мешалки (см. рис. 2.15) представляют собой конструкцию, состоящую из вертикального вала, на котором на равном расстоянии одна от другой установлены цилиндрические втулки. К каждой втулке приварены две цилиндрические траверсы, на периферийную

часть которых опираются две плоские ленты шириной  $b$  с относительным шагом  $p = t/d_m = 1,0$ . Ширина лопасти  $b = 0,1d$ .

Таблица 2.2

Тихоходные мешалки

Обозначение	Наименование	$\Gamma_D$	Диаметр мешалки $d_m$ , мм	
			ГОСТ 20680–75	ОСТ 26-01-806-73
08	шнековая	от 1,8 до 5,0	80; 100; 125; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800	100; 140; 160; 200; 250; 300; 400; 500; 600; 710; 800; 900; 900; 1000; 1120; 1180
09	якорная	от 1,05	200; 220; 250; 280; 300; 320; 360; 400; 450; 500; 530; 560; 600; 630; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1060; 1120; 1180	не применяются
10	рамная	до 1,3	1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750	от 200 до 3000 соответствует ГОСТ 20680–75
11	ленточная	от 1,04 до 1,3	200; 300; 360; 450; 560; 630; 750; 850; 950; 1120; 1320; 1500; 1700; 1900; 2120; 2240; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750	от 200 до 2800 соответствует ГОСТ 20680–75 (отсутствуют диаметры 630; 850)
12	ленточная со скребками	от 1,04 до 1,1	560; 630; 750; 850; 950; 1120; 1320; 1500; 1700; 1900; 2120; 2240; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350	1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000
*Для механических мешалок – по ОСТ 26-01-1245–75				

Высота ленточной мешалки  $H_1$  принимается конструктивно, в зависимости от высоты корпуса аппарата  $H^0$  и уровня  $H$  жидкости в нем. Ленточные мешалки используются в аппаратах, имеющих следующие геометрические характеристики:

$$1,0 \leq \left( \frac{H^0}{D} \right) \leq 3,0 \quad \text{и} \quad 1,04 \leq \Gamma_D \leq 1,3.$$

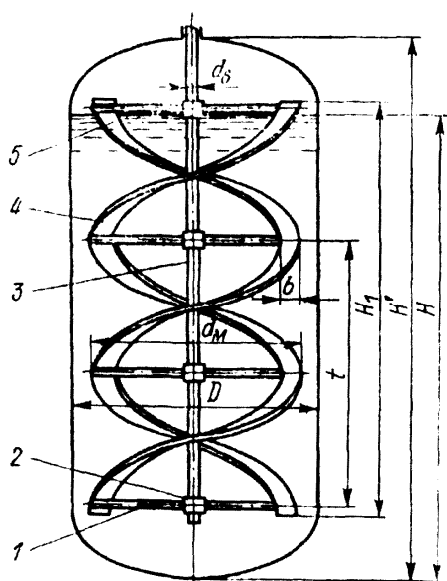


Рис. 2.15. Ленточная мешалка

Ленточные мешалки со скребками используются для интенсификации процесса теплоотдачи. Высота мешалки  $H_1$  принимается конструктивно, в зависимости от высоты корпуса аппарата  $H$  и уровня жидкости в нем. Эта высота должна быть кратной  $0,166t$ . Все размеры ленточной мешалки со скребками идентичны размерам ленточной мешалки, однако применять эту мешалку наиболее рационально в аппаратах, имеющих относительную

высоту корпуса  $\frac{H^0}{D} = 2,3 \div 3,0$ .

Шнековая мешалка (рис. 2.16) состоит из цилиндрической втулки (или вала), к наружной поверхности которой по винтовой линии приварена плоская лента, имеющая шаг  $t$ . Шнековые мешалки, как правило, устанавливают в циркуляционной трубе. Но возможны и другие способы монтажа.

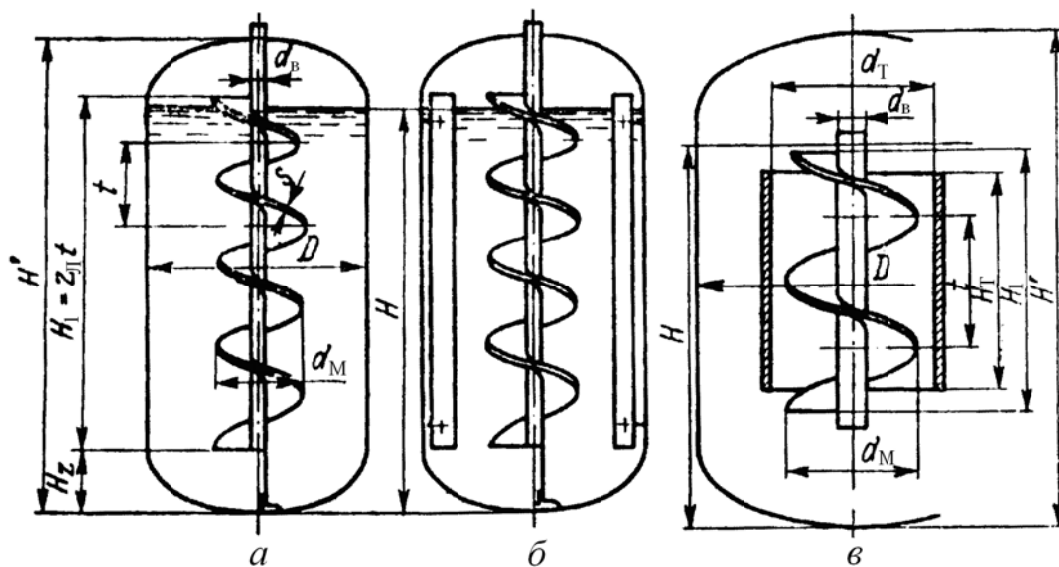


Рис. 2.16. Шнековая мешалка:

$a$  – в гладкостенном аппарате;  $б$  – в аппарате с отражательными перегородками;  $в$  – в аппарате с циркуляционной трубой

В случае установки шнековой мешалки в циркуляционной трубе должны соблюдаться следующие конструкционные соотношения между отдельными размерами элементов аппарата:

$$1,8 \leq \Gamma_D \leq 2,7; \quad 0,14 \leq \left( \frac{d_B}{d_M} \right) \leq 0,30; \quad 1,05 \leq \left( \frac{d_T}{d_M} \right) \leq 1,15;$$

$$1,0 \leq \left( \frac{H'}{D} \right) \leq 3,0; \quad p = \left( \frac{t}{d_M} \right) = \text{const} = 1,0.$$

В табл. 2.3 приведены рекомендуемые типы мешалок в зависимости от назначения аппарата, а в табл. 2.4 – основные характеристики тихоходных мешалок [I, 1].

Таблица 2.3

Рекомендуемые типы мешалок  
в зависимости от назначения аппарата

Назначение аппарата	Рекомендуемый тип аппарата	Рекомендуемый тип мешалок	Гидродинамический режим
Смешивание взаиморастворимых жидкостей, в том числе при наличии химической реакции	Без отражательных перегородок	Трехлопастная, шестилопастная, лопастная, клетьевая, эмалированные турбинная открытая лопастная и трехлопастная с наклонными лопастями	Турбулентный
Смешивание взаиморастворимых жидкостей, в том числе при наличии химической реакции	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Ламинарный
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, рамная, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	
Перемешивание дисперсий в системе <i>твердое–жидкое</i> , в том числе для растворения или проведения реакции	С отражательными перегородками или без них**	Шестилопастная, лопастная, клетьевая, лопастная эмалированная и трехлопастная эмалированная с наклонными лопастями	Турбулентный
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Ламинарный
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	

Окончание табл. 2.3

Назначение аппарата	Рекомендуемый тип аппарата	Рекомендуемый тип мешалок	Гидродинамический режим
Перемешивание дисперсий в системе <i>жидкость – жидкость</i> (не смешивающиеся между собой жидкости), в том числе для интенсификации массообмена при наличии химической реакции	С отражательными перегородками	Турбинная открытая и закрытая, шестилопастная, клетьевая	Турбулентный
	С отражателями	Трехлопастная эмалированная	Ламинарный
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	
Перемешивание дисперсий в системе <i>жидкость – жидкость</i> , в том числе для интенсификации массообмена при наличии химической реакции	С отражательными перегородками	Турбинная открытая*** и закрытая, клетьевая	Турбулентный
	С отражателями	Трехлопастная, эмалированная, $\Gamma_D \geq 1,5$	
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	
	С циркуляционной трубой	Шнековая	Ламинарный
	Без циркуляционной трубы	Якорная эмалированная, ленточная со скребками	
Перемешивание дисперсий в системе <i>жидкость – жидкость</i> (не смешивающиеся между собой жидкости), в том числе для интенсификации массообмена при наличии химической реакции	С отражательными перегородками	Трехлопастная, шестилопастная, лопастная, клетьевая, турбинная открытая, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Турбулентный при наличии разрыва сплошности, вызванного кавитацией
<p>* Применение рекомендуется только при наличии интенсивного теплообмена.</p> <p>** Применение аппаратов без отражательных перегородок для суспендирования частиц, плотность которых меньше плотности среды.</p> <p>*** Применение рекомендуется только в составе узлов, используемых для всасывания газа в жидкость</p>			



Таблица 2.4

## Основные характеристики тихоходных мешалок

Тип мешалки	Рекомендации по применению		Рекомендуемые пределы применения		
	преимущественному	ограниченному	$m$ , Па·с	Re	$V$ , м <sup>3</sup>
Якорная	При низкой интенсивности перемешивания	Размеры суспензий не более величины зазора	0,1÷10	10÷80	0,1÷5
Рамная	При низкой интенсивности перемешивания	—	1÷100	10÷80	0,1÷10
Шнековая	При наличии в рабочем объеме внутренних устройств	Барботаж, кипение	10÷100	0,1÷30	0,25÷50
Шнековая в направляющей трубе	Перемешивание суспензий, теплообмен	Размер суспензий не более зазора в трубе	10÷500	0,1÷80	1÷20
Ленточная	Для аппаратов больших размеров, для гомогенизации, суспендирования	—	10÷1000	1÷80	0,25÷100
Ленточная со скребками	При интенсивном теплообмене, при зарастании внутренних поверхностей теплообмена	Наличие абразивных частиц	5÷100	0,1÷300	2÷32

## 2.1. Определение требуемого теплового потока

Требования, предъявляемые к аппаратам в части интенсификации теплообмена, в ряде случаев не могут быть выполнены только путем использования корпусов аппаратов с гладкостенными рубашками или рубашками из полутруб. В этих случаях для интенсификации теплоотвода в корпусе могут быть установлены змеевики специального типа.

Целью теплового расчета аппарата с перемешивающим устройством является обеспечение требуемого теплового потока  $Q_T$  через теплообменные поверхности аппарата. Под тепловым потоком здесь понимается поток тепловой энергии, передаваемый от среды с большей температурой к среде с меньшей. Величина теплового потока через каждое теплообменное устройство, т. е.  $Q_i$ , определяется коэффициентом теплопередачи  $K_i$ , площадью поверхности теплообмена  $F_i$  и средней разностью температур  $\Delta T_{ср.i}$  между перемешиваемой средой и теплоносителем:

$$Q_i = K_i \cdot F_i \cdot \Delta T_{cp,i};$$

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_T}},$$

где  $\alpha_c$  – коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды к стенке теплообменного устройства, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$s$  – толщина теплопередающей стенки, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);

$\alpha_T$  – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке теплообменного устройства, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

В процессе расчета необходимо из теплового баланса определить требуемый тепловой поток, выбрать то или иное теплообменное устройство, рассчитать для него коэффициент теплопередачи и в итоге определить действительный тепловой поток.

Эти расчеты проводят до тех пор, пока суммарный тепловой поток, передаваемый через все выбранные теплообменные устройства, будет не менее требуемого, т. е. пока не будет выполнено условие

$$\sum Q_i \geq Q_T.$$

Тепловой поток через теплопередающую поверхность принято рассчитывать как сумму его составляющих:

$$Q_T = \pm Q_p + N + Q_M \pm Q_{\Pi},$$

где  $Q_p$  – тепловой поток реакции экзотермической (+) или эндотермической (–), Вт;

$Q_M$  – тепло, вводимое в аппарат с материальными потоками, Вт;

$N$  – мощность, вводимая в аппарат перемешивающим устройством, Вт;

$Q_{\Pi}$  – потери тепла в окружающую среду, Вт.

Значение  $Q_p$  определяется термодинамическим расчетом по соответствующей методике. Величина  $Q_{\Pi}$  принимается равной 10÷15 % от общего количества тепла. Знак (+) берется при подводе тепла, а знак (–) – при отводе тепла. Величина  $Q_M$  рассчитывается из теплового баланса реактора.

Пусть  $G_i$ ,  $T_i$ ,  $C_i$  соответственно массовые расходы (кг/с), температуры (К) на входе в реактор и теплоемкости [Дж/(кг·К)] материальных потоков, входящих в реактор;  $T$ ,  $C$  – температура и теплоемкость среды в реакторе, тогда

$$Q_M = \sum_{i=1}^n G_i \cdot C_i \cdot T_i - C \cdot T \cdot \sum_{i=1}^n G_i,$$

где  $n$  – количество потоков, поступающих в реактор.

В соответствии с методикой расчета мощности в процессе ее определения требуются неоднократные обращения к графикам, что при расчете на ЭВМ вызывает значительное увеличение машинного времени счета. Для устранения этого недостатка при машинном счете все графики функций  $y = f(x)$  были аппроксимированы соответствующими функциями или полиномами:

$$y = c_0 + c_1 \cdot x + c_2 \cdot x^2 + \dots + c_n \cdot x^n,$$

где значения коэффициентов полиномов ( $c_i$ ) определялись при помощи разработанной на кафедре ОХТ ТПУ программы, реализующей метод Форсайта.

## 2.2. Гидродинамический расчет аппарата

Целью гидродинамического расчета является определение усредненных характеристик поля скоростей в объеме аппарата, значений осевой и радиальной сил, действующих на мешалку, глубины воронки и мощности перемешивания.

Поле скоростей в гладкостенных аппаратах является трехмерным и характеризуется окружной (тангенциальной)  $W_t$ , радиальной  $W_r$  и осевой  $W_z$  составляющими абсолютной скорости  $W$  (см. рис. 2.17). Сплошными линиями показаны траектории частиц жидкости, имеющих равные скорости. В аппаратах такого типа  $W_t > W_r$  и  $W_t > W_z$ , поэтому в рабочем пространстве преимущественно имеет место окружной поток, в результате которого плоская поверхность жидкости, обозначенная при  $n = 0$  буквой П, при  $n > 0$  изменяется из-за образования воронки с профилем поверхности  $\Pi_1$ . Максимальное повышение уровня у стенки аппарата обозначено через  $h_2$ ; понижение уровня жидкости в центре воронки – через  $h_1$ .

### 2.2.1. Порядок гидродинамического расчета аппарата без внутренних устройств

#### 2.2.1.1. Отношение диаметров аппарата и мешалки:

$$\Gamma_D = \frac{D}{d_m},$$

где  $D$  – диаметр аппарата, м;  
 $d_m$  – диаметр мешалки, м.

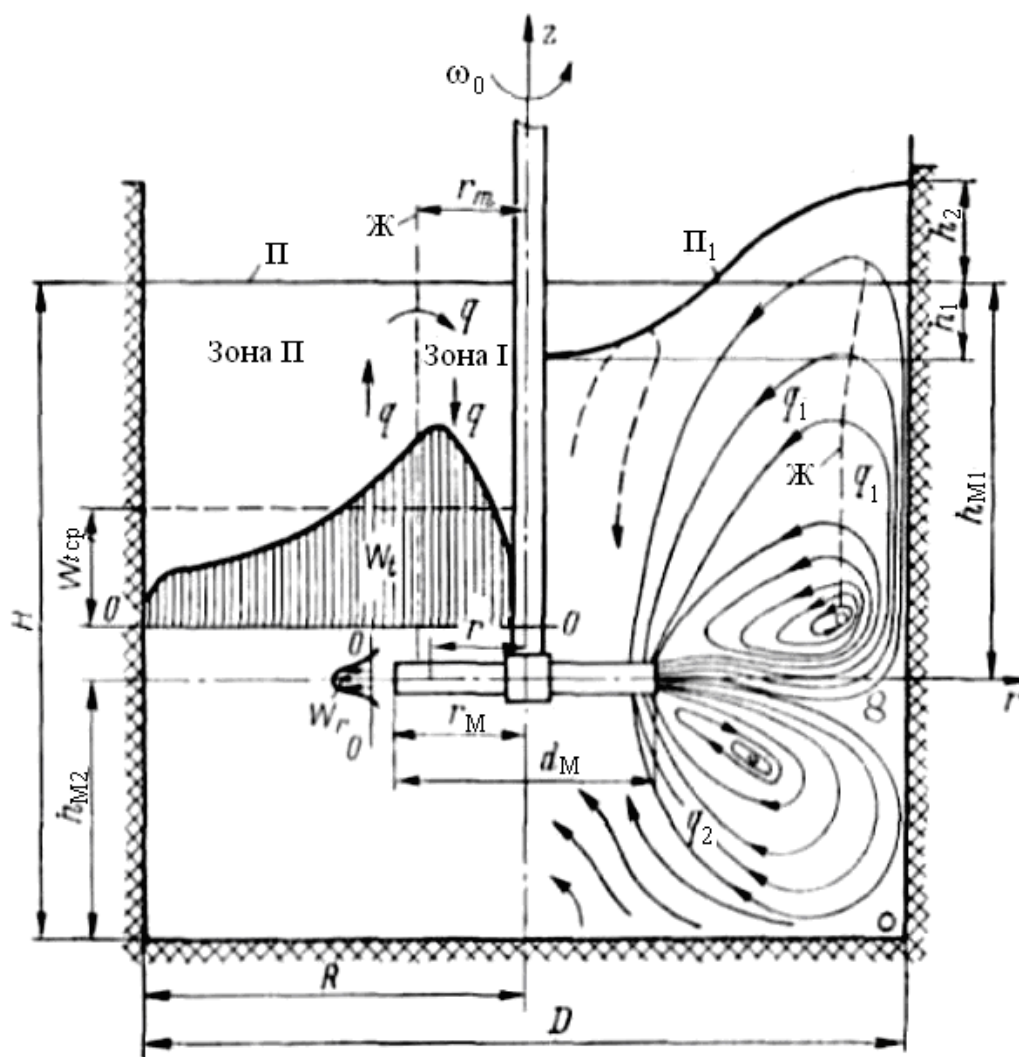


Рис. 2.17. Схема движения потоков жидкости в гладкостенном аппарате с быстроходной мешалкой (правая часть рисунка) и расчетный характер изменения окружной и радиальной скоростей движения (левая часть рисунка)

#### 2.2.1.2. Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ц}} = \frac{nd_{\text{м}}}{\nu},$$

где  $n$  – частота вращения мешалки, 1/с;

$\nu$  – кинематическая вязкость перемешиваемой среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

#### 2.2.1.3. Параметр высоты заполнения

$$\gamma = 8 \frac{H}{D} + p,$$

где  $H$  – высота заполнения аппарата средой, м;

$p = 1$  – для аппаратов со свободной поверхностью жидкости;

$p = 2$  – для полностью заполненного аппарата.

2.2.1.4. Параметры распределения скорости  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  связаны между собой зависимостью

$$\psi_2(\psi_1) = \Phi_1 - \Phi_2 \psi_1.$$

Для быстроходных мешалок при  $\Gamma_D \geq 1,5$   $\Phi_1 = 0,5$ ;  $\Phi_2 = 1,25$ . Для тихоходных мешалок значения  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  являются функциями критерия  $\Gamma_D$ . Эти функции при  $\Gamma_D \leq 1,33$  могут быть представлены в виде зависимостей

$$\Phi_1 = \frac{7\Gamma_D - 6}{21\Gamma_D - 20}; \quad \Phi_2 = \frac{28\Gamma_D - 27}{21\Gamma_D - 20}.$$

Значения параметров распределения скорости  $\psi_1$  и  $\psi_2$  определяются путем решения уравнения равенства моментов относительно  $\psi_1$ . Расчет проводится в следующей последовательности:

а) по типу мешалки и  $\Gamma_D$  выбирается функция относительной средней скорости:

- для мешалок с горизонтальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.) и  $\Gamma_D \geq 1,5$

$$V_{cp}(\psi_1) = \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2(\psi_1) + 2[1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)]\ln(\Gamma_D)}{2\Gamma_D};$$

- для мешалок с вертикальными лопастями (*якорных, рамных* и т. д.) и  $\Gamma_D < 1,33$

$$V_{cp}(\psi_1) = \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2(\psi_1) + 1,75[1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)]}{2\Gamma_D} \cdot \frac{\Gamma_D - 1}{2\Gamma_D};$$

б) по типу мешалки и  $\Gamma_D$  выбирается функция коэффициента мощности перемешивания:

- для мешалок с горизонтальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.) и  $\Gamma_D \geq 1,5$

$$K_1(\psi_1) = 0,1\psi_1^2 + 0,222\psi_1 \cdot \psi_2(\psi_1) + 0,125[\psi_2(\psi_1)]^2;$$

- для мешалок с вертикальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.) и  $\Gamma_D < 1,33$

$$K_1(\psi_1) = [\psi_1 + \psi_2(\psi_1)]^2;$$

в) по значению  $\Gamma_D$  определяется коэффициент сопротивления корпуса аппарата:

$$\lambda = 0,095 \quad \text{при } \Gamma_D > 2;$$

$$\lambda = \frac{\Gamma_D}{20,35\Gamma_D - 19,1} \quad \text{при } 1,05 \leq \Gamma_D \leq 2;$$

г) задается функция момента сил сопротивления, возникающих на стенках аппарата,

$$M_{\text{кор}}(\psi_1) = \frac{\pi}{2,2} \cdot \frac{\lambda}{\text{Re}_{\text{ц}}} \gamma \cdot \Gamma_D^{2,75} [V_{\text{ср}}(\psi_1)]^{1,75};$$

д) задается функция крутящего момента, приложенного к жидкости при вращении лопастей мешалки,

$$M_{\text{кр}}(\psi_1) = Z_{\text{м}} \zeta_{\text{м}} K_1(\psi_1),$$

где  $Z_{\text{м}}$  – число мешалок на валу;

$\zeta_{\text{м}}$  – коэффициент сопротивления мешалки.

Из условия равенства моментов  $M_{\text{кр}}(\psi_1)$  и  $M_{\text{кор}}(\psi_1)$  находится корень функции  $u(\psi_1) = M_{\text{кр}}(\psi_1) - M_{\text{кор}}(\psi_1)$ , который является искомым значением  $\psi_1$ , а затем вычисляется  $\psi_2(\psi_1) = \Phi_1 - \Phi_2 \psi_1$ .

Параметр распределения скорости  $\psi_1$  можно также определять по графикам  $\psi_1 = f(E)$  при  $\Gamma_D = \text{const}$  (см. рис. 2.18) или по аппроксимирующей их формуле

$$\psi_1 = c_0 + c_1 \cdot x + c_2 \cdot x^2 + c_3 \cdot x^3 + c_4 \cdot x^4,$$

где  $x = \ln E$ ;

$c_0, c_1, c_2, c_3, c_4$  – коэффициенты аппроксимирующего полинома, зависящие от типа мешалки и симплекса геометрического подобия  $\Gamma_D$  (см. табл. 2.6–2.8).

#### 2.2.1.5. Параметр глубины воронки

$$B = -17,2 + \exp(3,33 - 0,2\psi_1).$$

Параметр глубины воронки  $B$  и коэффициент мощности перемешивания  $K_1$  при известной величине  $\psi_1$  определяют рис. 2.19.

#### 2.2.1.6. Глубина воронки, м,

$$h_{\text{в}} = B \frac{n^2 d_{\text{м}}^2}{2g}.$$

#### 2.2.1.7. Высота установки мешалки над днищем аппарата:

при  $\Gamma_D > 1,5$   $H_{\text{м}} = (0,4 \div 1) d_{\text{м}}$ , но не больше  $0,5H$ ;

при  $\Gamma_D \leq 1,33$   $H_{\text{м}} = (0,5 \div 5) (D - d_{\text{м}})$ , но не больше  $0,25H$ .

Высота жидкости в аппарате при перемешивании должна быть больше высоты установки мешалки над днищем аппарата, т. е.  $H - h_{\text{в}} > H_{\text{м}}$ .

#### 2.2.1.8. Критерий мощности перемешивания

$$K_N = 3,87 \zeta_{\text{м}} K_1(\psi_1).$$

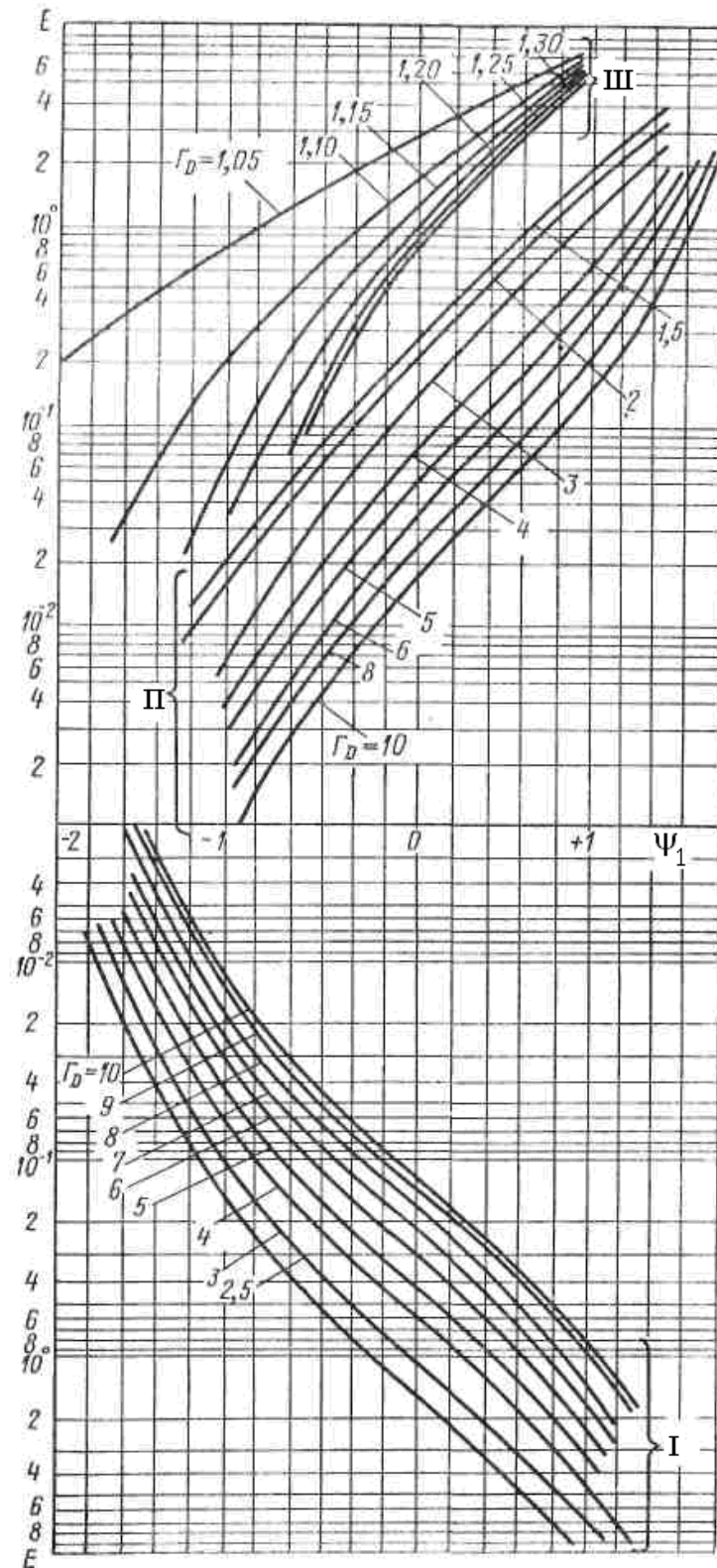


Рис. 2.18. Зависимость параметра гидравлического сопротивления  $E$  от  $\psi_1$ :  
 I — для клетьевых мешалок; II — для трехлопастной, открытой и закрытой турбин-  
 ных, шестилопастной, лопастных обычных и лопастных эмалированных; III — для  
 рамных и якорных эмалированных мешалок

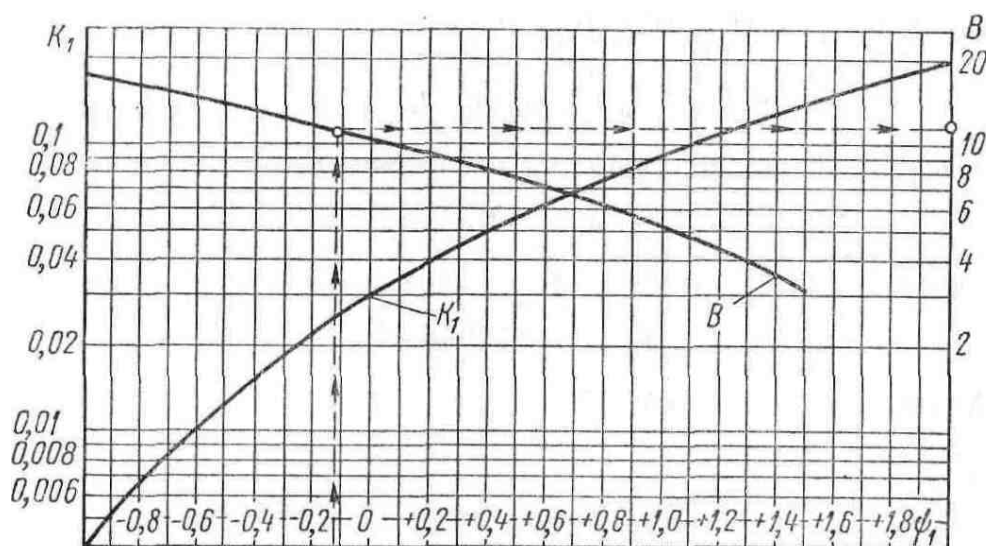


Рис. 2.19. Зависимости  $B = f(\psi_1)$  и  $K_1 = f(\psi_1)$

2.2.1.9. Мощность, потребляемая при перемешивании, Вт

$$N = K_N \rho n^3 d_M^5.$$

2.2.1.10. Параметр гидравлического сопротивления

$$E = \frac{\varphi}{\xi_M \cdot Z_M \cdot \text{Re}_{\text{ц}}^{0,25}},$$

где  $Z_M$  – число мешалок на валу;

$\xi_M$  – коэффициент сопротивления мешалки (см. табл. 2.5).

Таблица 2.5

Основные характеристики мешалок

Тип мешалки	Re <sub>ц</sub> на границе режимов			ξ <sub>М</sub>	Γ <sub>Д</sub>
	*	**	***		
Трехлопастная	100	500÷5000	1,67·10 <sup>5</sup>	0,56	3÷6
Турбинная открытая	10	100÷1000	7,39·10 <sup>4</sup>	8,40	3÷6
Турбинная закрытая	100	100	1,12·10 <sup>5</sup>	4,20	3÷6
Шестилопастная	50	500	1,38·10 <sup>5</sup>	3,00	2÷4
Клетьевая	50	200	9,44·10 <sup>4</sup>	23,5	3÷6
Лопастная	10	50÷5·10 <sup>4</sup>	1,7·10 <sup>5</sup>	0,88	1,5÷2,5
Трехлопастная эмалированная	100	500		2,30	1,5÷3,0
Лопастная эмалированная	200	500	В турбулентном режиме не применяются	0,88	1,2
Рамная	1000	10 000		1,28	1,1÷1,3
Якорная эмалированная	200	600		1,28	1,15
Якорная эмалированная	200	600		1,28	1,50
Якорная эмалированная	200	600		1,28	2,00
Якорная с наклонными лопастями эмалированная	100	500		1,00	1,5÷3,0
* Ламинарного и переходного. ** Переходного и турбулентного. *** Турбулентного с сохранением сплошности и турбулентного с нарушением сплошности					



Таблица 2.6

## Клетьевые мешалки

$\Gamma_D$	Коэффициенты аппроксимирующего полинома				
	$c_0$	$c_1$	$c_2 \cdot 10^2$	$c_3 \cdot 10^2$	$c_4$
2,5	-0,26423	0,57283	2,18023	-1,44870	$-2,05232 \cdot 10^{-3}$
3,0	$-5,8884 \cdot 10^{-2}$	0,57914	1,37772	-1,27603	$-1,47703 \cdot 10^{-3}$
4,0	0,45397	0,56640	-4,64073	-2,71164	$-2,57151 \cdot 10^{-3}$
6,0	0,64070	0,50101	-6,51764	-2,09663	$-1,25972 \cdot 10^{-3}$
7,0	0,79020	0,46616	-9,131	-2,52448	$1,50704 \cdot 10^{-3}$
8,0	1,04385	0,42293	-10,353	-2,48515	$-1,40871 \cdot 10^{-3}$
9,0	1,09542	0,52692	-278,31	-0,852255	$-3,21967 \cdot 10^{-4}$

Таблица 2.7

## Лопастные и лопастные эмалированные, трехлопастные, шестилопастные, открытые и закрытые турбинные

$\Gamma_D$	Коэффициенты аппроксимирующего полинома				
	$c_0$	$c_1$	$c_2 \cdot 10^2$	$c_3 \cdot 10^2$	$c_4 \cdot 10^3$
1,5	0,6353635	0,520775	3,064138	1,170874	1,851257
2,0	0,7496361	0,541847	4,16878	1,244721	1,594146
3,0	0,9297134	0,546570	4,887898	1,159477	1,321881
4,0	1,200075	0,433544	-2,409817	-0,4900798	-0,0961248
5,0	1,330811	0,398910	-2,442528	-0,151387	0,3086938
6,0	1,429656	0,329021	-7,618664	-1,922739	-1,488861
8,0	1,538665	0,271377	-6,282817	-0,658363	-0,0363139
10	1633663	0,209873	-7,81102	-0,739434	0,0043685

Таблица 2.8

## Рамные и якорные эмалированные мешалки

$\Gamma_D$	Коэффициенты аппроксимирующего полинома				
	$c_0$	$c_1$	$c_2 \cdot 10^2$	$c_3 \cdot 10^3$	$c_4 \cdot 10^3$
1,05	-0,9782269	0,8678674	5,472657	-7,62678	0,8469893
1,10	-0,3825682	0,6282409	6,057911	-1,27322	-3,64301
1,15	-0,1620537	0,5178445	4,588106	-3,52361	-0,849870
1,20	$-2,092 \cdot 10^{-2}$	0,4772394	4,115137	-4,410598	-1,67156
1,25	$4,7353 \cdot 10^{-2}$	0,4623158	4,450664	-9,112665	-2,066646
1,30	$8,6744 \cdot 10^{-2}$	0,4498532	4,90079	-2,870532	-1,665224

2.2.1.11. Необходимая мощность привода, с учетом пусковых нагрузок, Вт,

$$N_{\Pi} = N \cdot K_{\Pi},$$

где  $K_{\Pi} = 1,5$  – для аппаратов без внутренних устройств с мешалками с горизонтальными лопастями при  $\Gamma_D \geq 1,5$ ;

$K_{\Pi} = 2$  – для аппаратов без внутренних устройств с мешалками с вертикальными лопастями при  $\Gamma_D < 1,5$ .

2.2.1.12. Построение графика профиля окружной скорости жидкости в аппарате:

- в интервале  $0 \leq r \leq d_m / 2$

$$W_{t1}(r) = 2\pi r n \left[ \psi_1 \left( \frac{2r}{d_m} \right)^3 + \psi_2(\psi_1) \left( \frac{2r}{d_m} \right)^2 + 1 \right];$$

- в интервале  $d_m / 2 \leq r \leq D / 2$

$$W_{t2}(r) = \pi d_m n [\psi_1 + \psi_2(\psi_1) + 1] \left( \frac{D - 2r}{D - d_m} \right)^{1/7} \quad \text{при } \Gamma_D \leq 1,33;$$

$$W_{t2}(r) = \pi d_m^2 n \frac{\psi_1 + \psi_2(\psi_1) + 1}{2r} \quad \text{при } \Gamma_D \geq 1,5,$$

где  $r$  – текущее значение расстояния от оси вала, м.

## 2.2.2. Порядок гидродинамического расчета аппарата с внутренними устройствами

2.2.2.1. Вычисление суммарной площади проекции внутренних устройств на меридиональную плоскость,  $\text{м}^2$ , проводится по формуле

$$S_f = \sum_{i=1}^Z \zeta_i f_i,$$

где  $Z$  – число внутренних устройств;

$\zeta_i$  – коэффициент гидравлического сопротивления  $i$ -го внутреннего устройства;

$f_i$  – площадь проекции  $i$ -го внутреннего устройства.

### Одиночная труба

Площадь проекции одиночной трубы,  $\text{м}^2$ ,

$$f_T = d_T h_T,$$

где  $d_T$  – наружный диаметр трубы, м;

$h_T$  – высота погруженной части трубы, м.

Таблица 2.9

Коэффициент гидравлического сопротивления  
одиначной трубы  $\zeta_r$

$h_r/d_r$	1	2	5	10	40	>40
$\zeta_r$	0,63	0,68	0,74	0,82	0,98	1,2

#### Одиначная пластина

Площадь проекции одиначной пластины,  $m^2$ ,

$$f_{\Pi} = h_{\Pi} S_{\Pi} \sin \alpha,$$

где  $h_{\Pi}$  – высота погруженной части пластины, м;

$S_{\Pi}$  – ширина пластины, м.

Таблица 2.10

Коэффициент гидравлического сопротивления  
одиначной пластины  $\zeta_{\Pi}$

$h_{\Pi}/S_{\Pi}$	1	2	5	10	18	>18
$\zeta_{\Pi}$	1,1	1,15	1,19	1,29	1,40	2,00

#### Отражательные перегородки

Площадь проекции (см. рис. 2.20),  $m^2$ ,

$$f_{оп} = b_{оп} h_{оп},$$

где  $b_{оп}$  – ширина отражательной перегородки, м,

$$b_{оп} = (0,08 \div 1,25)D;$$

$h_{оп}$  – высота отражательной перегородки, м.

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_{оп} = 2$ .

Число отражательных перегородок  $Z_{оп} = 3$ .

#### Отражатели

В эмалированных аппаратах вместо отражательных перегородок устанавливают отражатели. Наиболее популярна конструкция «пальцевого типа» (см. рис. 2.21), для которой площадь проекции,  $m^2$ ,

$$f_{от} = h_{от} d_{от} + 2b_{от} S_{от},$$

где  $h_{от}$  – высота отражателя, м;

$d_{от} = 0,05D$  – диаметр отражателя, м;

$S_{от} = 0,2D$  – длина пальца, м;

$b_{от} = 0,07D$  – диаметр пальца, м.

Коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_{от} = 1,5$ .

### Змеевики

Для концентрического змеевика (и кольцевого барботёра) площадь проекции (рис. 2.22),  $\text{м}^2$ ,

$$\zeta_{\text{зм}} \cdot f_{\text{зм}} = Z_{\text{зм}} \pi d_{\text{зм}}^2,$$

где  $Z_{\text{зм}}$  – число витков змеевика;

$d_{\text{зм}}$  – наружный диаметр трубы змеевика, м.

Секции секционного змеевика рассматриваются как отражательные перегородки.

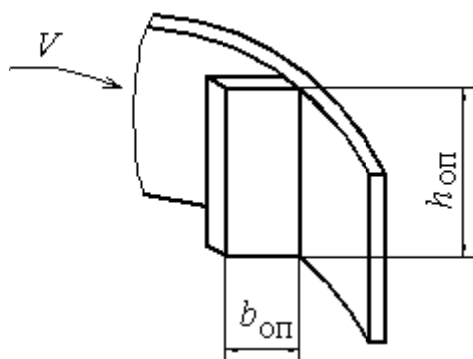


Рис. 2.20. Отражательная перегородка

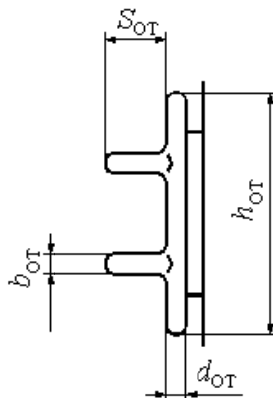


Рис. 2.21. Отражатель «пальцевого типа»

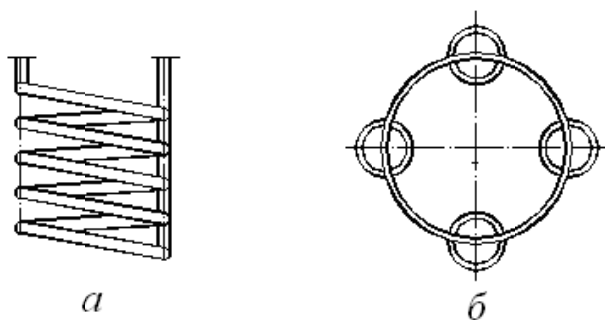


Рис. 2.22. Змеевики:  
а – концентрический; б – секционный

2.2.2.2. Отношение диаметров аппарата к диаметру мешалки

$$\Gamma_D = D / d_{\text{м}}.$$

2.2.2.3. Коэффициент сопротивления корпуса аппарата:

$$\lambda = 0,095 \quad \text{при } \Gamma_D > 2 ;$$

$$\lambda = \frac{\Gamma_D}{20,35\Gamma_D - 19,1} \quad \text{при } 1,05 \leq \Gamma_D \leq 2 .$$

#### 2.2.2.4. Число Рейнольдса

$$\text{Re}_\text{ц} = \frac{nd_\text{м}^2}{\nu},$$

где  $n$  – частота вращения мешалки, 1/с;

$\nu$  – кинематическая вязкость перемешиваемой среды, м<sup>2</sup>/с;

$d_\text{м}$  – диаметр мешалки, м.

#### 2.2.2.5. Параметр высоты заполнения аппарата

$$\gamma = l \frac{H}{D} + p,$$

где  $H$  – высота заполнения аппарата средой, м;

$l = 4$  – для аппаратов с отражательными перегородками;

$l = 8$  – для аппаратов без отражательных перегородок;

$p = 1$  – для аппаратов со свободной поверхностью жидкости;

$p = 2$  – для полностью заполненного аппарата.

#### 2.2.2.6. Параметр поверхности корпуса аппарата, м<sup>2</sup>,

$$\Pi_\text{ц} = 0,1H \cdot D.$$

#### 2.2.2.7. Условие выбора выражений для $K_1$ , $V_\text{ср}$ , $W(r)$ .

Если  $S_f \leq \Pi_\text{ц}$ , то  $K_1$ ,  $V_\text{ср}$ ,  $W(r)$  ищем через параметры распределения  $\psi_1$  и  $\psi_2$ , которые связаны между собой зависимостью

$$\psi_2(\psi_1) = \Phi_1 - \Phi_2\psi_1.$$

Для быстроходных мешалок при  $\Gamma_D \geq 1,5$   $\Phi_1 = 0,5$ ;  $\Phi_2 = 1,25$ . Для тихоходных мешалок значения  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  являются функциями критерия  $\Gamma_D$ . Эти функции при  $\Gamma_D \leq 1,33$  могут быть представлены в виде зависимостей

$$\Phi_1 = (7\Gamma_D - 6) / (21\Gamma_D - 20); \quad \Phi_2 = (28\Gamma_D - 27) / (21\Gamma_D - 20).$$

Значения параметров распределения скорости  $\psi_1$  и  $\psi_2$  определяются путем решения уравнения равенства моментов относительно  $\psi_1$ . Для этого:

а) по типу мешалки и  $\Gamma_D$  выбирается функция, задающая значение относительной средней скорости:

$$V_\text{ср}(\psi_1) = \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2(\psi_1) + 2[1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)]\ln(\Gamma_D)}{2\Gamma_D} \quad \text{— для}$$

мешалок с горизонтальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.) при  $\Gamma_D \geq 1,5$ ;

$$V_{\text{ср}}(\psi_1) = \left\{ \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2(\psi_1) + 1,75[1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)]}{2\Gamma_D} \right\} \cdot \frac{\Gamma_D - 1}{2\Gamma_D}$$

– для мешалок с вертикальными лопастями (*якорных, рамных* и т. д.) при  $\Gamma_D < 1,33$ ;

б) выбирается функция, задающая значение относительной окружной скорости жидкости на расстоянии  $r_1$  от оси вращения:

$$V(r_1) = [1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)] \frac{d_m}{2r_1} \quad \text{– для мешалок с горизонтальными}$$

лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.);

$$V(r_1) = \frac{1 + \psi_1 + \psi_2(\psi_1)}{2} \quad \text{– для мешалок с вертикальными лопа-}$$

стями (*якорных, рамных* и т. д.);

в) функция, задающая коэффициент мощности перемешивания, выбирается по типу мешалки и  $\Gamma_D$ :

$K_1(\psi_1) = 0,1\psi_1^2 + 0,222\psi_2(\psi_1) + 0,125\psi_2(\psi_1)^2$  – для мешалок с горизонтальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.) при  $\Gamma_D \geq 1,5$ ;

$K_1(\psi_1) = [\psi_1 + \psi_2(\psi_1)]^2$  – для мешалок с вертикальными лопастями (*якорных, рамных* и т. д.) при  $\Gamma_D < 1,33$ ;

г) по значению  $\Gamma_D$  определяется коэффициент сопротивления корпуса аппарата:

$$\lambda = 0,095 \quad \text{при } \Gamma_D > 2;$$

$$\lambda = \frac{\Gamma_D}{20,35\Gamma_D - 19,1} \quad \text{при } 1,05 \leq \Gamma_D \leq 2;$$

д) задается функция момента сил сопротивления, возникающих на стенках аппарата

$$M_{\text{кор}}(\psi_1) = \frac{\pi}{2,2} \cdot \frac{\lambda}{\text{Re}_{\text{ц}}^{0,25}} \gamma \Gamma_D^{2,75} [V_{\text{ср}}(\psi_1)]^{1,75};$$

е) задается функция крутящего момента, приложенного к жидкости при вращении лопастей мешалки,

$$M_{\text{кр}}(\psi_1) = Z_m \zeta_m K_1(\psi_1),$$

где  $Z_m$  – число мешалок на валу;

$\zeta_m$  – коэффициент сопротивления мешалки;

ж) задается функция крутящего момента сил сопротивления, возникающих на внутренних устройствах

$$M_{\text{вн}}(\psi_1) = \Gamma_D^3 \sum_{i=1}^Z \zeta_i f_i \frac{V(r_i)^2 r_i}{(D/2)^3},$$

где  $Z$  – число внутренних устройств;

$r_i$  – расстояние  $i$ -го устройства от оси вала.

Из условия равенства моментов  $M_{\text{кр}}(\psi_1)$  и  $M_{\text{кор}}(\psi_1)$  находится корень функции  $u(\psi_1) = M_{\text{кр}}(\psi_1) - M_{\text{кор}}(\psi_1)$ , который является искомым значением  $\psi_1$ , а затем вычисляется  $\psi_2(\psi_1) = \Phi_1 - \Phi_2 \psi_1$ .

Если  $S_f > 0,1H \cdot D$ , то параметр  $K_1$  ищем через  $V_{\text{ср}} = V(r)$ . Для этого:

а) по типу мешалки выбирается функция коэффициента мощности перемешивания:

$K_1(V_{\text{ср}}) = 0,25 - 0,67V_{\text{ср}} + 0,5V_{\text{ср}}^2$  – для мешалок с горизонтальными лопастями (*лопастных, пропеллерных, турбинных* и т. д.);

$K_1(V_{\text{ср}}) = (1 - V_{\text{ср}})^2$  – для мешалок с вертикальными лопастями (*якорных, рамных* и т. д.);

б) задается функция момента сил сопротивления, возникающих на стенках аппарата,

$$M_{\text{кор}}(M_{\text{ср}}) = \frac{\pi}{2,2} \cdot \frac{\lambda}{\text{Re}_{\text{ц}}^{0,25}} \gamma \Gamma_D^{2,75} [V_{\text{ср}}(\psi_1)]^{1,75};$$

в) задается функция крутящего момента, приложенного к жидкости при вращении лопастей мешалки,

$$M_{\text{кр}}(V_{\text{ср}}) = Z_{\text{м}} K_1(V_{\text{ср}}),$$

где  $Z_{\text{м}}$  – число мешалок на валу;

ж) задается функция крутящего момента сил сопротивления, возникающих на внутренних устройствах,

$$M_{\text{вн}}(V_{\text{ср}}) = \Gamma_D^3 \sum_{i=1}^Z \zeta_i f_i \frac{V_{\text{ср}}^2 r_i}{(D/2)^3}.$$

Из условия равенства моментов  $M_{\text{кр}}(V_{\text{ср}})$  и  $M_{\text{кор}}(V_{\text{ср}})$  находится корень функции  $u(V_{\text{ср}}) = M_{\text{кр}}(V_{\text{ср}}) - M_{\text{кор}}(V_{\text{ср}})$ , который является искомым значением  $V_{\text{ср}}$ , при котором вычисляется параметр  $K_1$ .

2.2.2.8. Окружная скорость жидкости в аппарате, м/с,

$$W_{\text{ср}} = \pi n d_{\text{м}} V_{\text{ср}}.$$

#### 2.2.2.9. Параметр глубины воронки

$$B = -17,2 + \exp(-0,2\psi_1 + 3,33).$$

2.2.2.10. Глубина воронки (считается тогда, когда расчет ведется через параметры  $\psi_1$  и  $\psi_2$ ), м,

$$h_B = B \frac{n^2 d_M^2}{2g}.$$

2.2.2.11. Высота установки мешалки над днищем аппарата, м:

– при  $\Gamma_D > 1,5$   $H_M = (0,4 \div 1)d_M$ , но не больше  $0,5H$ ;

– при  $\Gamma_D \leq 1,33$   $H_M = (0,5 \div 5)d_M$ , но не больше  $0,25H$ .

Высота жидкости в аппарате при перемешивании должна быть больше высоты установки мешалки над днищем аппарата, т. е.

$$H - h_M > H_M.$$

2.2.2.12. Критерий мощности перемешивания:

$K_N = 3,87\zeta_M K_1(\psi_1)$ , если расчет ведем через  $\psi_1$  и  $\psi_2$ ;

$K_N = 4\zeta_M K_1(\psi_1)$ , если расчет ведем через  $V_{ср}$ .

2.2.2.13. Мощность, потребляемая при перемешивании, Вт,

$$N = K_N \rho n^3 d_M^5.$$

2.2.2.14. Необходимая мощность привода с учетом пусковых нагрузок, Вт,

$$N_{\Pi} = K_{\Pi} N,$$

где  $K_{\Pi} = 1,2$  – для аппаратов с отражательными перегородками;

$K_{\Pi} = 1,3$  – для аппаратов с другими внутренними устройствами.

2.2.2.15. Построение графика профиля окружной скорости жидкости в аппарате проводится по формулам:

- в интервале  $0 \leq r \leq d_M / 2$

$$W_1(r) = 2\pi r n \left[ \psi_1 \left( \frac{2r}{d_M} \right)^3 + \psi_2(\psi_1) \left( \frac{2r}{d_M} \right)^2 + 1 \right];$$

- в интервале  $d_M / 2 \leq r \leq D / 2$ :

$$W_2(r) = 2\pi d_M n [\psi_1 + \psi_2(\psi_1) + 1] \left( \frac{D - 2r}{D - d_M} \right) \text{ при } \Gamma_D \leq 1,33;$$

$$W_2(r) = \pi d_M^2 n \frac{\psi_1 + \psi_2(\psi_1) + 1}{2r} \text{ при } \Gamma_D \geq 1,5,$$

где  $r$  – текущее значение расстояния от оси вала, м.



### 2.3. Определение среднего температурного напора

Определение среднего температурного напора зависит от применяемого теплоносителя. При использовании воды в качестве теплоносителя величина  $\Delta T_{\text{ср}}$  определяется по формуле

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{\Delta T_{\text{Б}} - \Delta T_{\text{М}}}{\ln(\Delta T_{\text{Б}} / \Delta T_{\text{М}})},$$

где  $\Delta T_{\text{Б}}$  и  $\Delta T_{\text{М}}$  – соответственно большая и меньшая разности температур теплоносителя и перемешиваемой среды на входе и на выходе.

При использовании в качестве теплоносителя греющего пара

$$\Delta T_{\text{ср}} = T_{\text{к}} - T,$$

где  $T_{\text{к}}$  – температура конденсации пара;

$T$  – температура перемешиваемой среды.

### 2.4. Расчет коэффициентов теплоотдачи

Для различных случаев теплообмена коэффициенты теплоотдачи вычисляются либо при помощи вспомогательных коэффициентов по специальным формулам, либо через критерий Нуссельта по формуле

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D_{\text{э}}}.$$

#### 2.4.1. Коэффициент теплоотдачи от среды к теплообменным устройствам при использовании тихоходных мешалок

2.4.1.1. Диаметр центральной зоны циркуляции:

- для шнековой мешалки

$$D_{\text{ц}} = 0,57 \cdot D + 0,362 \cdot D_{\text{в}};$$

- для шнековой в направляющей трубе

$$D_{\text{ц}} = D_{\text{т.в}};$$

- для ленточной мешалки

$$D_{\text{ц}} = 0,57 \cdot D + 0,362 \cdot D_{\text{в}};$$

- для ленточной со скребками

$$D_{\text{ц}} = 0,57 \cdot D,$$

где  $D_{\text{в}}$  – диаметр вала, м;

$D_{\text{т.в}}$  – внутренний диаметр направляющей трубы, м.

2.4.1.2. Эквивалентный диаметр для периферийной зоны циркуляции:

$$D_{\text{э}} = D - D_{\text{ц}}.$$

2.4.1.3. Относительный диаметр центральной зоны циркуляции:

$$a_r = \frac{D_{\text{ц}}}{D}.$$

2.4.1.4. Относительный диаметр вала

$$a_{\text{в}} = \frac{D_{\text{в}}}{D}.$$

2.4.1.5. Коэффициент распределения осевого потока жидкости по зонам циркуляции

$$\varphi = \frac{\left(a_r^4 - a_{\text{в}}^4\right) \ln \frac{a_r}{a_{\text{в}}} + \left(a_r^2 - a_{\text{в}}^2\right)^2}{\left(a_r^2 - a_{\text{в}}^2\right) \ln \frac{a_r}{a_{\text{в}}}} + \frac{\left(1 - a_r^4\right) \ln \frac{1}{a_r} - \left(1 - a_r^2\right)^2}{\left(1 - a_r^2\right) \ln \frac{1}{a_r}}.$$

2.4.1.6. Вспомогательный коэффициент  $k_1$ :

- для шнековой мешалки и шнековой в направляющей трубе

$$k_1 = \frac{\sigma \cdot (1 - d_{\text{в}} / d_{\text{м}})}{\pi \cdot \left[1 - (d_{\text{в}} / d_{\text{м}})^3\right]};$$

- для ленточной мешалки и ленточной со скребками

$$k_1 = \frac{2 \cdot t}{\pi \cdot d_{\text{м}} \cdot (1 - b_{\text{л}} / d_{\text{м}})^2},$$

где  $\sigma$  – радиальный зазор между корпусом и мешалкой или между направляющей трубой и шнеком, м;

$t$  – шаг винтовой линии, м;

$d_{\text{в}}$  – диаметр вала, м;

$b_{\text{л}}$  – ширина витка и ленты, м.

2.4.1.7. Вспомогательный коэффициент  $A$ :

- для шнековой мешалки и шнековой в направляющей трубе

$$A_{\text{ц}} = \frac{\pi}{384} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \varphi \cdot \left[1 - (d_{\text{в}} / d_{\text{м}})^3\right];$$

- для ленточной мешалки и ленточной со скребками

$$A_{\text{ц}} = \frac{\pi}{128} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \varphi \cdot \left[1 - \frac{b_{\text{л}}}{d_{\text{м}}}\right]^2.$$

2.4.1.8. Объемный циркуляционный расход жидкости, создаваемый мешалками в аппарате,

$$Q_{\text{ц}} = A_{\text{ц}} \cdot Z_{\text{л}} \cdot \frac{H}{H_1} \cdot \left(\frac{D}{d_{\text{м}}}\right)^2 \cdot n \cdot d_{\text{м}}^3,$$

где  $H_1$  – высота мешалки, м.

2.4.1.9. Средняя скорость потока в периферийных зонах циркуляции

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{ц}}}{\pi \cdot (D^2 - d_{\text{ц}}^2)}.$$

2.4.1.10. Значение критерия Пекле:

- для вышеперечисленных типов мешалок

$$\text{Pe} = C \cdot \rho \cdot \omega_{\text{ср}} \cdot \frac{D_{\text{Е}}}{\lambda};$$

- для остальных типов мешалок

$$\text{Pe} = C \cdot \rho \cdot n \cdot \frac{D}{\lambda}.$$

2.4.1.11. Коэффициент теплоотдачи от среды к теплообменным устройствам при использовании тихоходных мешалок:

- для якорной и рамной мешалок

$$\alpha = 0,8 \cdot \left( \frac{K_N}{\pi^2} \right)^{1/3} \cdot \text{Pe}^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14} \cdot \frac{\lambda}{D};$$

- для ленточной мешалки со скребками

$$\alpha = 0,8 \cdot \sqrt{C \cdot \rho \cdot \lambda \cdot n \cdot Z_c},$$

где  $Z_c$  – количество скребков в горизонтальном сечении аппарата.

Для шнековой мешалки и шнековой в направляющей трубе:

$$\text{при } \frac{\text{Pe} \cdot D_{\text{э}}}{H} \leq 70 \quad \text{Nu} = 7,6 \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14},$$

иначе

$$\text{Nu} = 1,85 \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{D_{\text{э}}}{H} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14};$$

для ленточной мешалки:

$$\text{при } \frac{\text{Pe} \cdot D_{\text{э}}}{H} \leq 21 \quad \text{Nu} = 7,6 \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14},$$

иначе

$$\text{Nu} = 1,85 \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{D_{\text{э}}}{H} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}.$$

## 2.4.2. Коэффициент теплоотдачи от среды к стенке аппарата при использовании быстроходных мешалок

### 2.4.2.1. Коэффициент теплоотдачи от среды к стенке аппарата

$$\alpha = a_2 \cdot N^{0,29} \cdot D^{-0,71} + a_3 \cdot N^{0,18} \cdot D^{0,82},$$

где  $N$  – мощность, затрачиваемая на перемешивание, Вт;

$a_2, a_3$  – вспомогательные коэффициенты:

$$a_2 = 0,0237 \cdot a_1 \cdot \rho^{0,58} \cdot \mu^{-0,54};$$

$$a_3 = 0,93 \cdot a_1 \cdot \rho^{0,36} \cdot \mu^{-0,24};$$

$$a_1 = (C \cdot \lambda^2)^{0,33}.$$

### 2.4.2.2. Коэффициент теплоотдачи от среды к стенке змеевика

$$\alpha = \frac{a_4 \cdot N^{0,22} \cdot D^{0,38}}{d_{\text{ТР.ЗМ}}},$$

где  $N$  – мощность, затрачиваемая на перемешивание, Вт;

$d_{\text{ТР.ЗМ}}$  – внутренний диаметр трубы змеевика, м;

$$a_4 = 0,15 \cdot (C \cdot \lambda^2)^{0,33} \cdot \rho^{0,45} \cdot \mu^{0,34}.$$

2.4.2.3. Коэффициент теплоотдачи от среды к стенке теплообменной направляющей трубы:

- к наружной стенке

$$\text{при } \frac{\text{Pe} \cdot D_9}{H} \leq 21 \quad \text{Nu} = 7,6 \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14};$$

иначе

$$\text{Nu} = 2,76 \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{D_9}{H} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14};$$

- к внутренней стенке

$$\text{при } \frac{\text{Pe} \cdot D_9}{H} \leq 21 \quad \text{Nu} = 3,6 \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14},$$

иначе

$$\text{Nu} = 2,4 \cdot \left( \text{Pe} \cdot \frac{D_9}{H} \right)^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_{\text{ст}}} \right)^{0,14}.$$

Критерий Пекле определяется так же, как и в п. 2.4.1. данного раздела.

### 2.4.3. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от жидкости в цилиндрической рубашке к стенке аппарата

#### 2.4.3.1. Расход жидкости в рубашке

$$G_T = \frac{Q_{TP}}{C_T \cdot |T_2 - T_1|},$$

где  $Q_{TP}$  – требуемый тепловой поток через стенку аппарата, Вт;  
 $T_1, T_2$  – температура жидкости на входе и выходе.

#### 2.4.3.2. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot (D + 2 \cdot S) \cdot H_p,$$

где  $S$  – толщина стенки аппарата, м;  
 $H_p$  – высота цилиндрической части рубашки, м.

#### 2.4.3.3. Средняя температура теплоносителя

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_1 + T_2).$$

#### 2.4.3.4. Температура стенки в первом приближении

$$T'_{cp} = 0,5 \cdot (T + T_{cp}).$$

#### 2.4.3.5. Вспомогательный параметр $\Delta$ :

- для воды

$$\Delta = 3,835 \cdot 10^9 + 0,4283 \cdot 10^9 T_{cp} + 1,004 \cdot 10^7 T_{cp}^2;$$

- для других жидкостей

$$\Delta = 9,81 \cdot \beta_T \cdot \rho_T^2 \cdot C_T \cdot (\mu_T \cdot \lambda_T)^{-1},$$

где  $\beta_T$  – коэффициент объемного расширения теплоносителя, 1/К;  
 $\rho_T$  – плотность теплоносителя, кг/м;  
 $\mu_T$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с;  
 $\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К).  
 Все физические свойства теплоносителя определяются при  $T_{cp}$ .

#### 2.4.3.6. Произведение критериев Грасгофа и Прандтля

$$Gr \cdot Pr = H_p^3 \cdot (T'_{ст} - T_{cp}) \cdot \Delta.$$

#### 2.4.3.7. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_T = Cs \cdot \lambda_T \cdot (Gr \cdot Pr)^f \cdot H^{-1}.$$

Таблица 2.11

Вспомогательные коэффициенты  $Cs$  и  $f$

$Gr \cdot Pr$	$Cs$	$f$	$Gr \cdot Pr$	$Cs$	$f$
до $10^{-3}$	0,450	0	от $5 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
от 10 до $5 \cdot 10$	1,180	0,125	более $2 \cdot 10^7$	0,135	0,330

#### 2.4.3.8. Действительный тепловой поток

$$Q_d = F \cdot K \cdot \Delta T_{\text{ср}}.$$

#### 2.4.3.9. Температура стенки во втором приближении

$$T''_{\text{ст}} = T_{\text{ср}} \pm \frac{Q_d}{(F \cdot \alpha_T)}$$

(«+» – при отводе тепла от среды, «-» – при подводе тепла к среде).

Условие точности приближения

$$\varepsilon = \frac{|T'_{\text{ст}} - T''_{\text{ст}}|}{|T'_{\text{ст}} - T_{\text{ср}}|} \leq 0,05.$$

При невыполнении данного условия принимается  $T'_{\text{ст}} = T''_{\text{ст}}$ , и расчет возобновляется с п. 2.4.3.6.

### 2.4.4. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от жидкости в рубашке из полутруб к стенке аппарата

#### 2.4.4.1. Расход теплоносителя в рубашке

$$G_T = \frac{Q_{\text{ТР}}}{C_T \cdot |T_2 - T_1|},$$

где  $Q_{\text{ТР}}$  – требуемый тепловой поток через стенку аппарата, Вт;  
 $T_1, T_2$  – температура жидкости на входе и выходе.

#### 2.4.4.2. Вспомогательные параметры:

- длина дуги

$$L_1 = R_T \cdot \sqrt{8 \cdot A_1 + 5,3 \cdot A_1^2 - 1};$$

- длина хорды сегмента

$$L_2 = 2 \cdot R_T \cdot \sqrt{2 \cdot A_1 - 1},$$

где  $A_1 = H_T / R_T$ ;

$R_T$  – радиус полутруб рубашки, м;

$H_T$  – высота сегмента полутрубы, м.

#### 2.4.4.3. Площадь проходного сечения

$$S_T = 0,5 \cdot R_T \cdot [L_1 - L_2 \cdot (1 - A_1)].$$

#### 2.4.4.4. Смоченный периметр

$$\Pi = L_1 + L_2.$$

#### 2.4.4.5. Эквивалентный диаметр

$$D_9 = \frac{4 \cdot S_T}{\Pi}.$$

#### 2.4.4.6. Средняя температура теплоносителя

$$T_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (T_1 + T_2).$$

2.4.4.7. Температура стенки в первом приближении

$$T'_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (T + T_{\text{ср}}).$$

2.4.4.8. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot D \cdot H_p,$$

где  $H_p$  – высота навивки рубашки, м.

2.4.4.9. Скорость воды в трубах рубашки

$$W = \frac{G_T}{\rho_T \cdot S_T},$$

где  $\rho_T$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

2.4.4.10. Критерий Прандтля

$$\text{Pr} = C_T \cdot \frac{\mu_T}{\lambda_T},$$

где  $\mu_T$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с;

$\lambda_T$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К).

Все физические свойства теплоносителя определяются при  $T_{\text{ср}}$ .

2.4.4.11. Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \rho \cdot W \cdot \frac{D_E}{\mu_T}.$$

2.4.4.12. Вспомогательный коэффициент

$$\varepsilon = 1 + \frac{3,6 \cdot D_E}{D}.$$

2.4.4.13. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_T = \frac{0,23 \cdot \lambda_T \cdot \mu_T^{0,14} \cdot \varepsilon \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33}}{D_E \cdot \mu'_{\text{ст}}{}^{0,14}},$$

где  $\mu'_{\text{ст}}$  – коэффициент вязкости теплоносителя при  $T'_{\text{ст}}$ , Па·с.

2.4.4.14. Действительный тепловой поток

$$Q_d = F \cdot K \cdot \Delta T_{\text{ср}}.$$

2.4.4.15. Температура стенки во втором приближении

$$T''_{\text{ст}} = T_{\text{ср}} \mp \frac{Q_d}{F \cdot \alpha_T}$$

(«+» – при отводе тепла от среды, «-» – при подводе тепла к среде).

2.4.4.16. Условие точности приближения

$$\varepsilon = \frac{|\mu'_{\text{ст}} - \mu''_{\text{ст}}|}{\mu'_{\text{ст}}} \leq 0,03,$$

где  $\mu'_{\text{ст}}$  и  $\mu''_{\text{ст}}$  – динамическая вязкость жидкости при соответствующих температурах  $T'_{\text{ст}}$  и  $T''_{\text{ст}}$ .

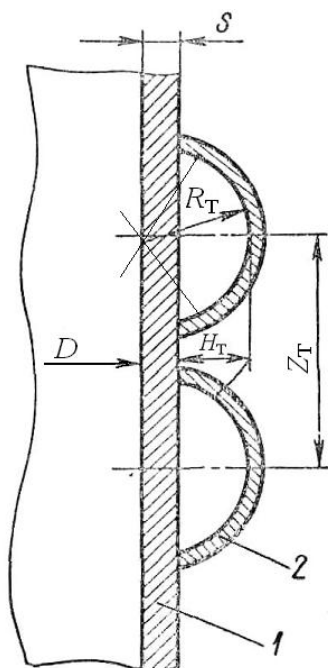


Рис. 2.23. Рубашка из полутруб:  
1 – корпус аппарата, 2 – рубашка

При невыполнении данного условия расчет возобновляется с пункта 2.4.4.13, где принимается  $\mu'_{\text{ст}} = \mu''_{\text{ст}}$ .

2.4.4.17. Эквивалентная толщина стенки аппарата.

Термическое сопротивление стенки аппарата, оборудованного рубашкой из полутруб, определяется при  $S = S_{\text{экв}}$ , которое вычисляется по формулам:

$$b_T = 0,5(Z_T - L_2);$$

$$p = \left( b_T + \sqrt{b_T^2 + S^2} \right) / S;$$

$$S_{\text{экв}} = \frac{2S(0,5L_2 + L_T)}{L_2 + 2S \cdot \ln p},$$

где  $Z_T$  – расстояние между центрами двух соседних полутруб (рис. 2.23).

## 2.4.5. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося в гладкой рубашке к стенке аппарата

2.4.5.1. Температура стенки в первом приближении

$$T'_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (T + T_{\text{к}}),$$

где  $T_{\text{к}}$  – температура конденсации пара.

2.4.5.2. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot (D + 2 \cdot S) \cdot H_p,$$

где  $S$  – толщина стенки аппарата, м;

$H_p$  – высота цилиндрической части рубашки, м.

2.4.5.3. Плотность теплового потока

$$q = \frac{Q_{\text{тр}}}{F},$$

где  $Q_{\text{тр}}$  – требуемый тепловой поток, Вт.

2.4.5.4. Средняя температура конденсата

$$T_{\text{к.ср}} = 0,5 \cdot (T'_{\text{ст}} + T_{\text{к}}).$$

2.4.5.5. Коэффициент теплоотдачи



$$\alpha_T = \left[ \frac{1,15 \cdot \lambda_T^3 \cdot \rho_T \cdot (\rho_T - \rho'_T) \cdot q \cdot r_T}{\mu_T \cdot (T_K - T'_{CT}) \cdot H_p} \right]^{0,25},$$

где  $\rho_T$  – плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu_T$  – коэффициент динамической вязкости конденсата, Па·с;

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

$\rho'_T$  – плотность насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>;

$r_T$  – теплота парообразования насыщенного пара.

Все физические свойства конденсата определяются при  $T_{k,cr}$ .

#### 2.4.5.6. Действительный тепловой поток

$$Q_d = F \cdot K \cdot \Delta T_{cr}.$$

#### 2.4.5.7. Температура стенки во втором приближении

$$T''_{CT} = T_{cr} - \frac{Q_d}{F \cdot \alpha_T}.$$

#### 2.4.5.8. Условие точности приближения

$$\varepsilon = \frac{|T'_{CT} - T''_{CT}|}{|T_K - T'_{CT}|} \leq 0,25.$$

При невыполнении данного условия принимается  $T'_{CT} = T''_{CT}$  и расчет возобновляется с п. 2.4.5.4.

### 2.4.6. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося в рубашке из полутруб к стенке аппарата

#### 2.4.6.1. Общая длина теплообменного канала (рис. 2.23)

$$L_T = \pi \cdot Z_B \cdot (D + 2 \cdot S),$$

где  $Z_B$  – количество витков на рубашке;

$D$  – диаметр аппарата, м;

$S$  – толщина стенки аппарата, м.

#### 2.4.6.2. Вспомогательные параметры:

- длина дуги

$$L_1 = R_T \cdot \sqrt{8 \cdot A_1 + 5,3 \cdot A_1^2 - 1};$$

- длина хорды сегмента

$$L_2 = 2 \cdot R_T \cdot \sqrt{2 \cdot A_1 - 1},$$

где  $A_1 = H_T / R_T$ ;

$R_T$  – радиус полутруб рубашки, м;

$H_T$  – высота сегмента трубы рубашки, м.

2.4.6.3. Площадь проходного сечения

$$S_T = 0,5 \cdot R_T \cdot [L_1 - L_2 \cdot (1 - A_1)].$$

2.4.6.4. Смоченный периметр

$$\Pi = L_1 + L_2.$$

2.4.6.5. Эквивалентный диаметр

$$D_9 = \frac{4 \cdot S_T}{\Pi}.$$

2.4.6.6. Температура стенки в первом приближении

$$T'_{CT} = 0,5 \cdot (T + T_K).$$

где  $T_K$  – температура конденсации пара.

2.4.6.7. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot (D + 2 \cdot S) \cdot H_p.$$

2.4.6.8. Тепловой поток

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta T_{cp},$$

где  $\Delta T_{cp} = T_K - T$ .

2.4.6.9. Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_T = 2,5 \lambda_T \sqrt{Q \rho_T \rho^{0,1} L_T^{0,35} (F \cdot r_T / \mu_T)^{-0,5} (g \rho'_T \sigma_T)^{-0,3} D_9^{-0,25}},$$

или по приближенной формуле

$$\alpha_T = \frac{1,36(11,84 - 0,0336 \cdot T_K)(Q / F)^{0,5} L^{0,35}}{D_9^{0,25}},$$

где  $\lambda_T$  – теплопроводность конденсата, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\mu_T$  – динамическая вязкость конденсата, Па·с;

$\rho_T$  – плотность конденсата при  $T_K$ , кг/м<sup>3</sup>;

$\sigma_T$  – поверхностное натяжение конденсата при  $T_K$ , Н/м;

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

$r_T$  – удельная теплота конденсации при  $T_K$ , Дж/кг;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\rho'_T$  – плотность насыщенного пара при  $T_K$ , кг/м<sup>3</sup>.

## **2.4.7. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от воды во встроенном змеевике к стенке змеевика**

2.4.7.1. Площадь проходного сечения

$$S_T = 0,25 \cdot \pi \cdot d_{тр.зм}^2,$$

где  $d_{\text{тр.зм}}$  – диаметр трубы змеевика, м.

2.4.7.2. Эквивалентный диаметр

$$D_{\text{э}} = d_{\text{тр.зм}}.$$

2.4.7.3. Средняя температура теплоносителя

$$T_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (T_1 + T_2).$$

2.4.7.4. Температура стенки в первом приближении

$$T'_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (T + T_{\text{ср}}).$$

2.4.7.5. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot D_{\text{тр.зм}} \cdot D_{\text{зм}} \cdot Z_{\text{зм}} \cdot n_{\text{зм}},$$

где  $Z_{\text{зм}}$  – количество витков змеевика;

$D_{\text{зм}}$  – диаметр змеевика, м.

2.4.7.6. Критерий Прандтля

$$\text{Pr} = C_T \cdot \frac{\mu_T}{\lambda_T},$$

где  $\mu_T$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с;

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

$C_T$  – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К).

Все физические свойства теплоносителя определяются при  $T_{\text{ср}}$ .

2.4.7.7. Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \rho \cdot W \cdot \frac{D_{\text{э}}}{\mu_T}.$$

2.4.7.8. Вспомогательный коэффициент

$$\varepsilon = 1 + \frac{3,6 \cdot D_{\text{э}}}{D}.$$

2.4.7.9. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_T = \frac{0,23 \cdot \lambda_T \cdot \mu_T^{0,14} \cdot \varepsilon \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33}}{D_{\text{э}} \cdot \mu'_{\text{ст}}{}^{0,14}},$$

где  $\mu'_{\text{ст}}$  – коэффициент вязкости теплоносителя при  $T'_{\text{ст}}$ , Па·с.

2.4.7.10. Действительный тепловой поток

$$Q_{\text{д}} = F \cdot K \cdot \Delta T_{\text{ср}}.$$

2.4.7.11. Температура стенки во втором приближении

$$T''_{\text{ст}} = T_{\text{ср}} \mp \frac{Q_{\text{д}}}{F \cdot \alpha_T}$$

(«+» – при отводе тепла от среды, «-» – при подводе тепла к среде).

#### 2.4.7.12. Условие точности приближения

$$\varepsilon = \frac{|\mu'_{\text{ст}} - \mu''_{\text{ст}}|}{\mu'_{\text{ст}}} \leq 0,03,$$

где  $\mu'_{\text{ст}}$  и  $\mu''_{\text{ст}}$  – динамическая вязкость жидкости при соответствующих температурах  $T'_{\text{ст}}$  и  $T''_{\text{ст}}$ .

При невыполнении данного условия расчет возобновляется с п. 2.4.7.9, где принимается  $\mu'_{\text{ст}} = \mu''_{\text{ст}}$ .

### 2.4.8. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося во встроенном змеевике к стенке змеевика

#### 2.4.8.1. Общая длина теплообменного канала

$$L_{\text{Т}} = \pi \cdot Z_{\text{зм}} \cdot D_{\text{зм}},$$

где  $Z_{\text{зм}}$  – количество витков змеевика;

$D_{\text{зм}}$  – диаметр змеевика, м.

#### 2.4.8.2. Площадь проходного сечения

$$S_{\text{Т}} = 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{тр.зм}}^2,$$

где  $d_{\text{тр.зм}}$  – диаметр трубы змеевика, м.

#### 2.4.8.3. Средняя температура теплоносителя

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{к}},$$

где  $T_{\text{к}}$  – температура конденсации греющего пара.

#### 2.4.8.4. Эквивалентный диаметр

$$D_{\text{Е}} = D_{\text{тр.зм}}.$$

#### 2.4.8.5. Поверхность теплообмена

$$F = \pi \cdot D_{\text{тр.зм}} \cdot D_{\text{зм}} \cdot Z_{\text{зм}} \cdot n_{\text{зм}}.$$

#### 2.4.8.6. Тепловой поток

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta T_{\text{ср}},$$

где  $\Delta T_{\text{ср}} = T_{\text{к}} - T$ .

2.4.8.7. Коэффициент теплоотдачи ( $\alpha_{\text{Т}}$ ) рассчитывается так же, как п. 2.4.6.9 настоящего раздела.

### 2.4.9. Расчет предельного теплового потока

Расчет предельного теплового потока для *встроенных змеевиков и рубашек из полутруб*, при использовании в качестве теплоносителя

конденсирующихся паров, должен проводиться с учетом того, что заданный тепловой поток не должен превышать предельного значения  $\Phi_{\text{пред}}$ , при котором начинается заполнение теплообменного устройства конденсатом.

Угол наклона канала теплообменного устройства, рад:

- для рубашки

$$\beta = \frac{Z_T}{\pi D},$$

где  $Z_T$  – шаг навивки полутрубы, м;

$D$  – диаметр аппарата, м;

- для змеевика

$$\beta = \frac{S_{3M}}{\pi D_{3M}},$$

где  $S_{3M}$  – шаг навивки змеевика, м;

$D_{3M}$  – диаметр навивки змеевика, м.

Предельный тепловой поток, Вт:

- для водяного пара (рубашка)

$$\Phi_{\text{пред}} = 1,9 \cdot 10^{10} R_T^{2,67} \sqrt{\beta},$$

где  $R_T$  – радиус полутрубы, м;

- для водяного пара (змеевик)

$$\Phi_{\text{пред}} = 5,8 \cdot 10^9 d_{\text{тр.3M}}^{2,67} \sqrt{\beta},$$

где  $d_{3M}$  – диаметр трубы змеевика, м;

- для паров других жидкостей (рубашка)

$$\Phi_{\text{пред}} = 8 \cdot 10^3 r_T R_T^{2,67} \sqrt{\beta},$$

где  $r_T$  – удельная теплота парообразования теплоносителя при температуре теплоносителя, Дж/кг;

- для паров других жидкостей (змеевик)

$$\Phi_{\text{пред}} = 2600 r_T d_{\text{тр.3M}}^{2,67} \sqrt{\beta}.$$

## 2.5. Алгоритм расчета некоторых случаев теплообмена на ЭВМ

### 2.5.1. Расчет теплоотдачи от перемешиваемой среды

2.5.1.1. Объем заполнения аппарата, м<sup>3</sup>,

$$V = \frac{\pi D^2 H}{4},$$

где  $D$  – диаметр аппарата, м;

$H$  – высота заполнения аппарата, м.

#### 2.5.1.2. Удельная диссипация энергии в перемешиваемой среде

$$\varepsilon_0 = \frac{N}{\rho V},$$

где  $N$  – мощность, потребляемая при перемешивании, Вт;

$\rho$  – плотность перемешиваемой среды, кг/м<sup>3</sup>.

#### 2.5.1.3. Кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с,

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость среды, Па·с.

#### 2.5.1.4. Число Прандтля

$$Pr = \mu \frac{c}{\lambda},$$

где  $c$  – удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К);

$\lambda$  – теплопроводность среды, Вт/(м·К).

#### 2.5.1.5. Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha = \frac{0,267c \cdot \rho \cdot (\varepsilon_0 \cdot \nu)^{0,25}}{Pr^{0,75}}.$$

### 2.5.2. Расчет теплоотдачи от жидкости в цилиндрической рубашке

#### 2.5.2.1. Температура теплоносителя на выходе из рубашки, °С,

$$t_{T2} = t_{T1} - \frac{\Phi}{\rho_{Tст} c_T V_T},$$

где  $t_{T1}$  – температура теплоносителя на входе в рубашку, °С;

$\Phi$  – заданный тепловой поток, Вт;

$\rho_{Tст}$  – плотность теплоносителя при температуре стенки, кг/м<sup>3</sup>;

$V_T$  – объемный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с.

2.5.2.2. Средняя температура теплоносителя в рубашке (в первом приближении), °С,

$$t_{cp} = \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2}.$$

#### 2.5.2.3. Функция температуры стенки аппарата

$$t_{Tст}(t_{cp}) = \frac{t + t_{cp}}{2}.$$

#### 2.5.2.4. Функция параметра $L$ :

- для воды

$$L(t_{\text{cp}}) = \exp(16,79 \cdot 10^{-3} t_{\text{cp}} - 3,917);$$

- для других жидкостей

$$L(t_{\text{cp}}) = \frac{g \beta_T \rho_{\text{TCT}}^2}{\mu_T \lambda_T}.$$

2.5.2.5. Функция произведения критериев  $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$

$$\Sigma(t_{\text{cp}}) = \text{Gr} \cdot \text{Pr};$$

$$\Sigma(t_{\text{cp}}) = H_T^3 (t_{\text{TCT}} - t_{\text{cp}}) L(t_{\text{cp}}).$$

2.5.2.6. Функция коэффициента теплоотдачи от теплоносителя

$$\alpha_T(t_{\text{cp}}) = C_5 \frac{\lambda_T}{H_T} [\Sigma(t_{\text{cp}})]^f.$$

Таблица 2.12

Вспомогательные коэффициенты  $C_5$  и  $f$

Обозначение величины	Значение величины при параметре $\text{Gr} \cdot \text{Pr}$			
	Менее 0,001	0,001÷500	500÷2·10 <sup>6</sup>	Более 2·10 <sup>6</sup>
$C_5$	0,450	1,180	0,54	0,135
$f$	0	0,125	0,250	0,33

2.5.2.7. Средняя разность температур между перемешиваемой средой и теплоносителем, °C,

$$\Delta t_{\text{cp}} = t_{\text{cp}} - t.$$

2.5.2.8. Функция коэффициента теплопередачи

$$K(t_{\text{cp}}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{CT}}(t_{\text{cp}})}},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от среды к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$S$  – толщина стенки аппарата, м;

$\lambda_{\text{CT}}$  – теплопроводность материала стенки аппарата, Вт/(м·К).

2.5.2.9. Функция расчетного теплового потока

$$\Phi(t_{\text{cp}}) = K(t_{\text{cp}}) F \Delta t_{\text{cp}}.$$

2.5.2.10. Средняя расчетная температура теплоносителя в рубашке ( $t_{\text{cp}}$ , °C) определяется решением нелинейного уравнения

$$\frac{t_{\text{T1}} + \left[ t_{\text{T1}} - \frac{\Phi(t_{\text{cp}})}{\rho_T(t_{\text{cp}}) c_T(t_{\text{cp}}) V_T} \right]}{2} = t_{\text{cp}}.$$

2.5.2.11. По найденному значению  $t_{cp}$  и определенным выше функциям вычисляют значения:

- коэффициента теплопередачи  $K(t_{cp})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- коэффициента теплоотдачи от теплоносителя  $\alpha(t_{cp})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- расчетного теплового потока  $\Phi(t_{cp})$ , Вт;
- расчетной температуры теплоносителя на выходе из рубашки, °С,

$$t_{T2} = t_{T1} - \frac{\Phi(t_{cp})}{\rho_T(t_{cp})c_T(t_{cp})V_T}.$$

### 2.5.3. Расчет теплоотдачи от перемешиваемой среды в аппарате с отражательными перегородками и змеевиком

2.5.3.1. Высота змеевика, м,

$$h_{зм} = (Z_{зм} - 1)S_{зм} + d_{тр.зм},$$

где  $Z_{зм}$  – число витков змеевика;

$S_{зм}$  – шаг навивки змеевика, м;

$d_{тр.зм}$  – диаметр трубы змеевика, м.

2.5.3.2. Параметр

$$\chi_0 = \frac{h_{зм}}{Z_{зм}d_{тр.зм}}.$$

2.5.3.3. Параметр  $\chi_1$ .

Определение параметра  $\chi_1$  проводится по значению аргумента  $\chi = \chi_0$  интерполяцией табличной функции  $\chi_1 = f(\chi)$ :

$\chi$	2	5	10	20
$\chi_1$	0,40	0,53	0,70	0,88

2.5.3.4. Параметр

$$\chi_{20} = 8D_{зм} \frac{d_{тр.зм}}{D^2},$$

где  $D_{зм}$  – диаметр навивки змеевика, м;

$D$  – диаметр аппарата, м.

2.5.3.5. Параметр

$$\chi_3 = f(\chi_{20}).$$

Определение параметра  $\chi_3$  проводится по значению аргумента  $\chi_2 = \chi_{20}$  интерполяцией табличной функции  $\chi_3 = f(\chi_2)$ :

$\chi_2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----



$\chi_3$	0,75	0,52	0,40	0,27	0,18	0,12	0,075	0,04	0,02
----------	------	------	------	------	------	------	-------	------	------

2.5.3.6. Коэффициент гидравлического сопротивления змеевика

$$\zeta_{3M} = \frac{1,15\chi_1\chi_2 Z_{3M}}{(1-\chi_1\chi_2)^3}.$$

2.5.3.7. Характеристический объем жидкости (объем следа),  $m^3$ ,

$$V_{сл} = \pi D_{3M} d_{тр.3M} \left[ 1,5h_{3M} - \left( \frac{\pi}{4} \right) d_{тр.3M} Z_{3M} \right].$$

2.5.3.8. Относительная средняя скорость в аппарате,  $V_{ср}$ :

- для аппаратов с четырьмя отражательными перегородками

$$V_{ср} = 0,55\pi n d_M (z_M \zeta_M)^{0,36} Re^{0,09} \varphi^{-0,36} \Gamma_D^{-0,64},$$

где  $\varphi$  – степень заполнения аппарата жидкостью;

- для аппаратов с открытыми турбинными мешалками

$$V_{ср} = 1,4n d_M^2 D^{-2/3} H^{-1/3}.$$

2.5.3.9. Параметр:

$$\varphi = 1 - \sin(\alpha) \left[ 1 - \frac{0,33V_{ср} - V_{ср}^2 + V_{ср}^3 (1 - r_{вн})}{0,25 - 0,67V_{ср} + 0,5V_{ср}^2} \right] V_{ср} \frac{d_M}{D},$$

где  $D$  – внутренний диаметр аппарата, м;

$\alpha$  – угол поворота лопасти мешалки относительно горизонтальной плоскости (например, для трехлопастной мешалки  $\alpha = 30^\circ$ );

$d_M$  – диаметр мешалки, м.

Относительный радиус внутренней кромки лопасти мешалки ( $r_{вн}$ ) выбирается в зависимости от типа мешалки, например:

трехлопастная.....  $r_{вн} = 0$ ;

турбинная открытая...  $r_{вн} = 0,5$ ;

рамная.....  $r_{вн} = 0,86$ .

2.5.3.10. Критерий мощности перемешивания

$K_{\Pi} = 3,87\zeta_M K_1(\psi_1)$ , если расчет ведем через  $\psi_1$  и  $\psi_2$ ;

$K_{\Pi} = 4\zeta_M K_1(\psi_1)$ , если расчет ведем через  $V_{ср}$ .

2.5.3.11. Коэффициент расхода

$$K_2 = \sqrt[3]{\frac{\pi^2 K_{\Pi} \varphi \Gamma_D^4}{388 \frac{H}{D} \left( 1 - \frac{h_{л}}{H} \right) + 256}},$$

где  $H$  – высота заполнения аппарата средой, м;

$h_{л}$  – высота лопасти мешалки, м.

2.5.3.12. Средняя скорость циркуляционного потока, м/с,

$$W = \left( 8K_2 n \frac{d_M^3}{\pi D^2} \right) \sqrt{\frac{4}{4 + \zeta_{3M}}},$$

где  $n$  – частота вращения мешалки, 1/с.

2.5.3.13. Мощность, затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления змеевика, Вт,

$$N_{сл} = \zeta_{3M} \rho W^3 \frac{D^2}{16}.$$

2.5.3.14. Удельная диссипация энергии в жидкости, заключенной в зоне витков змеевика, Вт/кг,

$$\varepsilon_{сл} = \frac{N_{сл}}{\rho V_{сл}},$$

где  $\rho$  – плотность перемешиваемой среды.

2.5.3.15. Кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с,

$$\nu = \mu / \rho,$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость среды.

2.5.3.16. Число Прандтля

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda},$$

где  $\lambda$  – теплопроводность среды, Вт/(м·К);

$c$  – удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К).

2.5.3.17. Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды

$$\alpha = \frac{0,267(\varepsilon_{сл} \nu)^{0,25} c \cdot \rho}{Pr^{0,25}}.$$

## 2.5.4. Расчет теплоотдачи от конденсирующегося пара в цилиндрической рубашке

2.5.4.1. Средняя разность температур перемешиваемой среды, °С,

$$\Delta t_{ср} = t_T - t,$$

где  $t$  – температура перемешиваемой среды, °С;

$t_T$  – температура конденсации пара, °С.

2.5.4.2. Температура стенки аппарата, °С,

$$t_{ст} = \frac{t + t_T}{2}.$$

2.5.4.3. Коэффициент

$$P(t_{\text{CT}}) = \frac{r_T}{c_T(t_T - t_{\text{CT}})},$$

где  $r_T$  – удельная теплота парообразования конденсата при  $t_T$ , (1/К);  
 $c_T$  – удельная теплоемкость конденсата при  $t_T$ , Дж/(кг·К).

#### 2.5.4.4. Условия продолжения расчета:

- если  $P(t_{\text{CT}}) > 5$ , то расчет продолжается с п. 2.5.4.5 данного раздела (случай невозмущенного ламинарного стекания пленки при отсутствии градиента температуры по толщине).
- если  $P(t_{\text{CT}}) < 5$ , то расчет продолжается с п. 2.5.4.7 данного раздела (случай неизотермической пленки и наличие волнообразования).

#### 2.5.4.5. Коэффициент

$$A_1 = \left[ \frac{\lambda_T \rho_T (\rho_T - \rho_{T1}) g}{\mu_T} \right]^{0,25},$$

где  $\rho_T$  – плотность конденсата при  $t_T$ , кг/м<sup>3</sup>;  
 $\lambda_T$  – теплопроводность конденсата при  $t_T$ , Вт/(м·К);  
 $\mu_T$  – динамическая вязкость конденсата при  $t_T$ , Па·с.

#### 2.5.4.6. Функция коэффициента теплоотдачи от теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$\alpha_T(t_{\text{CT}}) = 0,94 A_1 \sqrt[4]{\frac{r_T}{H(t_T - t_{\text{CT}})}},$$

где  $H$  – высота заполнения аппарата.

Далее расчет продолжить с п. 2.5.4.12. данного раздела.

#### 2.5.4.7. Функция коэффициента

$$\varepsilon_T(t_{\text{CT}}) = \left[ \left( \frac{\lambda_{T\text{CT}}}{\lambda_{\text{CT}}} \right)^3 \left( \frac{\mu_T}{\mu_{T\text{CT}}} \right)^{0,125} \right],$$

где  $\lambda_{T\text{CT}}$  – теплопроводность конденсата при температуре стенки, Вт/(м·К);  
 $\mu_{T\text{CT}}$  – динамическая вязкость конденсата при температуре стенки, Па·с.

#### 2.5.4.8. Функция коэффициента

$$\varepsilon_H(t_{\text{CT}}) = \left[ 1 + 0,4(t_T - t_{\text{CT}}) \frac{c_T}{r_T} \right]^{0,6}.$$

2.5.4.9. Массовый расход конденсата в расчете на одном метре смоченного периметра, кг/(м·с),

$$G_{\Pi} = \frac{\Phi}{\pi r_T D},$$

где  $D$  – диаметр аппарата, м;  
 $\Phi$  – заданный тепловой поток, Вт.

#### 2.5.4.10. Число Рейнольдса для пленки конденсата

$$\text{Re}_\Pi = \frac{G_\Pi}{\mu_T}.$$

#### 2.5.4.11. Функция коэффициента теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

при  $\text{Re}_\Pi < 1$

$$\alpha_T(t_{\text{CT}}) = 0,943 \varepsilon_T(t_{\text{CT}}) \varepsilon_H(t_{\text{CT}}) \left\{ \left[ \frac{\lambda_T^3 \rho_T (\rho_T - \rho_{T1}) g r_T}{\mu_T (t_T - t_{\text{CT}}) H_T} \right]^{0,25} \right\};$$

при  $1 < \text{Re}_\Pi < 250$

$$\alpha_T(t_{\text{CT}}) = 0,943 \varepsilon_T(t_{\text{CT}}) \cdot \varepsilon_H(t_{\text{CT}}) \cdot \text{Re}_\Pi^{0,04} \left\{ \left[ \frac{\lambda_T^3 \cdot \rho_T (\rho_T - \rho_{T1}) g \cdot r_T}{\mu_T (t_T - t_{\text{CT}}) H_T} \right]^{0,25} \right\};$$

при  $\text{Re}_\Pi > 250$

$$\alpha_T(t_{\text{CT}}) = \frac{\text{Re}_\Pi \lambda_T \left[ g \left( 1 - \frac{\rho_{T1}}{\rho_T} \right) \right]^{1/3}}{v_T^{2/3} \left[ 2300 + 41 \text{Pr}_T^{-0,5} (\text{Re}_\Pi^{0,75} - 89) M(t_{\text{CT}})^{0,25} \right]},$$

где  $v_T$  – кинематическая вязкость конденсата, м<sup>2</sup>/с,

$$v_T = \frac{\mu_T}{\rho_T};$$

$\text{Pr}_T$  – число Прандтля конденсата

$$\text{Pr}_T = \frac{\mu_T c_T}{\lambda_T};$$

$M(t_{\text{CT}})$  – функция отношения чисел Прандтля при средней температуре теплоносителя и температуре горячей стенки

$$M(t_{\text{CT}}) = \frac{\text{Pr}_T}{\text{Pr}_{T\text{CT}}(t_{\text{CT}})};$$

$\text{Pr}_{T\text{CT}}(t_{\text{CT}})$  – функция числа Прандтля конденсата при температуре стенки

$$\text{Pr}_{T\text{CT}}(t_{\text{CT}}) = \frac{\mu_{T\text{CT}} c_{T\text{CT}}}{\lambda_{T\text{CT}}},$$

$c_{\text{Тст}}$  – удельная теплоемкость конденсата при температуре горячей стенки, Дж/(кг·К).

2.5.4.12. Функция коэффициента теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$K(t_{\text{ст}}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{T}}(t_{\text{ст}})}}.$$

2.5.4.13. Функция расчетного теплового потока, Вт,

$$\Phi(t_{\text{ст}}) = K(t_{\text{ст}}) F \Delta t_{\text{ср}}.$$

2.5.4.14. Средняя расчетная температура теплоносителя в рубашке ( $t_{\text{ст}}$ , °С) определяется решением нелинейного уравнения

$$\Delta(t_{\text{ст}}) = t_{\text{ст}} - t_{\text{T}} + \frac{\Phi(t_{\text{ст}})}{F \cdot \alpha_{\text{T}}(t_{\text{ст}})}.$$

2.5.4.15. По найденному значению  $t_{\text{ст}}$  и определенным выше функциям вычисляют значения:

- коэффициента теплопередачи  $K(t_{\text{ст}})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- коэффициента теплоотдачи от теплоносителя  $\alpha_{\text{T}}(t_{\text{ст}})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- расчетного теплового потока  $\Phi(t_{\text{ст}})$ , Вт.

Значение расчетного теплового потока сравнивается с заданным. Если  $\Phi(t_{\text{ст}}) > \Phi$ , то расчет заканчивают. В противном случае необходимо увеличить поверхность теплообмена или температуру конденсирующегося пара и повторить расчет.

## **2.5.5. Расчет теплоотдачи от жидкости в рубашке из полутруб или во встроенном змеевике**

2.5.5.1. Коэффициент  $\varepsilon_{\text{T}}$ :

- для рубашки из полутруб

$$\varepsilon_{\text{T}} = 1 + 3,6 \frac{D_{\text{э}}}{D},$$

где  $D_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр канала полутрубы, м;

- для змеевика - формула для  $\varepsilon_{\text{T}}$  та же при  $D_{\text{э}} = d_{\text{тр.зм}}$  и  $D = D_{\text{зм}}$ ,

где  $D_{\text{зм}}$  – диаметр навивки змеевика, м.

2.5.5.2. Скорость течения теплоносителя, м/с,

- для рубашки из полутруб

$$W_T = \frac{V_T}{S_T},$$

где  $V_T$  – объемный расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;  
 $S_T$  – площадь поперечного сечения канала полутрубы (п. 2.4.4), м;  
 • для змеевика

$$W_T = \frac{4V_T}{\pi D_{3M}},$$

2.5.5.3. Температура теплоносителя на выходе из рубашки (змеевика), °С,

$$t_{T2} = t_{T1} - \frac{\Phi}{\rho_T c_T V_T},$$

где  $t_{T1}$  – температура теплоносителя на входе, °С;  
 $\Phi$  – заданный тепловой поток, Вт;  
 $\rho_T$  – плотность теплоносителя при  $t_{T1}$ , кг/м<sup>3</sup>;  
 $c_T$  – удельная теплоемкость теплоносителя при  $t_{T1}$ , Дж/(кг·К).  
 2.5.5.4. Средняя расчетная температура теплоносителя в рубашке или в змеевике, °С,

$$t_{cp} = \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2}.$$

2.5.5.5. Температура стенки аппарата, °С,

$$t_{TCT} = \frac{t + t_{cp}}{2},$$

где  $t$  – температура перемешиваемой среды, °С.

2.5.5.6. Функция числа Рейнольдса

• для рубашки из полутруб

$$Re(t_{cp}) = \frac{\rho_T(t_{cp}) \cdot W_T D_3}{\mu_T(t_{cp})},$$

где  $\rho_T(t_{cp})$  и  $\mu_T(t_{cp})$  – плотность и динамическая вязкость теплоносителя при температуре  $t_{cp}$ , определяемые по предварительно заданным аппроксимирующим зависимостям;

• для змеевика – формула функции  $Re(t_{cp})$  та же при  $D_3 = d_{тр.3M}$ .

2.5.5.7. Функция числа Прандтля

$$Pr(t_{cp}) = \frac{\mu_T(t_{cp}) \cdot c_T(t_{cp})}{\lambda_T(t_{cp})},$$

где  $c_T(t_{cp})$  и  $\lambda_T(t_{cp})$  – удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности теплоносителя при температуре  $t_{cp}$ , определяемые по предварительно заданным аппроксимирующим зависимостям, Вт/(м·К).

2.5.5.8. Функция коэффициента теплоотдачи от теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

- для рубашки из полутруб

$$\alpha_T(t_{cp}, t_{Tct}) = 0,023 \varepsilon_T \frac{\lambda_T(t_{cp})}{d_{\text{экв}}} \text{Re}(t_{cp})^{0,8} \text{Pr}(t_{cp})^{0,33} \left[ \frac{\mu_T(t_{cp})}{\mu_T(t_{Tct})} \right]^{0,14};$$

где  $\mu_T(t_{Tct})$  – динамическая вязкость теплоносителя при температуре  $t_{Tct}$ , Па·с;

- для змеевика – та же формула для  $\alpha_T(t_{cp}, t_{Tct})$  при  $D_{\text{э}} = d_{\text{тр.зм}}$ .

2.5.5.9. Разность температур, °С:

- на входе теплоносителя в рубашку

$$\Delta t_1 = |t - t_{T1}|;$$

- на выходе теплоносителя из рубашки

$$\Delta t_2 = |t - t_{T2}|.$$

2.5.5.10. Средняя разность температур между перемешиваемой средой и теплоносителем, °С:

- при  $\Delta t_1 > \Delta t_2$  
$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)};$$

- при  $\Delta t_1 < \Delta t_2$  
$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)}.$$

2.5.5.11. Функция коэффициента теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$K(t_{cp}, t_{Tct}) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_{\text{экв}}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_T(t_{cp}, t_{Tct})}},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды (п. 2.5.1 данного раздела), Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\lambda_{ct}$  – теплопроводность материала стенки аппарата, Вт/(м·К);

$S_{\text{экв}}$  – эквивалентная толщина стенки аппарата (п. 2.4.4 данного раздела), м;

2.5.5.12. Функция расчетного теплового потока, Вт,

$$\Phi(t_{cp}, t_{Tct}) = K(t_{cp}, t_{Tct}) F \Delta t_{cp},$$

где  $\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})$  – с тем же знаком, что и  $\Phi$ .

2.5.5.13. Определение значений  $t_{\text{ср}}$  и  $t_{\text{Тст}}$  совместным решением системы двух нелинейных уравнений:

$$\frac{1}{2} \left\{ t_{\text{Т1}} + \left[ t_{\text{Т1}} - \frac{\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})}{\rho_{\text{T}}(t_{\text{ср}}) \cdot c_{\text{T}}(t_{\text{ср}}) \cdot V_{\text{T}}} \right] \right\} = t_{\text{ср}}, \quad t_{\text{ср}} - \frac{\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})}{F \cdot \alpha(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})} = t_{\text{Тст}}.$$

2.5.5.14. Вычисление по найденным значениям  $t_{\text{ср}}$ ,  $t_{\text{Тст}}$  и определенным выше функциям значений:

- коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке аппарата или змеевика  $\alpha_{\text{T}}(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- коэффициента теплопередачи  $K(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- расчетного теплового потока  $\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}})$ , Вт.

2.5.5.15. Сравнение расчетного теплового потока с заданным значением:

- если  $\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}}) \geq \Phi$ , то расчет заканчивают;
- если  $\Phi(t_{\text{ср}}, t_{\text{Тст}}) < \Phi$ , то необходимо увеличить поверхность теплообмена или температуру теплоносителя и повторить расчет.

### 3. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВАЛА ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Механический расчет вала перемешивающего устройства на прочность, жесткость и виброустойчивость является наиболее трудоемкой и ответственной частью инженерного расчета при выборе и конструировании аппарата с мешалкой. При расчете этого элемента конструкции необходимо знать и учитывать гидродинамическую обстановку в аппарате, схемы расположения и конструкции опорных узлов и уплотнений, силы реакции рабочей среды, силы инерции присоединенных масс и особенности конструкции аппарата в целом.

Основные условия, обеспечивающие работоспособность вала, определяются расчетом его на виброустойчивость, жесткость и прочность. Изложенные ниже методы расчета распространяются на вертикальные аппараты с мешалками объемом до 100 м<sup>3</sup>, конструируемые на основании ГОСТ 20680–75, для перемешивания жидких сред плотностью до 2000 кг/м<sup>3</sup> с динамической вязкостью до 50 Па·с. Допускается также расчет жестких вертикальных валов для горизонтальных аппаратов. При



выборе метода расчета следует обращать внимание на конструкцию внутренних устройств и на тип вала (жесткий или гибкий).

При разработке принципиальной схемы и расчете валов следует принимать следующие допущения:

1. Разъемный вал, соединенный жесткой муфтой, принят эквивалентным целому.

2. Силовое воздействие на вал уплотнительного устройства и podatливость опор не учитываются.

3. Точки приложения масс, инерционных и гидродинамических сил от мешалок и других деталей, установленных на валу, приняты расположенными на серединах ступиц этих деталей. При наличии нескольких ступиц массу детали следует делить на число ступиц.

4. Участки вала, расположенные выше верхней опоры, в расчете не учитываются. При этом верхний консольный вылет вала не должен превышать 30 % от длины пролета однопролетного вала или 30 % от длины консоли консольного вала. Масса установленной на нем детали не должна превышать наибольшую из масс, установленную соответственно в пролете или на консоли.

5. Соединительные муфты и изменения диаметра вала в пределах привода, предусмотренные ОСТ 26-01-1225–75, не учитываются.

6. При жестком соединении вала мешалки с тихоходным валом стандартного планетарного редуктора заделка подшипника редуктора, используемого в качестве опоры вала мешалки, принимается жесткой.

7. Шпоночные пазы шириной до  $0,1 \cdot d$ , где  $d$  – диаметр вала, и местные кольцевые канавки диаметром более  $0,9 \cdot d$  при расчетах на виброустойчивость и жесткость не учитываются.

На жестких валах (постоянного сечения) допускаются участки, отличающиеся по диаметру не более чем на 5 %. При этом расчет ведется по диаметру наибольшей протяженности.

В качестве принципиальных схем для расчета валов вертикальных аппаратов с механическими перемешивающими устройствами приняты наиболее распространенные в практике аппаратостроения схемы типовых конструкций однопролетных и консольных валов, имеющих по одной шарнирно-неподвижной опоре  $A$  и по одной шарнирно-подвижной опоре  $B$ .

При выборе, проектировании и расчете аппарата с использованием гибкого вала необходимо учитывать ряд ограничений:

- а) применяются только гибкие консольные валы постоянного сечения;
- б) не допускается использование при работе на средах *газ – жидкость*;

в) высота заполнения аппарата должна быть не менее половины его диаметра;

г) глубина центральной воронки не должна превышать половины высоты заполнения аппарата перемешиваемой средой;

д) на валу допускается установка только следующих видов мешалок: трехлопастной с углом наклона лопасти  $24^\circ$ , шестилопастной с углом наклона лопасти  $45^\circ$ , винтовой, открытой турбинной; закрытой турбинной; клетьевой;

е) направление вращения мешалок, имеющих лопасти, должно обеспечивать поток жидкости в зоне мешалки снизу вверх;

ж) симплекс геометрического подобия должен находиться в пределах  $\Gamma_D = 3 \div 4$ ;

з) в аппаратах без отражательных перегородок не допускается установка внутренних устройств;

и) в пределах расчетной длины вала не должно быть разъемных муфтовых соединений.

Расчет вала на виброустойчивость сводится к определению условий работы, при которых угловая скорость вынужденного вращения вала находится в определенном соотношении с частотой его собственных крутильных колебаний, соответствующей критической частоте вращения вала.

Вал, вращающийся с частотой, меньшей, чем первая критическая скорость, называется жестким. Если же его частота вращения превышает первую критическую скорость, то вал называется гибким.

Расчет валов по условиям жесткости сводится к определению и ограничению динамических смещений вала в опасных по жесткости сечениях (в местах установки уплотнительных устройств, в небольших зазорах между вращающимися и неподвижными деталями).

Расчет вала по условиям прочности предусматривает определение эквивалентных напряжений вала в опасных по прочности сечениях (в местах с наибольшими изгибающими и крутящими моментами, в местах с концентраторами напряжений и т. п.).

*Исходные данные для расчета вала:*

- длина вала  $L$ , м;
- длина пролета  $L_{\text{п}}$ , м;
- длина консоли  $L_{\text{к}}$ , м;
- координата ограничителя  $L_0$ , м;
- координаты центра тяжести деталей  $l_i, l_j$ , м;
- массы деталей  $m_i, m_j$ , кг;
- координаты опасных по жесткости и прочности сечений  $z_i$ , м;

- допускаемые смещения в опасных по жесткости сечениях  $A_{di}$ , м;
- коэффициент сопротивления мешалки  $\xi_m$ ;
- коэффициент концентрации напряжений в опасных сечениях  $k_\sigma$ ;
- начальная изогнутость вала в точке приведения  $\varepsilon_v$ , мм;
- радиальные зазоры в опорах  $\Delta_A$ ;  $\Delta_B$ , м;
- предел выносливости материала вала  $\sigma_{-1}$ , Па;
- предел текучести материала вала  $\sigma_T$ , Па;
- модуль предельной упругости материала вала  $E$ , Па;
- коэффициент запаса прочности материала  $k_{\text{зап}}$ ;
- масштабный коэффициент  $k_\sigma$ ;
- плотность материала вала  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;
- плотность перемешиваемой среды  $\rho_{\text{ср}}$ , кг/м<sup>3</sup>;
- коэффициент динамической вязкости среды  $\mu_{\text{ср}}$ , Па·с;
- диаметр аппарата  $D$ , м;
- диаметр мешалки  $d_m$ , м;
- число мешалок на валу  $n_m$ , шт;
- частота вращения вала  $n$ , об/мин;
- мощность, потребляемая  $i$ -й мешалкой  $N_i$ , Вт;
- площадь лобового сопротивления внутреннего устройства  $F$ , м<sup>2</sup>.

Исходные данные принимаются или уточняются в процессе расчета вала на виброустойчивость после определения диаметра вала.

За точку приведения В принята середина пролета:

- $z_B = 0,5L$  – для однопролетных валов,
- $z_B = L$  – для консольных валов,

где  $z$  – текущая координата по оси вала с началом отсчета в центре верхней (левой) опоры (рис. 3.1).

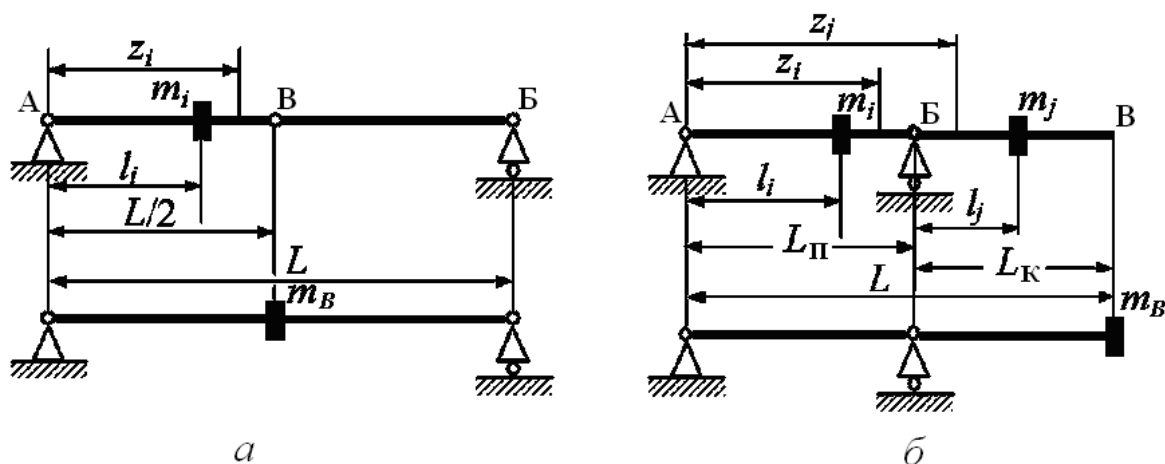


Рис. 3.1. Принципиальные расчетные схемы:  
 а – однопролетного вала; б – консольного вала

В расчете динамических прогибов вала учитываются начальные смещения  $e_z$  сечений вала и эксцентриситет  $e_i$  сосредоточенных масс относительно оси вала. Значения приведенных смещений и эксцентриситетов, эквивалентных по влиянию на динамические прогибы действительным смещением вала и эксцентриситетам закрепленных на валу масс, принимаются на основании понятия о приведенной массе.

Собственный дебаланс мешалки в зависимости от частоты вращения и начальная неупругая изогнутость вала  $\varepsilon_v$ , определяемая допусками на его изготовление, принимаются по ОСТ 26-01-1244–75.

Для определения радиальных зазоров  $\Delta_A$  и  $\Delta_B$  в опорах рекомендуется использовать стандарты на подшипники качения, например ОСТ 26-01-1244–75.

### 3.1. Расчет вала на виброустойчивость

#### 3.1.1. Относительные координаты вала:

- относительная длина пролета  $a_{\Pi} = L_{\Pi} / L_K$ ;
- относительная длина консоли  $a_K = L_K / L$ .

#### 3.1.2. Относительные координаты центра тяжести деталей:

- в пролете  $a_i = l_i / L_{\Pi}$ ;
- на консоли  $a_j = l_j / L_K$ ,

где  $l_i$  – координата  $i$ -й детали;  
 $l_j$  – координата  $j$ -й детали на консоли;  
 $L_{\Pi}$  – длина пролета вала;  
 $L_K$  – длина консоли.

3.1.3. Безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести деталей:

- в пролете однопролетного вала определяются по кривой 1 (см. рис. 3.2) или по аппроксимирующей формуле

$$a_{Yi} = 1,049 \cdot 10^{-3} + 3,2704 \cdot a_i - 0,4732 \cdot a_i^2 - 5,594 \cdot a_i^3 + 2,797 \cdot a_i^4;$$

- в пролете консольного вала определяются по формуле

$$a_{Yi} = k_1 a_n,$$

где  $k_1 = f(a_i; a_n)$  - по рис. 3.3;

- на консоли гибкого и жесткого консольного вала – по одной из кривых 2 (см. рис. 3.2), отвечающих относительной длине консоли  $a_n$ .

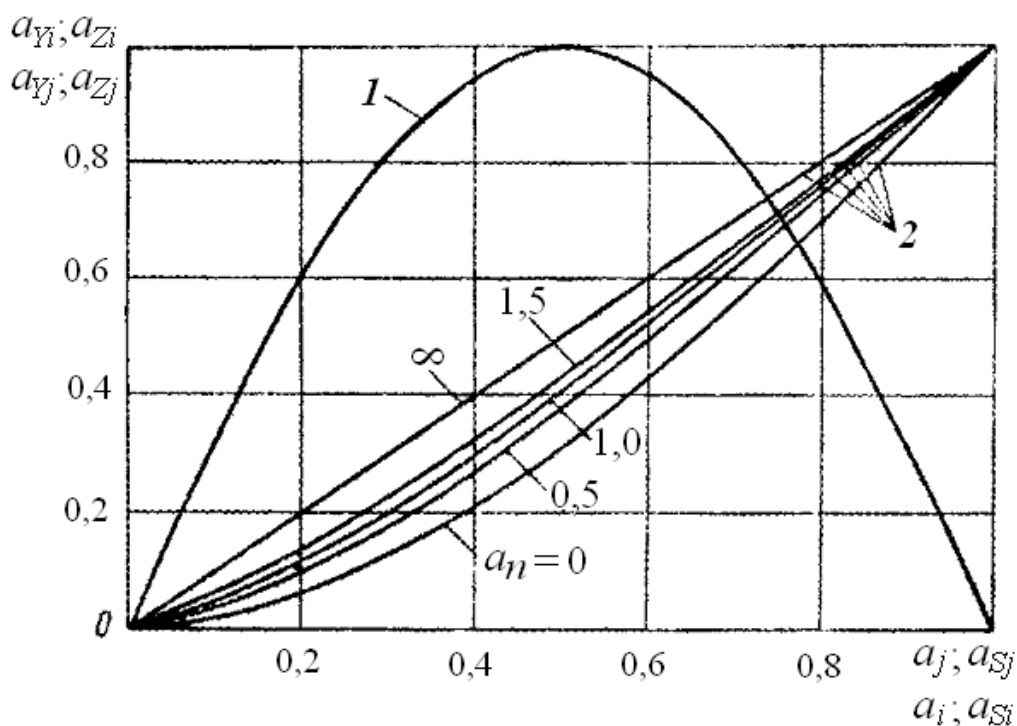


Рис. 3.2. Безразмерные динамические прогибы: 1 – для однопролетного вала  $a_{Yi}=f(a_i)$  и  $a_{Zi}=f(a_{Si})$ ; 2 – для консольного вала  $a_{Yj}=f(a_i; a_n)$  и  $a_{Zj}=f(a_{Sj}; a_n)$

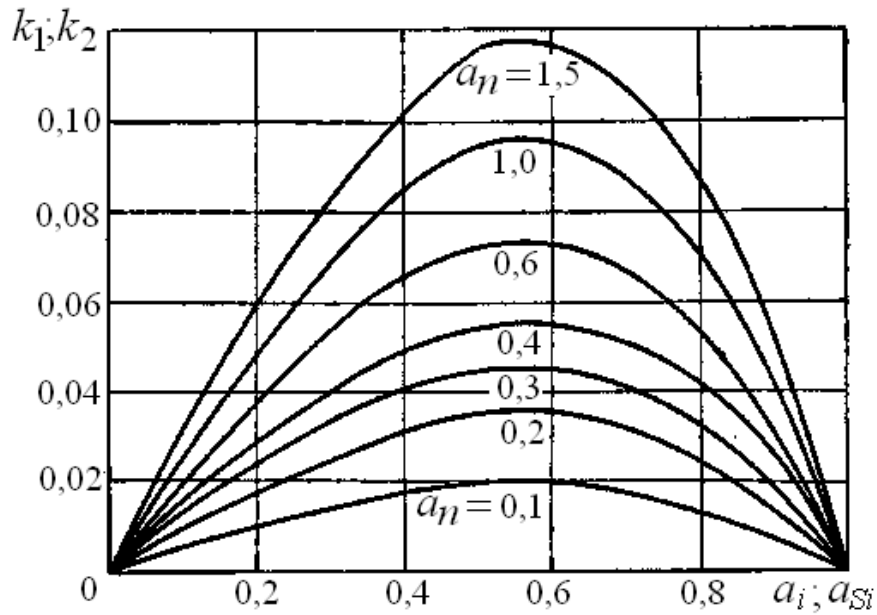


Рис. 3.3. К определению коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$

#### 3.1.4. Приведенная масса $i$ -й детали

$$m_{iB} = m_i \cdot (a_{yi})^2,$$

где  $m_i$  – масса  $i$ -й детали.

#### 3.1.5. Сумма приведенных масс деталей

$$m_B = \sum_{i=1}^n m_{iB}.$$

#### 3.1.6. Расчетный диаметр вала

$$d_p = \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}},$$

где  $A_1 = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot L_n^4}{12 \cdot \xi_d^2 \cdot E}, \quad A_2 = \frac{4 \cdot m_B \cdot \omega^2 \cdot L_n^3}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot \xi_d^2};$

$\rho$  – плотность материала вала;

$E$  – модуль упругости материала вала;

$\xi_d = \frac{\omega}{\omega_1}$  – коэффициент виброустойчивости;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала;

$\omega_1$  – первая критическая угловая скорость вращения.

Коэффициент  $\xi_d$  зависит от перемешиваемой среды и типа установленных мешалок (табл. 3.1).

По величине расчетного диаметра  $d_p$  выбирается диаметр вала  $d$  из ряда стандартных размеров так, чтобы  $d \geq d_p$ .

Таблица 3.1

Условия виброустойчивости валов [1]

Перемешиваемая среда	Условия виброустойчивости для валов		
	жестких		гибких
	с мешалками всех типов по ГОСТ 20680–75 кроме лопастных	с лопастными мешалками	с мешалками быстроходными
Газ	$\xi_d \leq 0,7$	$\xi_d \leq 0,7$	не рекомендуется
Жидкость – жидкость жидкость – твердое тело	$\xi_d \leq 0,7$	$\xi_d \leq 0,7$ и $\xi_d \neq (0,45 \div 0,55)$	$\xi_d = 1,3 \div 1,6$
Жидкость – газ	$\xi_d \leq 0,6$	$\xi_d \leq 0,7$	не рекомендуется

3.1.7. Масса единичной длины вала, кг/м,

$$m_{\text{Л}} = \rho \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}.$$

3.1.8. Относительная масса деталей

$$a_m = \frac{m_{\text{В}}}{(m_{\text{Л}} \cdot L_{\text{П}})}.$$

3.1.9. Первая критическая угловая скорость вращения вала

$$\omega_1 = \left( \frac{\alpha}{L_{\text{П}}} \right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{m_{\text{Л}}}},$$

где  $J$  – момент инерции сечения вала;

$\alpha$  – корень частотного уравнения, определяемый по аппроксимирующей его формуле

$$\alpha = 3,146 - 1,3426 \cdot a_m + 0,836 \cdot a_m^2 - 0,34086 \cdot a_m^3 + 0,0638 \cdot a_m^4.$$

3.1.10. Условие виброустойчивости

$$\xi_d \leq 0,10478 \cdot \frac{n}{\omega_1}.$$

При невыполнении данного неравенства величина диаметра вала  $d$  увеличивается и расчет возобновляется с п. 3.1.7 данного раздела.

### 3.2. Расчет на жесткость сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов без отражательных перегородок и внутренних устройств

#### 3.2.1. Относительные координаты опасных по жесткости сечений:

- в пролете

$$a_{Si} = \frac{z_i}{L_{\Pi}};$$

- на консоли

$$a_{Sj} = \frac{z_j}{L_{\text{К}}},$$

где  $z_i, z_j$  – координаты опасных по жесткости сечений.

#### 3.2.2. Безразмерные динамические прогибы вала в опасных по жесткости сечениях:

- в пролете однопролетного вала определяются по кривой 1 (см. рис. 3.2) или по аппроксимирующей формуле

$$a_{zi} = 1,049 \cdot 10^{-3} + 3,2704 \cdot a_{Si} - 0,4732 \cdot a_{Si}^2 - 5,594 \cdot a_{Si}^3 + 2,797 \cdot a_{Si}^4;$$

- в пролете консольного вала определяются по формуле

$$a_{Zj} = k_2 \cdot a_n,$$

где  $k_2 = f(a_{Sj}; a_n)$  см. рис. 3.3;

- на консоли гибкого и жесткого консольного вала – по одной из кривых 2 (см. рис. 3.2), отвечающих относительной длине консоли  $a_n$ .

#### 3.2.3. Приведенная к точке В масса вала, кг,

- однопролетного

$$m_{\text{ВВ}} = 0,5 \cdot m_{\text{Л}} \cdot L_{\Pi};$$

- консольного

$$m_{\text{ВВ}} = q \cdot m_{\text{В}} \cdot L_{\text{К}}.$$

#### 3.2.4. Смещение оси вала относительно оси вращения за счет зазоров в опорах, м:

- для деталей

$$\Delta_{li} = (\Delta_{\text{Б}} - \Delta_{\text{А}}) \cdot a_i + \Delta_{\text{А}};$$

- для опасных точек

$$\Delta_{zi} = (\Delta_{\text{Б}} - \Delta_{\text{А}}) \cdot a_{Si} + \Delta_{\text{А}},$$

где  $\Delta_{\text{А}}$  и  $\Delta_{\text{Б}}$  – радиальные зазоры в подшипниках (см. табл. 3.2).

Таблица 3.2

Радиальные зазоры ( $\Delta_{\text{А}}$  и  $\Delta_{\text{Б}}$ , мкм) в радиальных подшипниках [4]



Внутренний диаметр подшипников, мм	Подшипники качения			
	однорядный шариковый	однорядный роликовый *		Двухрядный сферический роликовый**
		взаимозаменяемый	невзаимозаменяемый	
30÷40	12÷26	20÷55	30÷45	25÷40
40÷50	12÷29	20÷55	30÷45	30÷45
50÷65	13÷33	25÷65	35÷55	30÷50
65÷80	14÷34	30÷70	40÷60	40÷60
80÷100	16÷40	35÷80	45÷65	45÷65
100÷120	20÷46	40÷90	50÷75	50÷80
120÷140	23÷53	45÷100	60÷90	60÷90
140÷160	23÷58	50÷115	70÷105	65÷100
160÷180	24÷65	60÷125	75÷115	70÷110
180÷200	29÷75	65÷135	80÷120	80÷120
200÷225	33÷83	75÷150	90÷135	90÷140
225÷250	35÷90	90÷165	100÷150	100÷150
250÷280	40÷100	100÷180	110÷165	110÷170
280÷315	45÷105	110÷195	120÷180	120÷180
315÷355	50÷115	125÷215	135÷205	140÷210
355÷400	55÷125	140÷235	150÷225	150÷230
400÷450	—	160÷260	165÷245	170÷260
450÷500	—	180÷290	185÷275	190÷290
* Короткие цилиндрические ролики и цилиндрическое отверстие.				
** Цилиндрическое отверстие				

3.2.5. Смещение оси вала относительно оси вращения за счет начальной изогнутости вала, м:

- для деталей

$$\varepsilon_{li} = \varepsilon_B \cdot a_{yi};$$

- для опасных точек

$$\varepsilon_{zi} = \varepsilon_B \cdot a_{zi},$$

где  $\varepsilon_B$  – максимальная начальная изогнутость вала в точке приведения (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Максимальная начальная изогнутость вала в точке приведения

Отношение длины вала к его диаметру ( $L / d$ )	$\varepsilon_B$ , мм
До 20	0,060
Свыше 20 до 50	0,075
Свыше 50	0,090

3.2.6. Смещение оси вала относительно оси вращения в точке приведения за счет зазоров в опорах, м,

$$\Delta_B = 0,5(\Delta_A + \Delta_B) .$$

3.2.7. Эксцентриситеты масс деталей

$$e_i = \frac{10^{-3}}{\sqrt{\omega}} .$$

3.2.8. Приведенные эксцентриситеты масс деталей, м,

$$e_{iB} = \frac{e_i}{a_{yi}} .$$

3.2.9. Приведенный к точке В эксцентриситет деталей, м,

$$E_{iB} = \frac{1}{m_E \cdot m_{EB}} \sum_{i=1}^n m_{iB} \cdot e_{iB} ,$$

где  $m_{iB}$  – приведенная масса  $i$ -й детали (п. 3.1.4).

3.2.10. Приведенный к точке В эксцентриситет вала с деталями, м,

$$E_B = E_{iB} + \Delta_B + \varepsilon_B .$$

3.2.11. Динамический прогиб оси вала в точке приведения, м,

$$Y_B = \frac{E_B}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1} .$$

3.2.12. Динамические смещения вала в опасных по жесткости сечениях, м,

$$A_{Zi} = Y_B \cdot a_{Zi} + \Delta_{Zi} + \varepsilon_{Zi} .$$

3.2.13. Динамические смещения центра тяжести деталей, м,

$$A_i = Y_B \cdot a_{yi} + \Delta_{li} + \varepsilon_{li} + e_i .$$

3.2.14. Динамическое смещение вала в точке приведения, м,

$$A_B = Y_B + \Delta_B + \varepsilon_B .$$

3.2.15. Проверка условия жесткости

$$A_{Zi} \leq A_{допi} .$$

При невыполнении условия жесткости увеличивается диаметр вала  $d$  и расчет возобновляется с п. 3.1.7 данного раздела.

### **3.3. Расчет на жесткость сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов с отражательными перегородками и внутренними устройствами**

Определение динамических смещений вала в опасных по жесткости сечениях без учета воздействия поперечной гидродинамической силы производится в соответствии с пп. 3.2.1 – 3.2.14 данного раздела.

3.3.1. Определение критериев мощности:

- критерий мощности  $K_N$  для аппарата с внутренними устройствами выполняется в соответствии с п. 2.2.2 данного раздела;

- критерий мощности для аппарата с перегородками  $K_{МП}$  определяется в зависимости от конструкции мешалок, наличия внутренних устройств и величины симплекса геометрического подобия  $\Gamma_D$ . С достаточной для данного расчета точностью значение критерия мощности для аппарата с отражательными перегородками можно принять следующим:

- для лопастных мешалок:

$$K_{МП} = 0,6 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \text{ и } Re = 400 \div 9,4 \cdot 10^4;$$

$$K_{МП} = 0,5 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \text{ и } Re > 1 \cdot 10^5;$$

- для турбинных открытых мешалок:

$$K_{МП} = \frac{145}{Re_{ц}} \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re \leq 100;$$

$$K_{МП} = 6,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re = 100 \div 1 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 5,0 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re > 1,2 \cdot 10^5;$$

- для турбинных закрытых мешалок:

$$K_{МП} = 2,3 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re = 300 \div 1 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 1,8 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re > 1,1 \cdot 10^5;$$

- для шестилопастных мешалок:

$$K_{МП} = 1,7 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re = 200 \div 1,4 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 1,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re > 1,5 \cdot 10^5;$$

- для трехлопастных мешалок:

$$K_{МП} = \frac{40}{Re_{ц}} \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re \leq 100;$$

$$K_{МП} = 4,0 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re = 4 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 3,4 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re > 2 \cdot 10^5;$$

- для винтовых мешалок с лопастями крыловидной формы:

$$K_{МП} = 3,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re = 1 \cdot 10^4 \div 5,5 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 3,0 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re > 6 \cdot 10^5;$$

- для винтовых мешалок с лопастями упрощенной формы:

$$K_{МП} = 3,0 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re = 4 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 2,7 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re > 1,9 \cdot 10^5;$$

- для клетьевых мешалок

$$K_{МП} = 16 \text{ при } \Gamma_D = 2 \div 6 \text{ и } Re = 100 \div 1,1 \cdot 10^5.$$

3.3.2. Коэффициент сопротивления мешалки

$$\xi_M = \frac{K_{МП}}{0,7}.$$

3.3.3. Безразмерный комплекс, характеризующий гидродинамический режим потока в аппарате

$$\Phi = \frac{0,36 \cdot \Gamma_D}{\left( \xi_M \cdot n_M \cdot Re_{ц}^{0,25} \right)}.$$

3.3.4. Гидродинамический параметр  $\psi_0$  определяется по аппроксимирующим их формулам:

при  $\Gamma_D = 1,5$

$$\psi_0 = 1,842 + 0,651 \cdot x - 0,553 \cdot x^2 - 0,1700 \cdot x^3 - 0,00397 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 2,0$

$$\psi_0 = 1,870 + 0,593 \cdot x - 0,533 \cdot x^2 - 0,1900 \cdot x^3 - 0,01697 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 3,0$

$$\psi_0 = 1,913 + 0,440 \cdot x - 0,456 \cdot x^2 - 0,0971 \cdot x^3 + 0,00125 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 4,0$

$$\psi_0 = 1,932 + 0,375 \cdot x - 0,419 \cdot x^2 - 0,0657 \cdot x^3 + 0,00549 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 6,0$

$$\psi_0 = 1,964 + 0,314 \cdot x - 0,413 \cdot x^2 - 0,0731 \cdot x^3 + 0,00741 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 10,0$

$$\psi_0 = 1,969 + 0,232 \cdot x - 0,329 \cdot x^2 - 0,0103 \cdot x^3 + 0,00102 \cdot x^4,$$

где  $x = \lg \Phi$ .

3.3.5. Коэффициент площади лобового сопротивления

$$c_F = \frac{2,5 \cdot F}{D^2},$$

где  $F$  – площадь лобового сопротивления.

3.3.6. Поправочный коэффициент

$$\alpha_F = 1,999 + 3,748 \cdot c_F - 6,191 \cdot c_F^2 + 5,219 \cdot c_F^3 - 1,777 \cdot c_F^4.$$

3.3.7. Коэффициент увеличения мощности

$$c_N = \alpha_F \cdot \left( \frac{K_{МП}}{K_N - 1} \right) + 1.$$

3.3.8. Относительное смещение центра эпюры окружной скорости от оси мешалки

$$S_V = c_0 + c_1 \cdot \psi_0 + c_2 \cdot \psi_0.$$

$c_N$	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_N$	$c_0$	$c_1$	$c_2$
1,1	0,110	0,1218	0,04878	3,0	0,489	0,374	0,0914
1,2	0,158	0,1468	0,04468	3,5	0,550	0,413	0,0933
1,4	0,216	0,1918	0,04028	4,0	0,596	0,465	0,1309
1,6	0,262	0,2208	0,05148	4,5	0,648	0,496	0,1303
1,8	0,309	0,245	0,0498	5,0	0,701	0,522	0,1291
2,0	0,357	0,276	0,0504	5,5	0,750	0,546	0,1257
2,5	0,414	0,321	0,0831				

### 3.3.9. Безразмерная поперечная гидродинамическая сила

$$\psi_Q = c_0 + c_1 \cdot \psi_0 + c_2 \cdot \psi_0.$$

$S_V$	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$S_V$	$c_0$	$c_1$	$c_2$
0,1	0,0048	-0,0168	-0,0023	0,5	0,218	-0,117	-0,0067
0,2	0,0412	-0,0298	-0,010	0,6	0,306	-0,143	-0,0082
0,3	0,0950	-0,057	-0,0216	0,7	0,411	-0,163	-0,0077
0,4	0,149	-0,096	-0,0188	0,8	0,499	-0,196	—

3.3.10. Поперечная гидродинамическая сила, действующая на  $i$ -ю мешалку, Н,

$$Q_i = 0,015 \cdot k_Q \cdot \psi_Q \cdot \xi_m \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot \omega^2 \cdot d_m^4,$$

где  $k_Q$  – коэффициент типа мешалки:

$k_Q = 1$  – для лопастной, якорной и рамной мешалок;

$k_Q = 0,96$  – для трехлопастной и винтовой мешалок;

$k_Q = 1,73$  – для шестилопастной и турбинной мешалок.

3.3.11. Приведенная гидродинамическая сила, Н,

$$Q_{iB} = Q_i \cdot a_{Yi}.$$

3.3.12. Суммарная приведенная гидродинамическая сила, Н,

$$Q_B = \sum_{i=1}^{n=m} Q_{iB}.$$

3.3.13. Динамический прогиб вала в точке приведения В, м,

$$y_{BQ} = \frac{Q_B \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J}.$$

3.3.14. Динамическое смещение центра тяжести мешалок (с учетом сил  $Q_i$ ), м,

$$A_{Qi} = A_i + y_{BQ} \cdot a_{Yi}.$$

3.3.15. Динамическое смещение вала (с учетом сил  $Q_i$ ) в опасных по жесткости сечениях, м,

$$A_{QZi} = A_{Zi} + y_{BQ} \cdot a_{Zi}.$$

3.3.16. Динамическое смещение вала (с учетом сил  $Q_i$ ) в точке приведения, м,

$$A_{BQ} = A_B + y_{BQ}.$$

3.3.17. Проверка условия жесткости (с учетом сил  $Q_i$ )

$$A_{QZi} \leq A_{допi}.$$

3.3.18. При невыполнении данного условия жесткости диаметр вала  $d$  увеличивается и расчет возобновляется с п. 3.1.7 данного раздела.

#### **3.4. Расчет на прочность сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов без отражательных перегородок и внутренних устройств**

Данный расчет является продолжением подразд. 3.2.

3.4.1. Сосредоточенная центробежная сила, действующая на  $i$ -ю мешалку,

$$P_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_i.$$

3.4.2. Приведенная центробежная сила

$$P_B = m_{BВ} \cdot \omega^2 \cdot A_B.$$

3.4.3. Сумма моментов сил инерции масс относительно опоры Б

$$M_{3П} = \sum_{i=1}^{n_M} P_i \cdot (L_{П} - l_i).$$

3.4.4. Реакция опоры А

$$R_A = \frac{M_{3П}}{L_{П}} + \frac{m_e}{2}.$$

3.4.5. Сумма моментов сил инерции масс относительно опоры А

$$M_{An} = \sum_{i=1}^{n_M} P_i \cdot L_i.$$

3.4.6. Реакция опоры Б

$$R_3 = \frac{M_{An}}{L_n} + \frac{m_e}{2}.$$

3.4.7. Изгибающие моменты в опасных по прочности сечениях между точками А и В

$$M_{zi} = R_A \cdot z_i - \sum_{i=1}^k P_i \cdot (z_i - l_i),$$

между точками В и Б

$$M_{zi} = R_A \cdot z_i - P_B \cdot \left( z_i - \frac{L_{\Pi}}{2} \right) - \sum_{i=1}^t P_i \cdot (z_i - l_i),$$

где  $z_i$  – координата опасного сечения;

$l_i$  – координата  $i$ -й массы;

$k$  – число масс между точками А и В;

$t$  – число масс между точками Б и В.

#### 3.4.8 Крутящие моменты в опасных сечениях

$$M_i = \omega^{-1} \cdot \sum_{i=1}^p N_i,$$

где  $N_i$  – мощность, потребляемая  $i$ -й мешалкой;

$p$  – число мешалок ниже опасного сечения.

#### 3.4.9. Момент сопротивления $i$ -го опасного сечения

$$W_i = \frac{p \cdot d_i^3}{32},$$

где  $d_i$  – диаметр вала в  $i$ -м опасном сечении.

#### 3.4.10. Эквивалентные напряжения в опасных сечениях

$$\sigma_{\Sigma i} = W_i^{-1} \cdot \sqrt{M_{zi}^2 + M_i^2}.$$

#### 3.4.11. Допускаемое напряжение в $i$ -м опасном сечении

$$[\sigma_i] = \frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma i} \cdot k_{\text{зап}}},$$

где  $k_{\sigma}$  – масштабный коэффициент, определяемый по рис. 3.4;

$k_{\text{зап}}$  – коэффициент запаса прочности материала вала на выносливость;

$K_{\sigma i}$  – коэффициент концентрации напряжений в  $i$ -м опасном сечении;

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала вала.

Значения коэффициентов концентрации напряжений в  $i$ -м опасном сечении, независимо от материала вала, могут быть приняты следующими:

– для галтелей $r / d > 0,1$ .....	1,6
– для поперечных отверстий.....	2,1
– для шпоночных канавок и скользящих насадок ступицы или подшипника.....	2,0
– для шлицов.....	2,5
– для прессовых посадок ступицы кольца подшипника.....	3,0

Для более сложных случаев  $k_\sigma$  находят в специальной литературе.

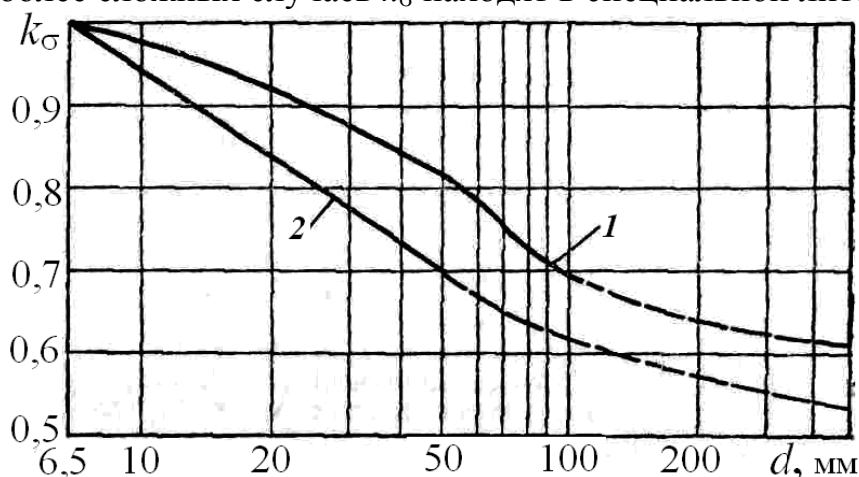


Рис. 3.4. Зависимость масштабного коэффициента от диаметра:  
1 – углеродистая сталь; 2 – легированная сталь

Значение масштабного коэффициента  $k_M$  можно вычислить по аппроксимирующим формулам:

– для валов из углеродистой стали

$$k_M = 1,04 - 0,0063 \cdot d + 3,9 \cdot 10^{-5} \cdot d^2;$$

– для валов из легированной стали

$$k_M = 0,5074 + \frac{12,77}{d} - \frac{185,5}{d^2} + \frac{1397}{d^3} - \frac{3874}{d^4}.$$

#### 3.4.12. Проверка условия прочности

$$\sigma_{\Sigma i} \leq [\sigma]_i.$$

Если условие прочности не выполняется, то увеличивается значение диаметра  $d$  и расчет повторяется с п. 3.1.7.

### 3.5. Расчет на прочность сплошных и полых жестких валов постоянного сечения для аппаратов с отражательными перегородками и внутренними устройствами

Данный расчет является продолжением подразд. 3.3 данного раздела.

3.5.1. Сосредоточенная центробежная сила, действующая на деталь (кроме мешалок),

$$P_i = m_i \cdot \omega^2 \cdot A_i.$$

3.5.2. Сосредоточенная центробежная сила, действующая на  $i$ -ю мешалку,



$$P_{Qi} = Q_i + m_i \cdot \omega^2 \cdot A_i \cdot \omega.$$

3.5.3. Приведенная центробежная сила, действующая на вал в точке приведения,

$$P_{BQ} = m_{BB} \cdot \omega^2 \cdot A_{BQ}.$$

3.5.4. Сумма моментов сил относительно опоры Б

$$M_{BP} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i \cdot (L - l_i) + \sum_{i=1}^{n_M} P_{Qi} \cdot (L - l_i).$$

3.5.5. Реакция опоры А

$$R_A = \frac{M_{BP}}{L} + \frac{P_{BQ}}{2}.$$

3.5.6. Сумма моментов сил относительно опоры А

$$M_{AP} = \sum_{i=1}^{n_d} P_i \cdot l_i + \sum_{i=1}^{n_M} P_{Qi} \cdot l_i.$$

3.5.7. Реакция опоры Б

$$R_B = \frac{M_{AP}}{L} + \frac{P_{BQ}}{2}.$$

3.5.8. Изгибающий момент в опасных по прочности сечениях:

- между точками А и Б однопролетного вала

$$M_{zi} = R_A \cdot z_i - \sum_{i=1}^{n_d} P_i \cdot (z_i - l_i) + \sum_{i=1}^{n_M} P_{Qi} \cdot (z_i - l_i);$$

- между точками Б и В консольного вала

$$M_{zi} = R_A \cdot z_i - \sum_{i=1}^{n_d} P_i \cdot (z_i - l_i) + \sum_{i=1}^{n_M} P_{Qi} \cdot (z_i - l_i) - P_{BQ} \cdot \left( z_i - \frac{L}{2} \right).$$

3.5.9. Крутящийся момент в опасных по прочности сечениях

$$M_i = \frac{1}{\omega} \cdot \sum_{i=1}^{n_M} N_i.$$

3.5.10. Момент сопротивления в опасных по прочности сечениях

$$W_i = \frac{p \cdot d_i^3}{32}.$$

3.5.11. Эквивалентное нормальное напряжение в опасных по прочности сечениях

$$\sigma_{\Xi i} = \frac{1}{W_i} \sqrt{M_{zi}^2 + M_i^2}.$$

3.5.12. Допускаемое напряжение в  $i$ -м опасном сечении определяется аналогично п. 3.4.11 данного раздела.

3.5.13. Проверка условия прочности

$$\sigma_{\partial i} \leq [\sigma]_i.$$

Если условие прочности не выполняется, то увеличивается значение диаметра  $d$  и расчет повторяется с п. 3.1.7 данного раздела.

### 3.6. Расчет на жесткость гибких консольных валов

Определение динамических смещений вала в опасных по жесткости сечениях производится без учета воздействия поперечной гидродинамической силы в соответствии пп. 3.2.1 – 3.2.14 данного раздела.

3.6.1. Приведенный эксцентриситет вала с деталями, м,

$$e_{\text{ВВ}} = E_{j\text{В}} + \varepsilon_{\text{В}}.$$

3.6.2. Определение критериев мощности:

- критерий мощности  $K_N$  для аппарата с внутренними устройствами выполняется в соответствии с п. 2.2.2 данного раздела;

- критерий мощности для аппарата с перегородками  $K_{\text{МП}}$  определяется в зависимости от конструкции мешалок, наличия внутренних устройств и величины симплекса геометрического подобия  $\Gamma_D$ . С достаточной для данного расчета точностью значение критерия мощности для аппарата с отражательными перегородками можно принять следующим:

- для лопастных мешалок:

$$K_{\text{МП}} = 0,6 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \text{ и } \text{Re} = 400 \div 9,4 \cdot 10^4;$$

$$K_{\text{МП}} = 0,5 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \text{ и } \text{Re} > 1 \cdot 10^5;$$

- для турбинных открытых мешалок:

$$K_{\text{МП}} = \frac{145}{\text{Re}_D} \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} \leq 100;$$

$$K_{\text{МП}} = 6,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} = 100 \div 1 \cdot 10^5;$$

$$K_{\text{МП}} = 5,0 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} > 1,2 \cdot 10^5;$$

- для турбинных закрытых мешалок:

$$K_{\text{МП}} = 2,3 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} = 300 \div 1 \cdot 10^5;$$

$$K_{\text{МП}} = 1,8 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} > 1,1 \cdot 10^5;$$

- для шестилопастных мешалок:

$$K_{\text{МП}} = 1,7 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} = 200 \div 1,4 \cdot 10^5;$$

$$K_{\text{МП}} = 1,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } \text{Re} > 1,5 \cdot 10^5;$$

- для трехлопастных мешалок:

$$K_{МП} = \frac{40}{Re_{ц}} \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re \leq 100;$$

$$K_{МП} = 4,0 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re = 4 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 3,4 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re > 2 \cdot 10^5;$$

– для винтовых мешалок с лопастями крыловидной формы:

$$K_{МП} = 3,4 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re = 1 \cdot 10^4 \div 5,5 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 3,0 \text{ при } \Gamma_D = 3 \div 4 \text{ и } Re > 6 \cdot 10^5;$$

– для винтовых мешалок с лопастями упрощенной формы:

$$K_{МП} = 3,0 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re = 4 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5;$$

$$K_{МП} = 2,7 \text{ при } \Gamma_D = 1,5 \div 3,0 \text{ и } Re > 1,9 \cdot 10^5;$$

– для клетьевых мешалок:

$$K_{МП} = 16 \text{ при } \Gamma_D = 2 \div 6 \text{ и } Re = 100 \div 1,1 \cdot 10^5.$$

### 3.6.3. Коэффициент сопротивления мешалки

$$\xi_M = \frac{K_{МП}}{0,7}.$$

3.6.4. Безразмерный комплекс, характеризующий гидродинамический режим потока в аппарате,

$$\Phi = \frac{0,36 \cdot \Gamma_D}{\left( \xi_M \cdot n_M \cdot Re_{ц}^{0,25} \right)}.$$

3.6.5. Гидродинамический параметр  $\psi_0$  определяется по рис. 3.5 или по аппроксимирующим его формулам:

при  $\Gamma_D = 1,5$

$$\psi_0 = 1,842 + 0,651 \cdot x - 0,553 \cdot x^2 - 0,1700 \cdot x^3 - 0,00397 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 2,0$

$$\psi_0 = 1,870 + 0,593 \cdot x - 0,533 \cdot x^2 - 0,1900 \cdot x^3 - 0,01697 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 3,0$

$$\psi_0 = 1,913 + 0,440 \cdot x - 0,456 \cdot x^2 - 0,0971 \cdot x^3 + 0,00125 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 4,0$

$$\psi_0 = 1,932 + 0,375 \cdot x - 0,419 \cdot x^2 - 0,0657 \cdot x^3 + 0,00549 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 6,0$

$$\psi_0 = 1,964 + 0,314 \cdot x - 0,413 \cdot x^2 - 0,0731 \cdot x^3 + 0,00741 \cdot x^4;$$

при  $\Gamma_D = 10,0$

$$\psi_0 = 1,969 + 0,232 \cdot x - 0,329 \cdot x^2 - 0,0103 \cdot x^3 + 0,00102 \cdot x^4,$$

где  $x = \lg \Phi$ .

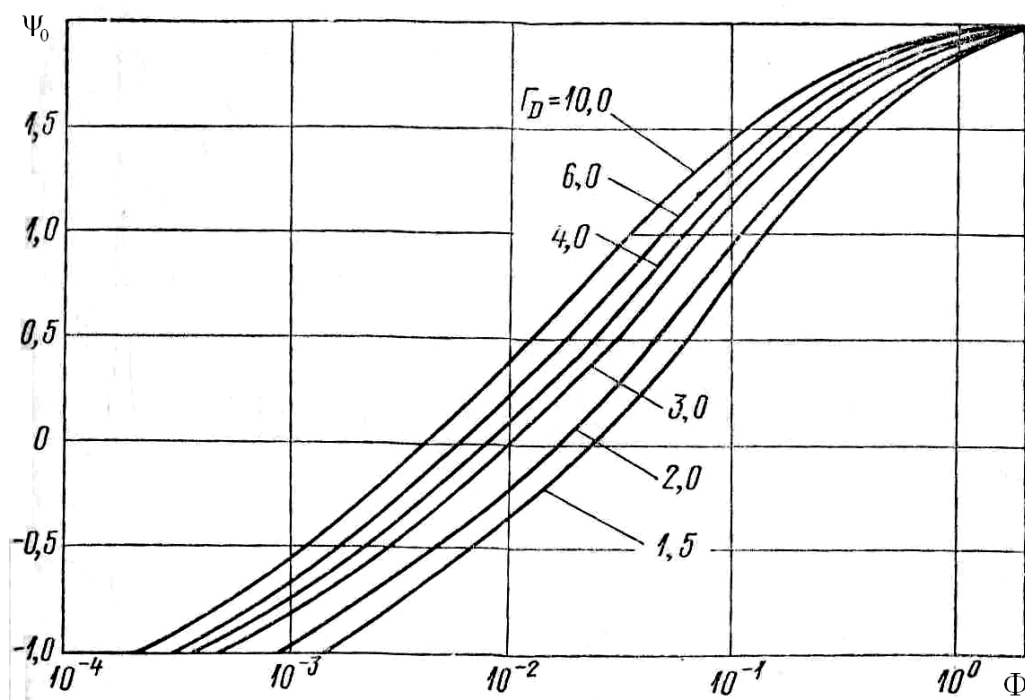


Рис. 3.5. Зависимости для определения гидродинамического параметра  $\psi_0$

3.6.6. Присоединительная масса жидкости мешалки для аппарата:

- с отражательными перегородками

$$m = 0,02 \cdot \xi_M \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot d_M^3;$$

- без отражательных перегородок

$$m = 0,03 \cdot (0,5 + 0,25 \cdot \psi_0) \cdot \xi_M \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot d_M^3.$$

3.6.7. Приведенная присоединительная масса жидкости мешалки

$$m_{\tau Bi} = m_{\tau i} \cdot a_{Yi}.$$

3.6.8. Суммарная приведенная присоединительная масса жидкости мешалок

$$m_{\tau B} = \sum_{i=1}^{n_M} m_{\tau Bi}.$$

3.6.9. Относительная приведенная присоединительная масса жидкости

$$a_M = \frac{m_{\tau B}}{m_B + m_{\text{вв}}}.$$

3.6.10. Максимальный динамический прогиб вала в точке приведения при переходе через резонанс, м,

$$y_{B\max} = \frac{e_B - a_M \cdot \Delta_B}{a_M}.$$

3.6.11. Динамический прогиб вала в точке приведения при установившемся режиме, м,

$$y_B = \frac{e_B}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1}.$$

3.6.12. Относительная координата ограничителя

$$a_0 = L_0 / L_K.$$

3.6.13. Максимально допустимый зазор в ограничителе (из условия прочности), м,

$$[\delta] = \frac{0,2 \cdot \sigma_T \cdot L_K^2}{3 \cdot E \cdot d} \cdot (2 \cdot a_n \cdot a_0 + 3 \cdot a_0^2 - a_0^3).$$

3.6.14. Принятый зазор в ограничителе, м,

$$\delta \leq [\delta].$$

3.6.15. Безразмерный динамический прогиб вала ( $a_{z0}$ ) на консоли гибкого консольного вала в месте установки ограничителя определяется по одной из кривых 2 (см. рис. 3.2), отвечающих относительной длине консоли  $a_n$ , принимая  $a_i = a_0$ .

3.6.16. Динамический прогиб вала в точке приведения  $B$  при переходе через резонанс, м,

- при  $a_0 \leq 1$

$$y_{B\delta} = \frac{\delta}{a_{z0}};$$

- при  $1 < a_0 \leq 1,1$

$$y_{B\delta} = \delta;$$

- при  $a_0 > 1,1$

$$y_{B\delta} = y_{B\max}.$$

3.6.17. Динамические смещения вала в месте установки уплотнительного устройства при переходе через резонанс, м,

- в пролете

$$A_{z\delta i} = y_{B\delta} \cdot a_{zi} + \Delta_{zi} + \varepsilon_{zi};$$

- на консоли

$$A_{z\delta j} = y_{B\delta} \cdot a_{zj} + \Delta_{zj} + \varepsilon_{zj}.$$

3.6.18. Динамическое смещение вала в точке приведения, м,

$$A_B = y_B + \Delta_B + \varepsilon_B.$$

3.6.19. Динамическое смещение вала в центре тяжести деталей, м,

- в пролете  $A_i = y_B \cdot a_{Yi} + \Delta_{li} + \varepsilon_{li};$

- на консоли  $A_j = y_B \cdot a_{Yj} + \Delta_{lj} + \varepsilon_{lj}.$

3.6.20. Динамические смещения вала в опасных по жесткости сечениях, м,

- в пролете  $A_{Zi} = y_B \cdot a_{Zi} + \Delta_{Zi} + \varepsilon_{Zi};$

- на консоли  $A_{Zj} = y_B \cdot a_{Zj} + \Delta_{Zj} + \varepsilon_{Zj}.$

3.6.21. Проверка условия жесткости:

- в пролете  $A_{Zi} \leq A_{\text{доп}i};$

- на консоли  $A_{Zj} \leq A_{\text{доп}j}.$

При невыполнении данного неравенства величина диаметра вала  $d$  увеличивается, и расчет возобновляется с п. 3.1.7 данного раздела.

Допускаемые динамические смещения вала в опасных по жесткости сечениях ( $A_{\text{доп}}$ ) находят в справочной литературе.

## Раздел II

# КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

## ВВЕДЕНИЕ

Теплообменная аппаратура широко применяется в химической, нефтеперерабатывающей, нефтехимической и пищевой промышленности. Теплообменники предназначены для нагревания и охлаждения жидкостей и газов, конденсации паров и испарения жидкостей. Полагают, что теплообменная аппаратура в химической промышленности составляет 16÷18 % от общего оборудования, а в нефтепереработке и в нефтехимии – до 50 %.

На выбор типа и конструкцию теплообменника влияют следующие причины:

- количество передаваемого тепла;

- термодинамические параметры (температуры, давления, агрегатное состояние и объемные расходы теплоносителей);
- физико-химические свойства теплоносителей (плотность, вязкость, теплопроводность, теплоемкость и т. д.);
- агрессивность теплоносителей к конструкционному материалу аппарата;
- степень загрязненности теплоносителей и характер отложений на теплообменных поверхностях;
- свойства конструкционного материала (металл, керамика, стекло, графит и т. д.);
- напряжения, действующие как в результате давления теплоносителей, так и за счет разности температурных удлинений различных частей теплообменника;
- располагаемый теплоносителями статический напор.

В настоящее время самыми распространенными типами теплообменников являются *кожухотрубчатые*, состоящие из цилиндрического корпуса (кожуха), в который помещается трубный пучок. Такие теплообменники обеспечивают высокую теплопроизводительность и большую поверхность теплообмена.

По назначению кожухотрубчатые теплообменники делятся:

- на нагреватели (теплообменники) – Т;
- холодильники – Х;
- конденсаторы – К;
- испарители – И.

По конструкции они же подразделяются на теплообменники:

- жесткой конструкции (неподвижные трубные решетки) – Н;
- с линзовыми компенсаторами на кожухе – К;
- с плавающей головкой – П;
- с U-образными трубками – У.

Несколько обособленно стоят теплообменники–испарители с паровым пространством, которые преимущественно применяются в нефтепереработке и в нефтехимии.

В табл. В.1 и В.2 указаны ориентировочные условия работы кожухотрубчатых теплообменников в зависимости от типа аппарата.

Таблица В.1

Ориентировочные условия работы кожухотрубчатых теплообменников

Тип аппарата	Условное давление $P_y$ , МПа		Теплоноситель	
	в трубном	в межтрубном	в трубном	в межтрубном

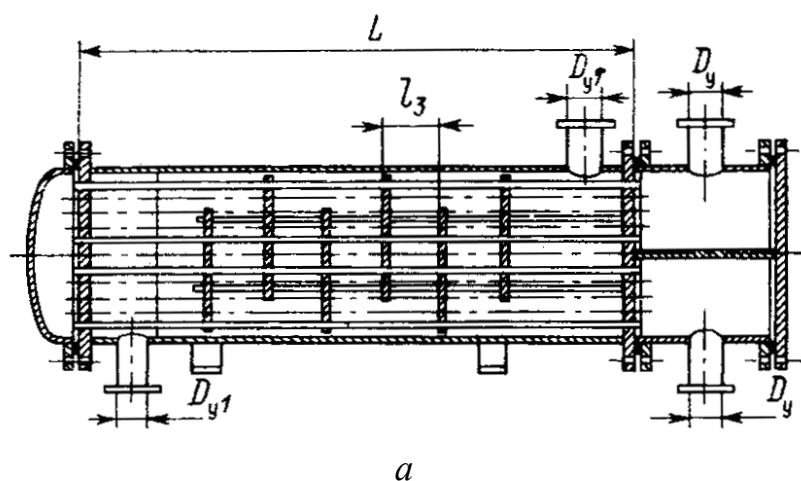
	пространстве	пространстве	пространстве	пространстве
ТН	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0	Жидкость, газ, пар, загрязнен- ные.  Коррозионные, высокого дав- ления и темпе- ратуры	Газы при низких давлениях
ТК	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	0,6; 1,0; 1,6		Жидкости, конден- сирующиеся пары
ТП	1,6; 2,5; 4,0; 6,4	1,6; 2,5; 4,0; 6,4		Загрязненные жидкости и газы
ТУ	1,6; 2,5; 4,0; 6,4	1,6; 2,5; 4,0; 6,4		Чистые жидкости, кипящие жидкости

Таблица В.2

### Температурные пределы работы кожухотрубчатых теплообменников

Название	Обозначение	Температуры теплоносителей, °С
Теплообменник	ТН, ТК	–30÷350
	ТП, ТУ	–30÷450
Холодильник	ХН, ХК	0÷300
	ХП, ХУ	0÷400
Конденсатор	КН, КК КП, КУ	Конденсируемого 0÷300 0÷400
		Охлаждаемого 20÷60
Испаритель	ИН, ИК	–30÷350
	ИП, ИУ	–30÷450

Некоторые из рассмотренных типов кожухотрубчатых теплообменников представлены на рис. В.1.





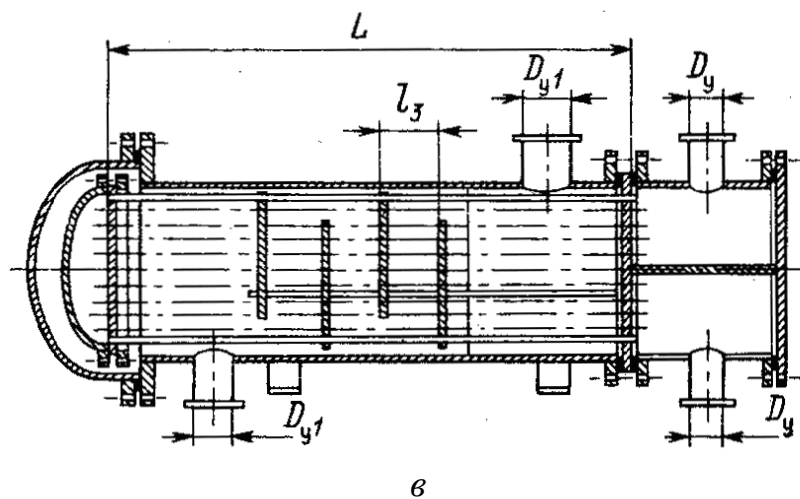
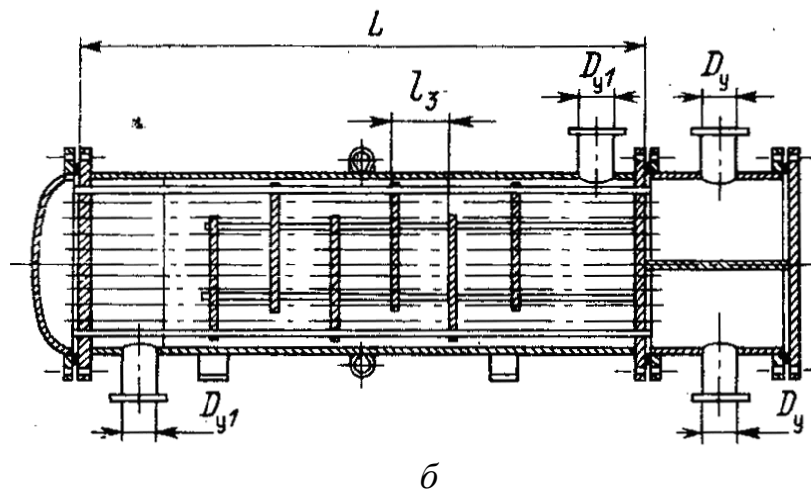
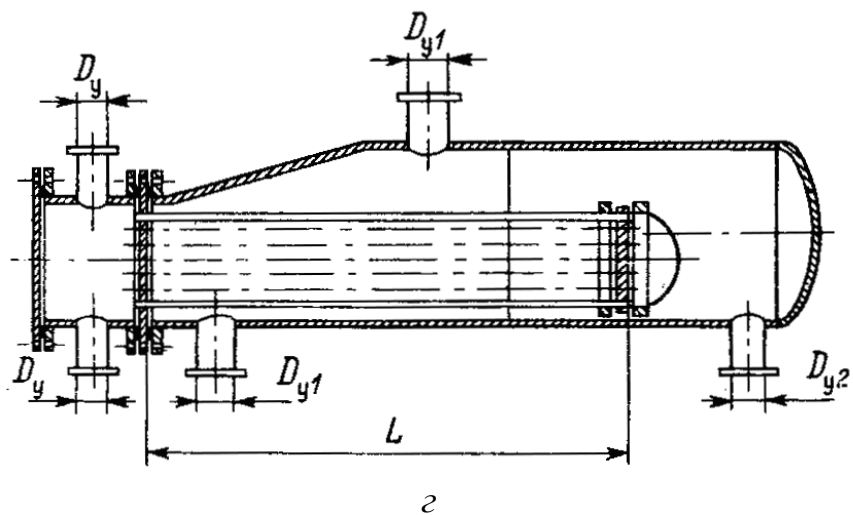
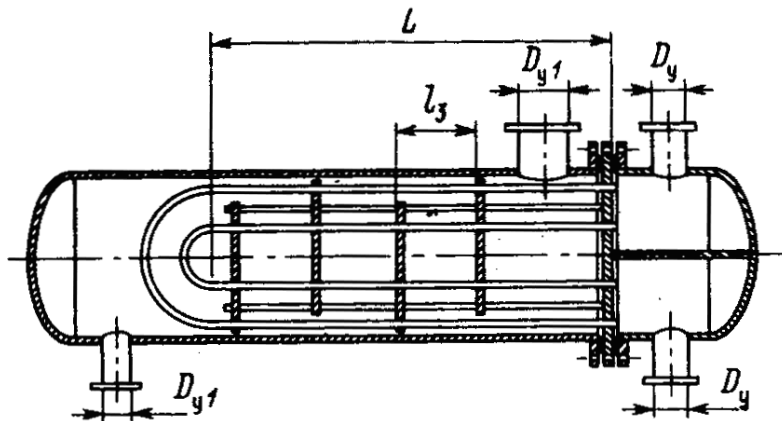
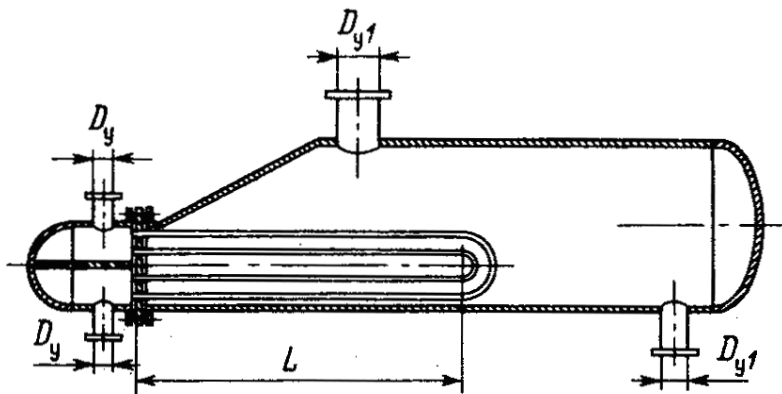


Рис. В.1. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые (начало):  
*а* — жесткой конструкции; *б* — с линзовым компенсатором; *в* — с плавающей головкой



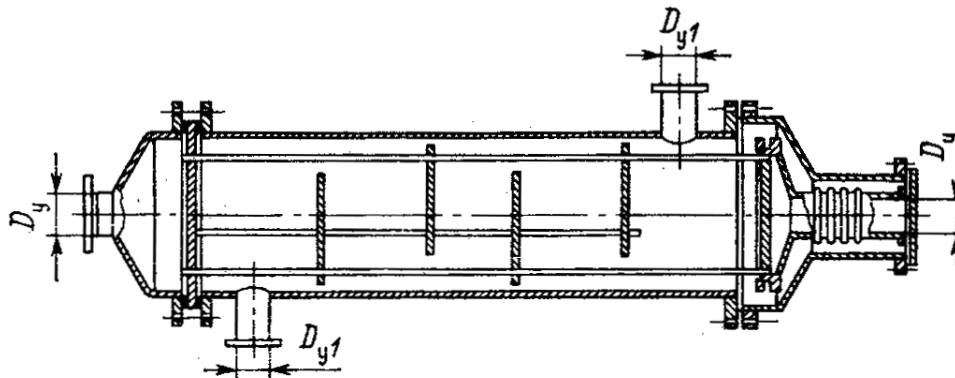


д



е

Рис. В.1. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые (продолжение):  
 з – с плавающей головкой и паровым пространством; д – с U-образными трубками;  
 е – с U-образными трубками и паровым пространством



ж

Рис. В.1. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые (окончание):  
 ж – с сальниковым компенсатором

## 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Различают два вида технологического расчета теплообменника: поверочный и проектный. Поверочный расчет предполагает определение расходов или параметров теплоносителей при наличии теплообменника с известной поверхностью теплопередачи и другими конструктивными размерами.

Проектный расчет выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда расходы теплоносителей и основные их параметры заданы.

Цель проектного расчета – определение площади поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного аппарата. С помощью проектного расчета выявляют возможность использования имеющихся (стандартных или нормализованных) теплообменников в условиях заданных процессов. Принципиальная схема проектного расчета теплообменника приведена на рис. 1.1.

Возможны конструирование и расчет нестандартных кожухотрубчатых теплообменников, однако их проектирование и изготовление много дороже стандартных или нормализованных.

При проектировании кожухотрубчатого теплообменника следует руководствоваться следующими требованиями:

*Первое* – рациональное направление теплоносителей в трубное и межтрубное пространства.

В трубное пространство целесообразно подавать:

- теплоноситель с меньшим расходом;
- загрязненные теплоносители;
- теплоносители под более высоким давлением;
- коррозионно-агрессивные теплоносители;
- теплоносители с очень высокой или, наоборот, с очень низкой температурой для уменьшения потерь тепла или холода в окружающую среду.

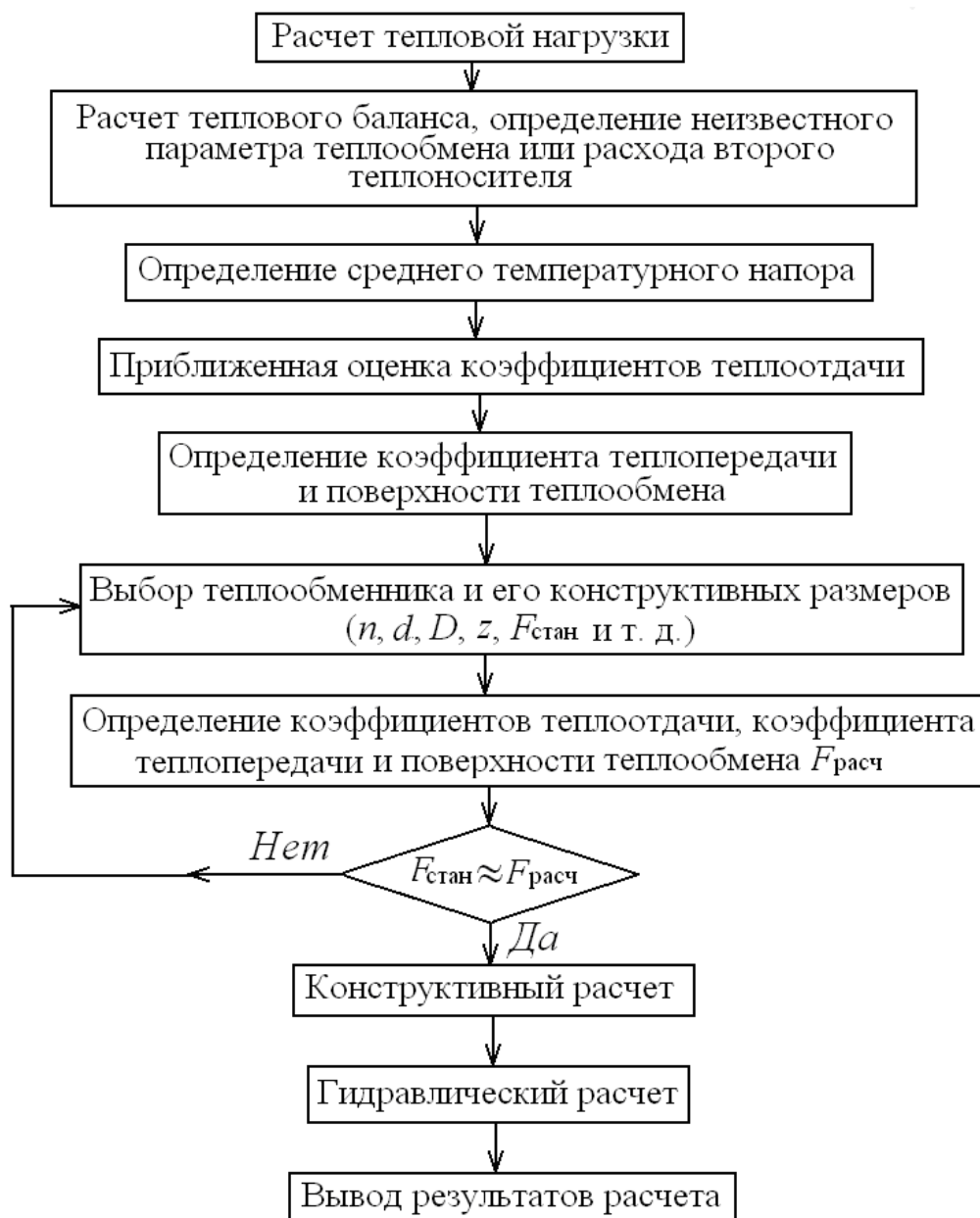


Рис. 1.1. Схема теплового расчета теплообменника

В межтрубное пространство следует подавать:

- конденсирующиеся пары или кипящие жидкости;
- теплоноситель с более высоким расходом;
- теплоноситель с низким коэффициентом теплоотдачи, что позволяет применить оребренные трубы.

Все эти требования исходят из условия увеличения скорости теплоносителя, что приводит к росту коэффициентов теплоотдачи и интенсивности теплообмена. Аналогично применение в трубном пространстве продольных перегородок для увеличения числа ходов с целью

уменьшения площади сечения трубного пространства. Это ведет также к увеличению скорости теплоносителя и к росту интенсивности теплопередачи.

*Второе* – рациональное расположение теплообменника в пространстве (горизонтальное, вертикальное или наклонное).

Случай наклонного положения теплообменника в пространстве очень редок. Вертикальные аппараты занимают меньшую площадь, из них конструктивно проще отводить конденсат из трубного пространства, однако они сложнее в обслуживании. Горизонтальные теплообменники проще обслуживать.

*Третье* – необходимость установки в межтрубном пространстве поперечных турбулизирующих перегородок следующих типов (рис. 1.2):

- сегментные;
- секторные;
- кольцевые;
- с щелевым вырезом;
- с кольцевой щелью.

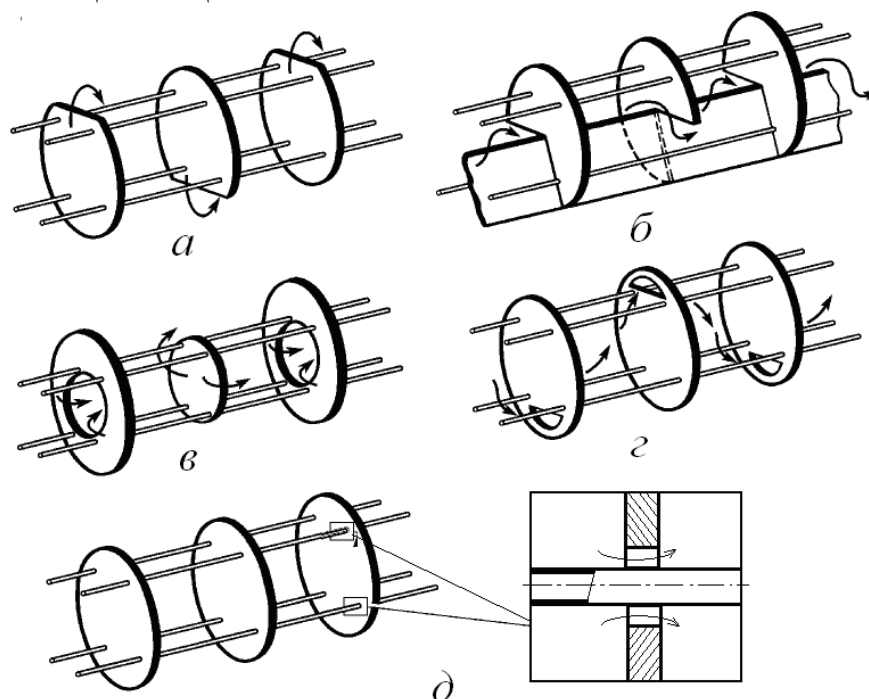


Рис. 1.2. Поперечные перегородки кожухотрубчатых теплообменников:

*а* – сегментные; *б* – секторные; *в* – кольцевые;  
*г* – со щелевым вырезом; *д* – с кольцевой щелью

Поперечные перегородки в межтрубном пространстве несколько увеличивают скорость потока теплоносителя, а за счет изменения его направления увеличивают турбулизацию потока, что ведет к росту ко-

эфицента теплоотдачи. Применение в межтрубном пространстве продольных перегородок достаточно редкое.

Расчетная поверхность теплообмена рассчитывается на основании общего уравнения теплопередачи

$$F_{\text{расч}} = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{QR}{\Delta t_{\text{ср}}}, \quad (1.1)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка, Вт;

$K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t_{\text{ср}}$  – средний температурный напор, К;

$R$  – полное термическое сопротивление теплопередачи, состоящее из сумм отдельных термических сопротивлений, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Полное термическое сопротивление теплопередачи и коэффициент теплопередачи определяются уравнениями:

- для однослойной плоской стенки

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + r_1 + r_2 + \frac{1}{\alpha_2}; \quad (1.2)$$

- для однослойной цилиндрической стенки

$$R = \frac{1}{K} = d_{\text{ср}} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right) + r_1 + r_2, \quad (1.3)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи со стороны горячей стенки, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи со стороны холодной стенки, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta$  – толщина стенки греющей трубки, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала греющей трубки, Вт/(м·К);

$d_1$  и  $d_2$  – внутренний и наружный диаметры трубки, м;

$d_{\text{ср}}$  – средний диаметр греющих труб, м;

$r_1$  и  $r_2$  – термические сопротивления загрязнений со стороны горячей и холодной стенки, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Средний диаметр зависит от величины коэффициентов теплоотдачи. Если эти коэффициенты сильно различаются, то средний диаметр равен диаметру той стенки, со стороны которой коэффициент теплоотдачи меньше. Если же коэффициенты теплоотдачи – величины одного порядка, то средний диаметр равен среднеарифметическому значению наружного и внутреннего диаметра трубки. Однако уравнение (1.3) используется достаточно редко и только для толстостенных труб.

Средний температурный напор зависит от взаимного тока теплоносителей, поэтому уравнения для его расчета будут приведены в разделах расчета теплообменников различного типа.

Значения термических проводимостей загрязнений стенок приведены в табл. П2.7 прил. 2.

Уравнения (1.1) – (1.3) применимы, если физико-химические свойства теплоносителей слабо зависят от температуры. В противном случае следует использовать дифференциальные уравнения теплообмена с их численным интегрированием.

**ПРИМЕР 2.1.** Определить коэффициент теплопередачи для плоской и цилиндрической стенки стальной трубы 25×2 мм. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1 = 2000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$  и  $\alpha_2 = 600 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ . Коэффициент теплопроводности легированной стали  $\lambda = 17,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ , проводимости загрязнений стенок  $r_1 = 0,0002 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$ ,  $r_2 = 0,000278 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ .

**РЕШЕНИЕ.** Для плоской стенки

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + r_1 + r_2 + \frac{1}{\alpha_2} = \\ &= \frac{1}{2000} + \frac{0,002}{17,5} + 0,0002 + 0,000278 + \frac{1}{600} = 0,002759. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки

$$K = \frac{1}{0,002759} = 362,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

для цилиндрической стенки

$$\begin{aligned} \frac{1}{K} &= d_{\text{ср}} \left( \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right) + r_1 + r_2 = \\ &= 0,024 \left( \frac{1}{2000 \cdot 0,023} + \frac{1}{2 \cdot 17,5} \ln \frac{0,025}{0,023} + \frac{1}{600 \cdot 0,025} \right) + \\ &\quad + 0,0002 + 0,000278 = 0,002657. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи цилиндрической стенки

$$K = \frac{1}{0,002657} = 376,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Погрешность в определении коэффициента теплопередачи для плоской стенки составляет 3,7 %, что вполне допустимо в технических расчетах.

## 2. РАСЧЕТ НАГРЕВАТЕЛЯ ИЛИ ХОЛОДИЛЬНИКА

## 2.1. Определение тепловой нагрузки

Если известен расход хотя бы одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры, то тепловая нагрузка определится уравнением:

- для холодного теплоносителя

$$Q = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}); \quad (2.1)$$

- для горячего теплоносителя

$$Q = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}), \quad (2.2)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – расход горячего и холодного теплоносителей, кг/с;

$C_1$  и  $C_2$  – теплоемкость горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К);

$t_{1н}$  и  $t_{2н}$  – начальная температура горячего и холодного теплоносителей, °С;

$t_{1к}$  и  $t_{2к}$  – конечная температура горячего и холодного теплоносителей, °С.

Тепловой баланс составляется на основе закона сохранения энергии и имеет вид

$$G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}) + q_{п}, \quad (2.3)$$

где  $q_{п}$  – потери тепла в окружающую среду, Вт (приближенно принимаются равными 3÷5 % от тепловой нагрузки).

Более точное определение потерь тепла связано с расчетом коэффициента теплоотдачи от наружной стенки изоляции аппарата в окружающую среду.

Так как теплоемкости теплоносителей всегда известны, то из уравнения теплового баланса можно определить одно любое неизвестное из шести переменных. Например, если неизвестен расход холодного теплоносителя, то имеем

$$G_2 = \frac{G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}) - q_{п}}{C_2 (t_{2к} - t_{2н})}.$$

Если же неизвестна конечная температура горячего теплоносителя, то

$$t_{1к} = t_{1н} - \frac{G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}) + q_{п}}{G_1 C_1}.$$

## 2.2. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор в теплообменнике зависит от вида взаимного тока теплоносителей. Случаев тока может быть четыре:

- прямоток;
- противоток;



- перекрестный ток;
- смешанный ток.

В двух простейших случаях движения теплоносителей вдоль поверхности теплообмена, т. е. при противотоке и прямотоке, если коэффициент теплопередачи слабо зависит от температуры, в качестве среднего температурного напора принимается средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \quad (2.4)$$

где  $\Delta t_1$  – разность температур горячего и холодного теплоносителей на левом конце теплообменника, К;

$\Delta t_2$  – разность температур горячего и холодного теплоносителей на правом конце теплообменника, К.

Если разности температур  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  различаются незначительно, не более чем в два раза, то средний температурный напор можно считать среднеарифметическим

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}.$$

В этом случае ошибка в определении среднего температурного напора не превышает 3 %.

При перекрестном и смешанном токе теплоносителей, не меняющих агрегатного состояния, такого простого соотношения нет. Наиболее простой способ заключается в уравнении

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_t \cdot \Delta t_{1\text{ср}},$$

где  $\Delta t_{1\text{ср}}$  – средний температурный напор по уравнению (2.4);

$\varepsilon_t$  – поправка, учитывающая схему движения теплоносителей, отличающуюся от противотока или прямотока, и зависящая от параметров  $P$  и  $R$ :

$$P = \frac{t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}}{t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}}}; \quad R = \frac{t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}}}{t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}}, \quad (2.5)$$

где н и к в индексах обозначают начальные и конечные температуры.

Зависимости поправки  $\varepsilon_t$  от параметров  $P$  и  $R$  для некоторых случаев тока теплоносителей приведены на рис. П1.1. прил. 1.

В другом случае расчет температурного напора можно вести по *индексу противоточности*, что очень удобно при машинном расчете теплообменников. Этот расчет, описанный ниже, строится на определении тепловой эффективности теплообменников.

Основные расчетные уравнения определяются из соотношения полных теплоемкостей  $W$ :

$$Q = W_1(t_{1н} - t_{1к})\varepsilon_{q1} = W_2(t_{2к} - t_{2н})\varepsilon_{q2}, \quad (2.6)$$

где  $\varepsilon_{q1}$  и  $\varepsilon_{q2}$  – коэффициенты, редко бывающие больше  $0,95 \div 0,98$ , поэтому обычно принимаются равными единице;

$W_i$  – полные теплоемкости массовых расходов, Вт/К;

$$W_i = G_i C_i.$$

При расчетах используют функции полных теплоемкостей и безразмерные комплексы, которые согласно [II, 2], имеют вид

$$A = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\max}}; \quad R = \frac{W_{\max}}{W_{\min}} = \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}; \quad A^0 = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}; \quad (2.7)$$

$$P = \frac{\Delta t_{\min}}{t_{1нач} - t_{1кон}}; \quad S = \frac{KF}{W_{\min}}$$

где  $S$  – число единиц переноса теплоты, характеризующая интенсивность переноса тепла в теплообменнике (чем больше значение  $S$ , тем больший тепловой поток имеет аппарат).

Величины  $A$ ,  $R$  и  $P$  для нагревателей и охладителей различны, например:

- для нагревателей

$$A = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}; \quad R = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{1к}}; \quad P = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{1н} - t_{2н}}; \quad (2.8)$$

- для охладителей

$$A = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{1к}}; \quad R = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}; \quad P = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}}. \quad (2.9)$$

У нагревателей разность между начальной и конечной температурой нагреваемого теплоносителя больше разности конечной и начальной температурой охлаждаемого теплоносителя, а у охладителей – наоборот. Функции тепловой эффективности:

- эффективность охлаждения

$$\Phi = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{1н} - t_{2н}}; \quad (2.10)$$

- эффективность нагрева

$$Z = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}}. \quad (2.11)$$

По полученным соотношениям рассчитывается эффективность теплообмена по специальным уравнениям (см. [II, 2], с. 130–131). По значениям эффективности находится средний температурный напор при

любом токе теплоносителей (уравнения для его расчета приведены так же в [II, 2], с. 135–138).

При расчете температурного напора на ЭВМ предлагается [II, 2] использовать уравнение

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{z_t (t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}})}{\ln \frac{2 - PR[(A+1) - z_t]}{2 - PR[(A+1) + z_t]}}. \quad (2.12)$$

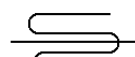
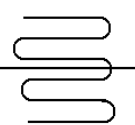
Величину  $z_t$  можно найти по уравнению

$$z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_3}, \quad (2.13)$$

где  $p_3$  – коэффициент (индекс противоточности по Белоконю), определяемый по табл. 2.1.

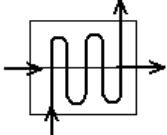
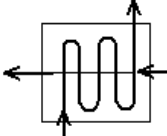
Таблица 2.1

Схемы тока теплоносителей и индекс противоточности [II, 2, 8]

Характеристика	Схема тока	Направление движения теплоносителей	Индекс противоточности $p_3$
		Прямоток	1
		Противоток	0
Теплоносители идеально не перемешаны		Однократное перекрестное, взаимно перпендикулярное	0,760
Теплоносители идеально перемешаны			0,496
Один теплоноситель перемешан, другой – нет: не перемешан горячий не перемешан холодный			0,595
			0,570
Два хода		Противоположно направленное	0,500
Четыре хода			0,497
Шесть ходов			0,496

Окончание табл. 2.1

Характеристика	Схема тока	Направление движения	Индекс противоточ-
----------------	------------	----------------------	--------------------

		теплоносителей	ности $p_3$
Теплоносители идеально перемешаны или один из теплоносителей не перемешан $N = 2$ $N = 3$ $N = 4$ $N = 5$ $N = 6$ $N = 7$		Многократный перекрестный прямоток	0,124 0,056 0,032 0,020 0,014 0,010
Теплоносители идеально перемешаны $N = 2$ $N = 3$ $N = 4$ $N = 5$ $N = 6$ $N = 7$		Многократный перекрестный противоток	0,876 0,946 0,970 0,981 0,987 0,990
Не перемешан горячий или холодный теплоноситель $N = 2$ $N = 3$ $N = 4$ $N = 5$ $N = 6$ $N = 7$			0,981 0,949 0,971 0,982 0,987 0,991
$N$ – число ходов в теплообменнике			

## 2.4. Определение поверхности теплообмена

Для определения поверхности теплообмена в первом приближении необходимо задаться коэффициентами теплоотдачи со стороны горячей и холодной стенок, толщиной трубок, их коэффициентом теплопроводности и величинами термических проводимостей (или термических сопротивлений) загрязнений стенок, значения которых можно найти в табл. П2.7 прил. 2.

Коэффициенты теплоотдачи зависят от вида теплоносителя и ориентировочно определяются табл. П2.9 прил. 2.

Обычно наиболее часто используются стандартные стальные трубки диаметрами 20 и 25 мм с толщиной 2 мм, со средними коэффициентами теплопроводности для легированной стали – 17,5 Вт/(м·К) и для обычной стали – 46 Вт/(м·К).

Далее определяется ориентировочное значение полного термического сопротивления или коэффициента теплопередачи по уравнению

(1.2), а затем и ориентировочная поверхность теплопередачи по уравнению (1.1).

Если производится проектный расчет стандартного теплообменника, то по полученной поверхности теплообмена из таблиц стандартов находятся его основные размеры: поверхность теплопередачи, диаметр трубок и их толщина, число трубок и число ходов, диаметр кожуха и длина трубного пучка. Имея эти данные, можно будет произвести уточнение поверхности теплообмена и повторить выбор стандартного теплообменника. Параметры стандартных кожухотрубчатых теплообменников приведены в табл. П2.1 – П2.9 прил. 2.

В случае расчета нестандартного теплообменника следует произвести его конструктивный расчет, который заключается в следующем.

Выбирается материал и диаметр трубы. По среднему диаметру трубы находится периметр ее сечения

$$\Pi = \pi d_{\text{ср}}.$$

По периметру и поверхности теплообмена определяется общая длина труб

$$l = \frac{F}{\Pi}.$$

Принимается длина трубного пучка  $L$ , число ходов по трубному пространству ( $n_x$ ) и определяется число труб

$$n_{\text{тр}} = \frac{l}{L \cdot n_x}.$$

Принимается способ расположения труб (по вершинам квадратов или по вершинам равносторонних треугольников, как на рис. 2.1) и определяется диаметр кожуха. Образующиеся «пустые» места в сечении кожуха заполняются дополнительными трубками, после чего уточняется поверхность теплообмена.

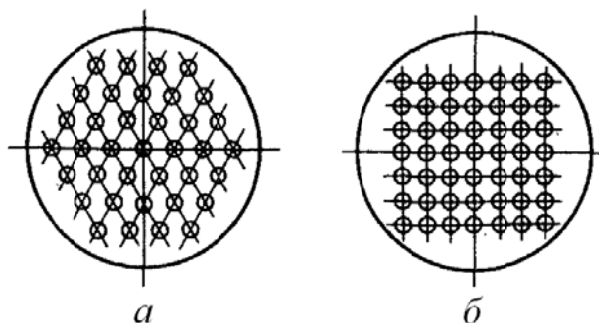


Рис. 2.1. Расположение труб в трубных решетках:

$a$  – шахматное;  $b$  – коридорное

Стандартное шахматное расположение труб в трубном пучке представлено в табл. П2.8 прил. 2.

Если отношение диаметра кожуха к длине трубного пучка будет мало, то можно уменьшить длину и увеличить число ходов.

Число труб, размещающихся в кожухе диаметром  $D$ , ориентировочно определяется по формулам:

- при шахматном расположении труб

$$n \approx K \frac{\pi D^2}{4 \cdot 0,866 t^2} = K \frac{0,907 D^2}{t^2}; \quad (2.14)$$

- при коридорном расположении труб

$$n \approx K \frac{\pi D^2}{4 t^2} = K \frac{0,785 D^2}{t^2}, \quad (2.15)$$

где  $K$  – коэффициент заполнения, обычно принимается в пределах  $0,7 \div 0,8$ , причем меньшие значения относятся к теплообменникам с малым числом труб и к многоходовым теплообменникам;

$t$  – шаг размещения труб.

Далее производится уточнение поверхности теплообмена и повторение конструктивного расчета.

## 2.5. Уточнение поверхности теплообмена

Для уточнения поверхности теплопередачи необходимо определить коэффициенты теплоотдачи, коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена. Полученное значение поверхности сравнивается с предварительным. Если предварительное значение находится в пределах от  $-10$  до  $+20$  % от полученного, то расчет заканчивается. В противном случае уточнение повторяется с новым значением поверхности теплопередачи.

В инженерной практике используются критериальные уравнения процесса теплоотдачи. При выборе критериального уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи необходимо принимать во внимание следующее:

- характер теплообмена: без изменения агрегатного состояния вещества (нагревание, охлаждение), с изменением агрегатного состояния вещества (кипение, конденсация);
- режим движения теплоносителя, за который при вынужденном движении отвечает критерий Рейнольдса;
- пространство теплообменника, в котором течет теплоноситель: трубное или межтрубное;
- геометрическое расположение теплообменных труб: вертикальное или горизонтальное.

При вычислении коэффициентов теплоотдачи в теплообменниках используются различные критериальные уравнения, в которые входят некоторые из нижеприведенных критериев подобия:

- критерий Прандтля

$$Pr = \frac{C\mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}; \quad (2.16)$$

- критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{wl\rho}{\mu} = \frac{wl}{\nu}; \quad (2.17)$$

- критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t; \quad (2.18)$$

- критерий Пекле

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{wl}{a} = \frac{wlC\rho}{\lambda}; \quad (2.19)$$

- критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad (2.20)$$

- критерий Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{gl^3}{\nu a} \beta \Delta t = \frac{gl^3 \rho}{\mu a} \beta \Delta t, \quad (2.21)$$

где  $C$  – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  
 $\mu$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К);  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м<sup>2</sup>/с;  
 $a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;  
 $w$  – скорость теплоносителя, м/с;  
 $l$  – характерный (определяющий) размер, м;  
 $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  
 $\beta$  – коэффициент объемного расширения теплоносителя, К<sup>-1</sup>;  
 $\Delta t$  – разность температур между теплоносителем и стенкой, К;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Значения коэффициентов теплоотдачи зависит от режимов движения теплоносителей в трубном и межтрубном пространствах, которые определяют величину критерия Нуссельта.

*Теплоотдача при развитом турбулентном режиме движения теплоносителя в прямых трубах*

$$Nu = 0,021 \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.22)$$

Определяющая температура – температура жидкости; определяющий размер – внутренний диаметр трубы  $d$ ; определяющая температура при вычислении критерия  $Pr_{ст}$  – температура стенки трубы.

Значения поправочного коэффициента  $\varepsilon_l$ , учитывающего влияние на коэффициент теплоотдачи отношения длины трубы  $L$  к ее диаметру  $d$ , приведены в табл. 2.2.

Для газов, у которых  $Pr / Pr_{ст} = 1$ , уравнение (2.22) упрощается

$$Nu = 0,021 \varepsilon Re^{0,8} Pr^{0,43}.$$

*Теплоотдача в прямых трубах при  $Re < 10000$  и при  $Re < 8 \cdot 10^5$  для вертикального или горизонтального расположения труб*

В случае ламинарного режима, когда  $Re < 2300$ ,

$$Nu = 1,55 \varepsilon_l \left( Re \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}. \quad (2.23)$$

Таблица 2.2

Значения коэффициента  $\varepsilon_l$

Критерий Рейнольдса	Отношение $L/d$				
	10	20	30	40	$\geq 50$
10000	1,23	1,13	1,07	1,03	1
20000	1,18	1,10	1,05	1,02	1
50000	1,13	1,8	1,04	1,02	1
100000	1,10	1,06	1,03	1,02	1
1000000	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Для газов уравнение (2.22) упрощается, т. к.  $\mu/\mu_{ст}=1$ , величина  $\varepsilon_l$  близка к единице и при приближенных расчетах обычно не учитывается. Определяющая температура

$$t = \frac{t_{ист} + t_{исп}}{2}. \quad (2.24)$$

Уравнение (2.22) выведено при значениях  $Re \frac{d}{L} < 20$ ; величина критерия Нуссельта асимптотически стремится к предельному значению  $Nu \approx 3,66$ .



Выведенная Х. Хаузенем [II, 14] формула для любого значения  $Re \frac{d}{L}$  выглядит следующим образом:

$$Nu = \left[ 3,66 + \frac{0,0668 \cdot d / L}{1 + 0,045 (Re \cdot d / L)^{2/3}} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right). \quad (2.25)$$

В случае переходного режима, при условии  $2300 < Re < 10000$ , надежных расчетных формул нет.

Приближенно (с запасом) можно определить критерий Нуссельта по графику (рис. 2.2), при этом

$$Nu = K_N \cdot Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.26)$$

Кроме графика, можно использовать формулы

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad Nu = f(Re) Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.27)$$

где значение  $f(Re)$  принимается по табл. 2.3 в зависимости от критерия Рейнольдса.

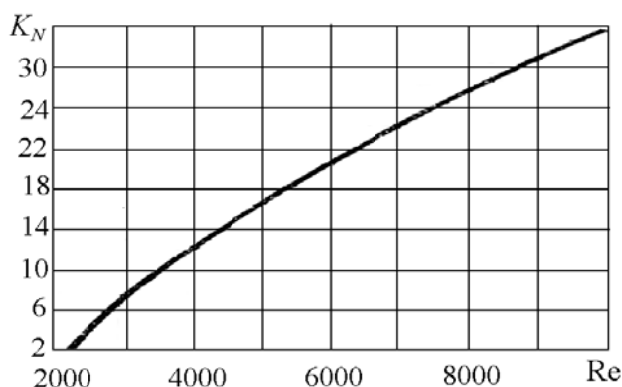


Рис. 2.2. Зависимость  $K_N$  от  $Re$

Таблица 2.3

$Re \cdot 10^{-3}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
$f(Re)$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

Теплопередача в прямых трубах при переходном режиме ( $Re < 10000$  и  $Ra > 8 \cdot 10^5$ ) определяется, согласно [II, 5], приближенным уравнением

$$Nu = 0,15(Re \cdot Pr)^{0,33} Ra^{0,1} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.28)$$

где  $Ra$  – критерий Релея, а определяющая температура рассчитывается по уравнению (2.24).

В соответствии с [II, 11] при горизонтальном расположении труб и при значении критерия Рейнольдса  $Re < 3500$  -

$$Nu = 0,8 \left( Pe \frac{d}{L} \right)^{0,4} Ra^{0,1} \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right). \quad (2.29)$$

Формула (2.29) выведена при значениях:

$$20 \leq \left( Pe \frac{d}{L} \right) \leq 120; \quad 10^6 \leq Ra \leq 1,3 \cdot 10^7; \quad 2 \leq Pr \leq 10.$$

При  $Pe \frac{d}{L} \leq 10$  используется уравнение

$$Nu = 0,5 \left( Pe \frac{d}{L} \right). \quad (2.30)$$

При  $Re > 3500$  и горизонтальном расположении труб -

$$Nu = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^n, \quad (2.31)$$

где  $n = 0,14$  при нагревании и  $n = 0,25$  при охлаждении.

При вертикальном расположении труб и при несовпадении направлений свободной и вынужденной конвекции -

$$Nu = 0,037 Re^{0,75} Pr^{0,4} \left( \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^n, \quad (2.32)$$

где  $n = 0,11$  при нагревании и  $n = 0,25$  при охлаждении.

Формула (2.30) выведена при значениях:

$$250 < Re < 10000; \quad 1,5 \cdot 10^6 \leq Ra \leq 12 \cdot 10^6.$$

При вертикальном расположении труб и при совпадении направлений свободной и вынужденной конвекции обычно теплообменники не проектируются.

Большое количество формул для расчета коэффициентов теплоотдачи в прямых гладких трубах приведено в [II, 2], с. 167–170.

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника коэффициент теплоотдачи зависит от шахматного или коридорного расположения труб в трубной решетке (см. рис. 2.1).

В теплообменниках с продольным омыванием пучка труб, т. е. при отсутствии поперечных перегородок, при значении  $Re \geq 10000$  можно использовать уравнение

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (2.33)$$

Определяющий размер – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, при этом  $D$  – внутренний диаметр кожуха, а  $d_n$  – наружный диаметр трубы. Тогда

$$d_э = \frac{D^2 - nd_n^2}{D + nd_n}. \quad (2.34)$$

В теплообменниках с сегментными или кольцевыми перегородками коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по уравнениям [II, 10]:

- критерий Рейнольдса ( $Re \geq 1000$ )

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.35)$$

- критерий Рейнольдса ( $Re < 1000$ )

$$Nu = 0,34 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (2.36)$$

В уравнениях (2.32) – (2.33) определяющий размер – наружный диаметр теплообменных труб. Скорость потока рассчитывается по уравнению

$$w = \frac{V}{S_{п}}, \quad (2.37)$$

где  $V$  – объемный расход теплоносителя,  $m^3/c$ ;

$S_{п}$  – площадь сечения потока между перегородками,  $m^2$ .

Для аппаратов с однократно-перекрестным движением теплоносителя в межтрубном пространстве (см. рис. 2.3) при течении жидкости в направлении  $B-B$  критерий Нуссельта равен:

- при значении критерия  $Re < 1000$  для коридорных и шахматных пучков

$$Nu = 0,56 \epsilon_{ф} Re^{0,5} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.38)$$

- при значении критерия  $Re > 1000$  для коридорных пучков

$$Nu = 0,27 \epsilon_{ф} Re^{0,65} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (2.39)$$

- при значении критерия  $Re > 1000$  для шахматных пучков

$$Nu = 0,4 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.40)$$

где  $\varepsilon_{\varphi}$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние угла атаки  $\varphi$  (рис. 2.4). Значения коэффициентов  $\varepsilon_{\varphi}$  приведены в табл. 2.4.

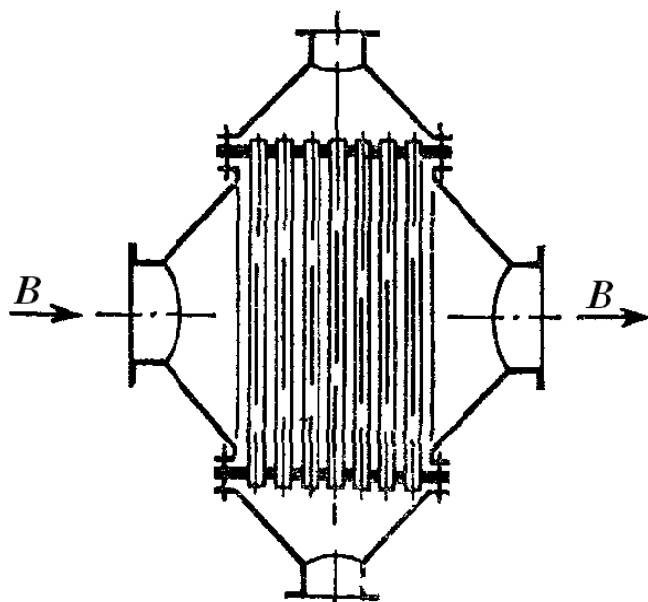


Рис. 2.3. Однократно-перекрестный ток

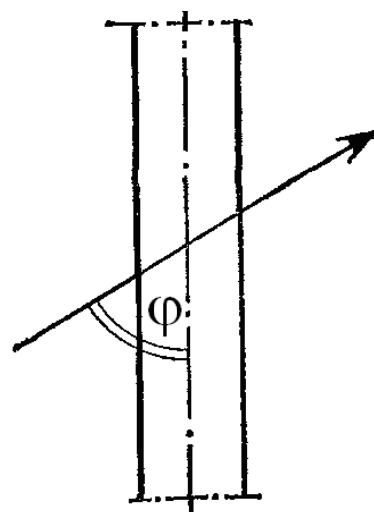


Рис. 2.4. Угол атаки

Таблица 2.4

Значения коэффициентов  $\varepsilon_{\varphi}$  в зависимости от угла атаки

$\varphi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_{\varphi}$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Применительно к теплообменникам с поперечными перегородками можно использовать уравнения (2.39) и (2.40) при значении  $\varepsilon_{\varphi}=0,6$ .

Теплоотдача при обтекании пучка труб с поперечными ребрами (см. рис. 2.5) определяется расчетной формулой

$$Nu = C \left( \frac{t}{d} \right)^{0,54} \left( \frac{t}{h} \right)^{0,14} Re^n Pr^{0,4}. \quad (2.41)$$

В этой формуле:

$d$  – наружный диаметр несущей трубы, м;

$t$  – шаг ребер, м;

$h$  – высота ребра, м.

Для коридорных пучков  $C = 0,116$ ;  $n = 0,72$ ; для шахматных –  $C = 0,25$ ;  $n = 0,65$ . Определяющая температура – средняя температура жидкости; определяющий размер – шаг ребер  $t$ .

Формула (2.41) применима при значениях  $Re = 3000 \div 25000$  и отношения  $d/t = 3 \div 4,8$ .

По вычисленному из уравнения (2.41) коэффициенту теплоотдачи определяют по графику на рис. 2.6 приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{пр}$ , который и подставляют в уравнение для коэффициента теплопередачи, отнесенного к полной площади наружной поверхности  $F_{\Pi}$ :

$$\frac{1}{K} = R = \frac{1}{\alpha_{пр}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_{\Pi}}{F_{\text{в}}} + \frac{\delta}{\lambda} + r_1 + r_2, \quad (2.42)$$

где  $F_{\Pi}$  – площадь полной наружной поверхности оребренной трубы на единицу длины, включая поверхность ребер;

$F_{\text{в}}$  – площадь внутренней поверхности несущей трубы на единицу длины;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи для потока, проходящего внутри трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

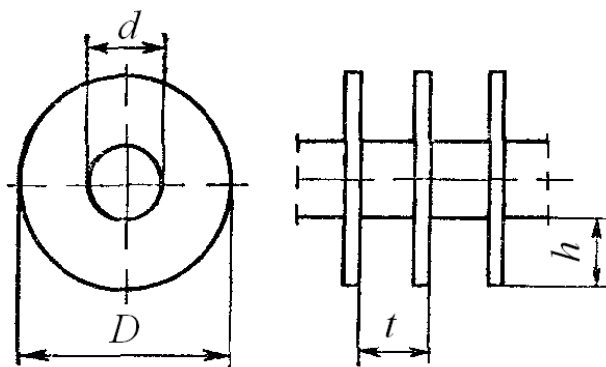


Рис. 2.5. Труба с поперечными ребрами

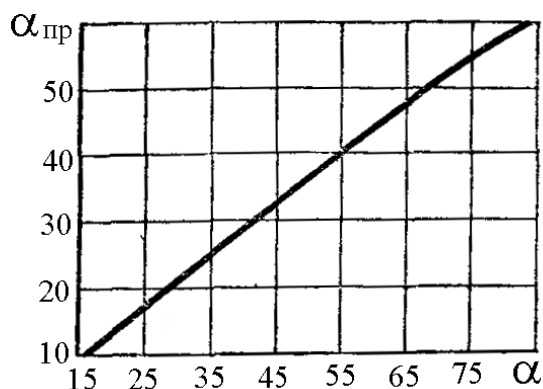


Рис. 2.6. Зависимость  $\alpha_{пр}$  от  $\alpha$

## 2.6. Определение температур стенок

Во многих формулах для расчета коэффициента теплоотдачи необходимо определять некоторые параметры при температуре стенки трубы. Предполагая, что разность между поверхностями теплоотдачи и теплопередачи незначительна, можем записать уравнение баланса плотности теплового потока от теплоносителя к стенке и через разделяющую стенку:

$$\alpha \Delta t_{ст} = K \Delta t_{ср},$$

где  $\Delta t_{ст}$  – разность температуры стенки и среды теплоносителя.

Тогда

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{срд1}} - \frac{K \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1}; \quad t_{\text{ст2}} = t_{\text{срд2}} + \frac{K \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_2}, \quad (2.43)$$

где  $t_{\text{срд1}}$  и  $t_{\text{срд2}}$  – температуры нагревающей и нагреваемой сред.

Расчет температуры стенки производится в следующей последовательности. Задаются температурой стенок и рассчитывают коэффициенты теплоотдачи, по которым вычисляется коэффициент теплопередачи. Затем по уравнению (2.43) определяют температуры стенок. Если полученные значения совпадают с принятыми в пределах  $2 \div 3$  %, то считают, что температуры стенок определены достаточно точно. В противном случае расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи повторяют при полученном значении температур стенок и т. д.

**ПРИМЕР 2.2.** Определить параметры теплообменника для охлаждения бензола при абсолютном давлении 0,1 МПа с расходом 8 кг/с от начальной температуры 80 °С до конечной 30 °С. Холодный теплоноситель – вода с начальной температурой 12 °С.

**РЕШЕНИЕ.** При применении обычной речной воды ее конечная температура не должна превышать  $40 \div 50$  °С. Примем конечную температуру воды 45 °С.

Предварительно определенные теплоемкости теплоносителей: бензола –  $c_1 = 1800$  Дж/(кг·К); воды –  $c_2 = 4180$  Дж/(кг·К).

Определим тепловую нагрузку в теплообменнике:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}}) = 8 \cdot 1800 (80 - 30) = 720000 \text{ Вт} = 720 \text{ кВт}.$$

Примем потери тепла в окружающую среду равными 2 % от тепловой нагрузки, тогда расход холодного теплоносителя будет

$$G_2 = \frac{0,98Q}{c_2(t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = \frac{0,98 \cdot 720000}{4180(45 - 18)} = 6,252 \text{ кг/с}.$$

Концевые разности температур:

$$\Delta t_1 = 80 - 45 = 35; \quad \Delta t_2 = 30 - 12 = 18 \text{ °С}.$$

Ориентировочно определим средний температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{35 - 18}{\ln \frac{35}{18}} = 25,6 \text{ К}.$$

Примем коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1 = 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и  $\alpha_2 = 1500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Теплопроводность материала трубы (нержавеющая сталь) – 17,5 Вт/(м·К), термические сопротивления загрязнений стенок –  $r_1 = 0,00018$  м<sup>2</sup>·К/Вт и  $r_2 = 0,00023$  м<sup>2</sup>·К/Вт. Тогда коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1000} + \frac{0,002}{17,5} + 0,00018 + 0,00023 + \frac{1}{1500}} = 456 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

ориентировочная поверхность теплообмена

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{720000}{456 \cdot 25,6} = 61,6 \text{ м}^2.$$

По табл. П2.1 прил. 2 выбираем теплообменник жесткого типа, вертикальный, горячий теплоноситель в трубном пространстве, при наличии сегментных перегородок с параметрами:

- площадь теплообмена 63 м<sup>2</sup>;
- диаметр кожуха 600 мм;
- трубы 20×2 мм;
- число труб 334;
- число ходов в трубном пространстве 4;
- длина трубного пучка – 3 м;
- минимальное сечение межтрубного пространства – 0,041 м<sup>2</sup>;
- сечение трубного пространства – 0,016 м<sup>2</sup>.

При таком выборе теплообменника средний температурный напор будет равен ранее рассчитанному, т. е. 25,6 К.

Определим средние температуры теплоносителей. Средняя температура горячего теплоносителя

$$\Delta t_{1\text{ср}} = \frac{(\Delta t_1 / \Delta t_2)(t_{2\text{к}} + \Delta t_{\text{ср}}) - t_{1\text{н}}}{\Delta t_1 / \Delta t_2 - 1} = \frac{(35 / 18)(45 + 25,6) - 80}{35 / 18 - 1} = 60,6 \text{ К.}$$

Средняя температура холодного теплоносителя

$$\Delta t_{2\text{ср}} = \Delta t_{1\text{ср}} - \Delta t_{\text{ср}} = 60,6 - 25,6 = 35 \text{ К.}$$

Свойства теплоносителей при их средних температурах – в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Свойства теплоносителей при их средней температуре

Свойство	Бензол	Вода
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	1800	4180
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	800	996
Вязкость, Па·с	0,000426	0,000804
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,1345	0,618
Объемное расширение, К <sup>-1</sup>	2,366·10 <sup>-4</sup>	3,21·10 <sup>-4</sup>

Так как свойства теплоносителей близки к принятым ранее, то перерасчет тепловой нагрузки и расхода холодного теплоносителя не следует делать.

*Расчет коэффициента теплоотдачи горячего теплоносителя.*  
Скорость теплоносителя в трубном пространстве

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_1} = \frac{8}{800 \cdot 0,016} = 0,625 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,625 \cdot 0,016 \cdot 800}{0,000496} = 16130.$$

Режим движения жидкости турбулентный, воспользуемся уравнением (2.22) и определим критерии Прандтля при температуре среды и стенки.

Критерий Прандтля при температуре среды

$$Pr = \frac{c_p \mu_1}{\lambda_1} = \frac{1800 \cdot 0,000496}{0,1345} = 6,638.$$

Примем температуру горячей стенки равной 50 °С. Тогда  $c_p = 1760 \text{ Дж/(кг·К)}$ ;  $\mu = 0,000481 \text{ Па·с}$ ;  $\lambda = 0,139 \text{ Вт/(м·К)}$  и

$$Pr_{\text{ст}} = \frac{1760 \cdot 0,000481}{0,139} = 6,09;$$

$$Nu = 0,021 \cdot 1 \cdot 16130^{0,8} \cdot 6,638^{0,43} \left( \frac{6,638}{6,09} \right)^{0,25} = 112,5.$$

Коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{112,5 \cdot 0,1345}{0,016} = 946 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим эквивалентный диаметр межтрубного пространства:

$$d_3 = \frac{D^2 - n d_{\text{н}}^2}{D + n d_{\text{н}}} = \frac{0,6^2 - 334 \cdot 0,02^2}{0,6 + 334 \cdot 0,02} = 0,031 \text{ м.}$$

Скорость жидкости в межтрубном пространстве

$$w_2 = \frac{6,252}{0,041 \cdot 998} = 0,153 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{0,153 \cdot 0,02 \cdot 996}{0,000804} = 3790.$$

Примем температуру стенки 40 °С. Значение критериев Прандтля: при температуре среды – 5,42; при температуре стенки – 4,36 [II, 11].



Определим значение критерия Нуссельта по уравнению (2.35):

$$Nu = 0,24 \cdot 3790^{0,6} \cdot 5,42^{0,36} \left( \frac{5,42}{4,36} \right)^{0,25} = 65,35.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде

$$\alpha_2 = \frac{65,35 \cdot 0,618}{0,02} = 2020 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{946} + \frac{0,002}{17,5} + 0,00018 + 0,00023 + \frac{1}{2020}} = 481,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Проверим температуры стенок. Для горячей стенки

$$t_{ст1} = t_{ср1} - \frac{K \Delta t_{ср}}{\alpha_1} = 60,6 - \frac{481,6 \cdot 25,6}{946} = 47,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Погрешность расчета –5 %. Для холодной стенки

$$t_{ст2} = t_{ср2} + \frac{K \Delta t_{ср}}{\alpha_2} = 35 + \frac{481,6 \cdot 25,6}{2020} = 41,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Погрешность расчета составляет 2,7 %, поэтому найденные температуры стенок можно использовать в дальнейшем расчете.

Расчетная поверхность теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{ср}} = \frac{720000}{420 \cdot 25,6} = 67 \text{ м}^2.$$

Погрешность расчета составила 6 %, что допустимо.

### 3. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

#### 3.1. Определение тепловой нагрузки

Если известен расход хотя бы одного из теплоносителей и начальная и конечная температуры холодного теплоносителя, то тепловая нагрузка определится уравнением:

- для холодного теплоносителя

$$Q = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}); \quad (3.1)$$

- для горячего теплоносителя

$$Q = G_1 \Delta h, \quad (3.2)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – расход горячего и холодного теплоносителя, кг/с;

$C_2$  – теплоемкость холодного теплоносителя, Дж/(кг·К);

$t_{2н}$  – начальная температура холодного теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{2к}$  – конечная температура холодного теплоносителя, °С;  
 $\Delta h$  – тепло конденсации горячего теплоносителя, Дж/кг.

### 3.2. Уравнение теплового баланса

Уравнение теплового баланса составляется на основе закона сохранения энергии и имеет вид

$$G_1 \Delta h = G_2 C_2 (t_{2к} - t_{2н}) + q_{п}, \quad (3.3)$$

где  $q_{п}$  – потери тепла в окружающую среду, Вт (приближенно принимаются равными 3÷5 % от тепловой нагрузки).

Более точное определение потерь тепла связано с расчетом коэффициента теплоотдачи от наружной стенки изоляции аппарата в окружающую среду.

Так как тепло конденсации горячего теплоносителя (как и его температура) всегда известны, то из уравнения теплового баланса можно определить один из неизвестных расходов или одну из температур холодного теплоносителя. Например, если неизвестен расход холодного теплоносителя, то имеем

$$G_2 = \frac{G_1 \Delta h - q_{п}}{C_2 (t_{2к} - t_{2н})}.$$

Если же неизвестна начальная температура холодного теплоносителя, то

$$t_{2н} = t_{2к} - \frac{G_1 \Delta h - q_{п}}{G_2 C_2}.$$

В случае если холодный теплоноситель – обыкновенная речная или подземная вода, то ее конечная температура не может превышать 40÷50 °С для предотвращения выпадения в осадок на стенки трубки карбоната кальция.

### 3.3. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор в конденсаторе не зависит от вида взаимного тока теплоносителей, поэтому пространство, где происходит конденсация паров горячего теплоносителя, не может быть многоходовым. Так как температура горячего теплоносителя постоянна по всей теплообменной поверхности, то средний температурный напор можно определить среднелогарифмической разностью температур вне зависимости от числа ходов холодного теплоносителя:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \quad (3.4)$$

где  $\Delta t_1$  – разность температур горячего и холодного теплоносителя на левом конце теплообменника, К;

$\Delta t_2$  – разность температур горячего и холодного теплоносителя на правом конце теплообменника, К.

Среднюю температуру холодного теплоносителя можно определить из соотношения

$$t_{2\text{ср}} = t_1 - \Delta t_{\text{ср}}, \quad (3.5)$$

где  $t_1$  – температура горячего теплоносителя, °С.

По температуре горячего теплоносителя и по средней температуре холодного определяются физико-химические свойства теплоносителей: плотность, вязкость и теплопроводность. Желательно определить при полученных температурах теплоемкость холодного теплоносителя и по ней уточнить данные, полученные из балансовых уравнений (3.1)–(3.3).

На основании полученных свойств теплоносителей будут рассчитываться коэффициенты теплоотдачи.

Основы расчета поверхности теплообмена для конденсатора аналогичны таковым при расчете нагревателя или холодильника (см. подразд. 2.4 данного раздела).

### 3.4. Уточнение поверхности теплообмена

Уточнение поверхности теплообмена, так же как и в подразд. 2.6 данного раздела, основано на расчете коэффициентов теплоотдачи, а по ним коэффициента теплопередачи по уравнениям (1.2), (1.3) или (2.42). Затем необходимо определить поверхность теплопередачи по уравнению (1.1).

Расчет коэффициентов теплоотдачи холодного теплоносителя не отличается от такового, представленного в п. 2.5.

Особо следует рассмотреть расчет коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара горячего теплоносителя.

Различают три вида конденсации пара на твердой поверхности:

- *пленочная* конденсация, когда конденсат стекает по поверхности в виде сплошной пленки; имеет место на поверхностях, хорошо смачиваемых данным конденсатом, а также на слабо смачиваемых поверхностях при интенсивной конденсации;
- *капельная* конденсация, когда конденсат выпадает на поверхности в виде отдельных капель; имеет место на несмачиваемых поверхностях охлаждения;
- *смешанная* конденсация, когда часть поверхности покрыта каплями, а часть – пленкой конденсата.

В теплообменных аппаратах, в которых конденсируется вода, холодильные агенты и т. п., обычно всегда имеет место пленочная конден-

сация. В конденсаторах ртутного пара обычно имеет место капельная конденсация.

Интенсивность теплоотдачи при капельной конденсации много больше, чем при пленочной; она совпадает с интенсивностью теплоотдачи при конденсации пара на поверхности конденсата.

При пленочной конденсации чистого пара (не содержащего жидких примесей и примесей газов, не конденсирующихся в данном интервале температур) на поверхности пленки практически устанавливается температура насыщения.

Расчетная разность температур при конденсации насыщенного пара равна

$$\Delta t = t'' - t_{\text{ст}},$$

где  $t''$  – температура насыщения пара при данном давлении;

$t_{\text{ст}}$  – средняя температура стенки.

Определение средней температуры стенки описано в подразд. 2.7.

Приводимые ниже формулы даны для чистого пара. В зависимости от количества выпадающего в пленке конденсата наблюдаются режимы течения: ламинарный, волновой, турбулентный.

Число Рейнольдса пленки конденсата равно

$$\text{Re}' = \frac{w_{\text{ср}} \delta}{\nu} = \frac{G}{\mu}. \quad (3.6)$$

Здесь  $w_{\text{ср}}$  – средняя скорость течения пленки, м/с;

$\delta$  – толщина пленки, м;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи на поверхности пучка вертикальных труб высотой  $H$

$$\alpha = 1,154 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t H}}, \quad (3.7)$$

где  $\lambda, \rho, g, r, \mu, \Delta t, H$  – для пленки конденсата при ее температуре  $t_{\text{пл}} (t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}})$ .

Среднее значение коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности одиночной, горизонтально расположенной трубы диаметром  $d$

$$\alpha = 0,7284 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu \Delta t d}}. \quad (3.8)$$

В случае конденсации на пучке  $n$  вертикальных труб высотой  $H$ , диаметром  $d$  среднее значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 2,04\varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 gr}{\mu \Delta t H}} = 3,78\varepsilon_t \lambda \sqrt[4]{\frac{\rho^2 nd}{HG}}, \quad (3.9)$$

при этом значения  $\lambda$ ,  $\rho$  и  $\mu$  берутся при температуре конденсации.

В частности, в этом случае для водяного пара, полагая  $\varepsilon_t = 1$ ,

$$\alpha = 2,04\varepsilon_t \frac{A_t}{\sqrt[4]{\Delta t H}}. \quad (3.10)$$

Зависимость функции  $A_t$  от  $t_{\text{конд}}$  для воды приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения функции  $A_t$  для воды

$t_{\text{конд}}$	100	110	120	140	160	180
$A_t$	6960	7100	7240	7420	7490	7520

В случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб длиной  $L$ , при определении среднего значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , помимо функции  $\varepsilon_t$ , вводят еще поправочный множитель  $\varepsilon$ , учитывающий влияние числа труб по вертикали.

Тогда осредненный по всему пучку коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 0,728\varepsilon\varepsilon_t \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 gr}{\mu \Delta t d}}, \quad (3.11)$$

где  $\varepsilon$  зависит от числа труб  $n$  (рис. 3.1).

Для водяного пара, в случае конденсации на пучке горизонтальных труб, при  $\varepsilon_t = 1$

$$\alpha = 1,28\varepsilon \frac{A_t}{\sqrt[4]{\Delta t d}}. \quad (3.12)$$

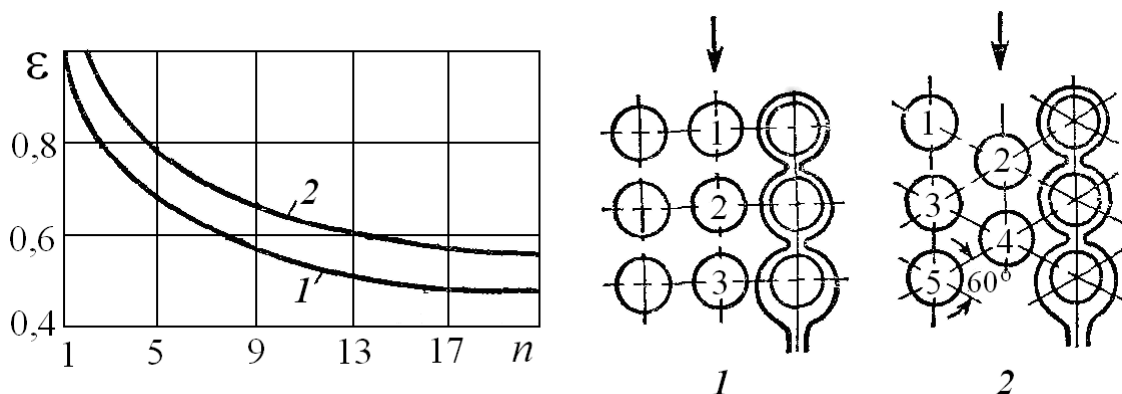


Рис. 3.1. Зависимость усредненного для всего пучка коэффициента  $\varepsilon$  от числа труб по вертикали  $n$  и порядок определения  $n$  для коридорного (1) и шахматного (2) расположения труб

При технических расчетах в тех случаях, когда второй коэффициент теплоотдачи значительно ниже первого, для конденсирующегося водяного пара можно принимать приближенно коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{конд}} = 10000 \div 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Подставляя в формулы для  $\alpha_{\text{конд}}$  значение  $\Delta t_{\text{конд}} = q / \alpha_{\text{конд}}$  (где  $q$  – удельная тепловая нагрузка,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ), получаем для вертикальных поверхностей

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,2 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 r g}{\mu H q}}. \quad (3.13)$$

Общая критериальная зависимость для случая конденсации водяного пара внутри горизонтальных труб приводится к виду

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,36 A q^{0,5} L^{0,35} d^{-0,25}, \quad (3.14)$$

или

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,85 A^2 \Delta t_{\text{конд}} L^{0,7} d^{-0,5}, \quad (3.15)$$

где  $A$  – коэффициент, объединяющий физико-химические константы воды и пара (его значения приведены на рис. 3.2);

$q$  – удельная тепловая нагрузка,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$L$  – длина трубы, м;

$d$  – ее внутренний диаметр, м.

В случае конденсации пара, содержащего неконденсирующийся газ (например, воздух), теплоотдача от пара к стенке сильно ухудшается. На рис. 3.3 приведены опытные данные зависимости  $\varepsilon_{\Gamma}$  от концентрации воздуха в паре:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{конд}}}, \quad (3.16)$$

где  $\alpha_{\text{конд}}$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара, рассчитываемый по вышеприведенным уравнениям;

$\alpha_{\text{в}}$  – то же при содержании воздуха в паре;

$Y$  – относительная массовая концентрация воздуха в паре,  $\text{кг}/\text{кг}$  (с малой ошибкой можно и в % по массе).

Если температура стенки при конденсации чистого перегретого пара выше температуры насыщения, то конденсации нет, и коэффициент теплоотдачи рассчитывается как при охлаждении газа.

Если температура стенки ниже температуры насыщения, то коэффициент теплопередачи рассчитывают по формулам (3.9) и (3.15), но вместо теплоты конденсации  $r$  подставляют сумму теплоты конденсации и перегрева пара

$$r_1 = r + c_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_{\text{конд}}), \quad (3.17)$$

где  $c_{\text{п}}$  – теплоемкость перегретого пара, Дж/(кг·К);  
 $t_{\text{п}}$  – температура перегретого пара.

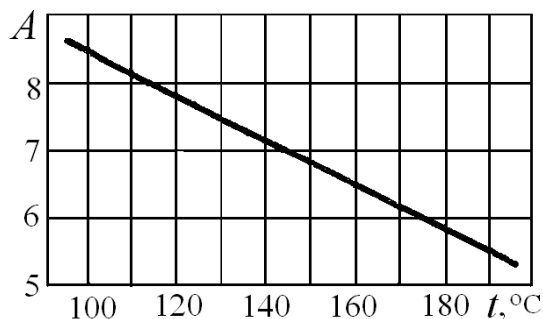


Рис. 3.2. Зависимость коэффициента  $A$  от температуры конденсации



Рис. 3.3. Зависимость поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\text{г}}$  от концентрации воздуха в паре

**ПРИМЕР 2.3.** Определить параметры конденсатора для конденсации паров бензола при абсолютном давлении 0,2 МПа с расходом 2 кг/с. Холодный теплоноситель – вода с начальной температурой 15 °С.

**РЕШЕНИЕ.** При применении обычной речной воды ее конечная температура не должна превышать 40÷50 °С. Примем конечную температуру воды 45 °С.

Определим температуру насыщенного пара бензола по известному уравнению Антуана. Из приложения в [II, 13] находим коэффициенты  $A = 15,9008$ ;  $B = 2788,51$ ;  $C = -52,36$ . Исходная формула имеет вид

$$\ln p = A - \frac{B}{T + C}.$$

Преобразуем ее для определения температуры конденсации

$$T = -\left(C + \frac{B}{\ln p - A}\right).$$

Так как по значениям коэффициентов из [II, 13] давление получается в мм рт. ст., то  $p = 1500$ . Тогда

$$T = -\left(\frac{2788,51}{\ln 1500 - 15,9008} + 52,36\right) = 378,07 \text{ К} = 104,9 \text{ °С}.$$

Физико-химические свойства конденсата бензола при температуре конденсации будут:

- плотность  $\rho = 798 \text{ кг/м}^3$ ;
- теплоемкость  $c_p = 1980 \text{ Дж/(кг·К)}$ ;

- вязкость  $\mu = 2,58 \cdot 10^{-4}$  Па·с;
- теплопроводность  $\lambda = 0,126$  Вт/(м·К);
- энтальпия конденсации  $\Delta h = 383,3$  кДж/кг.

Общее количество передаваемого тепла, при потерях 3 %,  $Q = G_1 \Delta h - q_{\text{п}} = 2 \cdot 383300 \cdot 0,97 = 743,6$  кВт.

$$Q = G_1 \Delta h - q_{\text{п}} = 2 \cdot 383300 \cdot 0,97 = 743,6 \text{ кВт.}$$

Расход холодного теплоносителя

$$G_2 = \frac{Q}{C_2(t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = \frac{443600}{4190(45 - 15)} = 5,92 \text{ кг/с.}$$

Рассчитаем среднюю разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(104,9 - 15) - (104,9 - 45)}{\ln \frac{104,9 - 15}{104,9 - 45}} = 73,9 \text{ °С.}$$

Средняя температура воды

$$t_{\text{ср}2} = 104,9 - 73,9 = 31 \text{ °С.}$$

Свойства воды при этой температуре:

- плотность  $\rho = 996$  кг/м<sup>3</sup>;
- теплоемкость  $c_p = 4180$  Дж/(кг·К);
- вязкость  $\mu = 8,04 \cdot 10^{-4}$  Па·с;
- теплопроводность  $\lambda = 0,618$  Вт/(м·К);
- коэффициент объемного расширения  $\beta = 0,000321$ ;
- критерий Прандтля  $\text{Pr} = 5,32$ .

Примем коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1 = 1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_2 = 2000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda = 17,5$  Вт/(м·К); термические сопротивления загрязнений стенок  $r_1 = 0,0002$  м<sup>2</sup>·К/Вт;  $r_2 = 0,0004$  м<sup>2</sup>·К/Вт. Тогда коэффициент теплопередачи будет

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1000} + \frac{0,002}{17,5} + 0,0002 + 0,0004 + \frac{1}{2000}} = 451,6 \text{ Вт/(м}^2\text{·К).}$$

Предварительная поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{743600}{451,6 \cdot 73,9} = 22,3 \text{ м}^2.$$

Примем из табл. П2.1 прил. 2 параметры стандартного теплообменника с плавающей головкой:

- поверхность теплопередачи  $F = 23$  м<sup>2</sup>;
- трубы стальные размером 23×2 мм;
- число труб в одном ходе  $n = 38$  (площадь сечения одного хода по трубам – 0,012 м<sup>2</sup>);



- диаметр кожуха  $D = 400$  мм;
- длина трубного пучка  $L = 3$  м;
- число ходов в трубном пространстве  $n_x = 2$ .

Положение теплообменника в пространстве – горизонтальное, горячий теплоноситель в межтрубном пространстве, поперечные перегородки отсутствуют.

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи горячего теплоносителя по уравнению (3.11) при значении  $\varepsilon = 0,6$  и  $\varepsilon_t = 1$ . Расчетная разность температур при температуре стенки  $70$  °С

$$\Delta t = t'' - t_{\text{ст}} = 104,9 - 70 = 34,9 \text{ К.}$$

Тогда

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,6 \cdot 14 \sqrt{\frac{0,126^3 \cdot 798^2 \cdot 9,8 \cdot 383300}{0,000258 \cdot 34,9 \cdot 0,02}} = 992 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи холодного теплоносителя. Скорость холодного теплоносителя по трубам

$$w = \frac{G_2}{\rho S_T} = \frac{5,92}{996 \cdot 0,012} = 0,495 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{0,495 \cdot 0,02 \cdot 996}{0,000804} = 12260.$$

Примем температуру стенки  $45$  °С. Тогда критерий Прандтля при этой температуре  $\text{Pr}_{\text{ст}} = 3,54$ . Определим значение критерия Нуссельта по уравнению (2.22):

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot 1 \cdot 12260^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \left( \frac{5,42}{3,54} \right)^{0,25} = 90,13.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи холодного теплоносителя:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{90,13 \cdot 0,618}{0,02} = 2785 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{992} + \frac{0,002}{17,5} + 0,0002 + 0,0004 + \frac{1}{2785}} = 480,4 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Проверим температуры стенок. Для горячей стенки

$$t_{\text{ст1}} = t'' - \frac{K \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} = 104,9 - \frac{480,4 \cdot 73,9}{992} = 69,1 \text{ °С.}$$

Погрешность расчета  $-1,3$  %. Для холодной стенки

$$t_{ст2} = t_{ср2} + \frac{K \Delta t_{ср}}{\alpha_2} = 31 + \frac{480,4 \cdot 73,9}{2785} = 43,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Погрешность расчета  $-2,7 \%$ , поэтому найденные температуры стенок можно использовать в дальнейшем расчете.

Поверхность теплообмена

$$F = \frac{743600}{480,4 \cdot 73,9} = 21,0 \text{ м}^2.$$

Погрешность расчета составляет  $9,5 \%$ , что приемлемо при расчете теплообменников.

## 4. РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЯ

### 4.1. Определение тепловой нагрузки

При расчете испарителя возможны два случая в применении горячего теплоносителя. Это либо насыщенный пар, либо горячая жидкость. Поэтому в первом случае неизвестным может быть расход горячего или холодного (кипящего) теплоносителя, т. к. энтальпия испарения холодного и конденсации горячего теплоносителей являются табличными величинами. Во втором случае неизвестными могут быть как один из расходов теплоносителей, так и одна из температур горячего теплоносителя.

Если известен расход хотя бы одного из теплоносителей и начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, то тепловая нагрузка определится уравнением:

- для холодного теплоносителя

$$Q = G_2 r_2; \quad (4.1)$$

- для горячего теплоносителя

$$Q = G_1 r_1 = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}), \quad (4.2)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – расход горячего и холодного теплоносителя, кг/с;

$C_1$  – теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг·К);

$t_{1н}$  – начальная температура горячего теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{1к}$  – конечная температура горячего теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;

$r_1$  – тепло конденсации горячего теплоносителя, Дж/кг;

$r_2$  – тепло испарения холодного теплоносителя, Дж/кг.

### 4.2. Уравнение теплового баланса

Уравнение теплового баланса составляется на основе закона сохранения энергии и имеет вид

$$G_2 r_2 = G_1 r_1 + q_{п} = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}) + q_{п}, \quad (4.3)$$

где  $q_{\text{п}}$  – потери тепла в окружающую среду, Вт (приближенно принимаются равными  $3 \div 5$  % от тепловой нагрузки).

Более точное определение потерь тепла связано с расчетом коэффициента теплоотдачи от наружной стенки изоляции аппарата в окружающую среду.

Так как тепло конденсации горячего теплоносителя всегда известно, то из уравнения теплового баланса можно определить один из неизвестных расходов или одну из температур горячего теплоносителя. Например, если неизвестен расход холодного теплоносителя, то имеем

$$G_2 = \frac{G_1 r_1 + q_{\text{п}}}{r_2} = \frac{G_1 C_1 (t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}})}{r_2}.$$

Если же неизвестна конечная температура горячего теплоносителя, то

$$t_{1\text{к}} = t_{1\text{н}} - \frac{G_2 r_2 - q_{\text{п}}}{G_1 C_1}.$$

### 4.3. Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор в испарителе не зависит от вида взаимного тока теплоносителей, поэтому температура стенок, где происходит конденсация паров, постоянна по всей теплообменной поверхности и средний температурный напор можно определить среднелогарифмической разностью

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \quad (4.4)$$

где  $\Delta t_1$  – разность температур горячего и холодного теплоносителя на левом конце теплообменника, К;

$\Delta t_2$  – разность температур горячего и холодного теплоносителя на правом конце теплообменника, К.

Среднюю температуру горячего теплоносителя можно определить из соотношения

$$t_{1\text{ср}} = t_{\text{исп}} + \Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.5)$$

где  $t_{\text{исп}}$  – температура испарения холодного теплоносителя, °С.

Если же горячий теплоноситель конденсируется, то средний температурный напор равен разности температур теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - t_{\text{исп}}, \quad (4.6)$$

где  $t_{\text{конд}}$  – температура конденсации горячего теплоносителя.

По температуре холодного теплоносителя и по средней температуре горячего определяются физико-химические свойства теплоносителей: плотность, вязкость, теплопроводность и поверхностное натяжение.

На основании полученных свойств теплоносителей будут рассчитываться коэффициенты теплоотдачи.

Основы расчета поверхности теплообмена испарителя аналогичны таковым при расчете нагревателя или холодильника (см. подразд. 2.4 данного раздела).

#### 4.4. Уточнение поверхности теплообмена

Уточнение поверхности теплообмена, как и в п. 2.5, основано на расчете коэффициентов теплоотдачи, а по ним – коэффициента теплопередачи по уравнениям (2.2), (2.3) или (2.42). Затем необходимо определить поверхность теплопередачи по уравнению (2.1).

Расчет коэффициентов теплоотдачи горячего теплоносителя, если он представляет собой жидкость, не отличается от такового, представленного в подразд. 2.6 данного раздела.

Если же горячий теплоноситель – насыщенный пар, то определение коэффициента теплоотдачи от него к стенке аналогично таковому из подразд. 3.4 данного раздела.

Особо следует рассмотреть расчет коэффициентов теплоотдачи при испарении холодного теплоносителя.

*Теплоотдача при кипении жидкостей.* Уравнения теплоотдачи при кипении жидкостей существенно различаются от вида режима этого гетерогенного процесса, сопровождающегося фазовым превращением. По характеру и интенсивности кипения различают три основных режима процесса:

- пузырьковый;
- пузырьчато-пленочный;
- пленочный.

Наибольшее применение в химической технологии нашел первый режим, который в расчетной практике оценивают указанием области изменения удельной тепловой нагрузки:

$$q_{кр0} < q < q_{кр1},$$

где  $q_{кр0}$  и  $q_{кр1}$  – критические значения удельной тепловой нагрузки.

Современные модели кипения в пузырьковом режиме опираются на представления о турбулизующем влиянии пузырьков паровой фазы, лимитирующем кинетику этого процесса. Это позволяет значительно сократить его описание и выразить коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  без прямого обращения к методам статистики через обобщенный критерий

Нуссельта (Nu) посредством модифицированного критерия Рейнольдса (Re) и критерия Прандтля (Pr):

$$Nu = CRe^n Pr^m, \quad (4.7)$$

где  $C, n, m$  – постоянные;  $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ ;  $Re = \frac{wl}{\nu}$ ,

$l$  – характерный (модифицированный) линейный размер процесса теплоотдачи, являющийся параметрической функцией критического лапласовского радиуса пузыря  $R_{кр}$ , выраженного через основные физические свойства кипящего теплоносителя (изобарную теплоемкость  $c_p$ , плотности масс паровой  $\rho_p$  и жидкой  $\rho_{ж}$  фаз, поверхностное натяжение  $\sigma$ , теплоту фазового превращения  $r_p$  и температуру кипения  $T_{кип}$ );

$w$  – средняя скорость движения паровой фазы ( $w = w_p$ ), определяется по удельной тепловой нагрузке  $q$  и объемной теплоте фазового превращения.

Используя явный вид такой зависимости, например по Д.А. Лабунцову, в области  $10^{-2} < Re < 10^4$ , когда  $C = 0,125$ ;  $n = 2/3$ ;  $m = 1/3$ , т. е. из уравнения

$$Nu = 0,125 Re^{2/3} Pr^{1/3}, \quad (4.8)$$

можно определить критерий Nu и найти из него среднее значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  при пузырьковом режиме кипения жидкости.

В пределах пузырькового режима кипения жидкостей в условиях свободного или вынужденного движения в трубах и продольных некруглых каналах можно использовать преобразованное уравнение (4.7), которому придают упрощенный вид, удобный для определения осредненного значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  через удельную тепловую нагрузку  $q$  или движущую силу процесса  $\Delta T_{кип}$ :

$$\alpha = b^3 \sqrt{\frac{\lambda^2 q^2}{\nu \sigma T_{кип}}} = b^2 \frac{\lambda^2 (T_{кип})^2}{\nu \sigma T_{кип}}, \quad (4.9)$$

где  $\lambda$  – величина коэффициента теплопроводности;

$\nu$  – кинематическая вязкость;

$\sigma$  – поверхностное натяжение;

$T_{кип}$  – температура кипения;

$\Delta T_{кип} = (T_{ст} - T_{кип})$  – движущая сила процесса теплоотдачи.

Численные значения безразмерной коэффициента  $b$ , апробированные на множестве опытных данных по кипению различных жидкостей на поверхностях из нержавеющей стали, бронзы, никеля, меди и серебра, можно найти из графика зависимости  $b$  от отношения плотности жидкости  $\rho_{ж}$  к плотности ее пара  $\rho_p$  (см. рис. 4.1).

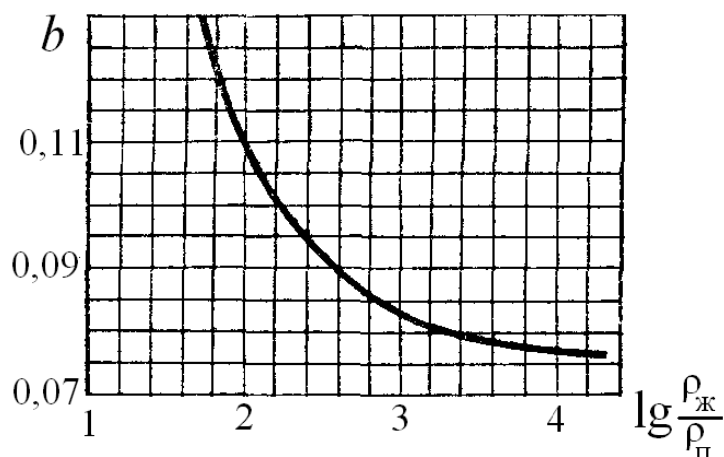


Рис. 4.1. Значение коэффициента  $b$  в формуле (4.9)

При составлении этого графика использовано уравнение вида

$$b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{2/3}. \quad (4.10)$$

Отклонения экспериментальных данных по величине

$$b = \frac{\alpha}{\sqrt[3]{\frac{\lambda^3 q^2}{\nu \sigma T_{кип}}}}, \quad (4.11)$$

найденной в соответствии с обратным соотношением (4.8), от численных значений  $b$ , рассчитанных по формуле (4.9), составили  $\pm 35\%$  из-за влияния на интенсивность теплоотдачи материала теплопередающих труб и чистоты поверхности нагрева.

Преобразованная формула (4.8) относительно абсолютного давления  $p$  (кгс/см<sup>2</sup>) применительно к определению коэффициента теплоотдачи кипящей воды имеет вид

$$\alpha = \frac{3,4p^{0,18}}{1 - 0,0045p}. \quad (4.12)$$

По рекомендациям [II, 10] при пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи рассчитывают по следующим уравнениям:

- при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости,

$$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_{п}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \left( \frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{кип}} \right)^{1/3} q^{2/3}; \quad (4.13)$$

- при кипении в трубах

$$\alpha = 780 \frac{\lambda^{1,3} \rho^{0,5} \rho_{\text{п}}^{0,06} q^{0,6}}{\sigma^{0,5} r^{0,6} \rho_{\text{п0}}^{0,66} c^{0,3} \mu^{0,3}} \quad (4.14)$$

Критическую удельную тепловую нагрузку, при которой пузырьковое кипение переходит в пленочное, а коэффициент теплоотдачи принимает максимальное значение, можно оценить по формуле

$$q_{\text{кр}} = 0,14 r \sqrt{\rho_{\text{п}}} \sqrt[4]{g \sigma \rho}, \quad (4.15)$$

которая справедлива только для кипения в большом объеме.

В формулах (4.13)–(4.15) все физические характеристики жидкости следует определять при абсолютной температуре кипения, соответствующей рабочему давлению. Плотности пара при атмосферном давлении  $\rho_0$  и рабочем давлении  $p$  определяют по соотношениям

$$\rho_{\text{п0}} = 12190 M / T_{\text{кип0}}; \quad \rho_{\text{п}} = 12190 M \cdot p / T_{\text{кип0}} / p_0,$$

где  $M$  – молярная масса пара, кг/моль;

$T_{\text{кип0}}$  – температура кипения при атмосферном давлении, К.

**ПРИМЕР 2.4.** Определить параметры испарителя для испарения бензола при абсолютном давлении 0,2 МПа с расходом 4 кг/с. Горячий теплоноситель – насыщенный водяной пар при абсолютном давлении 0,62 МПа.

**РЕШЕНИЕ.** Температура кипения бензола при указанном давлении составляет 104,9 °С (см. пример 2.3). Свойства бензола и конденсата водяного пара приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Свойства	Бензол при $t = 104,9$ °С		Конденсат при $t = 160$ °С
	жидкость	пар	
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	1980	1400	4360
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	798	4,9	907
Вязкость, Па·с	0,000258	$9,87 \cdot 10^{-6}$	0,000174
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0,126	0,0171	0,683
Поверхностное. натяжение, Н/м	0,0185	–	–
Теплота испарения, кДж/кг	383,3	383,3	2090
Коэффициент объемного расширения, К <sup>-1</sup>	$1,37 \cdot 10^{-4}$	–	–

Средний температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}} = 160 - 104,9 = 55,1$  К. Общая тепловая нагрузка при потерях тепла в окружающую среду - 3 % от нагрузки:

$$Q = 1,03 G_2 r_2 = 1,03 \cdot 4 \cdot 383300 = 1579000 \text{ Вт.}$$

Расход греющего пара

$$G_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{1579000}{2090000} = 0,756 \text{ кг/с.}$$

Примем  $\alpha_1=10000 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$  и  $\alpha_2=2500 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ , трубы  $25\times 2 \text{ мм}$ , проводимости загрязнений стенок  $r_1 = 5000 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$  и  $r_2 = 2500 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$ . Коэффициент теплопроводности материала трубок –  $17,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Тогда коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10000} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5000} + \frac{1}{2500} + \frac{1}{2500}} = 824 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1579000}{824 \cdot 55,1} = 34,8 \text{ м}^2.$$

Примем из табл. П2.5 прил. 2 стандартный испаритель с паровым пространством следующих параметров:

- поверхность теплообмена -  $38 \text{ м}^2$ ;
- общее число труб - 82;
- диаметр кожуха - 800 мм;
- сечение трубного пространства -  $0,0130 \text{ м}^2$ ;

Для этого испарителя длина трубного пучка

$$L = \frac{F}{n_{\text{тр}}\pi d_{\text{ср}}} = \frac{38}{82 \cdot 3,14 \cdot 0,024} = 6,0 \text{ м.}$$

Определим плотность теплового потока:

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{1579000}{38} = 41550 \text{ Вт/м}^2.$$

Критическая плотность теплового потока

$$\begin{aligned} q_{\text{кр}} &= 0,14r\sqrt{\rho_{\text{п}}}\sqrt[4]{g\sigma\rho} = \\ &= 0,14 \cdot 383300 \sqrt{2,69} \sqrt[4]{9,81 \cdot 0,0185 \cdot 4,9} = 85470 \text{ Вт/м}^2. \end{aligned}$$

Плотность теплового потока ниже критической.

По уравнению (3.15) рассчитаем коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя, который находится в трубном пространстве, к стенкам труб:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,85 A^2 \Delta t_{\text{конд}} L^{0,7} d^{-0,5} = \\ &= 1,85 \cdot 6,5^2 \cdot 4,155 \cdot 6,0^{0,7} 0,021^{-0,5} = 7855 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \end{aligned}$$

где  $A$  – коэффициент из рис. 3.2, равный 6,5;



$$\Delta t_{\text{конд}} = \frac{q}{\alpha_1} = 4,155;$$

$d$  – внутренний диаметр трубы, м.

По уравнению (4.9) при коэффициенте  $b = 0,1$  (см. график на рис. 3.3) рассчитаем коэффициент теплоотдачи к холодному теплоносителю в межтрубном пространстве:

$$\alpha_2 = b^3 \sqrt{\frac{\lambda^2 q^2 \rho}{\mu \sigma T_{\text{кип}}}} = 0,1^3 \sqrt{\frac{0,126^2 \cdot 41550^2 \cdot 798}{0,00025 \cdot 0,0185 \cdot 104,9}} = 3560 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Рассчитаем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7855} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5000} + \frac{1}{2500} + \frac{1}{3560}} = 891 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Расчетная поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1579000}{891 \cdot 55,1} = 32,2 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности теплообмена составляет 18 %. Но, т. к. стандартных теплообменников с поверхностью ниже  $38 \text{ м}^2$  нет, принимаем теплообменник с поверхностью нагрева  $38 \text{ м}^2$ .

## 5. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА И ИСПАРИТЕЛЯ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

В производственной практике возможен случай, когда в одном аппарате следует охладить перегретый пар до температуры насыщения, сконденсировать его и охладить ниже температуры насыщения. Уже в этом случае процесс теплообмена будет зависеть от направления движения теплоносителей. Профили температур горячего и холодного теплоносителя приведены на рис. 5.1.

Аналогично можно рассмотреть случай нагрева жидкости до температуры кипения, затем ее испарения и перегрева насыщенного пара. Если горячий теплоноситель – насыщенный пар, то процесс теплообмена не зависит от направления движения теплоносителей. Если же горячий теплоноситель – горячая жидкость, то процесс теплообмена будет зависеть от направления движения теплоносителей. Профили температур горячего и холодного теплоносителя в этом случае приведены на рис. 5.2.

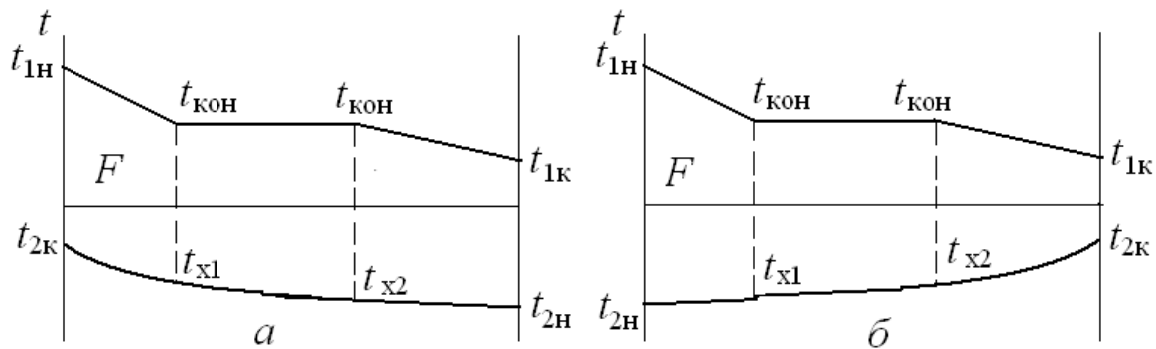


Рис. 5.1. Профиль температур в противоточном (а) и прямоточном (б) конденсаторе-холодильнике

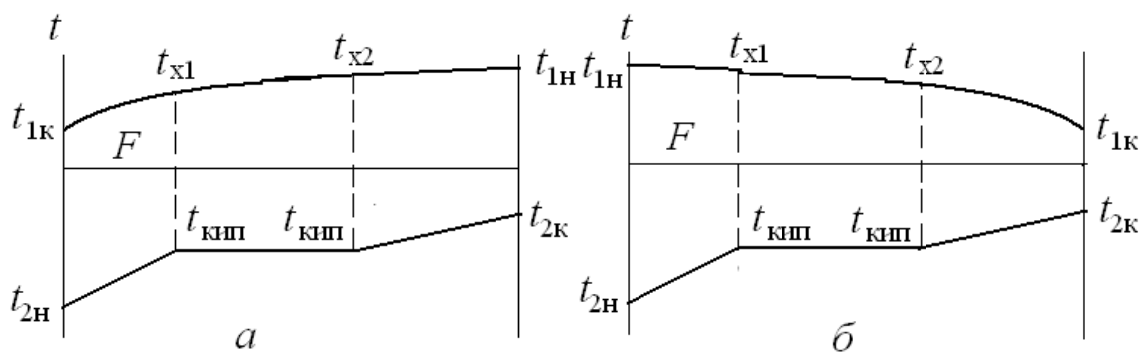


Рис. 5.2. Профиль температур в противоточном (а) и прямоточном (б) испарителе-пароперегревателе

Таким образом, в обоих случаях при расчете такого сложного теплообмена следует рассчитывать три теплообменника. Первые и третьи зоны являются холодильниками и нагревателями соответственно, а вторые – конденсаторами и испарителями.

Неизвестные температуры  $t_{x1}$  и  $t_{x2}$  можно определить из уравнения теплового баланса зоны. В остальном расчет ничем не отличается от методики, приведенной в подразд. 2.2, 2.3 и 2.4.

**ПРИМЕР 2.5.** Определить промежуточные температуры в конденсаторе-холодильнике при охлаждении и конденсации паров бензола с дальнейшим охлаждением жидкости. Расход бензола – 4 кг/с, начальная температура паров бензола – 110 °С, конечная температура жидкого бензола – 40 °С, абсолютное давление горячего теплоносителя – 0,1 МПа. Начальная температура охлаждающей воды – 10 °С, конечная – 50 °С.

**РЕШЕНИЕ.** Принимаем направление тока теплоносителей – противоток. Температура конденсации бензола равна 80,1 °С. Средняя температура:

паров бензола – 95 °С, жидкого бензола – 60 °С. Средняя температура воды – 30 °С. При этих температурах теплоемкости теплоносителей: паров бензола – 1290 Дж/(кг·К), жидкого бензола – 1880 Дж/(кг·К), охлаждающей воды – 4180 Дж/(кг·К). Теплота конденсации бензола – 397700 Дж/кг.

Определим тепловую нагрузку теплообменника:

$$Q = G_1 c_{пб} (t_{1п} - t_{2п}) + G_1 r_1 + G_1 c_6 (t_{1к} - t_{1н}) = \\ = 4 \cdot (1290 \cdot 29,9 + 397700 + 1880 \cdot 40,1) = 511700 \text{ Вт.}$$

Тогда расход холодного теплоносителя

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{511700}{1880 \cdot 40} = 6,8 \text{ кг/с.}$$

Составим тепловой баланс зоны охлаждения паров бензола:

$$G_1 c_{1пб} (t_{1п} - t_{2п}) = G_2 c_2 (t_{1к} - t_{x1}).$$

Тогда температура воды будет

$$t_{x1} = t_{2к} - \frac{G_1 c_{1пб} (t_{1п} - t_{2п})}{G_2 c_2} = 50 - \frac{4 \cdot 1290 \cdot 29,9}{6,8 \cdot 4180} = 44,6 \text{ °С.}$$

Аналогично для зоны охлаждения жидкого бензола

$$t_{x2} = t_{2н} + \frac{G_1 c_6 (t_{1н} - t_{1к})}{G_2 c_2} = 10 + \frac{4 \cdot 1880 \cdot 40,1}{6,8 \cdot 4180} = 20,6 \text{ °С.}$$

## 6. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Поверочный расчет теплообменника с известной поверхностью теплопередачи заключается, как правило, в определении конечных температур теплоносителей при их известных начальных значениях. Необходимость в таком расчете может возникнуть, например, если в результате проектного расчета был выбран нормализованный аппарат со значительным запасом поверхности, а также при проектировании сложных последовательно-параллельных схем соединения стандартных теплообменников.

Поскольку среднюю движущую силу при двух неизвестных температурах заранее определить нельзя, поверочные расчеты удобнее проводить, преобразовав систему уравнений теплового баланса и теплопередачи в зависимость между эффективностью теплопередачи и числом единиц переноса. Эффективность теплопередачи  $E$  представляет собой безразмерное изменение температуры холодного (или горячего) теплоносителя, отнесенное к максимальному температурному перепаду в теплообменнике:

$$E_2 = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{1к}} = P; \quad E_1 = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{1н} - t_{2н}} = E_2 R, \quad (6.1)$$

где  $R = (t_{1н} - t_{1к}) / (t_{2к} - t_{2н})$ .

Число единиц переноса:

$$N_2 = \frac{KF}{G_2 C_2}; \quad N_1 = \frac{KF}{G_1 C_1} = N_2 R. \quad (6.2)$$

В теплообменнике, когда агрегатное состояние теплоносителей не меняется, указанная зависимость имеет вид:

при противотоке теплоносителей

$$E_2 = \frac{1 - \exp[N_2(R-1)]}{1 - R \exp[N_2(R-1)]} \Big|_{R \neq 1}; \quad E_2 = \frac{N_2}{N_2 + 1} \Big|_{R=1}; \quad (6.3)$$

при прямотоке

$$E_2 = \frac{1 - \exp[-N_2(R+1)]}{R+1}. \quad (6.4)$$

Конечные температуры теплоносителей определяют по найденным эффективностям:

$$t_{2к} = t_{2н} + E_2(t_{1н} - t_{2н}); \quad t_{1к} = t_{1н} - E_1(t_{1н} - t_{2н}). \quad (6.5)$$

Расчеты выполняют, полагая, что коэффициент теплопередачи  $K$  известен из проектного расчета, и его возможное изменение вследствие изменения температур теплоносителей незначительно.

Расчет усложняется в случае смешанного тока (как в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках), а также перекрестного тока. В этих случаях среднюю движущую силу рассчитывают, вводя поправку  $\epsilon_t$  к среднелогарифмической (см. подразд. 2.2).

*Уравнения для определения неизвестных конечных температур*

Эффективность конденсаторов насыщенных паров (в которых температуру горячего теплоносителя  $t_1$  можно считать постоянной) не зависит от направления движения хладагента:

$$E_2 = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_1 - t_{2н}} = 1 - \exp(-N_2), \quad (6.6)$$

откуда  $t_{2к} = t_{2н} + E_2(t_1 - t_{2н})$ .

По этому уравнению можно выполнить также поверочный расчет теплообменника в случае идеального перемешивания горячего теплоносителя или когда  $G_1 C_1 \gg G_2 C_2$ , поскольку в обоих случаях  $t_1 \approx \text{const}$ . Если постоянна температура холодного теплоносителя, то

$$E_1 = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{1н} - t_2} = 1 - \exp(-N_1),$$

откуда

$$t_{1к} = t_{1н} + E_1(t_{1н} - t_2).$$

Поверочный расчет испарителя, имеющего запас поверхности, заключается в определении истинной тепловой нагрузки по найденной в проектном расчете удельной нагрузке и нормализованному значению поверхности:  $Q = qF_n$ .

Отсюда следует, что на величину запаса поверхности возрастут расходы конденсирующегося греющего пара и пара, получаемого в результате испарения кипящей жидкости.

Кроме указанных выше, возможны другие варианты поверочного расчета выходных параметров теплообменных аппаратов (например, при изменении расходов или начальных параметров теплоносителей).

В литературе [II, 2] имеются формулы, по которым определяются две любые неизвестные концевые температуры по известным двум другим. Эти формулы получаются на основе уравнений (2.7) – (2.11). При этом имеется в виду

$$\Phi = ZA^0.$$

Некоторые варианты этих формул сведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Заданные температуры	Уравнения
$t_{1н}$ и $t_{2н}$	$t_{1к} = t_{1н} - \Phi(t_{1н} - t_{2н}); \quad t_{2к} = t_{2н} + Z(t_{1н} - t_{2н})$
$t_{1н}$ и $t_{2к}$	$t_{1к} = t_{1н} \left(1 + \frac{\Phi}{Z-1}\right) - t_{2к} \frac{\Phi}{Z-1}; \quad t_{2н} = t_{1н} \frac{Z}{Z-1} - t_{2к} \frac{1}{Z-1}$
$t_{1к}$ и $t_{2н}$	$t_{1н} = t_{1к} \frac{1}{1-\Phi} - t_{2н} \frac{\Phi}{1-\Phi}; \quad t_{2к} = t_{1к} \frac{Z}{1-\Phi} + t_{2н} \left(1 - \frac{Z}{1-\Phi}\right)$
$t_{1к}$ и $t_{2к}$	$t_{1н} = t_{1к} \frac{Z-1}{Z-1+\Phi} + t_{2к} \frac{\Phi}{Z-1+\Phi};$ $t_{2н} = t_{1к} \frac{Z}{Z-1+\Phi} + t_{2к} \left(1 - \frac{\Phi-1}{Z-1+\Phi}\right)$
$t_{1н}$ и $t_{1к}$	$t_{2н} = t_{1н} \left(1 - \frac{1}{\Phi}\right) + t_{1к} \frac{1}{\Phi}; \quad t_{2к} = t_{1н} \left(1 + \frac{Z-1}{\Phi}\right) - t_{1к} \frac{Z-1}{\Phi}$
$t_{2н}$ и $t_{2к}$	$t_{1н} = t_{2н} \left(1 - \frac{1}{Z}\right) + t_{2к} \frac{1}{Z}; \quad t_{1к} = t_{2н} \left(1 - \frac{1-\Phi}{Z}\right) + t_{2к} \frac{1-\Phi}{Z}$

Расчет конечных температур выполняется в следующем порядке.

Рассчитывается тепловая эффективность, например по уравнению Г.Е. Каневца:

$$\eta = \frac{2[\exp(S \cdot z_t) - 1]}{[z_t + (A + 1)] \exp(S \cdot z_t) + z_t - (A + 1)};$$
$$z_t = \sqrt{(A + 1)^2 - 4p_{\Sigma}A},$$

где  $A$  и  $S$  – определяется по уравнению (2.7);

$p$  – индекс противоточности - по табл. 2.1.

Эффективность нагрева  $P = \eta/R$ . Для охладителя  $\Phi = \eta$  и  $Z = P$ ; для нагревателя  $\Phi = P$  и  $Z = \eta$ . Затем определяется необходимая пара конечных температур.

В случае если коэффициент теплопередачи имеющегося теплообменника неизвестен, то расчет следует производить методом последовательных приближений. При этом задаются расходами теплоносителей и любыми двумя конечными температурами. Порядок расчета следующий.

Задаются приближенно одной из неизвестных конечных температур и из уравнения теплового баланса определяется вторая неизвестная конечная температура.

Рассчитывается средний температурный напор, средние температуры теплоносителей, определяются свойства теплоносителей при этих температурах и коэффициенты теплоотдачи.

Определяются коэффициент теплопередачи, эффективности теплопередачи и две неизвестные конечные температуры. Если они не отличаются от принятой и расчетной более чем на 2÷3 %, то расчет заканчивается. В противном случае расчет повторяется с полученными конечными температурами.

**ПРИМЕР 2.6.** Определить конечные температуры теплоносителей для теплообменника с параметрами:

- площадь теплообмена – 63 м<sup>2</sup>;
- диаметр кожуха – 600 мм; трубы 20×2 мм; число труб – 334;
- число ходов в трубном пространстве – 4;
- длина трубного пучка – 3 м;
- минимальное сечение межтрубного пространства – 0,041 м<sup>2</sup>;
- сечение трубного пространства – 0,016 м<sup>2</sup>;
- коэффициент теплопередачи – 480 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Горячий теплоноситель – толуол с начальной температурой 127 °С при давлении 0,15 МПа. Холодный теплоноситель – вода с начальной тем-

пературой 12 °С и конечной – 45 °С. Расход горячего теплоносителя – 8 кг/с. Теплоемкости теплоносителей: горячего – 1880 Дж/(кг·К), холодного – 4180 Дж/(кг·К). Найти расход холодного теплоносителя.

**РЕШЕНИЕ.** По уравнению (6.2) определяем значение коэффициента  $N_1$ :

$$N_1 = \frac{KF}{G_1 C_1} = \frac{480 \cdot 63}{8 \cdot 1880} = 2,011.$$

Определяем эффективность  $E_1$  по уравнению

$$E_1 = 1 - \exp(-N_1) = 1 - \exp(-2,011) = 0,1338.$$

Определим конечную температуру горячего теплоносителя по найденной эффективности и уравнению (6.5):

$$t_{1к} = t_{1н} - E_1(t_{1н} - t_{2н}) = 127 - 0,1338(127 - 12) = 111,6.$$

Тепловой поток в теплообменнике

$$Q = G_1 C_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 8 \cdot 1880 (127 - 111,6) = 231600 \text{ Вт.}$$

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{C_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{231600}{4180 (45 - 12)} = 1,68 \text{ кг/с.}$$

## 7. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ ИЛИ КИПЕНИЯ СМЕСИ ЖИДКОСТЕЙ

При расчете процессов конденсации и испарения многокомпонентных смесей жидкостей и паров необходима температура конденсации или кипения указанных смесей. Эта температура определяется по состоянию равновесия жидкой и паровой фаз.

Равновесное состояние между жидкостью и паром определяется уравнениями равновесия фаз

$$x_i^* = \frac{y_i}{k_i}; \quad y_i^* = k_i x_i, \quad (7.1)$$

где  $x_i^*$ ,  $y_i^*$  – равновесные концентрации компонентов, мол. доли;

$x_i$ ,  $y_i$  – рабочие концентрации компонентов, мол. доли;

$k_i$  – константа фазового равновесия компонента.

Константа фазового равновесия определяется для идеальных растворов по уравнению

$$k_i = \frac{p_{0i}}{p}. \quad (7.2)$$

Для неидеальных растворов

$$k_i = \frac{\gamma_i p_{0i}}{p}, \quad (7.3)$$

где  $p_i$  – давление насыщенного пара чистого компонента смеси при данных температуре и давлении;

$p$  – общее давление;

$\gamma_i$  – коэффициент активности компонента.

Коэффициент активности газа определяется методами, описываемыми в литературе по физической химии, например [II, 13]. Ориентировочно его можно определить по графику на рис. 7.1. Для этого необходимо рассчитать приведенное давление и приведенную температуру:

$$\pi = \frac{p}{p_{кр}}; \quad \tau = \frac{T}{T_{кр}}, \quad (7.4)$$

где  $p$  – рабочее давление, МПа;

$T$  – рабочая температура, К;

$p_{кр}$  и  $T_{кр}$  – критические давление и температура.

Давление насыщенного пара чистого компонента смеси при данных температуре и давлении можно определить либо по графикам Кокса, либо по уравнению Антуана [II, 13]

$$\ln p_0 = A - \frac{B}{T + C}, \quad (7.5)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $C$  – коэффициенты Антуана.

Коэффициенты Антуана определяются по специальным таблицам для каждого вещества (см., например, прил. в [II, 13]). При этом необходимо учитывать, в каких единицах будет получено давление.

Температуры фаз можно определить, подбирая значения, удовлетворяющие следующим равенствам:

- для жидкой фазы

$$\sum_{i=1}^n k_i x_i = 1; \quad (7.6)$$

- для паровой фазы

$$\sum_{i=1}^n \frac{y_i}{k_i} = 1, \quad (7.7)$$

где  $x_i$  – молярная доля компонента  $i$ ;

$y_i$  – молярная доля компонента  $i$ ;

$k_i$  – константа фазового равновесия компонента  $i$ .



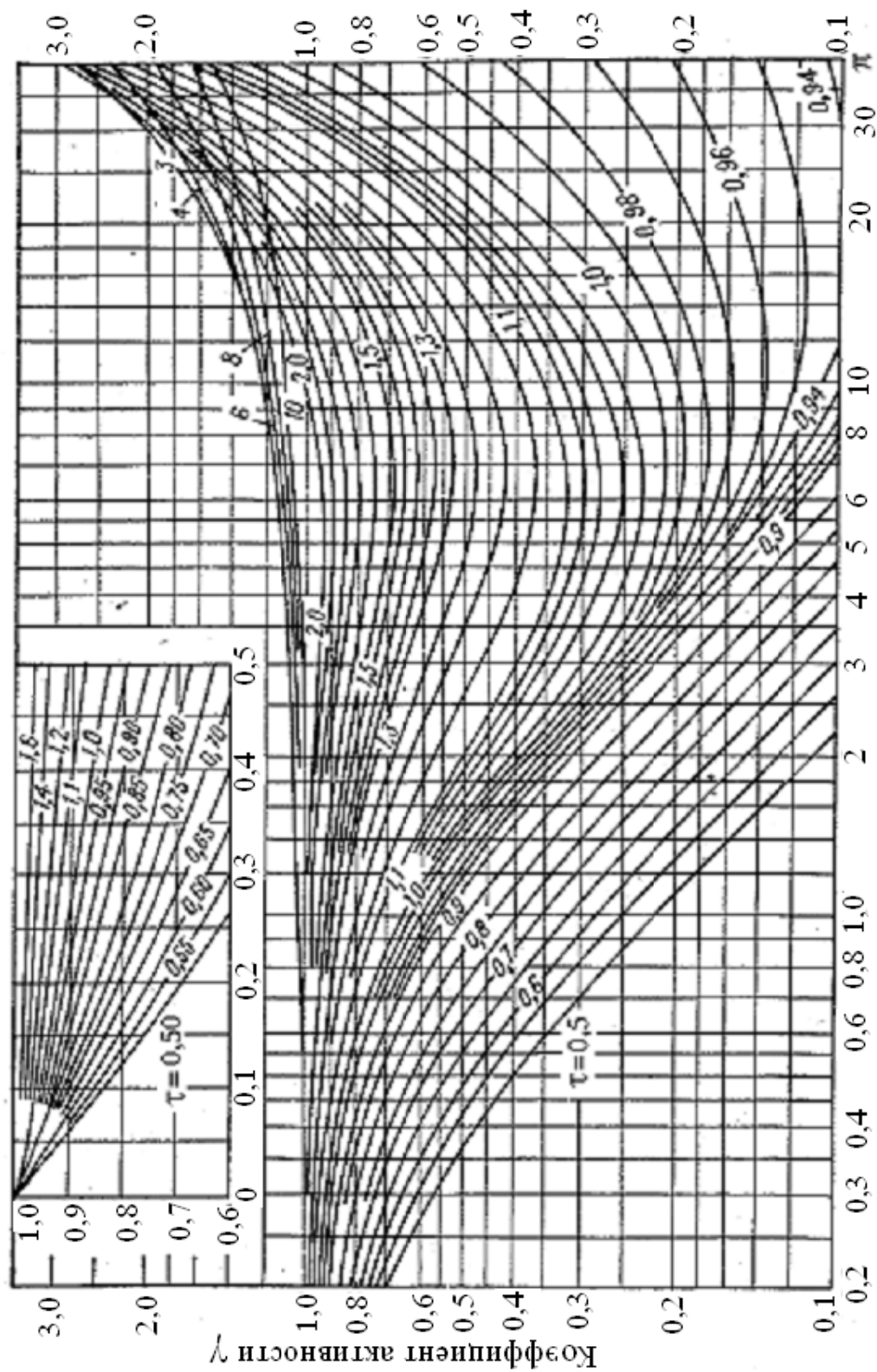


Рис. 7.1. Коэффициент активности газов в зависимости от приведенных температуры ( $\tau$ ) и давления ( $\pi$ )

Температура кипения или конденсации смеси жидкостей входит неявно в уравнения (7.6) и (7.7), поэтому ее определение необходимо производить методом последовательных приближений. Для этого надо вначале задаться произвольным значением температуры (например, температурой кипения или конденсации одного из компонентов смеси). После этого, рассчитывая константы фазового равновесия, по уравнению (7.6) или (7.7) вычислить сумму и сравнить ее с единицей. При условии если эта сумма будет меньше единицы, то следует увеличить температуру и повторить расчет. Если же сумма будет больше единицы, то температуру следует уменьшить и т. д.

Молярный состав паровой фазы определяется законом Рауля

$$y_i = x_i p,$$

где  $p$  – общее абсолютное давление смеси.

Расчет количественного состава жидкой и паровой фазы основан на уравнениях материального баланса.

В случае конденсации исходной паровой фазы:

– уравнение баланса по всему веществу

$$G_P = W + P; \quad (7.8)$$

– уравнение баланса по компонентам

$$G_P Y_{Gi} = W X_i + P Y_i, \quad (7.9)$$

где  $G_P$  – расход исходной паровой фазы, кг/с;

$W$  – расход жидкой фазы после конденсации, кг/с;

$P$  – расход паровой фазы после конденсации, кг/с;

$Y_{Gi}$  – состав исходной паровой фазы, мас. доли;

$X_i$  – состав жидкой фазы после конденсации, мас. доли;

$Y_i$  – состав паровой фазы после конденсации, мас. доли.

Пересчет молярных долей в массовые проводится по формулам

$$X_i = x_i \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{M_x}; \quad Y_i = y_i \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{M_y}, \quad (7.10)$$

где  $N$  – число компонентов смеси;

$$M_x = \sum_{i=1}^N x_i M_i; \quad M_y = \sum_{i=1}^N y_i M_i. \quad (7.11)$$

Решая уравнения (7.8) – (7.9), можно определить расход жидкой и паровой фазы по известному расходу исходного пара и составам фаз.

В случае кипения исходной жидкой фазы:

• уравнение баланса по всему веществу

$$G_W = W + P; \quad (7.12)$$

- уравнение баланса по компонентам

$$G_W Y_{Gi} = W X_i + P Y_i, \quad (7.13)$$

где  $G_W$  – расход исходной жидкой фазы, кг/с.

Остальные обозначения и действия аналогичны предыдущему.

Все предыдущие расчеты определены при условии, что происходит полная конденсация или полное испарение смеси жидкостей, т. е. имеем случай, когда доля отгона или конденсации  $\varepsilon = 1$ . В случае когда происходит частичная (однократная) конденсация или частичное (однократное) испарение, т. е.  $\varepsilon < 1$ , уравнения для расчета усложняются. В этом случае температура процесса известна и константы фазового равновесия постоянны.

### *Однократное испарение*

На основе уравнения материального баланса можно составить уравнение

$$G_W x_{Gi} = (1 - \varepsilon) G_W x_{Wi} + \varepsilon G_W x_{Wi}, \quad (7.14)$$

где  $\varepsilon$  – доля отгона жидкости.

Сокращая на  $G_W$ , выражая  $x_{Wi}$  через остальные слагаемые и суммируя уравнения по всем компонентам, получим

$$\sum_{i=1}^N x_{Wi} = \sum_{i=1}^N \frac{x_{Gi}}{1 + \varepsilon(k_i - 1)},$$

где  $N$  – число компонентов в смеси.

Так как  $\sum_{i=1}^N x_{Wi} = 1$ , то

$$\sum_{i=1}^N \frac{X_{Gi}}{1 + \varepsilon(k_i - 1)} = 1. \quad (7.15)$$

Решая нелинейное уравнение (7.15) относительно  $\varepsilon$  любым численным методом, можно определить долю отгона и рассчитать составы фаз по уравнениям

$$X_{Wi} = \frac{X_{Gi}}{1 + \varepsilon(k_i - 1)}; \quad (7.16)$$

$$y_{Pi} = k_i x_{Wi}. \quad (7.17)$$

Пересчет молярной доли отгона в массовую можно сделать по соотношениям

$$\varepsilon_m = \varepsilon \frac{M_y}{M}; \quad \varepsilon_m = (1 - \varepsilon) \frac{M_x}{M},$$

где  $M_x$  и  $M_y$  – см. уравнение (7.11);

$$M = M_y \varepsilon + M_x (1 - \varepsilon).$$

Пересчет молярных долей в массовые проводится по формулам

$$X_i = x_i \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{M_x}; \quad Y_i = y_i \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{M_y}.$$

**ПРИМЕР 2.7.** Определить температуру и составы паровой и жидкой фаз при кипении смеси пентана и гексана при абсолютном давлении 0,2 МПа (1540 мм рт. ст.). Исходные данные приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Компонент	Формула	Состав, мас. доли	Молярная масса, г/моль	Температура кипения, К
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,6	72,15	309,2
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,4	86,18	341,8

**РЕШЕНИЕ.** Расчет парциальных давлений паров компонентов будем вести по уравнению Антуана. Давление в результате получается в мм рт.ст. Коэффициенты Антуана приведены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Компонент	Коэффициенты Антуана		
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Пентан	15,8333	2477,07	−39,94
Гексан	15,8366	2697,55	−48,78

Примем начальную температуру равной 340 К. Тогда давление паров чистых компонентов, их константы фазового равновесия и суммы по уравнению (7.7) сведем в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Компонент	Давление, мм рт. ст., <i>p</i> <sub>0</sub>	Константа фазового равновесия, <i>k</i>	Отношение <i>x<sub>i</sub>k<sub>i</sub></i>
Пентан	1954	1,2694	0,7616
Гексан	716	0,4694	0,1860
Сумма			0,9476

Как видно, сумма меньше единицы, поэтому следует увеличить температуру. Примем новое значение температуры 345 К и занесем результаты в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Компонент	Давление, мм рт. ст., $p_0$	Константа фазового равновесия, $k$	Отношение $x_i k_i$
Пентан	2238	1,4533	0,8720
Гексан	837	0,5436	0,2174
Сумма			1,0894

Сумма больше единицы, поэтому следует уменьшить температуру и снова произвести расчет, пока сумма не станет равной единице с точностью  $0,5 \div 1$  %.

Дальнейший расчет дает температуру кипения смеси, равную 342 К (погрешность порядка 0,25 %). При этом  $k_1 = 1,3407$  и  $k_2 = 0,4952$ .

Состав паровой фазы в молярных долях будет определяться уравнением (7.1). Результаты сведены в табл. 7.5.

Таблица 7.5

Компонент	Состав фаз, массовые доли		
	исходной (жидкой)	жидкой	паровой
Пентан	0,6	0,6	0,802
Гексан	0,4	0,4	0,198

### Однократная конденсация

Уравнение материального баланса в молярных единицах имеет вид

$$G y_{Gi} = P y_{Pi} + W x_{Wi}, \quad (7.18)$$

где  $G$  – число молей исходного пара;

$W$  и  $P$  – число молей жидкости и пара после конденсации;

$y_{Pi}$ ,  $y_{Gi}$  и  $x_{Wi}$  – молярные доли компонента  $i$  в соответствующей фазе.

Обозначая долю конденсата  $\varepsilon$  и рассуждая аналогично предыдущему, получим соответствующее уравнение для определения  $\varepsilon$  и составов сосуществующих фаз:

$$G y_{Gi} = (1 - \varepsilon) G k_i x_{Wi} + \varepsilon G x_{wi}, \quad (7.19)$$

откуда после сокращения на  $G$  и суммирования по компонентам будем иметь

$$\sum_{i=1}^N \frac{y_{Gi}}{\varepsilon + k_i(1 - \varepsilon)} = 1. \quad (7.20)$$

Решая нелинейное уравнение (7.20) относительно  $\varepsilon$  любым численным методом, можно определить долю конденсации и рассчитать составы фаз по уравнениям

$$x_{Wi} = \frac{y_{Gi}}{\varepsilon + k_i(1 - \varepsilon)}; \quad (7.21)$$

$$y_{Pi} = k_i x_{Wi}, \quad (7.22)$$

где  $y_{Pi}$  – молярная доля компонента  $i$  в паре после его конденсации.

Тогда

$$y_{Pi} = \frac{k_i y_{Gi}}{\varepsilon + k_i(1 - \varepsilon)}.$$

**ПРИМЕР 2.8.** Определить составы паровой и жидкой фазы при конденсации 2 кг/с смеси пентана, гексана и гептана при температуре 353 К и абсолютном давлении 0,2 МПа. Исходные данные приведены в табл. 7.6.

Таблица 7.6

Компонент	Формула	Состав, мас. доли	Температура конденсации (кипения), К	Молярная масса, г/моль	$k_i$
Пентан	$C_5H_{12}$	0,5924	309,2	72,15	1,8119
Гексан	$C_6H_{14}$	0,2177	341,8	86,18	0,6998
Гептан	$C_7H_{16}$	0,1899	371,6	100,21	0,2803

**РЕШЕНИЕ.** Молярные доли компонентов смеси будут соответственно равны 0,65; 0,20 и 0,15.

Составим уравнение для расчета доли конденсации:

$$y = \frac{0,65}{\varepsilon - 1,8119(1 - \varepsilon)} + \frac{0,2}{\varepsilon - 0,6998(1 - \varepsilon)} + \frac{0,15}{\varepsilon - 0,2803(1 - \varepsilon)} - 1.$$

Решим его методом половинного деления. Результат решения –  $\varepsilon = 0,22236$ . Результаты расчета молярных составов фаз сведены в табл. 7.7.

Таблица 7.7

Компонент	Состав фаз, молярные доли		
	исходной (паровой)	жидкой	паровой
Пентан	0,65	0,3984	0,7219
Гексан	0,20	0,2609	0,1826
Гептан	0,15	0,3407	0,0955

Определим среднюю молярную массу фаз смеси:

$$M_x = 0,3984 \cdot 72,15 + 0,2609 \cdot 86,18 + 0,3407 \cdot 100,2 = 85,36;$$

$$M_y = 0,7219 \cdot 72,15 + 0,1826 \cdot 86,18 + 0,0955 \cdot 100,2 = 77,39.$$

Определим значение  $M$ :

$$M = 0,2224 \cdot 77,39 + 85,36 \cdot 0,7776 = 83,59.$$

Массовая доля конденсации пара

$$\varepsilon_m = \varepsilon \frac{M_y}{M} = 0,2224 \frac{77,39}{83,59} = 0,2059.$$

Составы фаз в массовых долях занесены в табл. 7.8.

Расход жидкой и паровой фаз соответственно (кг/с):  $2 \cdot 0,2059 = 0,4118$  и  $2 \cdot 0,7941 = 1,5882$ . Полученные расходы компонентов в исходной, жидкой и паровой фазах представлены в табл. 7.9.

Таблица 7.8

Компонент	Состав фаз, массовые доли		
	исходной (паровой)	жидкой	паровой
Пентан	0,5	0,336	0,673
Гексан	0,4	0,260	0,203
Гептан	0,1	0,404	0,124

Таблица 7.9

Компонент	Расход фаз, кг/с		
	исходной (паровой)	жидкой	паровой
Пентан	1	0,139	1,069
Гексан	0,8	0,108	0,322
Гептан	0,2	0,167	0,197

## 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Целью гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты. Потеря давления  $\Delta p$  при прохождении теплоносителей через трубы и в межтрубном пространстве теплообменника складывается из потерь на сопротивление трению и на местные сопротивления, а также зависит от конструкции аппарата:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{L}{d_3} + \sum \xi \right) \frac{\rho w^2}{2}, \quad (8.1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения;

$L$  – расчетная длина трубного или межтрубного пространства;

$d_3$  – эквивалентный диаметр;

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений;

$\rho$  – плотность среды;

$w$  – скорость движения теплоносителя в узком сечении потока.

Эквивалентный диаметр определяется формулой

$$d_3 = \frac{4S}{\Pi}, \quad (8.2)$$

где  $\Pi$  – смоченный периметр, м;

$S$  – сечение канала, м<sup>2</sup>.

Коэффициент трения  $\lambda$ , зависящий от величины критерия Рейнольдса, определяют по нижеследующим формулам.

При ламинарном режиме ( $Re < 2300$ )

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (8.3)$$

При турбулентном режиме ( $2300 < Re < 100000$ ):

– в гидравлически гладких трубах

$$\lambda = \frac{0,3165}{Re^{0,25}}; \quad (8.4)$$

– в гидравлически шероховатых трубах

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right], \quad (8.5)$$

где  $\varepsilon = e/d_3$  – относительная шероховатость стенок труб;

$e$  – абсолютная шероховатость стенок труб (средняя высота выступов на стенках труб), м.

Коэффициент трения для любого случая движения жидкости внутри труб и каналов можно определить из рис. 8.1. Ориентировочные значения шероховатости труб и коэффициентов местных сопротивлений приведены в табл. 8.1 и 8.2.

Таблица 8.1

Значения абсолютной шероховатости труб

Вид труб	$e$
Трубы стальные цельнотянутые новые	0,06÷0,1
Трубы стальные цельнотянутые и сварные при незначительной коррозии	0,2
Трубы стальные старые заржавленные	0,67 и выше
Трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Чугунные трубы новые	0,25÷1,0
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015÷0,06
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца; стеклянные трубы	0,0015÷0,01
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации, паропроводы	0,2



насыщенного пара	
Воздухопроводы сжатого воздуха от поршневых компрессоров и турбокомпрессоров	0,8

Таблица 8.2

Значения местных сопротивлений  $\xi$   
кожухотрубчатых теплообменников

Входная или выходная камера	1,5
Поворот (180°) из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5
Вход в трубное пространство или выход из него	1,0
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Поворот (180°) в U-образных трубах	0,5
Поворот через колено (180°) в подогревателях	2,0
Поворот (180°) через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0

Для автомодельной области, когда  $\lambda$  перестает зависеть от критерия Рейнольдса ( $Re > 100000$ ), уравнение (8.5) принимает вид

$$\frac{1}{\lambda} = 2 \lg \frac{3,7}{\varepsilon}. \quad (8.6)$$

При изотермическом ламинарном течении жидкостей и газов по трубам потеря давления на трение может быть рассчитана также по формуле Гагена – Пуазейля

$$\Delta p_{\text{тр}} = 32 \frac{\eta \mu L}{d^2}. \quad (8.7)$$

При неизотермическом течении, когда протекающая по трубе жидкость нагревается или охлаждается (температура стенки трубы отличается от температуры жидкости), следует правые части формул (8.1) и (8.6) умножать на безразмерные поправочные коэффициенты  $x$ :

- для ламинарного режима

$$x = \left( \frac{Pr_{\text{ст}}}{Pr} \right)^{1/3} \left[ 1 + 0,22 \left( \frac{GrPr}{Re} \right)^{0,15} \right]; \quad (8.8)$$

- для турбулентного режима в технически гладких трубах

$$x = (Pr_{\text{ст}} / Pr)^{1/3}, \quad (8.9)$$

где  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Gr$  – критерии Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа, вычисленные для средней температуры жидкости;

$Pr_{\text{ст}}$  – критерий Прандтля, вычисленный для жидкости при температуре стенки трубы.

Так как для газов значение критерия  $Pr$  с изменением температуры практически остается постоянным, то поправочный коэффициент  $\chi$  по формуле (8.8) для газов равен единице.

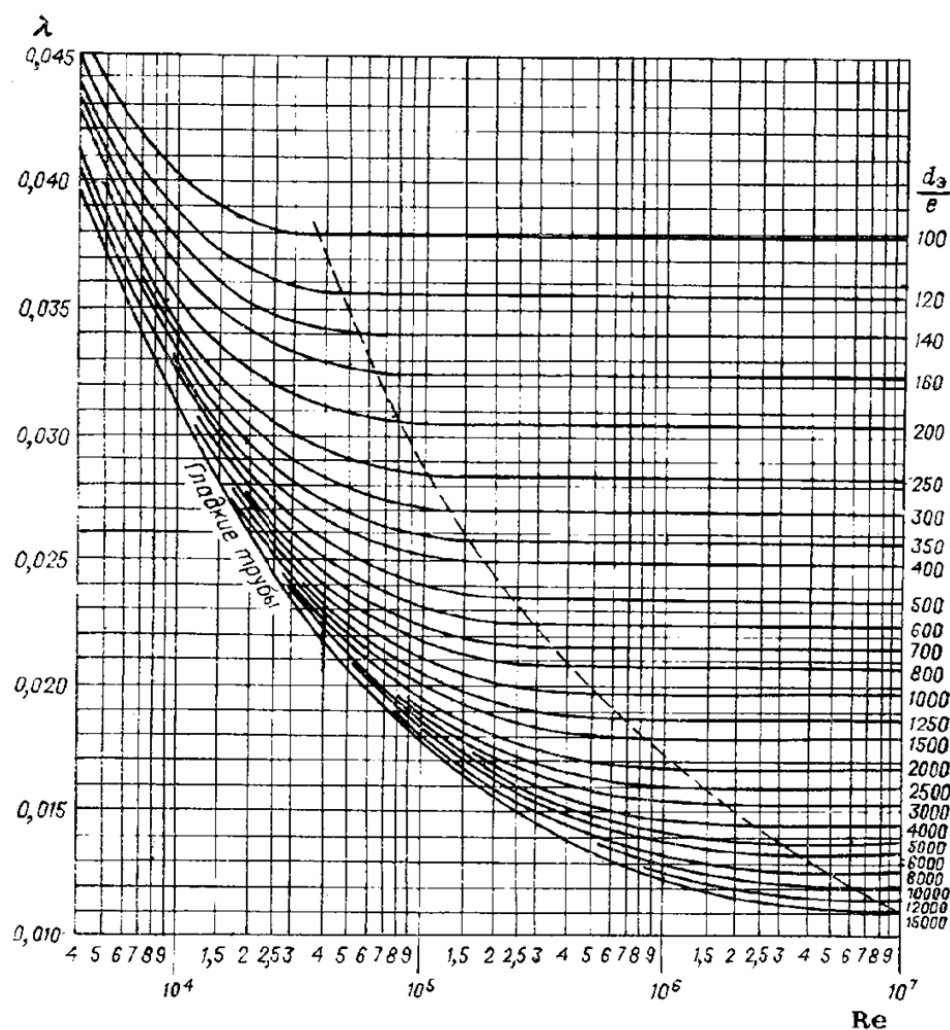


Рис. 8.1. Зависимость коэффициента трения от критерия Рейнольдса

С повышением температуры у капельных жидкостей значения критерия  $Pr$  уменьшаются, поэтому поправочный коэффициент  $(Pr_{ст}/Pr)^{1/3}$  при охлаждении жидкости ( $t_{ст} < t_{ж}$ ) больше единицы, а при нагреве жидкости ( $t_{ст} > t_{ж}$ ) меньше единицы.

В инженерных расчетах учет влияния теплообмена через стенку на потери давления целесообразен лишь в том случае, когда температура стенки (в °C) отличается от температуры жидкости более чем в два раза.

Коэффициент трения  $\lambda_{тр}$  в межтрубном пространстве кожухотрубчатых теплообменников зависит от размещения труб в теплообменнике и числа рядов труб  $m$ , через которые проходит поток. При размещении труб по вершинам равносторонних треугольников:

- если  $x_1 < x_2$

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{4 + 6,6m}{\text{Re}_{\text{мтр}}^{0,28}}; \quad m = \frac{0,35D}{d_{\text{н}}}; \quad (8.10)$$

- если  $x_1 > x_2$

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{5,4 + 3,4m}{\text{Re}_{\text{мтр}}^{0,28}}, \quad (8.11)$$

где  $x_1$  – шаг между трубами в направлении, перпендикулярном потоку;  
 $x_2$  – удвоенное расстояние между рядами в направлении потока.

Скорость в уравнении (8.1) рассчитывается по живому сечению ряда.

Поперечное обтекание коридорного пучка труб турбулентным потоком

$$\lambda = \frac{6 + 9m}{(x_1 / d_{\text{н}})^{0,23} \text{Re}^{0,26}}. \quad (8.12)$$

Турбулентный поток в межтрубном пространстве с сегментными перегородками (общее сопротивление тракта), при условии  $200 < \text{Re} < 10^6$ ,

$$\lambda = 1,95 \text{Re}^{0,194} (N+1) \frac{D}{d_3}, \quad (8.13)$$

где  $N$  – число перегородок.

В табл. 8.3 приведены рекомендуемые при расчете теплообменной аппаратуры скорости сред. В принципе рабочая скорость среды не должна превышать значения скоростей, указанных в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Среда, условия	Скорость, м/с
Жидкости	
При движении самотеком	
вязкие	0,1÷0,5
маловязкие	0,5÷1,0
При перекачивании насосами	
во всасывающих трубопроводах	0,8÷2,0
в нагнетательных трубопроводах	1,5÷3,0
Газы	
при естественной тяге	2÷4
при небольшом давлении (от вентиляторов)	4÷15
при большом давлении (от компрессоров)	15÷25
Пары	
перегретые	30÷50
Насыщенные при давлении, Па	
больше $10^5$	15÷25
$(1÷0,5) \cdot 10^5$	20÷40

$(5 \div 2) \cdot 10^4$	40 ÷ 60
$(2 \div 0,5) \cdot 10^4$	60 ÷ 75

**ПРИМЕР 2.9.** Определить потери напора в трубном и межтрубном пространстве теплообменника из примера 2.2. Исходные данные к расчету приведены в табл. 2.5. Параметры теплообменника следующие:

- диаметр кожуха – 600 мм;
- трубы 20×2 мм;
- общее число труб – 334;
- число ходов в трубном пространстве – 4;
- длина трубного пучка – 3 м;
- минимальное сечение межтрубного пространства – 0,041 м<sup>2</sup>;
- сечение одного хода в трубном пространстве – 0,016 м<sup>2</sup>.

Расход горячего теплоносителя – 8 кг/с, расход холодного – 6,252 кг/с.

**РЕШЕНИЕ.** Определим скорости теплоносителей:

- в трубном пространстве

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_1} = \frac{8}{800 \cdot 0,016} = 0,625 \text{ м/с};$$

- в межтрубном пространстве

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_2} = \frac{6,252}{996 \cdot 0,041} = 0,153 \text{ м/с}.$$

Рассчитаем сумму коэффициентов местных сопротивлений:

- в трубном пространстве: вход в трубное пространство и выход из него  $2 \cdot 1 = 2$ ; поворот на  $180^\circ$  –  $3 \cdot 2 = 6$ ;  $\sum \xi_1 = 8$ ;
- в межтрубном пространстве: вход в межтрубное пространство и выход из него  $2 \cdot 1,5 = 3$ ;  $\sum \xi_2 = 3$ .

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_э = \frac{D^2 - nd_H^2}{D + nd_H} = \frac{600^2 - 334 \cdot 20^2}{600 + 334 \cdot 20} = 31,1 \text{ мм}.$$

Критерии Рейнольдса:

- в трубном пространстве

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{в} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,625 \cdot 0,016 \cdot 800}{0,000426} = 18780;$$

- в межтрубном пространстве

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,153 \cdot 0,0311 \cdot 996}{0,000804} = 5900.$$

В трубном пространстве коэффициент трения

$$\lambda_1 = \frac{0,3165}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0,3165}{\sqrt[4]{18780}} = 0,027.$$

(По графику на рис. 8.1 коэффициент трения тоже равен  $\lambda = 0,027$ .)

Потери напора в трубном пространстве

$$\Delta p_1 = (\lambda_1 \frac{L_1}{d_b} + \sum \xi_1) \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = (0,027 \frac{4 \cdot 3}{0,016} + 8) \frac{800 \cdot 0,625^2}{2} = 4410 \text{ Па}.$$

В межтрубном пространстве коэффициент трения, определяемый по уравнению (8.10),

$$m = \frac{0,35D}{d_H} = \frac{0,35 \cdot 0,8}{0,02} = 14; \quad \lambda_2 = \frac{4 + 6,6m}{\text{Re}_2^{0,28}} = \frac{4 + 6,6 \cdot 14}{5900^{0,28}} = 8,48.$$

Потери напора в межтрубном пространстве

$$\Delta p_2 = (\lambda_2 \frac{L_2}{d_3} + \sum \xi_2) \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = (8,48 \frac{3}{0,0311} + 3) \frac{996 \cdot 0,153^2}{2} = 9570 \text{ Па}.$$

## 9. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Настоящие нормы и методы механического расчета на прочность, жесткость и устойчивость элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с *U*-образными трубами, плавающей головкой, компенсатором или расширителем на кожухе соответствуют отраслевому стандарту ОСТ 26-1185–81. Стандарт распространяется на оборудование, работающее при статических и повторно-статических нагрузках и соответствующее требованиям ОСТ 26-291–79, ГОСТ 14249–89.

Схемы аппаратов, компенсатора, узлов крепления решетки к фланцу и схема для определения диаметра окружности, вписанной в максимальную беструбную зону, приведены на рис. 9.1–9.9.

С целью определения экстремальных значений расчетных характеристик для каждого из элементов аппарата при расчете по настоящему стандарту следует учитывать:

- все возможные сочетания давлений в трубном и межтрубном пространствах;
- все возможные сочетания температур труб и кожуха, которые могут иметь место при пуске, в рабочих условиях, при промывках или испытаниях аппарата.

Условные обозначения и размерности величин в данном разделе приведены в прил. 6.

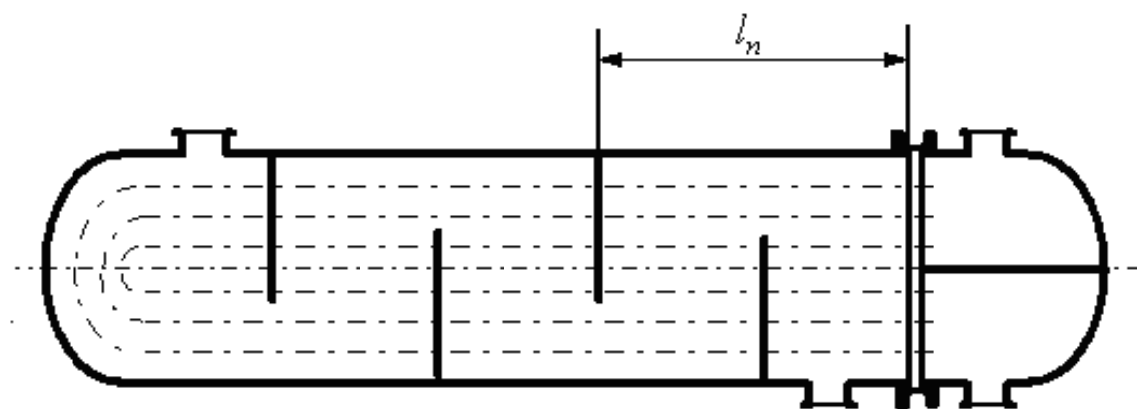


Рис. 9.1. Аппарат с *U*-образными трубками

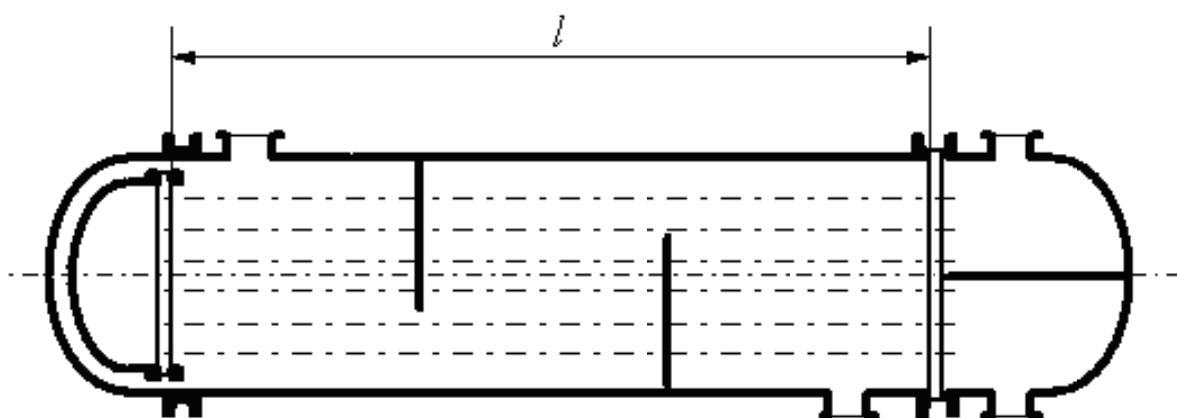


Рис. 9.2. Аппарат с плавающей головкой

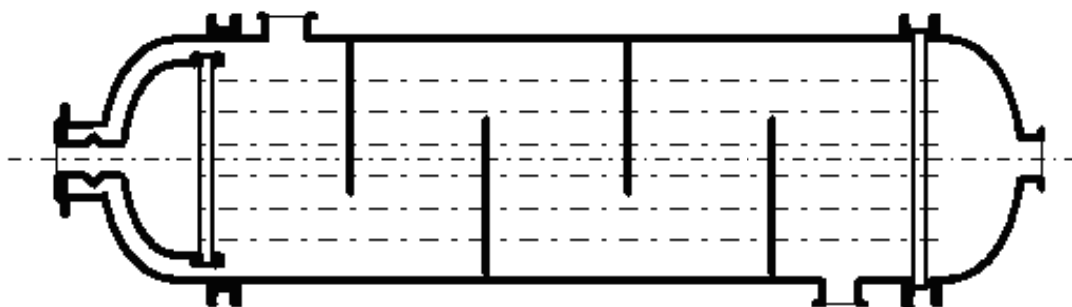


Рис. 9.3. Аппарат с компенсатором на плавающей головке

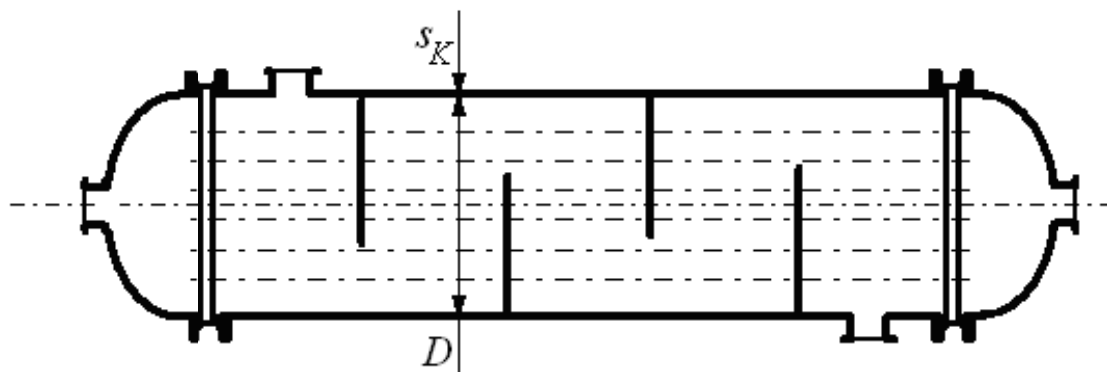


Рис. 9.4. Аппарат с неподвижными трубными решетками

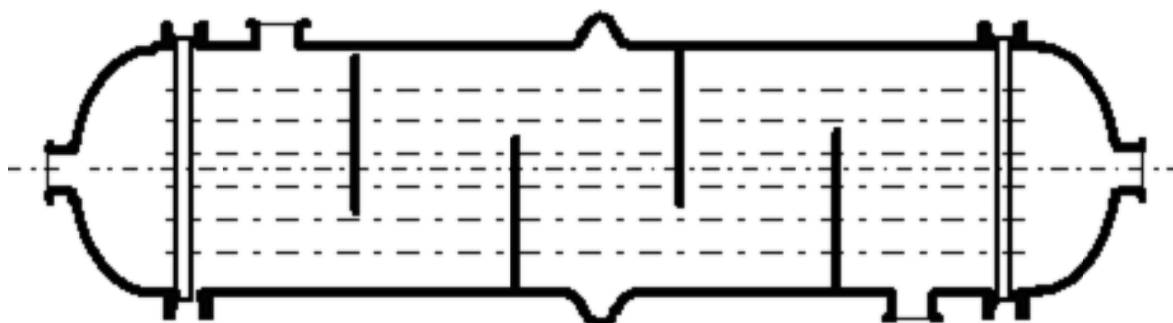


Рис. 9.5. Аппарат с компенсатором на корпусе

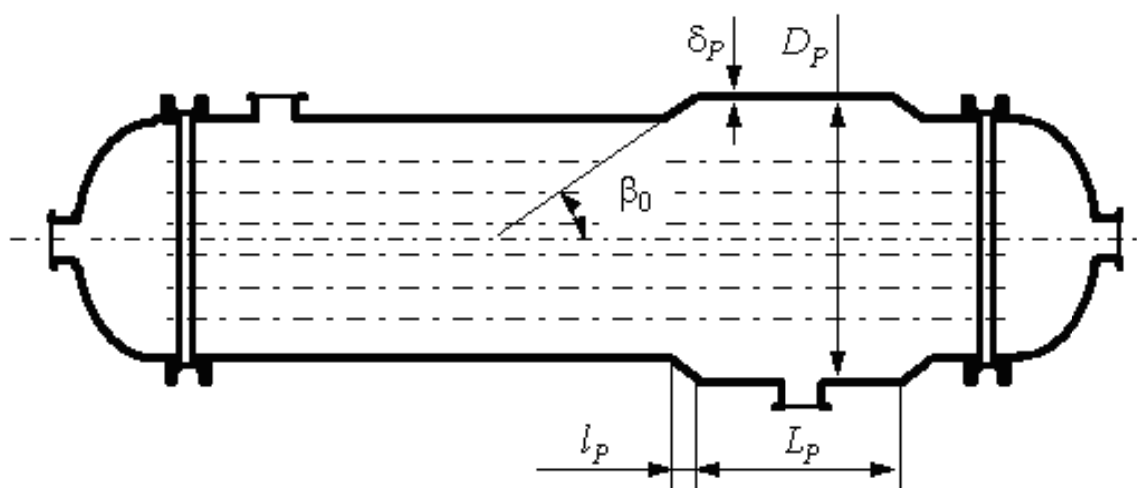


Рис. 9.6. Аппарат с расширителем на кожухе

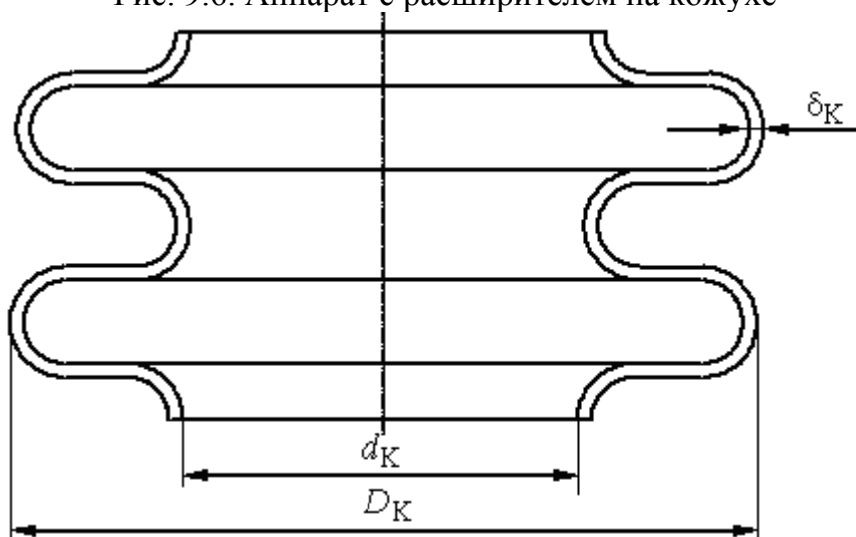


Рис. 9.7. Компенсатор



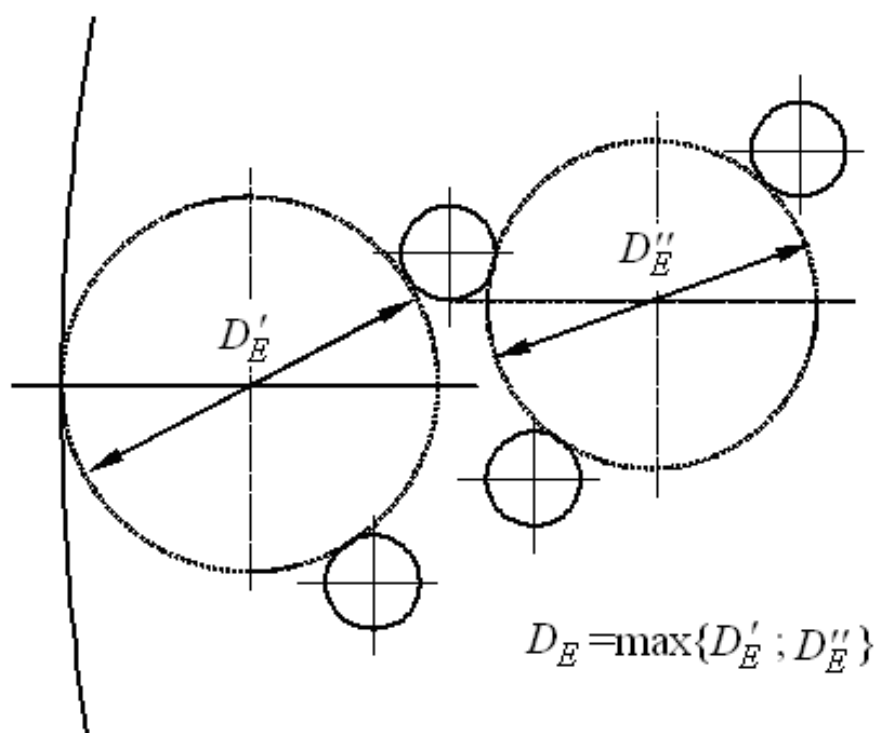
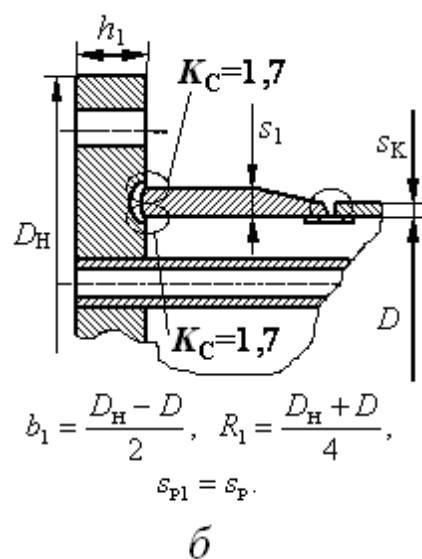
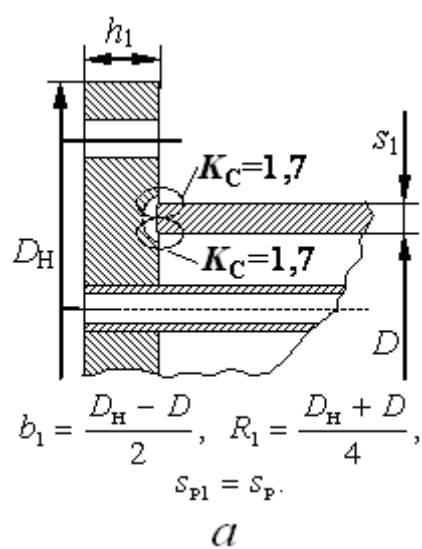


Рис. 9.8. Схема для определения диаметра окружности, вписанной в максимальную беструбную зону



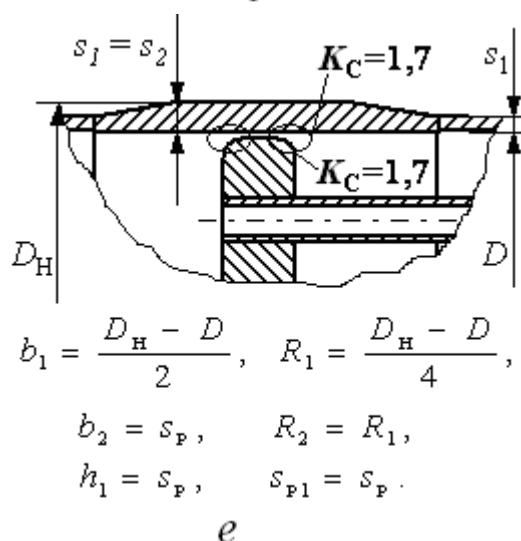
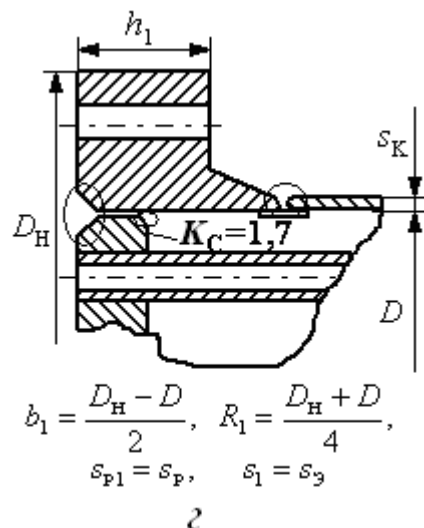
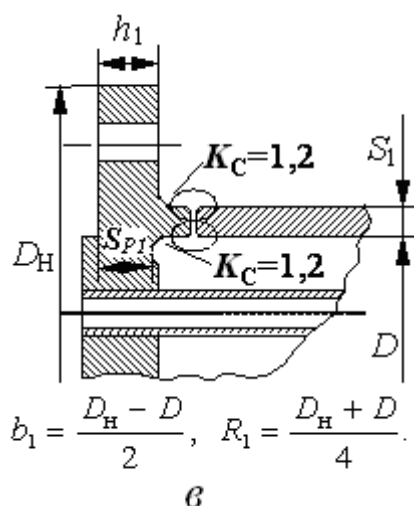


Рис. 9.9. Крепление решетки к фланцу или кожуху

Перед выполнением расчетов по данной методике, которые носят проверочный характер всей конструкции, необходимо провести расчет всех элементов аппарата по ГОСТ 14249–89.

### 9.1. Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе

#### Основные параметры трубной решетки

Относительная характеристика беструбного края

$$m_N = \frac{a}{a_1}. \quad (9.1)$$

Если теплообменник имеет трубный пучок, смещенный относительно центра аппарата, или на контуре имеется беструбная область, то

следует производить два расчета при максимальном и минимальном значениях  $a_1$  с расчетным числом труб, увеличенным в  $a/a_{\text{п}}$  раз, где  $a_{\text{п}}$  - расстояние от оси пучка до оси наиболее удаленной трубы.

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку:

$$\eta_{\text{М}} = 1 - \frac{i \cdot d_{\text{T}}^2}{4a_1^2}; \quad (9.2)$$

$$\eta_{\text{T}} = 1 - \frac{i \cdot (d_{\text{T}} - 2s_{\text{T}})^2}{4a_1^2}. \quad (9.3)$$

Коэффициент ослабления трубной решетки

$$\varphi_{\text{Р}} = 1 - \frac{d_0}{t_{\text{Р}}}. \quad (9.4)$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты  $\psi_0$  определяется по табл. 9.1 в зависимости от  $\eta_{\text{T}}$ .

Таблица 9.1

$\eta_{\text{T}}$	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
$\psi_0$	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

*Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата*

Модуль упругости основания (системы труб), Н/мм<sup>3</sup>,

$$K_{\text{У}} = \frac{E_{\text{T}} \cdot (\eta_{\text{T}} - \eta_{\text{М}})}{l}, \quad (9.5)$$

или

$$K_{\text{У}} = \frac{E_{\text{T}} \cdot s_{\text{T}} \cdot (d_{\text{T}} - s_{\text{T}})}{l \cdot a_1^2} \cdot i. \quad (9.6)$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха

$$\rho = \frac{K_{\text{У}} \cdot a_1 \cdot l}{E_{\text{К}} \cdot s_{\text{К}}}. \quad (9.7)$$

*Коэффициенты изменения жесткости системы труба – кожух*

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками:

$$K_{\text{Р1}} = 1; \quad K_{\text{Р2}} = 1.$$

Для теплообменных аппаратов с компенсатором на кожухе:

$$K_{\text{Р1}} = 1 + \frac{\pi \cdot a \cdot E_{\text{К}} \cdot s_{\text{К}}}{l \cdot K_{\text{К}}}; \quad (9.8)$$

$$K_{P2} = 1 - \frac{\pi \cdot (D_K^2 - d_K^2) \cdot E_K \cdot s_K}{4,8 \cdot l \cdot a \cdot K_K}. \quad (9.9)$$

Коэффициент жесткости компенсатора  $K_K$  (Н/мм) определяется по прил. 3 в зависимости от  $\beta_K = \frac{d_K}{D_K}$ .

Для теплообменных аппаратов с расширителем на кожухе:

$$K_{P1} = 1 + \frac{a \cdot \left( A_{P1} + A_{P2} \cdot \sqrt{\frac{D_1}{s_K}} \right) - 0,5 \cdot (1 - \beta_P) \cdot l_P}{l}; \quad (9.10)$$

$$K_{P2} = 1 - \frac{a \cdot \left( B_{P1} + B_{P2} \cdot \sqrt{\frac{D_1}{s_K}} \right)}{l}, \quad (9.11)$$

где  $a = D / 2$ ;  $\beta_P = D_1 / D$ .

Вспомогательные величины  $A_{P1}$ ,  $A_{P2}$ ,  $B_{P1}$ ,  $B_{P2}$  должны быть определены по прил. 4 в зависимости от угла конуса расширителя  $\beta_0$  и  $\beta_P$ .

Приведенное давление, Н/мм<sup>2</sup>,

$$\begin{aligned} P_0 = & [\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_Y \cdot l + \\ & + \left[ \eta_T - 1 + m_{cp} + m_N \cdot (m_N + 0,5 \cdot \rho \cdot K_{P1}) \right] \cdot P_T - \\ & - \left[ \eta_M - 1 + m_{cp} + m_N \cdot (m_N + 0,3 \cdot \rho \cdot K_{P2}) \right] \cdot P_M, \end{aligned}$$

где  $m_{cp} = 0,15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2}$ .

### *Толщина трубной решетки*

Принятая конструктивно толщина трубной решетки должна обеспечивать возможность крепления труб в решетке и во всех случаях быть не менее, мм,

$$s_P \geq 0,5 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P_T - P_M}{[\sigma]_P}} + c, \quad (9.12)$$

где  $D_E$  – диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную зону (см. рис. 9.8);

$c$  – суммарная прибавка к толщине трубной решетки.

Для решетки, выполненной заодно с фланцем, принятая толщина должна быть не менее толщины кольца ответного фланца. Допускается

уменьшение толщины решетки по сравнению с толщиной ответного фланца при условии подтверждения плотности и прочности фланцевого соединения специальным расчетом.

Для аппаратов, многоходовых по трубному пространству, толщина трубной решетки в сечении канавки должна быть не менее, мм,

$$s_N \geq (s_P - c) \cdot \max \left\{ \left[ 1 - \sqrt{\frac{d_0}{b_N} \cdot \left( \frac{t_N}{t_P} - 1 \right)} \right]; \sqrt{\phi_P} \right\} + c, \quad (9.13)$$

где  $d_0$  - диаметр отверстия в решетке;

$b_N$  - ширина паза под прокладку, мм;

$t_N$  - шаг расположения отверстий в зоне паза, мм;

$t_P$  - шаг расположения отверстий в решетке, мм;

$\phi_P$  - коэффициент ослабления решетки

$$\phi_P = 1 - \frac{d_0}{t_P}.$$

#### *Упрощенный расчет*

Упрощенный расчет элементов теплообменных аппаратов производится для конструкций, имеющих  $K_C \leq 1,7$  (см. рис. 9.9), предназначенных для работы под давлением не более 6,4 МПа, при перепаде температур труб и кожуха – не более 40 °С.

Расчет применим при  $\frac{a - a_1}{s_P} \leq 3$  и отсутствии дополнительных тре-

бований к жесткости решетки, например при недопустимости перетоков между ходами для аппаратов со стекающей пленкой или с перегородками по трубному пространству.

Толщина трубной решетки, мм,

$$s_P \geq \frac{f_1 \cdot s_K}{\eta_T - \eta_M} + c, \quad (9.14)$$

где  $f_1 = f(A', B')$  определяется по рис. 9.10;

$$A' = \frac{P_0}{2 \cdot [\sigma_A] \cdot K_{PI} \cdot \phi_P}; \quad (9.15)$$

$$B' = \frac{\Psi_0 \cdot l}{s_K}; \quad (9.16)$$

$[\sigma_A]$  – принимается по рис. 9.12–9.14.

Если в расчете должна учитываться ползучесть материала (температура превышает пределы, указанные на рисунках) или в условиях

эксплуатации недопустима работа материала в области пластических деформаций, то следует принимать  $[\sigma_A] = 0,65 \cdot [\sigma]$ .

Усилие, распределенное по периметру кожуха, Н,

$$Q_{ПК} = 0,5 \cdot a \cdot \left( P_T - \frac{P_0}{1 + \rho \cdot K_{PI}} \right). \quad (9.17)$$

Осевое усилие в кожухе, Н,

$$F_K = \pi \cdot a^2 \cdot \left( P_T - \frac{P_0}{1 + \rho \cdot K_{PI}} \right). \quad (9.18)$$

При  $F_K < 0$  кожух проверяется на устойчивость по ГОСТ 14249–89.

Осевое усилие в трубе, Н,

$$N_T = \frac{\pi \cdot a_1^2}{i} \cdot [(\eta_M \cdot P_M - \eta_T \cdot P_T) + f_2 \cdot P_0], \quad (9.19)$$

где

$$f_2 = \frac{\sqrt[4]{Z}}{\sqrt[4]{Z} + K_{PI}}; \quad (9.20)$$

$$Z = \frac{43,7}{B'} \cdot \left[ \frac{s_K}{s_P \cdot (\eta_T + \eta_M)} \right]^3. \quad (9.21)$$

После этого должна проводиться проверка прочности труб и крепления их в решетке, а также устойчивости труб. При необходимости получения более точных результатов может выполняться уточненный расчет элементов теплообменных аппаратов.

#### *Уточненный расчет*

Уточненный расчет элементов теплообменных аппаратов должен производиться для конструкций, не отвечающих предыдущим требованиям.

Коэффициенты системы решетки-трубы, кожух-решетка и обечайка-фланец камеры ( $\text{мм}^{-1}$ ):

$$\beta = \frac{1,82}{s_P} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_Y \cdot s_P}{\Psi_0 \cdot E_P}}; \quad (9.22)$$

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{a \cdot s_1}}; \quad (9.23)$$

$$\beta_2 = \frac{1,3}{\sqrt{a \cdot s_2}}. \quad (9.24)$$

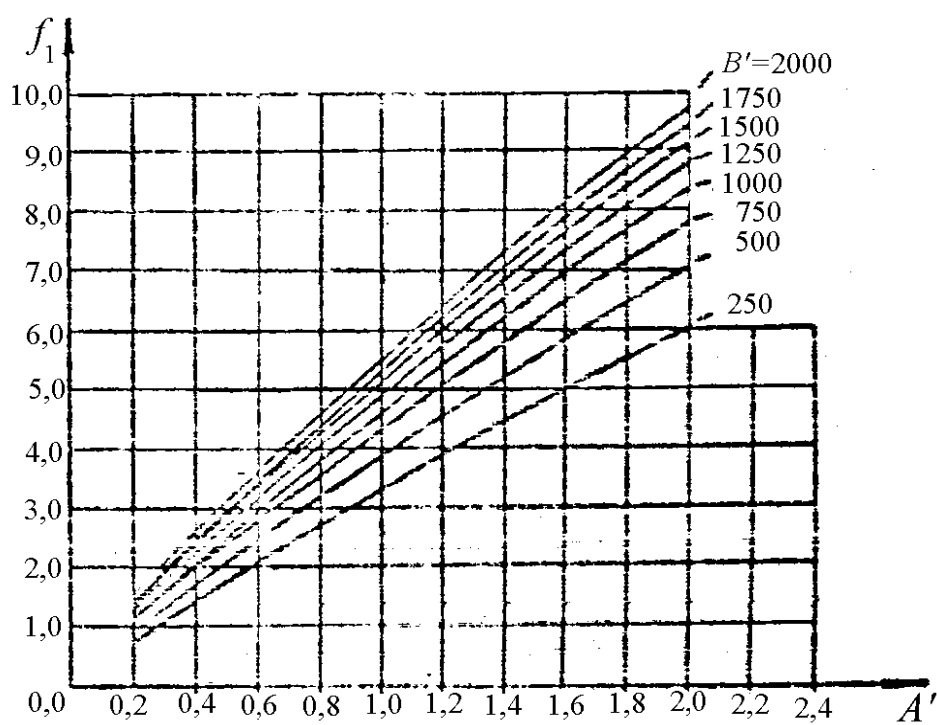
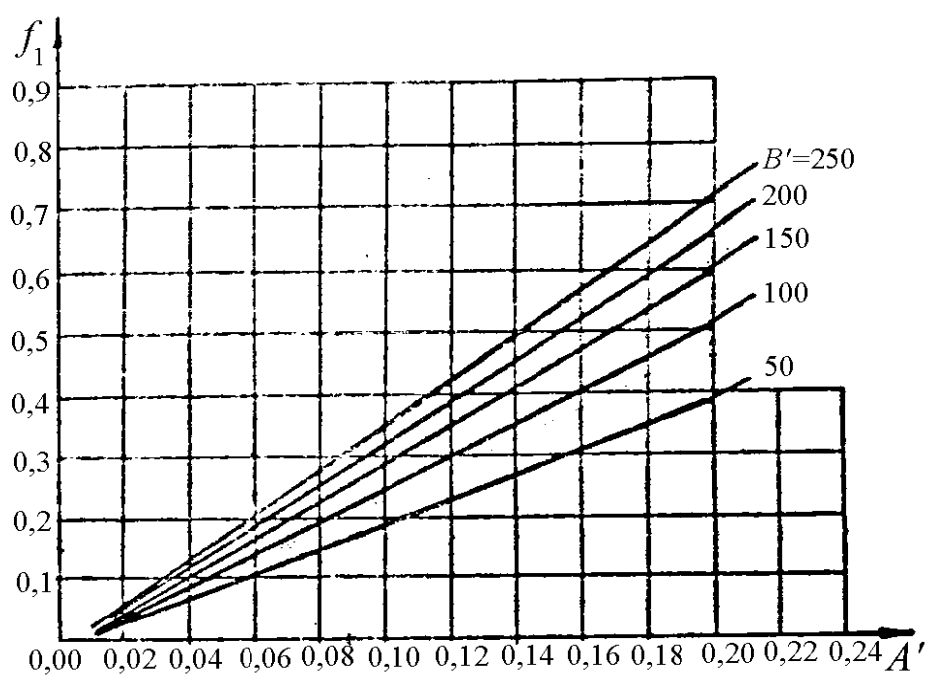


Рис. 9.10. Коэффициент  $f_1$

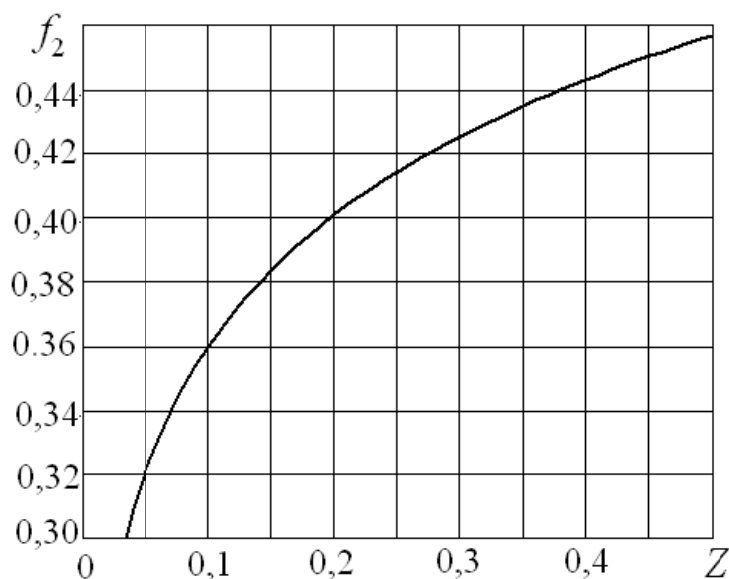


Рис. 9.11. График  $f_2(Z)$  для теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками

Жесткость фланцевого соединения при изгибе

$$K_{\Phi} = K_{\Phi 1} + K_{\Phi 2}, \quad (9.25)$$

где

$$K_{\Phi 1} = \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot b_1}{12 \cdot R_1^2} + \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5,5 \cdot R_1} \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2}\right); \quad (9.26)$$

$$K_{\Phi 2} = \frac{E_2 \cdot h_2^3 \cdot b_2}{12 \cdot R_2^2} + \frac{\beta_2 \cdot a \cdot E_{KA} \cdot s_2^3}{5,5 \cdot R_2} \cdot \left(1 + \frac{\beta_2 \cdot h_2}{2}\right). \quad (9.27)$$

Коэффициенты влияния давления на изгиб фланцев ( $\text{мм}^2$ ):

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2}; \quad m_2 = \frac{1 + \beta_2 \cdot h_2}{2 \cdot \beta_2^2}. \quad (9.28)$$

Коэффициенты  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $K_{\Phi 1}$ ,  $K_{\Phi 2}$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ , рассчитанные для стандартных фланцев по ОСТ 26-427-80 и по ОСТ 26-428-80, приведены в табл. П5.9 – П5.11 прил. 5.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения

$$\rho_1 = \frac{K_Y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\Phi} \cdot R_1}. \quad (9.29)$$

Коэффициенты  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$ , учитывающие влияние беструбного края решетки и поддерживающее влияние труб, определяются по табл. 9.2. Значения  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$  определяются по таблице в зависимости от  $\omega = \beta \cdot a_1$ . Значения  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  определяются по табл. 9.3 в зависимости от  $\omega$  и  $m_N$ .



Таблица 9.2

Коэффициенты  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$ , учитывающие влияние  
беструбного края решетки и поддерживающее влияние труб

Значения коэффициентов $\Phi_1$ , $\Phi_2$ , $\Phi_3$ при различных $\omega$								
$\omega$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$\Phi_1$	2	2,00	2,06	2,28	2,79	3,58	4,50	5,39
$\Phi_2$	0	0,02	0,19	0,62	1,32	2,16	2,94	3,59
$\Phi_3$	0	0,19	0,76	1,65	2,75	3,76	4,65	5,36
$\omega$	4	5	6	7	8	9	10	>10
$\Phi_1$	6,19	7,65	9,08	10,51	11,94	13,36	14,78	$\sqrt{2} \cdot \omega$
$\Phi_2$	4,13	5,13	6,15	7,17	8,19	9,20	10,21	$\omega$
$\Phi_3$	5,03	7,38	8,81	10,24	11,66	13,08	14,50	$\sqrt{2} \cdot \omega$

Таблица 9.3

Коэффициенты  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$

$\omega$															
$m_N$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
Значения $T_1$															
1,0	2,00	2,00	2,06	2,26	2,79	3,58	4,50	5,39	6,19	7,65	9,08	10,5	11,9	13,4	14,8
1,1	2,20	2,35	2,59	3,07	4,02	5,51	7,39	9,44	11,6	16,2	21,6	28,1	35,6	44,3	54,3
1,2	2,40	2,73	3,21	4,04	5,61	8,14	11,5	15,5	19,8	30,2	43,4	60,0	80,4	105	134
1,3	2,60	3,34	3,92	5,22	7,64	11,6	17,1	23,9	31,6	50,8	76,3	109	151	202	263
1,4	2,80	3,59	4,74	6,65	10,2	16,0	24,4	35,0	47,5	79,2	122	179	251	341	450
1,5	3,00	4,07	5,67	8,35	13,3	21,6	33,7	49,3	68,0	116	183	273	387	529	703
Значения $T_2$															
1,0	0,00	0,02	0,19	0,62	1,32	2,16	2,97	3,59	4,13	5,13	6,13	7,17	8,19	9,20	10,2
1,1	0,00	0,02	0,22	0,75	1,69	2,92	4,18	5,36	6,46	8,75	11,3	14,2	17,4	20,9	24,6
1,2	0,00	0,02	0,24	0,88	2,06	3,68	5,43	7,13	8,79	12,4	16,6	21,3	26,7	32,5	39,0
1,3	0,00	0,02	0,27	1,01	2,44	4,44	6,67	8,90	11,1	16,0	21,8	28,4	35,9	44,2	53,4
1,4	0,00	0,03	0,30	1,14	2,81	5,21	7,91	10,7	13,4	19,6	27,0	35,5	45,1	55,9	67,8
1,5	0,00	0,03	0,32	1,28	3,18	5,97	9,16	12,4	15,8	23,2	32,2	42,5	54,4	67,6	82,2
Значения $T_3$															
1,0	0,00	0,19	0,76	1,65	2,75	3,76	4,65	5,36	6,03	7,38	8,81	10,2	11,7	13,1	14,5
1,1	0,00	0,21	0,84	1,81	3,02	4,14	5,11	5,90	6,63	8,12	9,69	11,3	12,8	14,4	15,9
1,2	0,00	0,23	0,91	1,98	3,30	4,51	5,58	6,43	7,24	8,86	10,6	12,3	14,0	15,7	17,4
1,3	0,00	0,25	0,99	2,14	3,57	4,89	6,04	6,97	7,84	9,59	11,4	13,3	15,2	17,0	18,8
1,4	0,00	0,27	1,06	2,31	3,58	5,26	6,51	7,50	8,44	10,3	12,3	14,3	16,3	18,3	20,3
1,5	0,00	0,28	1,14	2,47	4,12	5,64	6,97	8,04	9,04	11,1	13,2	15,4	17,5	19,6	21,7

### Расчет прочности трубной решетки

Расчет прочности трубной решетки производится при следующих значениях изгибающих моментов и перерезывающих сил:

$$M = \left( \frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{P_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_{P1}) - P_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_{P1}) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2}; \quad (9.30)$$

$$Q = a_1 \cdot \frac{P_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - P_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_{P1}) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2}; \quad (9.31)$$

$$P_1 = \frac{K_Y}{\beta \cdot K_{\Phi}} \cdot (m_1 \cdot P_M - m_2 \cdot P_T);$$

$$M_0 = M + (a - a_1) \cdot Q; \quad (9.32)$$

$$Q_0 = m_N \cdot Q. \quad (9.33)$$

Осевая сила в трубе

$$N_T = \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot [(\eta_M \cdot P_M - \eta_T \cdot P_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_0 + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_0]. \quad (9.34)$$

Усилия в кожухе:

$$Q_K = \frac{a}{2} \cdot P_T - Q; \quad (9.35)$$

$$M_K = \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5,5 \cdot R_1 \cdot \rho_1 \cdot K_{\Phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q + T_3 \cdot \beta \cdot M) - \frac{P_M}{2 \cdot \beta_1^2}; \quad (9.36)$$

$$F_K = \pi \cdot D \cdot Q_K. \quad (9.37)$$

При  $F_K < 0$  проводится проверка на устойчивость по ГОСТ 14249–89.

Напряжение в кожухе в месте присоединения к решетке (для конструкций по рис. 9.9) определяется по формулам:

$$\sigma = K_C \cdot \sigma_{\max}; \quad (9.38)$$

$$\sigma_{\max} = \max \{ \sigma_1; \sigma_2 \}; \quad (9.39)$$

$$\sigma_1 = \frac{|Q_K|}{s_1 - c} + \frac{6 \cdot |M_K|}{(s_1 - c)^2}; \quad (9.40)$$

$$\sigma_2 = \frac{|P_M| \cdot a}{s_1 - c} + \frac{1,8 \cdot |M_K|}{(s_1 - c)^2},$$

где  $K_C$  – определяют по рис. 9.9.

Напряжение в перфорированной части трубной решетки определяется по формулам:

$$\sigma = \frac{6 \cdot M_{\max}}{\Phi_P \cdot s_P^2}; \quad (9.41)$$

$$M_{\max} = A \cdot \frac{|Q_0|}{\beta} \quad \text{при} \quad -1,0 \leq m = \frac{\beta \cdot M_0}{Q_0} \leq 1,0; \quad (9.42)$$

$$M_{\max} = B \cdot |M_0| \quad \text{при} \quad n = \frac{Q_0}{\beta \cdot M_0} = -1,0 \div 1,0, \quad (9.43)$$

где  $A$  – определяется по табл. 9.4;  $B$  – определяется по табл. 9.5.

Напряжение в трубной решетке в месте соединения с кожухом

$$\sigma = K_C \cdot \frac{6 \cdot |M|}{s_P^2}. \quad (9.44)$$

Таблица 9.4

Коэффициент  $A$

$\omega$								
$m$	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 10$
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898
-0,9	0,656	0,683	0,712	0,740	0,781	0,797	0,802	0,811
-0,8	0,586	0,613	0,641	0,668	0,705	0,716	0,720	0,724
-0,7	0,516	0,543	0,570	0,596	0,628	0,636	0,637	0,637
-0,6	0,446	0,473	0,500	0,524	0,551	0,555	0,554	0,550
-0,5	0,376	0,403	0,429	0,451	0,474	0,474	0,471	0,463
-0,4	0,306	0,333	0,358	0,379	0,397	0,393	0,388	0,376
-0,3	0,236	0,262	0,287	0,307	0,320	0,313	0,305	0,289
-0,2	0,166	0,192	0,214	0,235	0,250	0,243	0,235	0,218
-0,1	0,096	0,116	0,133	0,148	0,160	0,159	0,156	0,141
0	0,144	0,164	0,181	0,196	0,208	0,207	0,204	0,189
0,1	0,214	0,233	0,250	0,265	0,277	0,276	0,273	0,258
0,2	0,284	0,303	0,320	0,335	0,347	0,346	0,343	0,328
0,3	0,354	0,373	0,390	0,405	0,417	0,416	0,413	0,398
0,4	0,424	0,443	0,460	0,475	0,487	0,486	0,483	0,468
0,5	0,494	0,513	0,530	0,545	0,557	0,556	0,553	0,538
0,6	0,564	0,583	0,600	0,615	0,627	0,626	0,623	0,608
0,7	0,634	0,653	0,670	0,685	0,697	0,696	0,693	0,678
0,8	0,704	0,723	0,740	0,755	0,767	0,766	0,763	0,748
0,9	0,773	0,792	0,809	0,824	0,836	0,835	0,832	0,817
1	0,843	0,862	0,879	0,894	0,906	0,905	0,902	0,887

Таблица 9.5

Коэффициент  $B$ 

$\omega$								
$n$	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	$\geq 10$
1,0	0,843	0,972	1,041	0,991	0,964	1,029	1,071	1,117
0,9	0,829	0,943	1,000	0,949	0,940	1,000	1,040	1,083
0,8	0,815	0,914	0,960	0,908	0,910	0,971	1,009	1,051
0,7	0,800	0,886	0,920	0,871	0,884	0,944	0,979	1,020
0,6	0,786	0,858	0,880	0,836	0,860	0,918	0,951	0,990
0,5	0,771	0,829	0,840	0,804	0,839	0,894	0,925	0,963
0,4	0,757	0,801	0,799	0,777	0,819	0,871	0,900	0,938
0,3	0,742	0,773	0,761	0,754	0,802	0,852	0,878	0,915
0,2	0,728	0,744	0,732	0,737	0,789	0,835	0,860	0,896
0,1	0,714	0,716	0,714	0,727	0,780	0,823	0,846	0,882
0,0	0,700	0,702	0,709	0,725	0,776	0,816	0,837	0,874
-0,1	0,703	0,707	0,716	0,732	0,778	0,815	0,835	0,873
-0,2	0,705	0,712	0,723	0,741	0,787	0,821	0,841	0,876
-0,3	0,708	0,717	0,730	0,750	0,796	0,828	0,846	0,879
-0,4	0,711	0,722	0,738	0,759	0,805	0,835	0,852	0,882
-0,5	0,713	0,728	0,745	0,768	0,814	0,842	0,857	0,884
-0,6	0,716	0,733	0,753	0,777	0,823	0,850	0,863	0,887
-0,7	0,718	0,738	0,760	0,786	0,832	0,857	0,869	0,890
-0,8	0,721	0,743	0,768	0,795	0,841	0,864	0,874	0,893
-0,9	0,723	0,748	0,775	0,804	0,849	0,871	0,880	0,895
-1,0	0,726	0,754	0,783	0,813	0,858	0,878	0,885	0,898

*Расчет на прочность решетки и кожуха*

Условие прочности рассчитываемого элемента

$$\sigma_A = \frac{\sigma}{2} \leq [\sigma_A], \quad (9.45)$$

где  $[\sigma_A]$  – принимается по рис. 9.12–9.14.

Если в расчете должна учитываться ползучесть материала (температура превышает пределы, указанные на рисунках) или в условиях эксплуатации недопустима работа материала в области пластических деформаций, то следует принимать

$$[\sigma_A] = 0,65 \cdot [\sigma]. \quad (9.46)$$

Если рассчитываемый элемент подвергается действию циклических нагрузок различных типов, должно выполняться условие

$$\sum_i \frac{N_i}{[N_i]} \leq 1, \quad (9.47)$$

где  $N_i$  – число циклов нагрузки каждого типа;

$[N_i]$  – допускаемое число циклов нагрузки каждого типа, определяемое по рис. 9.12, 9.13, 9.14 при амплитуде условных упругих напряжений  $\sigma_A$ , соответствующей данному типу нагрузки.

Если условие прочности кожуха в месте соединения с решеткой не выполняется, можно установить переходный пояс увеличенной толщины длиной не менее  $2 \cdot \sqrt{D \cdot s}$ .

#### *Проверка жесткости трубных решеток*

Проверка производится в случаях, когда к жесткости трубных решеток предъявляются какие-либо дополнительные требования, например, в случае недопустимости перетоков между ходами для аппаратов со стекающей пленкой или с перегородками по трубному пространству.

Условие жесткости

$$W = \frac{1,2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q + T_2 \cdot \beta \cdot M| \leq [W]. \quad (9.48)$$

Рекомендуемые максимальные величины прогибов трубных решеток  $[W]$ , мм, в зависимости от диаметра аппарата приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6

Максимальные величины прогибов трубных решеток  $[W]$ , мм

$D$ , м	$D \leq 0,6$	$0,6 < D \leq 1$	$1 < D \leq 2$	$D > 2$
$[W]$ , мм	0,7	0,9	1,1	1,2

#### *Проверка прочности и устойчивости труб и крепления труб в решетке*

Условие прочности труб:

$$\frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} \leq [\sigma_T]. \quad (9.49)$$

Проверка на устойчивость производится в случае, если  $N_T < 0$ . При этом условие устойчивости:

$$\frac{|N_T|}{\varphi_T \cdot \pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} \leq [\sigma]_T, \quad (9.50)$$

где  $\varphi_T = f(\lambda)$  – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по рис. 9.15;

$$\lambda = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]_T}{E_T}} \cdot \frac{l_p}{(d_T - s_T)}, \quad (9.51)$$

где  $l_p = l$  – для аппаратов без перегородок в кожухе;

$l_p = \max \{l_{2p}; 0,7 \cdot l_{1p}\}$  – для остальных конструкций.

Условие прочности крепления труб в решетке:

$$|N_T| \leq [N]_{\text{ТР}}, \quad (9.52)$$

где  $[N]_{\text{ТР}}$  – допускаемые нагрузки на соединение трубы с решеткой:

- для случая развальцовки

$$[N]_{\text{ТР}} = d_T l_N [q], \quad (9.53)$$

где  $l_N$  – глубина развальцовки труб;

$[II, q] = 14,7$  МПа – для гладкозавальцованных труб;

$[II, q] = 29,4$  МПа – для труб завальцованных в пазы;

$[II, q] = 39,2$  МПа – для труб завальцованных с отбортовкой;

- для случая приварки и приварки с подвальцовкой

$$[N]_{\text{ТР}} = \pi d_T \delta \varphi_C \min \{[\sigma]_T; [\sigma]_P\}, \quad (9.54)$$

где  $\delta$  – высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке;

$\varphi_C = \min \{0,5; (0,95 - 0,2 \lg N)\}$ ;

$N$  – количество циклов нагружения (рекомендуется принимать  $N = 2000$ );

- для случая развальцовки с обваркой

$$[N]_{\text{ТР}} = d_T l_N [q] + 1,9 d_T \delta \varphi_C \min \{[\sigma]_T; [\sigma]_P\}. \quad (9.55)$$

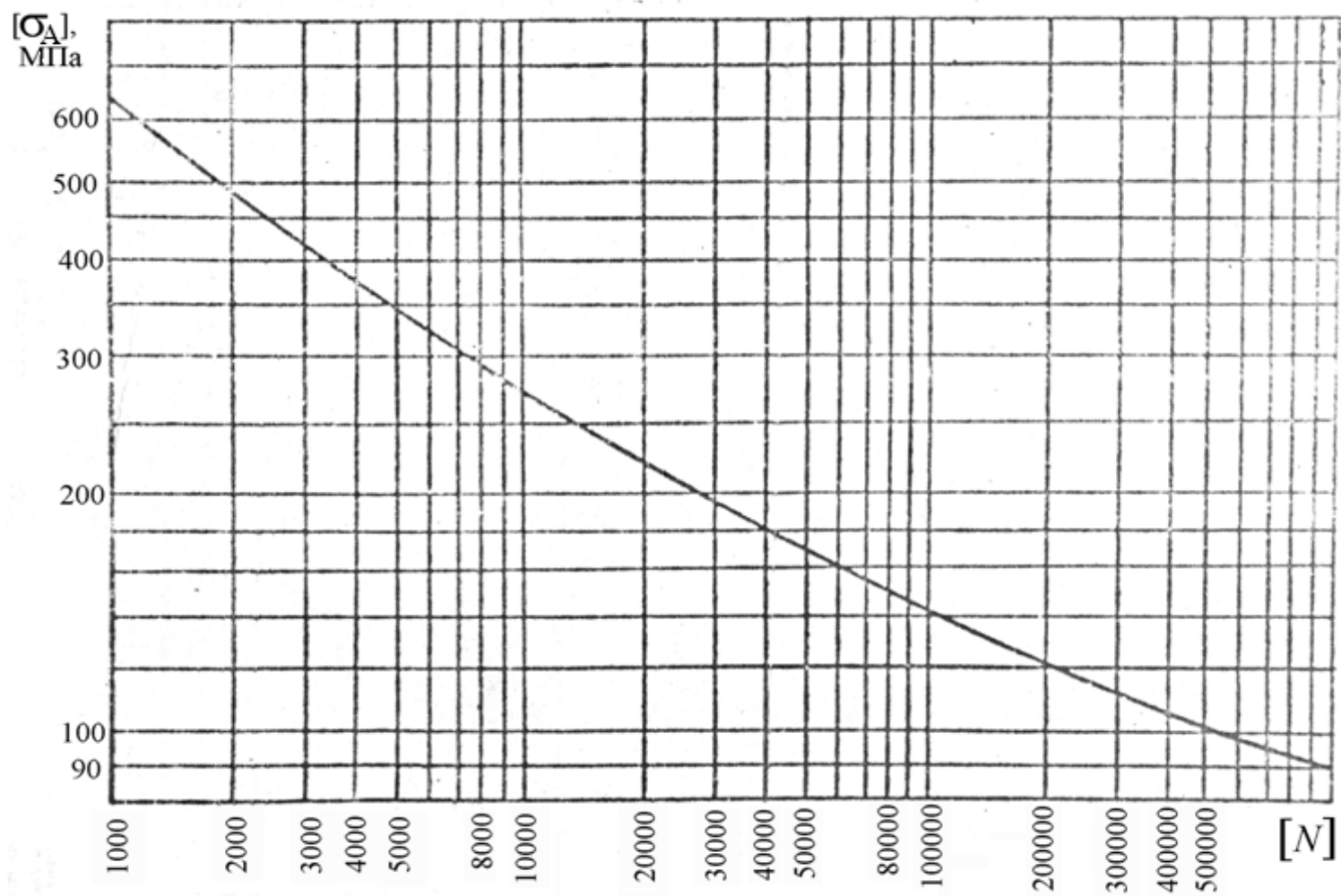


Рис. 9.12. Расчетная кривая усталости для углеродистых сталей до температуры 380 °C

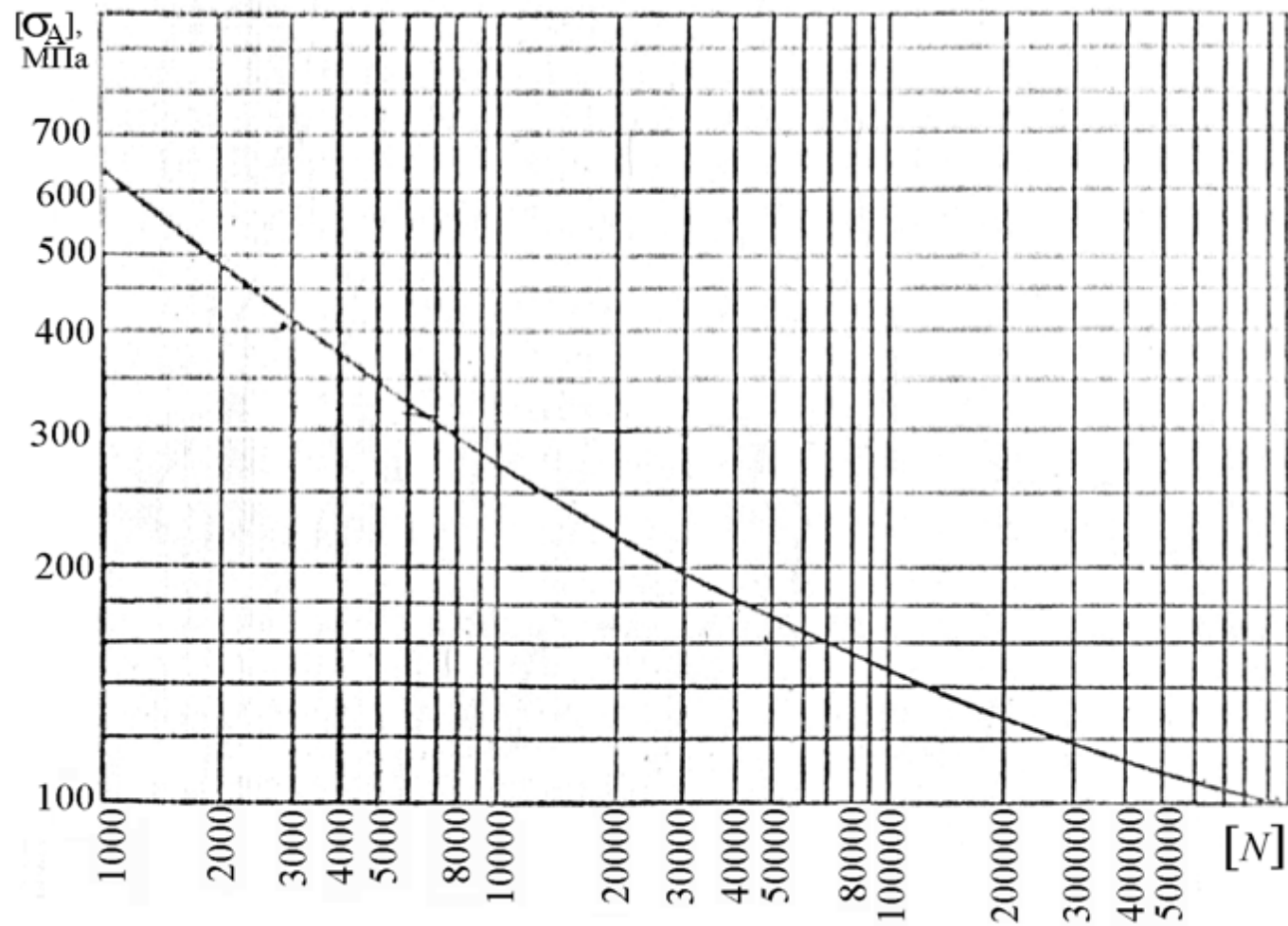


Рис. 9.13. Расчетная кривая усталости для низколегированных сталей до температуры 420 °C



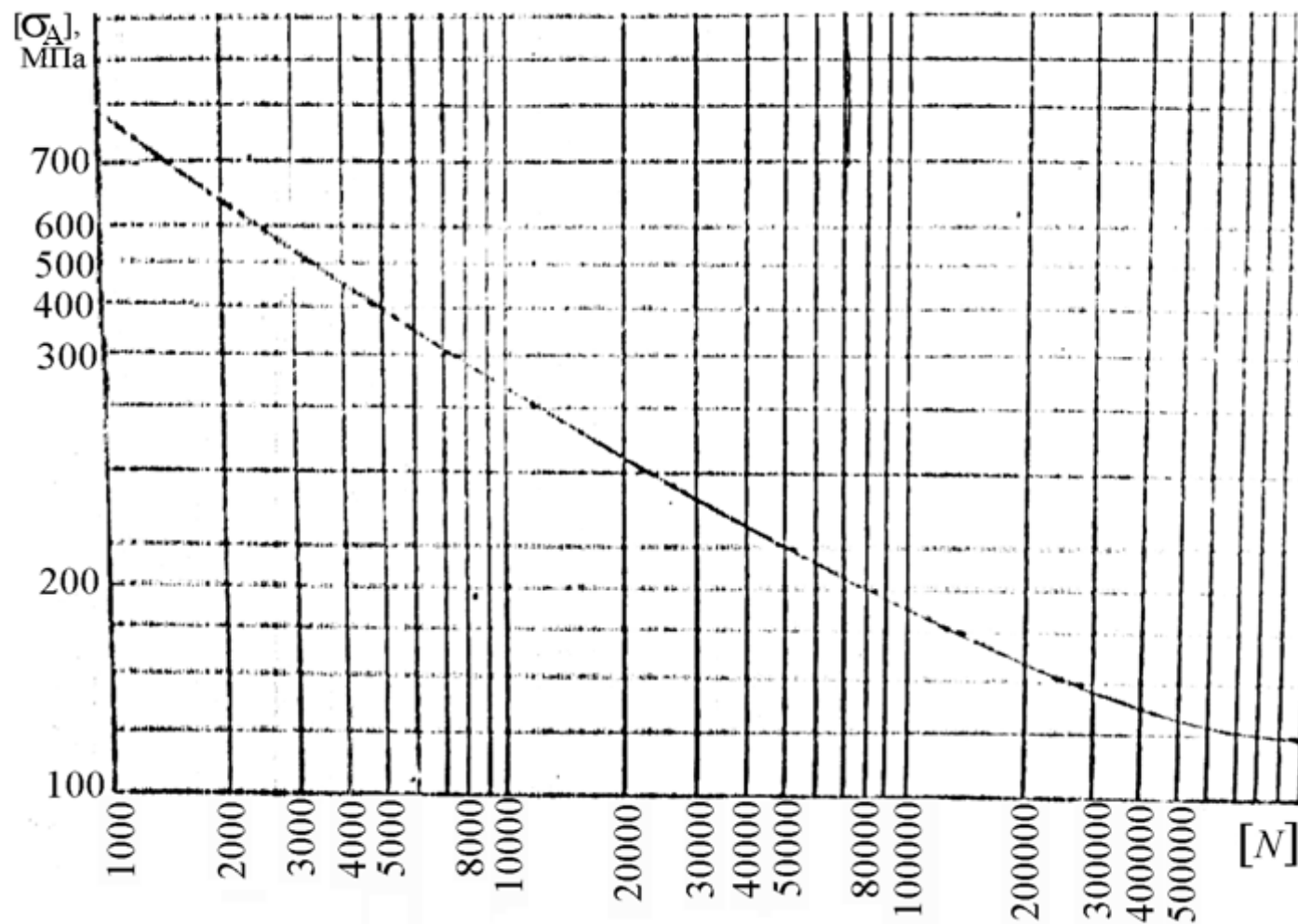


Рис. 9.14 .Расчетная кривая усталости для аустенитных сталей до температуры 525 °C

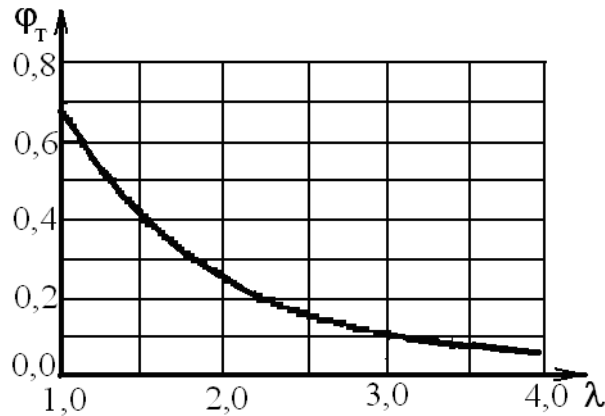


Рис. 9.15

## 9.2. Теплообменные аппараты с U-образными трубами, плавающей головкой и с компенсатором на плавающей головке

Толщина трубной решетки (мм) определяется по формуле

$$s_P = \frac{D_{\text{сп}}}{4,2} \cdot \sqrt{\frac{P}{\phi_P [\sigma]_P}} + c, \quad (9.56)$$

где  $P = \max \{|P_M|; |P_T|; |P_T - P_M|\}$ .

При этом должны выполняться следующие требования:

- толщина трубной решетки для одноходовых теплообменников должна обеспечивать возможность крепления труб в решетке, т. е.

$$s_P \geq 0,5 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P_T - P_M}{[\sigma]_P}} + c;$$

- толщина трубной решетки в сечении канавки под перегородки в многоходовых теплообменниках должна быть не менее, мм,

$$s_N \geq (s_P - c) \cdot \max \left\{ \left[ 1 - \sqrt{\frac{d_0}{b_N} \cdot \left( \frac{t_N}{t_P} - 1 \right)} \right]; \sqrt{\phi_P} \right\} + c,$$

где  $d_0$  - диаметр отверстия в решетке;

$b_N$  - ширина паза под прокладку, мм;

$t_N$  - шаг расположения отверстий в зоне паза, мм;

$t_P$  - шаг расположения отверстий в решетке, мм;

$\phi_P$  - коэффициент ослабления решетки,

$$\phi_P = 1 - \frac{d_0}{t_P}.$$

## Раздел III

# РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ КОЛОННЫ

### ВВЕДЕНИЕ

Ректификация – процесс разделения однородной смеси летучих компонентов, осуществляемый путем противоточного многократного взаимодействия паров, образующихся при перегонке, с образующейся жидкостью при конденсации этих паров.

Разделение жидкой смеси основано на различной летучести веществ. При ректификации исходная смесь делится на две части: дистиллят – смесь, обогащенную низкокипящим компонентом (НKK), и кубовый остаток – смесь, обогащенную высококипящим компонентом (ВKK).

Процесс ректификации осуществляется в ректификационной установке (см. рис. В.1), основным аппаратом которой является ректификационная колонна, в которой пары перегоняемой жидкости поднимаются снизу, а навстречу парам стекает жидкость, подаваемая в виде флегмы в верхнюю часть аппарата.

Процесс ректификации может протекать при атмосферном давлении, а также при давлениях выше и ниже атмосферного. Под вакуумом ректификацию проводят, когда разделению подлежат высококипящие жидкие смеси. Повышенное давление применяют для разделения смесей, находящихся в газообразном состоянии при более низком давлении. Атмосферное давление принимают преимущественно при разделении смесей, имеющих температуру кипения от 30 до 150 °С.

Степень разделения смеси жидкостей на составляющие компоненты и чистота получаемых дистиллята и кубового остатка зависят от того, насколько развита поверхность контакта фаз, от количества подаваемой на орошение флегмы и устройства ректификационной колонны.

В промышленности применяют тарельчатые, насадочные, пленочные трубчатые и центробежные пленочные аппараты. Они различаются в основном конструкцией внутреннего устройства аппарата, назначение которого – обеспечение взаимодействия жидкости и пара.

Преимущественное использование тарельчатых колонн в процессах перегонки объясняется их значительно большей производительностью по сравнению с насадочными.

При выборе ректификационной колонны для проектируемого разделения следует иметь в виду, что тарельчатые колонны очень малого диаметра значительно дороже соответствующих насадочных колонн,

однако по мере увеличения диаметра стоимость насадочных колонн возрастает значительно быстрее. Приблизительно можно считать, что стоимость насадочной колонны растет пропорционально квадрату диаметра, а колпачковой – диаметру в первой степени. Следовательно, за пределами некоторого граничного значения диаметра использование тарельчатых колонн должно быть более экономичным.

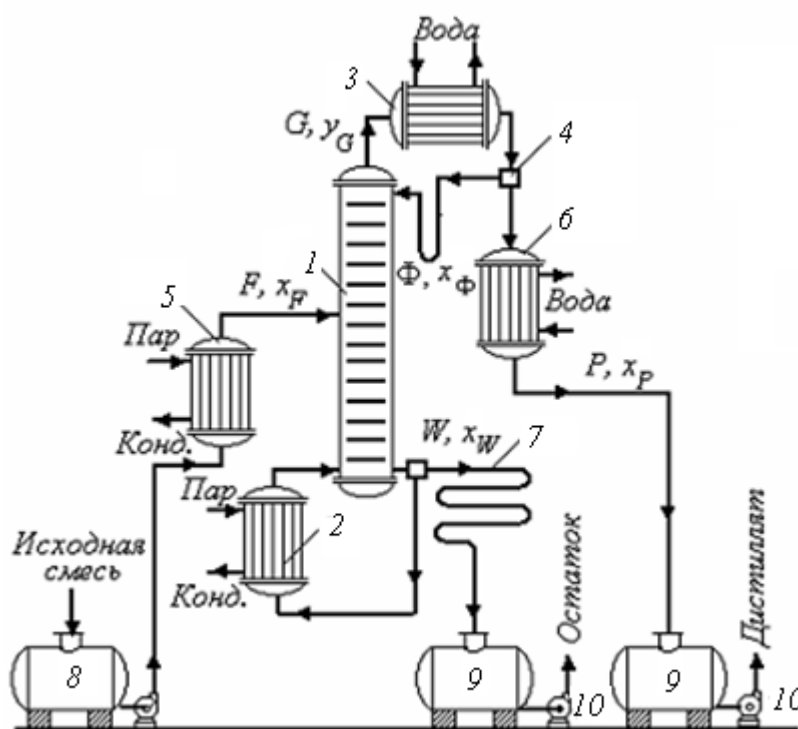


Рис. В.1. Схема непрерывно действующей ректификационной установки:  
 1 – ректификационная колонна; 2 – кипятильник; 3 – дефлегматор; 4 – делитель флегмы; 5 – подогреватель исходной смеси; 6 – холодильник дистиллята;  
 7 – холодильник остатка; 8 – емкость исходной смеси; 9 – сборники; 10 – насосы

Длительный опыт промышленной эксплуатации насадочных колонн показал целесообразность их использования при диаметрах не более 0,8 м. При дальнейшем увеличении диаметра насадочной колонны ухудшается равномерное распределение флегмы по насадке, образуются каналы, по которым преимущественно устремляется флегма, и эффективность колонны резко снижается.

Наиболее распространены колпачковые тарельчатые колонны, хотя в последнее время получили преимущество ситчатые, клапанные, чешуйчатые и другие более эффективные виды барботажных устройств, главным назначением которых является максимальное развитие межфазного контакта, что способствует интенсификации массообмена меж-

ду парами и флегмой. Помимо этого, выбор типа контактного устройства определяется и такими факторами, как экономия материала; стоимость, легкость изготовления, чистки и ремонта; стойкость к коррозии; малое падение напора при прохождении паров, ширина диапазона устойчивой работы тарелки.

Расчет ректификационной установки включает в себя определение расхода дистиллята и кубового остатка, размеров ректификационной колонны и ее гидравлического сопротивления, тепловой расчет колонны, дефлегматора, кипятильника, подогревателя исходной смеси и холодильников дистиллята и кубового остатка.

Для упрощения расчетов принимают следующие допущения:

1. Число молей пара, движущегося в аппарате снизу вверх, одинаково в любом сечении аппарата (это количество пара образуется в кубе и поступает в дефлегматор); количество стекающей жидкости в верхней части колонны равно количеству флегмы, в нижней – количеству флегмы и исходной смеси.

2. При конденсации пара на верхней тарелке и в дефлегматоре не происходит существенного изменения состава; следовательно, состав пара, уходящего из ректификационной колонны, равен составу дистиллята, т. е.  $y_p = x_p$ .

3. Состав пара, поднимающегося из перегонного куба в колонну, равен составу жидкости, стекающей в куб из нижней части колонны, т. е.  $y_w = x_w$ .

4. Молярные теплоты испарения обоих компонентов равны (теплоты смешения компонентов разделяемой смеси равны нулю).

5. Исходная смесь подается нагретой до температуры кипения в колонну на питающую тарелку.

6. В процессе ректификации отсутствуют материальные потери.

7. Обогрев проводится глухим водяным паром.

При расчете процессов ректификации составы потоков в ректификационной колонне могут быть заданы в массовых или молярных долях или процентах. Пересчет массовых долей в молярные для двухкомпонентных смесей:

$$x_A = \frac{\frac{X_A}{M_A}}{\frac{X_A}{M_A} + \frac{1 - X_A}{M_B}}; \quad x_B = \frac{\frac{X_B}{M_B}}{\frac{X_B}{M_B} + \frac{1 - X_B}{M_A}}. \quad (\text{B.1})$$

Пересчет молярных долей в массовые:

$$X_A = \frac{x_A M_A}{M_{\text{см}}}; \quad X_B = \frac{x_B M_B}{M_{\text{см}}}, \quad (\text{B.2})$$

где  $M_A, M_B, M_{\text{см}}$  – молярные массы компонентов и смеси, кг/кмоль;  
 $X_A, x_A, X_B, x_B$  – массовые и молярные доли компонентов  $A$  и  $B$ .  
 Молярная масса смеси

$$M_{\text{см}} = x_A M_A + (1 - x_A) M_B. \quad (\text{В.3})$$

## 1. МАТЕРИАЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ

### 1.1. Материальный баланс

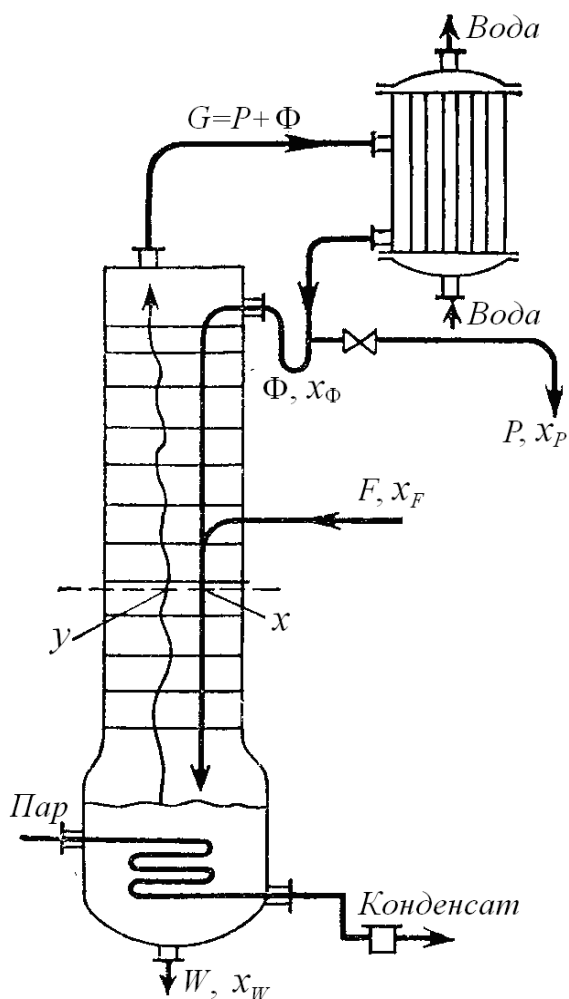


Рис. 1.1. Схема материальных потоков ректификационной колонны

Схема материальных потоков при непрерывной ректификации бинарной смеси представлена на рис. 1.1. Здесь приняты следующие обозначения:  $G$  – расход паровой фазы, который впоследствии делится на потоки флегмы ( $\Phi$ ) и дистиллята ( $P$ );  $W$  – расход кубового остатка;  $F$  – расход исходной смеси компонентов. Чаще всего расходы выражаются молярными единицами (моль/с).

Расчет материального баланса чаще всего ведется по низкокипящему компоненту (НКК), потому его молярные доли обозначаются через  $x$  – для жидкой фазы и  $y$  – для паровой.

Так как поток флегмы в аппарате зациклен, то материальный расчет производится лишь по потокам на входе в колонну и выходе из нее. Баланс может быть составлен по всему количеству разгоняемой смеси и по одному из компонентов. Система из двух

уравнений материального баланса имеет следующий вид:

$$\begin{cases} F = P + W; \\ Fx_F = Px_P + Wx_W. \end{cases} \quad (1.1)$$

В систему входит шесть величин, любые две из которых можно определить решением системы двух уравнений, в зависимости от условий

задачи. Если, например, неизвестны расходы дистиллята и кубового остатка, то их можно определить выражениями

$$P = F \frac{x_F - x_W}{x_P - x_W}; \quad W = F \frac{x_P - x_F}{x_P - x_W}.$$

**ПРИМЕР 3.1.** Определить расходы дистиллята и кубового остатка в массовых и молярных единицах, если ректификации подвергается смесь этилового спирта с водой при  $F_g = 2$  кг/с;  $X_F = 0,60$ ;  $X_P = 0,85$ ;  $X_W = 0,008$ .

**РЕШЕНИЕ.** Для массовых расходов

$$P_g = 2 \frac{0,60 - 0,08}{0,85 - 0,08} = 1,351 \text{ кг/с};$$

$$W_g = 2 - 1,351 = 0,649 \text{ кг/с}.$$

Для расчета расходов в молярных концентрациях необходимо знание молярных масс компонентов. Для воды – это 0,018 кг/моль и для спирта – 0,046 кг/моль. Тогда

$$F = 2 \left( \frac{0,60}{0,046} + \frac{0,40}{0,018} \right) = 70,53 \text{ моль/с}.$$

Для расчета расходов дистиллята и кубового остатка необходимо произвести перерасчет концентраций из массовых единиц в молярные:

$$x_F = \frac{0,60}{0,60 + (1 - 0,60) \cdot 0,046/0,018} = 0,3699;$$

$$x_W = \frac{0,08}{0,08 + (1 - 0,08) \cdot 0,046/0,018} = 0,0329;$$

$$x_P = \frac{0,85}{0,85 + (1 - 0,85) \cdot 0,046/0,018} = 0,6892.$$

После этого расходы дистиллята и кубового остатка будут равны

$$P = 70,53 \frac{0,3699 - 0,0329}{0,6892 - 0,0329} = 36,22 \text{ моль/с};$$

$$W = 70,53 - 36,22 = 34,31 \text{ моль/с}.$$

## 1.2. Равновесие при ректификации

По степени растворимости компонентов смеси жидкости подразделяют на взаиморастворимые в любых соотношениях, частично растворимые и практически взаимонерастворимые. В свою очередь, смеси со взаиморастворимыми компонентами в любых соотношениях делятся на *идеальные* растворы, подчиняющиеся закону Рауля; *неидеальные* рас-

творы – смеси, частично отклоняющиеся от закона Рауля, но не образующие смесей с постоянной температурой кипения (азеотропов), и неидеальные растворы – значительно отклоняющиеся от закона Рауля и образующие смеси с постоянной температурой кипения (азеотропы).

Смесь двух взаимнорастворимых жидкостей представляет систему, состоящую из двух фаз и двух компонентов. По правилу фаз Гиббса

$$C = K + \Phi - 2 = 2 + 2 - 2 = 2.$$

Эта смесь имеет две степени свободы из трех (давление  $P$ , температура  $t$  и концентрация  $x$ ). Однако при анализе и расчете процессов ректификации одну из переменных обычно закрепляют и строят диаграмму в плоской системе координат. При этом возможны три следующих варианта фазовых диаграмм:  $P - t$  ( $x = \text{const}$ ),  $P - x$  ( $t = \text{const}$ ),  $t - x$  ( $P = \text{const}$ ).

Для технических расчетов наиболее важной является диаграмма  $t - x, y$ , т. к. процессы ректификации в промышленных аппаратах протекают при постоянном давлении ( $P = \text{const}$ ). На этой диаграмме (рис. 1.2) по оси абсцисс отложены концентрации жидкой ( $x$ ) и паровой ( $y$ ) фаз, отвечающие различным температурам.

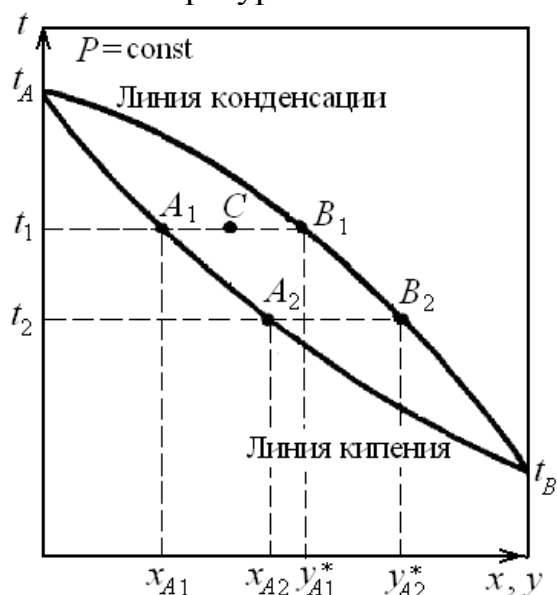


Рис. 1.2. Фазовая диаграмма  $t - x, y$

По закону Дальтона

$$p_A = P y_A^*,$$

где  $p_A$  – парциальное давление компонента  $A$  в паровой фазе;

$P$  – общее давление в системе;

$y_A^*$  – равновесное содержание компонента  $A$  в паровой фазе.

Тогда с учетом того, что



$$p_A = P_A x_A,$$

где  $x_A$  – концентрация компонента  $A$  в жидкой фазе;

$P_A$  – давление паров чистого компонента  $A$  при данной температуре и давлении;

$$y_A^* = \frac{P_A}{P} = \frac{P_A}{P} x_A. \quad (1.2)$$

Дальнейшие преобразования приведут к следующей закономерности:

$$P = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A) = P_B + (P_A - P_B) x_A, \quad (1.3)$$

откуда

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (1.4)$$

По уравнению (1.4), по известным  $P_A$  и  $P_B$  при заданной температуре  $t_1$  и  $t_2$  и т. д., находят  $x_{A1}$ ,  $x_{A2}$  и т. д. Затем по уравнению (1.2) определяют соответствующие равновесные содержания компонента  $A$  в паре, по которым строят линии кипения жидкости (кривая  $t_A A_1 A_2 t_B$ ) и конденсации пара (кривая  $t_A B_1 B_2 t_B$ ).

Точки, лежащие на кривой  $t_A A_1 A_2 t_B$ , отвечают жидкой фазе, находящейся при температуре кипения. Любая точка, лежащая ниже этой кривой, характеризует систему, состоящую только из жидкой фазы. Аналогично любая точка, лежащая выше кривой  $t_A B_1 B_2 t_B$ , характеризует систему, температура которой выше температуры начала конденсации пара.

Точки, лежащие между кривыми кипения и конденсации (например, точка  $C$  на рис. 1.2), отвечают равновесным парожидкостным системам.

Обычно при расчете массообменных процессов фактические или рабочие концентрации распределяемого между фазами вещества заданы. Чтобы определить направление процесса и его скорость, необходимо знать равновесные концентрации при рабочих условиях или зависимость равновесных концентраций  $y^*$  распределяемого вещества в одной фазе от рабочей концентрации  $x$  в другой, т. е.

$$y^* = f(x), \quad (1.5)$$

например,

$$y^* = m x^n, \quad (1.6)$$

где  $m$  и  $n$  – величины, определяемые опытным путем.

Значение  $m$  зависит от физико-химических свойств системы, от температуры, давления, а часто и от концентрации распределяемого между фазами вещества. Поэтому на диаграмме в координатах  $y$ – $x$  ли-

нии равновесия, описываемые зависимостями (1.5) или (1.6), могут иметь вид кривых (см. рис. 1.3).

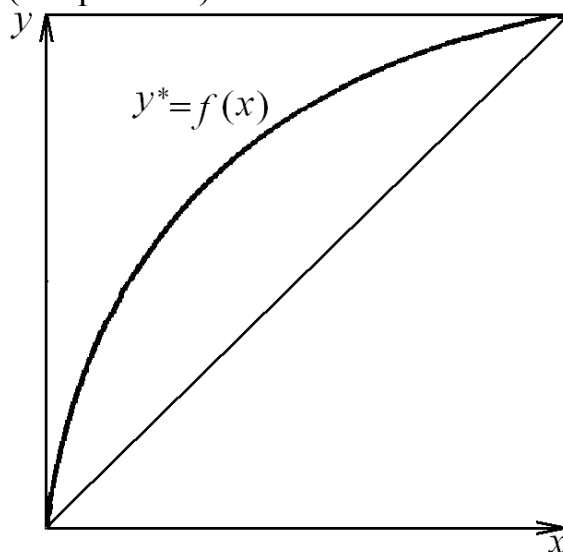


Рис. 1.3. Кривая линии фазового равновесия

Используя уравнение (1.3), можем получить

$$y_A^* = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)}.$$

Поделив (1.4) на  $P_B$  и обозначив  $P_A/P_B$  через  $\alpha$  (где  $\alpha$  – относительная летучесть компонентов), получим

$$y_A^* = \frac{\alpha x_A}{\alpha x_A + 1 - x_A} = \frac{\alpha x_A}{1 + x_A(\alpha - 1)}. \quad (1.7)$$

Это уравнение является уравнением кривой линии. Отметим, что коэффициенты относительной летучести мало изменяются с изменением температуры и снижаются при увеличении давления в системе, что приводит к ухудшению условий разделения смеси.

Одним из методов определения давления насыщенного пара чистого компонента ( $P_A$  или  $P_B$ ) является уравнение Антуана [III, 8]

$$\ln p_0 = A - \frac{B}{T + C}, \quad (1.8)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $C$  – коэффициенты Антуана.

Эти коэффициенты определяются по специальным таблицам для каждого вещества (см., например, [III, 8]). При этом необходимо учитывать, в каких единицах будет получено давление. Так в [III, 8] оно выражается в мм рт. ст.

Если для данной системы закон равновесного распределения вещества между фазами неприменим, то эту зависимость можно найти по справочникам (см., например, [III, 2]) и построить соответствующую

кривую на фазовой диаграмме. Чаще приходится пользоваться экспериментальными данными, т. к. законы распределения получены для идеальных систем.

Так как табличные данные равновесия в литературе чаще всего даются при одном определенном давлении (обычно 760 мм рт. ст.), то возникает необходимость пересчета равновесных концентраций на давление, отличное от табличного. Для такого преобразования необходимо использовать коэффициенты активности компонентов в растворе.

Связь между коэффициентами активности и составом определяется уравнением Гиббса – Дюгема. Если все коэффициенты активности в смеси вычислить при постоянных температуре  $T$  и давлении  $P$ , то справедливо соотношение

$$\sum_{i=1}^N x_i \ln \gamma_i = 0.$$

При известной избыточной энергии Гиббса  $g^E$  будем иметь

$$\frac{g^E}{RT} = \sum_{i=1}^N x_i \ln \gamma_i.$$

Наиболее известны среди аналитических функций, выражающих коэффициенты активности через некие константы, - уравнения Ван-Лаара и Вильсона.

Уравнение Ван-Лаара –

$$\frac{g^E}{RT} = \frac{Ax_1x_2}{x_1 \frac{A}{B} + x_2}, \quad (1.9)$$

откуда

$$\ln \gamma_1 = A \left( 1 + \frac{A}{B} \cdot \frac{x_1}{x_2} \right)^{-2}; \quad \ln \gamma_2 = B \left( 1 + \frac{B}{A} \cdot \frac{x_2}{x_1} \right)^{-2}. \quad (1.10)$$

Константы  $A$  и  $B$  можно рассчитать по постоянным Ван-дер-Ваальса  $a$  и  $b$ :

$$A = \frac{b_1}{RT} \left( \sqrt{\frac{a_1}{b_1}} - \sqrt{\frac{a_2}{b_2}} \right)^2; \quad B = \frac{b_2}{RT} \left( \sqrt{\frac{a_1}{b_1}} - \sqrt{\frac{a_2}{b_2}} \right)^2.$$

Аналогично по преобразованным уравнениям (3.1.10)

$$A = \ln \gamma_1 \left( 1 + \frac{x_2 \ln \gamma_2}{x_1 \ln \gamma_1} \right)^2; \quad B = \ln \gamma_2 \left( 1 + \frac{x_2 \ln \gamma_1}{x_1 \ln \gamma_2} \right)^2. \quad (1.11)$$

Уравнение (1.11) можно использовать в том случае, если известна только одна точка равновесия при  $T$ - $y$ - $x$ , например, чаще всего – азеотропная.

Уравнение Вильсона -

$$\frac{g^E}{RT} = -x_1 \ln(x_1 + \Lambda_{12}x_2) - x_2 \ln(x_2 + \Lambda_{21}x_1). \quad (1.12)$$

Далее так же, как и ранее,

$$\ln \gamma_1 = -\ln(x_1 + \Lambda_{12}x_2) - x_2 \left( \frac{\Lambda_{12}}{x_1 + x_2\Lambda_{12}} - \frac{\Lambda_{21}}{x_2 + x_1\Lambda_{21}} \right); \quad (1.13)$$

$$\ln \gamma_2 = -\ln(x_2 + \Lambda_{21}x_1) - x_1 \left( \frac{\Lambda_{12}}{x_1 + x_2\Lambda_{12}} - \frac{\Lambda_{21}}{x_2 + x_1\Lambda_{21}} \right). \quad (1.14)$$

Связь коэффициентов активности и состава выразится уравнением

$$\ln \gamma_i = 1 - \ln \left( \sum_{j=1}^N x_j \Lambda_{ij} \right) - \sum_{k=1}^N \left( \frac{x_k \Lambda_{ki}}{\sum_{j=1}^N x_j \Lambda_{kj}} \right). \quad (1.15)$$

Идеальным раствором является тот раствор, для которого  $\Lambda_{12}=\Lambda_{21}=1$ . Таким образом, отклонение этих параметров от единицы указывает на неидеальность раствора. Если  $\Lambda_{12}$  и  $\Lambda_{21}$  больше единицы, то раствор проявляет отрицательные отклонения от идеальности ( $g^E < 0$ ) и, наоборот, если  $\Lambda_{12}$  и  $\Lambda_{21}$  меньше единицы, то раствор проявляет положительные отклонения от идеальности ( $g^E > 0$ ).

**ПРИМЕР 3.2.** Вычислить равновесные составы фаз и построить кривую равновесия  $x$ - $y^*$  для смеси бензол-толуол при атмосферном давлении, полагая, что смесь отвечает закону Рауля. Рассчитать равновесные составы, используя также относительную летучесть компонентов.

**РЕШЕНИЕ.** Для вычисления равновесных составов фаз используем законы Рауля и Дальтона:

$$\begin{aligned} p_{\text{б}} &= P_{\text{б}}x; & p_{\text{т}} &= P_{\text{т}}(1-x); \\ P &= p_{\text{б}} + p_{\text{т}} = P_{\text{б}}x + P_{\text{т}}(1-x), \end{aligned}$$

откуда

$$x = \frac{P - P_{\text{т}}}{P_{\text{б}} - P_{\text{т}}},$$

тогда

$$y^* = \frac{P_{\text{б}}}{P} x.$$

Результаты расчета помещены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_6, \text{кПа}$	$P_T, \text{кПа}$	$P, \text{кПа}$	$x = \frac{P - P_T}{P_6 - P_T},$ мол. доли	$y^* = \frac{P_6^*}{P} x,$ мол. доли
80	101,325	39,997	101,325	1	1
84	113,521	44,396	101,325	0,823	0,922
88	127,590	50,596	101,325	0,659	0,830
92	143,722	57,595	101,325	0,508	0,720
96	160,520	65,661	101,325	0,376	0,596
100	179,185	74,527	101,325	0,256	0,453
104	199,317	83,326	101,325	0,155	0,304
108	221,182	93,926	101,325	0,058	0,128
110	233,048	101,325	101,325	0	0

Расчет по относительным летучестям для трех температур:

$$\alpha_{84} = \frac{113521}{44396} = 2,557; \quad \alpha_{92} = \frac{143722}{57595} = 2,495;$$

$$\alpha_{104} = \frac{199317}{83826} = 2,378.$$

Среднее значение  $\alpha=2,477$ . Определим значения равновесной концентрации пара при значениях  $x = 0,823$ . По уравнению (1.6)

$$y_A^* = \frac{\alpha x_A}{1 + x_A(\alpha - 1)} = \frac{2,477 \cdot 0,823}{1 + 0,823(2,477 - 1)} = 0,920.$$

Совпадение с предыдущим расчетом достаточно приемлемое. Погрешность менее 1 %.

**ПРИМЕР 3.3.** По экспериментальным данным для пяти точек в системе *n*-пропанол (1) – вода (2) при 101,3 кПа рассчитать данные для построения диаграммы  $T$ – $y$ – $x$  при 1315,79 кПа. Исходные данные в табл. 1.2.

Таблица 1.2

$100x_1$	$100y_1$	$T, ^\circ\text{C}$
7,5	37,5	89,05
17,9	38,8	87,95
48,2	43,8	87,80
71,2	56,0	89,20
85,0	68,5	91,70

РЕШЕНИЕ. Определим для каждой из температур давления паров чистых компонентов по уравнению Антуана. Коэффициенты Антуана равны для компонентов:

$$\begin{array}{llll} \text{для } n\text{-пропанола} & A_1=22,4367; & B_1=3166,38; & C_1=-80,15; \\ \text{для воды} & A_2=23,1964; & B_2=3816,44; & C_2=-46,13. \end{array}$$

По давлениям паров чистых компонентов и общему давлению 101,32 кПа определим коэффициенты активности, а по ним – избыточную энергию Гиббса. Результаты расчетов сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

$x_1$	$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\frac{x_1 x_2 R T}{g^E}$
0,075	6,64	1,0	0,446
0,179	3,10	1,17	0,448
0,482	1,31	1,71	0,615
0,712	1,07	2,28	0,720
0,850	0,99	2,85	0,848

Составим уравнение по Ван-Лаару и получим коэффициенты методом наименьших квадратов. В результате  $A = 2,6$ ;  $B = 1,13$ . Коэффициенты активности рассчитываются по уравнению Ван-Лаара:

$$\begin{aligned} \ln \gamma_1 &= 2,6 \cdot \left( 1 + 2,3 \frac{x_1}{1-x_1} \right)^{-2}; \\ \ln \gamma_2 &= 1,13 \cdot \left[ 1 + \frac{x_1}{2,3(1-x_1)} \right]^{-2}. \end{aligned}$$

Чтобы получить данные о равновесии *пар – жидкость* при абсолютном давлении 1315,79 кПа, следует решить систему нелинейных уравнений вида

$$\begin{cases} y_1 = \frac{\gamma_1 x_1 P_1(T)}{1315790}; \\ 1 - y_1 = \frac{\gamma_2 (1 - x_1) P_2(T)}{1315790}. \end{cases}$$

Имея значения давлений, можно определить по уравнению Антуана температуру кипения смеси

$$T = \frac{B}{A - \ln P} - C \ln P.$$

С другой стороны, можно составить систему нелинейных уравнений в виде

$$\begin{cases} y_1 = \frac{\gamma_1 x_1}{1315790} \exp\left(A - \frac{B}{T + C}\right); \\ 1 - y_1 = \frac{\gamma_2 (1 - x_1)}{1315790} \exp\left(A - \frac{B}{T + C}\right) \end{cases}$$

и, решив ее, получить значения температур и концентраций компонентов в газовой фазе.

Результаты расчетов представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

$x_1$	$y_1$	$\gamma_1$	$\gamma_2$	$T, ^\circ\text{C}$
0,05	0,316	7,92	1,01	98,4
0,2	0,405	2,85	1,16	95,3
0,4	0,422	1,50	1,51	95,0
0,6	0,448	1,14	1,98	95,5
0,8	0,646	1,02	2,51	98,2
0,9	0,785	1,01	2,79	100,6

**ПРИМЕР 3.4.** По экспериментальным данным для системы метил-ацетат (1) – метанол (2) при 0,7875 МПа рассчитать коэффициенты Вильсона и коэффициенты активности при значении  $x_1 = x_2 = 0,5$ . При значениях концентраций  $x_1 = 0,736$ ,  $x_2 = 0,264$  коэффициенты активности равны  $\gamma_1 = 1,0224$  и  $\gamma_2 = 1,3983$ .

**РЕШЕНИЕ.** Произведем расчет методом Ньютона – Рафсона. Для этого составим функции коэффициентов активности ( $f$  и  $g$ )

$$\begin{cases} f = \ln \gamma_1 + \ln(x_1 + \Lambda_{12}) - x_2 \left( \frac{\Lambda_{12}}{x_1 + \Lambda_{12}} - \frac{\Lambda_{21}}{x_2 + x_1 \Lambda_{21}} \right); \\ g = \ln \gamma_2 + \ln(x_2 + \Lambda_{21}) - x_1 \left( \frac{\Lambda_{12}}{x_1 + \Lambda_{12}} - \frac{\Lambda_{21}}{x_2 + x_1 \Lambda_{21}} \right). \end{cases}$$

Производные этих функций имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial \Lambda_{12}} = f_1 &= \Lambda_{12} \left( \frac{x_2}{x_1 + x_2 \Lambda_{12}} \right)^2; \quad \frac{\partial f}{\partial \Lambda_{21}} = f_2 = \left( \frac{x_2}{x_2 + x_1 \Lambda_{21}} \right)^2; \\ \frac{\partial g}{\partial \Lambda_{12}} = g_1 &= \left( \frac{x_1}{x_1 + x_2 \Lambda_{12}} \right)^2; \quad \frac{\partial g}{\partial \Lambda_{21}} = g_2 = \Lambda_{21} \left( \frac{x_1}{x_2 + x_1 \Lambda_{21}} \right)^2. \end{aligned}$$

Введем начальные приближения коэффициентов Вильсона  $\Lambda_{12}=\Lambda_{21}=0,5$ .  
С учетом начальных приближений и поправок имеем

$$\Lambda_{12}^{i+1} = \Lambda_{12}^i + h; \quad \Lambda_{21}^{i+1} = \Lambda_{21}^i + k,$$

где

$$h = \frac{fg_2 - gf_2}{d}; \quad k = \frac{f_1g - fg_1}{d}; \quad d = f_2g_1 - f_1g_2.$$

Условием минимизации расхождения двух итераций является следующее:

$$\varepsilon \geq \frac{h}{\Lambda_{12}}; \quad \varepsilon \geq \frac{k}{\Lambda_{21}}.$$

Примем значение  $\varepsilon = 0,0001$ , тогда после пяти итераций получим

$$\Lambda_{12} = 0,29236; \quad \Lambda_{21} = 1,2671.$$

Далее по уравнениям (1.13) и (1.14) получим:

- для  $\gamma_1$

$$\begin{aligned} \ln \gamma_1 &= -\ln(0,5 + 0,5 \cdot 0,29236) - \\ &- 0,5 \left( \frac{0,29236}{0,5 + 0,5 \cdot 0,29236} - \frac{1,2671}{0,5 + 0,5 \cdot 1,2671} \right) = 0,58864; \end{aligned}$$

- для  $\gamma_2$

$$\begin{aligned} \ln \gamma_2 &= -\ln(0,5 + 0,5 \cdot 1,2671) - \\ &- 0,5 \left( \frac{0,29236}{0,5 + 0,5 \cdot 0,29236} - \frac{1,2671}{0,5 + 0,5 \cdot 1,2671} \right) = 0,20733, \end{aligned}$$

откуда  $\gamma_1 = 1,80153$  и  $\gamma_2 = 1,23039$ .

### 1.3. Построение рабочих линий

Количество пара, поднимающегося вверх по колонне,

$$G = \Phi + P. \quad (1.16)$$

Отношение количества флегмы  $\Phi$  к количеству дистиллята  $P$  называется флегмовым числом:

$$R = \frac{\Phi}{P}. \quad (1.17)$$

Таким образом, количество поднимающегося пара

$$G = PR + P = P(R + 1). \quad (1.18)$$

Количество стекающей жидкости в верхней (укрепляющей) части колонны равно количеству флегмы:

$$L_b = \Phi = PR. \quad (1.19)$$



Количество стекающей жидкости в нижней (исчерпывающей) части колонны равно количеству флегмы и поступающей на ректификацию смеси:

$$L_H = \Phi + F = PR + F. \quad (1.20)$$

Обозначив  $F/P = f$ , получим для нижней (исчерпывающей) части колонны

$$L_H = \Phi + Pf = PR + Pf = P(R + f). \quad (1.21)$$

Уравнение материального баланса по НКК:

- для верхней (укрепляющей) части колонны

$$Gy + Lx_2 = Gy_2 + Lx; \quad (1.22)$$

- для нижней (исчерпывающей) части колонны

$$Gy_1 + Lx = Gy + Lx_1. \quad (1.23)$$

Учитывая, что  $x_2 = y_2 = x_P$ ;  $y_1 = x_1 = x_W$ , и подставляя выражения  $G$  и  $L$  из уравнений (1.10) - (1.13), решим уравнения (1.14) и (1.15) относительно  $y$ :

- для укрепляющей части колонны

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_P}{R+1} = A_1x + B_1; \quad (1.24)$$

- для исчерпывающей части колонны

$$y = \frac{R+f}{R+1}x - \frac{f-1}{R+1}x_W = A_2x + B_2. \quad (1.25)$$

Уравнения (1.24) и (1.25) – это уравнения линий рабочих концентраций для верхней и нижней части ректификационной колонны. В уравнении (1.24) величина  $A_1$  представляет собой тангенс угла наклона линии рабочих концентраций укрепляющей части колонны, а величина  $B_1$  – отрезок, отсекаемый на оси ординат. Аналогично в уравнении (1.25) величина  $A_2$  представляет собой тангенс угла наклона линии рабочих концентраций исчерпывающей части колонны, а величина  $B_2$  – отрезок, отсекаемый на оси ординат.

#### 1.4. Определение флегмового числа

В уравнения рабочих линий входит  $R$  – рабочее флегмовое, которое в принципе может изменяться от минимального значения до бесконечности.

Минимальному флегмовому числу  $R_{\min}$  соответствует положение линий рабочих концентраций  $AB$  и  $BC$  (см. рис. 1.4, а), откуда можно получить

$$R_{\min} = \frac{x_P^* - y_F^*}{y_F^* - x_F}. \quad (1.26)$$

Работать с минимальным флегмовым числом принципиально невозможно, т. к. в этом случае рабочие и равновесные концентрации равны.

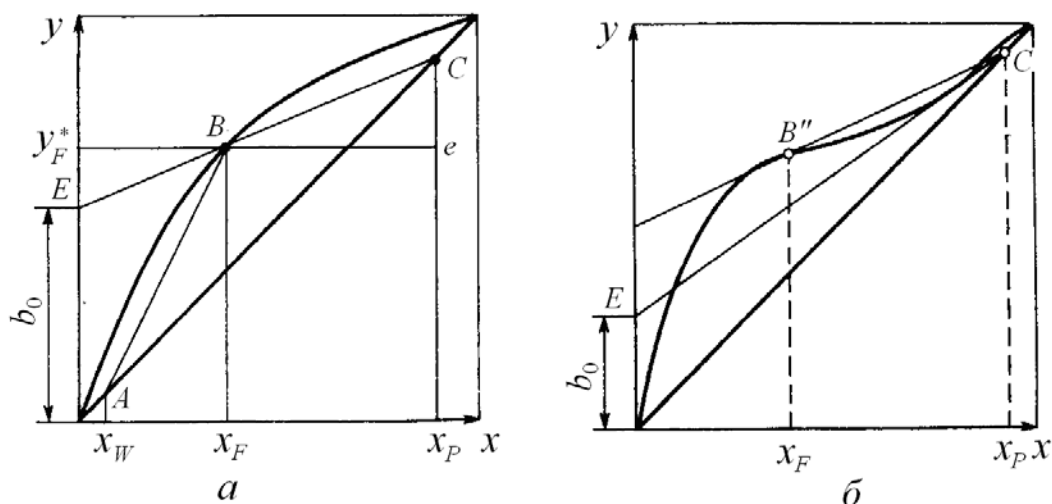


Рис. 1.4. Графическое определение минимального флегмового числа

На рис. 1.4, а проводят прямую  $CE$  через точку  $B$  пересечения вертикали с линией равновесия и через точку  $C$  на диагонали, соответствующую составу дистиллята  $x_P$ . Измерив отрезок  $b_0$ , отсекаемый прямой  $CE$  на оси ординат, находят  $R_{\min}$  из формулы

$$b_0 = \frac{x_P}{R_{\min} + 1}, \quad (1.27)$$

откуда

$$R_{\min} = \frac{x_P}{b_0} - 1. \quad (1.28)$$

Линия равновесия для некоторых смесей имеет такую форму, что прямая  $CE$  на участке  $CB''$  располагается выше линии равновесия. В этом случае прямую  $CE$  надо провести через точку  $C$  как касательную к линии равновесия (рис. 1.4, б).

Рабочая линия в любом случае должна проходить ниже линии равновесия.

Выбор флегмового числа наиболее правильно следует производить на основании технико-экономического анализа, т. к. с ростом расхода флегмы увеличивается четкость разделения компонентов, но одновременно увеличивается расход тепла на ректификацию. Кроме того, уменьшение флегмового числа ведет к росту высоты колонны, а значит и капитальных затрат на ее изготовление и монтаж. Поэтому должно существовать флегмовое число, при котором сумма капитальных и эксплуатационных затрат минимальна.

Эксплуатационные расходы, определяемые расходом теплоносителей, возрастают пропорционально величине  $R$  (кривая 1 на рис. 1.5).

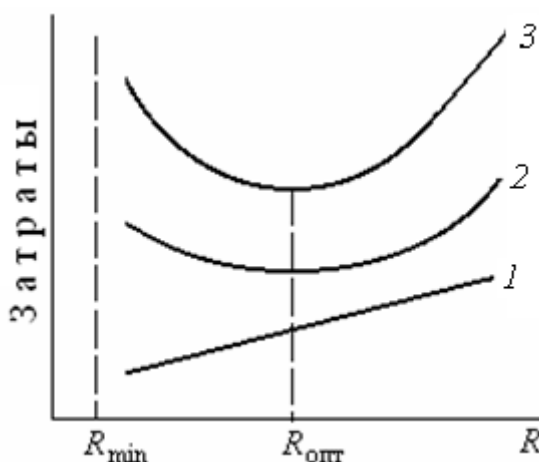


Рис. 1.5. К определению оптимального флегмового числа:  
1 — эксплуатационные расходы; 2 — капитальные затраты; 3 — общие затраты

Более сложная зависимость у капитальных затрат от величины флегмового числа. С увеличением  $R$  возрастает движущая сила процесса и уменьшается необходимое число ступеней, но возрастает диаметр колонны. В итоге, при некотором флегмовом числе, рабочий объем колонны будет минимальным и, следовательно, будет минимальной ее стоимость. Поэтому зависимость капитальных затрат от флегмового числа имеет минимум (кривая 2). Отсюда следует, что общие затраты на ректификацию (кривая 3) также будут иметь минимум, который в принципе не совпадает с минимумом капитальных затрат. Этому минимуму суммарных затрат соответствует оптимальное значение флегмового числа.

Связь между минимальным и действительным (рабочим) флегмовым числом определяется коэффициентом избытка флегмы —  $\beta_R$ :

$$R = \beta_R R_{\min}.$$

В практике выполнения курсовых проектов оптимальный расход флегмы определяется упрощенным способом. Для этого строится график функции, как на рис. 1.6, по формуле

$$n_{0y}(R+1) = f(R), \quad (1.29)$$

где  $n_{0y}$  — число единиц переноса по всей колонне.

Минимальное значение этой функции будет соответствовать оптимальному значению рабочего флегмового числа.

Эта функция строится путем вычисления значений чисел единиц переноса при различных значениях флегмовых чисел, полученных при

произвольном варьировании величины коэффициента избытка флегмы, обычно  $\beta = 1,05 \div 2,0$ .

Число единиц переноса (ЧЕП) на всю колонну можно выразить таким образом:

$$n_{0y} = \int_{y_W}^{y_F} \frac{dy}{y^* - y} + \int_{y_F}^{y_P} \frac{dy}{y^* - y}. \quad (1.30)$$

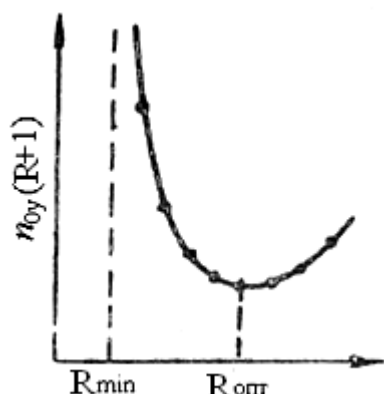


Рис. 1.6. К определению оптимального флегмового числа

Так как такой интеграл аналитически не берется, то его следует брать по формулам численного интегрирования. При этом в знаменателе стоит величина  $y^* - y$ , т. е. разность ординат в данной точке между линией равновесия и рабочей линией.

При численном интегрировании по формуле Симпсона оба интервала  $x_W - x_F$  и  $x_F - x_P$  разбиваются на четное число промежутков (обычно достаточно четырех-

восьми) и производится вычисление по формуле

$$\int_{y_W}^{y_F} \frac{dy}{y^* - y} \approx \frac{h}{3} [z_0 + z_n + 4(z_1 + z_3 + \dots) + 2(z_2 + z_4 + \dots)], \quad (1.31)$$

где  $h$  — интервал разбиения отрезка интегрирования;

$$z_0 = \frac{1}{y_W^* - y_W}; \quad z_n = \frac{1}{y_F^* - y_F}; \quad z_i = \frac{1}{y_i^* - y_i}.$$

Аналогично используются эти формулы и для второго отрезка:  $x_F - x_P$ . Окончательно оба интеграла суммируются.

Численное интегрирование можно произвести и по другим приближенным формулам.

Более простое решение предлагается [III, 7], когда используют соотношение

$$\beta_{\text{опт}} = 1,3R_{\text{min}} + 0,3, \quad (1.32)$$

однако это выражение может дать достаточно грубую ошибку.

Рассмотрим зависимость между флегмовым числом, высотой колонны и расходом теплоносителей в двух предельных случаях:  $R = R_{\text{min}}$  и  $R = \infty$  (см. рис. 1.7). Рабочая высота колонны пропорциональна числу ступеней изменения концентраций, которое определяется движущей силой массопередачи.

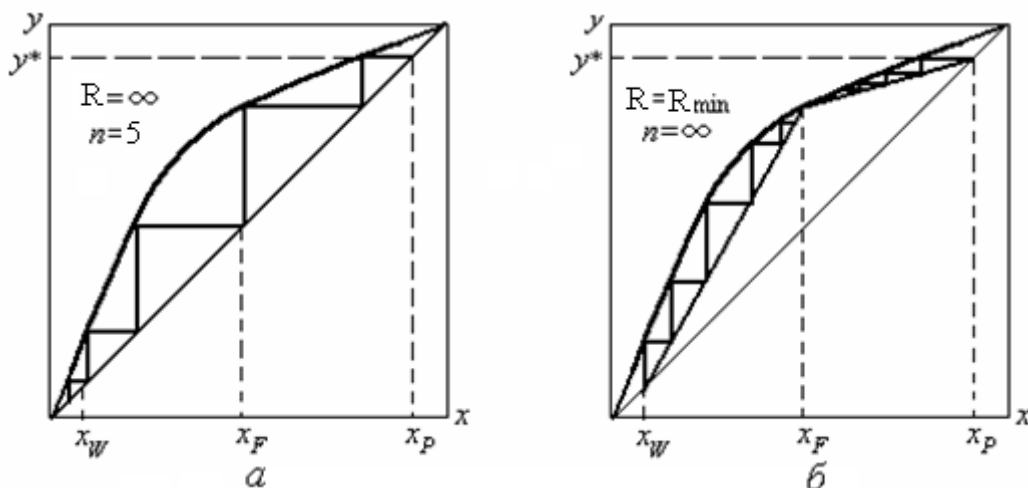


Рис. 1.7. К определению зависимости между флегмовым числом и рабочей высотой ректификационной колонны:  
 а – при бесконечном флегмовом числе; б – при минимальном флегмовом числе

При  $R = \infty$  рабочие линии совпадают с диагональю диаграммы и движущая сила процесса максимальна. Поэтому при  $R = \infty$  будет наименьшее число ступеней изменения концентраций и наименьшей высота колонны. При  $R = R_{\min}$  движущая сила массопередачи равна нулю, поэтому число ступеней изменения концентраций будет равно бесконечности и бесконечной же будет высота колонны.

Соответственно, расход теплоносителей (греющего пара в кубе и охлаждающей воды в дефлегматоре) будет возрастать с ростом флегмового числа от минимального – при минимальном флегмовом числе и до бесконечности – при бесконечном расходе флегмы.

Из всего этого можно заключить, что с увеличением флегмового числа высота аппарата уменьшается, а расход теплоносителей возрастает. Вместе с тем с ростом  $R$  возрастает количество орошающей жидкости и поднимающихся паров, поэтому увеличивается диаметр аппарата при прочих равных условиях.

**ПРИМЕР 3.5.** По результатам примера 3.2 определить ЧЕП, полагая коэффициент избытка флегмы  $\beta = 1,5$ , а  $x_W = 0,1$ ;  $x_F = 0,5$ ;  $x_P = 0,9$ . Расход исходной смеси – 2 кг/с.

**РЕШЕНИЕ.** На основе материального баланса определяются расходы дистиллята и кубового остатка. Молярный расход исходной смеси

$$M_{\text{см}} = 0,5 \cdot 0,078 + 0,5 \cdot 0,092 = 0,085; \quad F = \frac{2}{0,085} = 23,53 \text{ моль/с.}$$

Тогда молярные расходы кубового остатка и дистиллята будут

$$P = F \frac{x_F - x_W}{x_P - x_W} = 23,53 \frac{0,5 - 0,1}{0,9 - 0,1} = 11,765; W = 23,53 - 11,765 = 11,765 \text{ моль/с.}$$

На основании данных табл. 1.1 и с применением интерполяции по формуле Лагранжа получим искомые значения равновесных концентраций. Разобьем интервалы интегрирования на 4 части. Размеры интервалов: для низа колонны  $h = 0,1$  и для верха  $h = 0,1$ .

Определим минимальное флегмовое число

$$R_{\min} = \frac{x_P - y_F^*}{y_F^* - x_F} = \frac{0,9 - 0,7132}{0,7132 - 0,5} = 0,8662.$$

Рабочее флегмовое число

$$R = \beta_R R_{\min} = 1,5 \cdot 0,8662 = 1,2993.$$

Число питания

$$f = \frac{F}{P} = \frac{2}{1} = 2.$$

Определяем по уравнениям рабочих линий действующие концентрации НКК:

- для нижней части колонны

$$y_i = \frac{R + f}{R + 1} x_i + \frac{1 - f}{R + 1} x_W = \frac{1,2993 + 2}{1,2993 + 1} x_i + \frac{1 - 2}{1,2993 + 1} 0,1;$$

- для верхней части колонны

$$y_i = \frac{R}{R + 1} x_i + \frac{1}{R + 1} x_P = \frac{1,2993}{1,2993 + 1} x_i + \frac{1}{1,2993 + 1} 0,9.$$

Все расчетные данные сведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Расчетные значения для интегрирования

Нижняя часть колонны ( $h = 0,1$ )					
$x_i$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$y_i$	0,1	0,2432	0,3864	0,5296	0,6729
$y_i^*$	0,2082	0,3736	0,5088	0,6205	0,7132
$y_i^* - y_i$	0,1082	0,1304	0,1223	0,0908	0,0404
$z_i$	9,2421	7,6687	8,1766	11,013	24,752
Верхняя часть колонны ( $h = 0,1$ )					
$x_i$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$y_i$	0,6729	0,7296	0,7864	0,8432	0,9
$y_i^*$	0,7132	0,7899	0,8548	0,9102	0,9586
$y_i^* - y_i$	0,0403	0,0603	0,0683	0,0670	0,0586
$z_i$	24,752	15,584	14,641	14,925	17,065

Вычислим число единиц переноса в результате интегрирования по формуле Симпсона:

- для нижней части колонны

$$n_{0y1} \approx \frac{0,1}{3} [9,2421 + 24,752 + 4(7,6687 + 11,013) + 2 \cdot 8,1766] = 4,169;$$

- для верхней части колонны

$$n_{0y2} \approx \frac{0,1}{3} [24,752 + 17,065 + 4(15,584 + 14,925) + 2 \cdot 14,941] = 6,458.$$

Общее число единиц переноса

$$n_{0y} = 4,169 + 6,458 = 10,627.$$

## 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИИ

### 2.1. Расход греющего пара в кипятильнике

Тепловой расчет колонны производится для определения расхода греющего пара в испарителе и расхода охлаждающей воды в дефлегматоре. Можно произвести расчет воды в теплообменнике, где должен охлаждаться дистиллят от температуры кипения до температуры в сборнике дистиллята и подогревателя исходной смеси. Последние расчеты производятся аналогично расчету типового холодильника и подогревателя.

Тепловой баланс колонны непрерывного действия (см. рис. 2.1) имеет вид

$$Q_{\text{кип}} + Q_F + Q_{\Phi} = Q_G + Q_W + Q_{\Pi}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{\text{кип}}$  – приход теплоты с теплоносителем в кипятильнике, кВт;

$Q_F$  – приход теплоты с исходной смесью, Вт;

$Q_{\Phi}$  – приход теплоты с флегмой, кВт;

$Q_G$  – расход теплоты с уходящим из колонны паром, Вт;

$Q_W$  – расход теплоты с уходящим из колонны кубовым остатком, кВт;

$Q_{\Pi}$  – потери теплоты в окружающую среду, Вт.

С учетом того, что  $F = P + W$ ,  $G = P(R + 1)$  и  $\Phi = PR$ , имеем

$$Q_{\text{кип}} + (P + W)H_F + PRH_{\Phi} = P(R + 1)H_G + WH_W + Q_{\Pi},$$

откуда главная статья расхода теплоты на проведение процесса ректификации  $Q_{\text{кип}}$  определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{\text{кип}} &= P(R + 1)H_G + Q_{\Pi} = (P + W)H_F + PRH_{\Phi} = \\ &= PRH_G + PH_G + WH_W - PH_F - PRH_{\Phi} - WH_W = \\ &= PR(H_G - H_{\Phi}) + P(H_G - H_F) + W(H_W - H_F) + Q_{\Pi}, \end{aligned}$$

но  $H_G - H_{\Phi} = r_{\Phi}$  (теплота испарения флегмы), тогда

$$Q_{\text{кип}} = PRr_{\Phi} + P(H_G - H_F) + W(H_W - H_F) + Q_{\text{п}}, \quad (2.2)$$

где  $PRr_{\Phi}$  – теплота, идущая на испарение флегмы, Вт;

$P(H_G - H_F)$  – теплота на испарение дистиллята, Вт;

$W(H_W - H_F)$  – теплота на нагрев кубового остатка от температуры исходной смеси на входе в колонну до температуры кипения остатка, кВт;

$P$  – расход дистиллята, моль/с;

$W$  – расход кубового остатка, моль/с;

$H_G, H_F, H_W$  – энтальпии паров, исходной смеси и кубового остатка соответственно, Дж/моль.

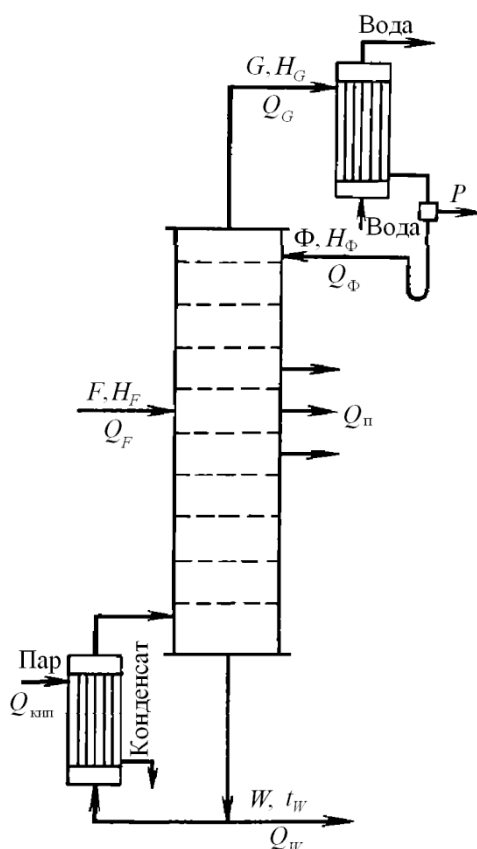


Рис. 2.1. К тепловому расчету процесса ректификации

При этом

$$H_G = C_p t_k + L_{\text{исп}}, \quad (2.3)$$

где  $C_p$  – средняя молярная теплоемкость жидкости состава дистиллята, Дж/(моль·К);

$t_k$  – температура паров, покидающих колонну, °С;

$L_{\text{исп}}$  – теплота испарения жидкости состава дистиллята при температуре его кипения, Дж/моль.



Для других энтальпий

$$H_i = C_{pi} t_i, \quad (2.4)$$

где  $C_{pi}$  – средняя молярная теплоемкость  $i$ -й фракции, Дж/(моль·К);

$t_i$  – температура этой фракции, °С;

$$C_{pi} = C_{p1} x_i + C_{p2} (1 - x_i);$$

$C_{p1}$  и  $C_{p2}$  – средние молярные теплоемкости компонентов смеси, Дж/(моль·К);

$\bar{x}_i$  – молярная доля НКК в  $i$ -й фракции.

Расход греющего пара в кипятильнике

$$D = \frac{Q_{\text{кип}}}{r}, \quad (2.5)$$

где  $r$  – теплота конденсации греющего пара.

Если  $H_{\text{ф}} \approx H_F$ , то уравнение (2.2) упрощается:

$$Q_{\text{кип}} = P(R + 1)r_{\text{ф}} + W(H_W - H_F) + Q_{\text{п}}. \quad (2.6)$$

Из уравнения (2.6) видно, что расход теплоты на ректификацию существенно зависит от флегмового числа  $R$ .

Следует отметить, что расход теплоты на ректификацию достаточно велик. Поэтому при проектировании ректификационной установки нужно рассмотреть возможность рекуперации части затрачиваемой теплоты.

## 2.2. Расход охлаждающей воды в дефлегматоре

Составляя тепловой баланс дефлегматора и решая его уравнение относительно расхода охлаждающей воды, получим

$$G_{\text{в}} = \frac{P(R+1)(H_G - H_{\text{ф}})}{4186(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}, \quad (2.7)$$

где  $W_{\text{в}}$  – расход охлаждающей воды, кг/с;

$H_{\text{ф}}$  – энтальпия флегмы, см. уравнение (2.4), Дж/моль;

$t_{\text{нач}}$  и  $t_{\text{кон}}$  – конечная и начальная температуры воды, °С.

## 2.3. Потери тепла в окружающую среду

Для предотвращения значительных потерь тепла в окружающую среду корпус ректификационной колонны покрывают слоем изоляции. Поток тепла от изоляции в окружающую среду описывается уравнением теплоотдачи

$$q = \alpha_{\text{н}}(t_{\text{п}} - t_{\text{с}}) = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}})\Delta t, \quad (2.8)$$

где  $q$  – допустимая плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha_{\text{н}}$  – наружный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$t_{\text{н}}$  – температура наружной поверхности изоляции, °C;

$t_{\text{в}}$  – температура окружающей среды, °C;

$\Delta t$  – разность температур наружной поверхности изоляции и окружающей среды, K;

$\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи при конвекции, Вт/(м<sup>2</sup>·K);

$\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи при лучеиспускании, Вт/(м<sup>2</sup>·K).

Конвективный коэффициент теплоотдачи определяется следующими соотношениями.

Оборудование внутри помещений (горизонтальные аппараты):

- при  $\Delta t \cdot d^3 > 9,8 \cdot 10^{-2}$

$$\alpha_{\text{к}} = 1,66 \sqrt[3]{\Delta t} ; \quad (2.9)$$

- при  $9,8 \cdot 10^{-2} > \Delta t \cdot d^3 > 6,5 \cdot 10^{-6}$

$$\alpha_{\text{к}} = 1,374 \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{d}} , \quad (2.10)$$

где  $d$  – диаметр изолированного аппарата, м.

То же для вертикальных аппаратов:

$$\alpha_{\text{к}} = 1,82 \sqrt[3]{\Delta t} . \quad (2.11)$$

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием

$$\alpha_{\text{л}} = C_1 \frac{\left(\frac{T_{\text{п}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{в}}}{100}\right)^4}{t_{\text{п}} - t_{\text{в}}} . \quad (2.12)$$

Температура наружной стенки изоляции определяется либо санитарными условиями (не более 50 °C), либо задается условиями работы аппарата или трубопровода.

Полагая, что температура внутренней стенки изоляции равна температуре среды в аппарате, можно определить потери тепла в окружающую среду из уравнения теплопроводности цилиндрической стенки

$$Q_{\text{п}} = \frac{t_{\text{ср}} - t_{\text{п}}}{\frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{н}}}} ,$$

где  $t_{\text{ср}}$  – температура среды в аппарате, °C;

$t_{\text{п}}$  – температура наружной поверхности изоляции, °C;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр неизолированного аппарата, м;

$\lambda_{\text{из}}$  – теплопроводность изоляционного материала, Вт/(м·K).

Диаметр изолированного аппарата будет

$$d_{\text{из}} = d_{\text{н}} \cdot \exp \left[ \frac{2\pi\lambda_{\text{из}}(t_{\text{п}} - t_{\text{ср}})}{q} \right] ,$$

а толщина слоя изоляции будет равна

$$s = \frac{d_{\text{из}} - d_{\text{н}}}{2}.$$

При упрощенном расчете потерь тепла в окружающую среду принимают, что они равны 0,3÷0,5 % от теплоты, вносимой теплоносителем в кипятильник.

### 3. РАСЧЕТ КОЛОНН СО СТУПЕНЧАТЫМ КОНТАКТОМ ФАЗ

#### 3.1. Основы классификации ректификационных тарелок

В настоящее время известны сотни различных конструкций тарелок, многие из которых имеют лишь чисто познавательное значение. Другие конструкции, хотя и различаются отдельными элементами, в практической области имеют равноценные основные показатели. Вплоть до настоящего времени нет достаточно стройной классификации тарельчатых устройств, хотя попытки в этом направлении делались неоднократно. Поэтому здесь будут приведены лишь общие принципы, которые позволят читателю ориентироваться во всем многообразии имеющихся конструкций тарелок и производить их предварительную оценку.

Для пропуска потоков пара и жидкости тарелки должны иметь каналы соответствующих размеров.

По способу передачи жидкости с тарелки на тарелку различают тарелки со специальными *переточными* устройствами и тарелки *провального* типа. У тарелок первого типа жидкость перетекает с тарелки на тарелку через специальные каналы, которые не предназначены для потока паров. В зависимости от нагрузки по жидкости ее переток с тарелки на тарелку может осуществляться одним, двумя, тремя и более потоками (см. рис. 3.1). У тарелок провального типа пар и жидкость проходят через одни и те же отверстия (каналы), при этом места стока жидкости и прохода паров перемещаются по площади тарелки случайным образом (см. рис. 3.2).

Различают также тарелки барботажного и струйного типов. У барботажных тарелок элементы контактных устройств (колпачки, клапаны, отверстия) создают в слое жидкости движение пара почти в вертикальном направлении, т. е. контакт фаз осуществляется по схеме перекрестного тока, тогда как у струйных тарелок создается прямоточное движение фаз в пределах всей тарелки или отдельных ее участков.

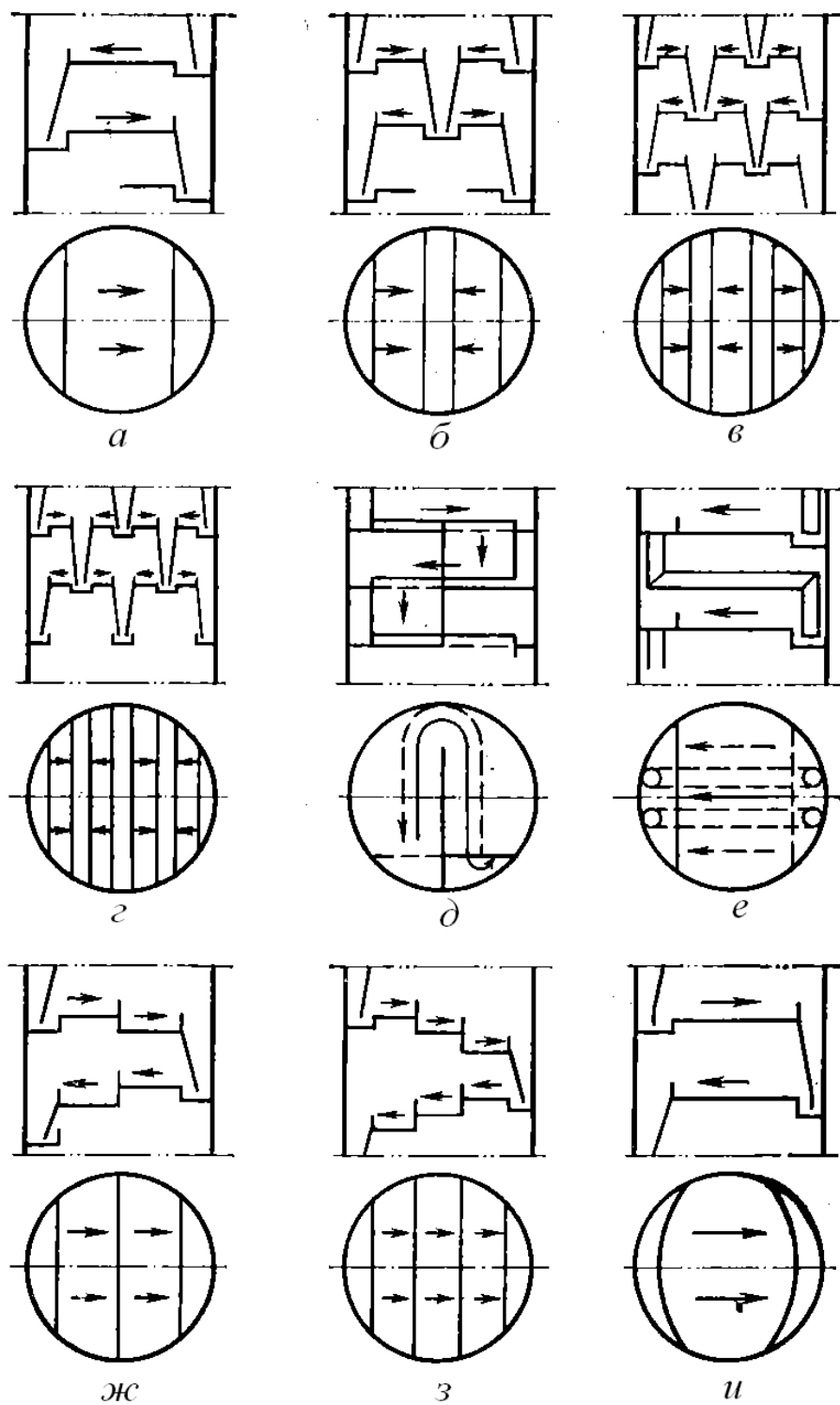


Рис. 3.1. Организация движения жидкости на тарелке с переливными устройствами:

*a* – однопоточная; *б* – двухпоточная; *в* – трехпоточная; *г* – четырехпоточная; *д* – кольцевое движение жидкости; *е* – однонаправленное движение жидкости; *ж*, *з* – каскадного типа; *и* – серповидная сливная перегородка

Тарелки барботажного типа могут иметь стесненное или свободное зеркало барботажного. У тарелок со стесненным зеркалом барботажной части поверхности жидкости (примерно от 50 до 75 %) занята устройствами для ввода пара в жидкость (колпачками). У тарелок со свободным зеркалом барботажного устройства для ввода пара в жидкость размещены практически на одном уровне с полотном тарелки (отверстия в полотне тарелки, клапаны, язычки и т. п.), вследствие чего площадь для выхода пара из жидкости составляет около 70÷90 % рабочей площади тарелки.

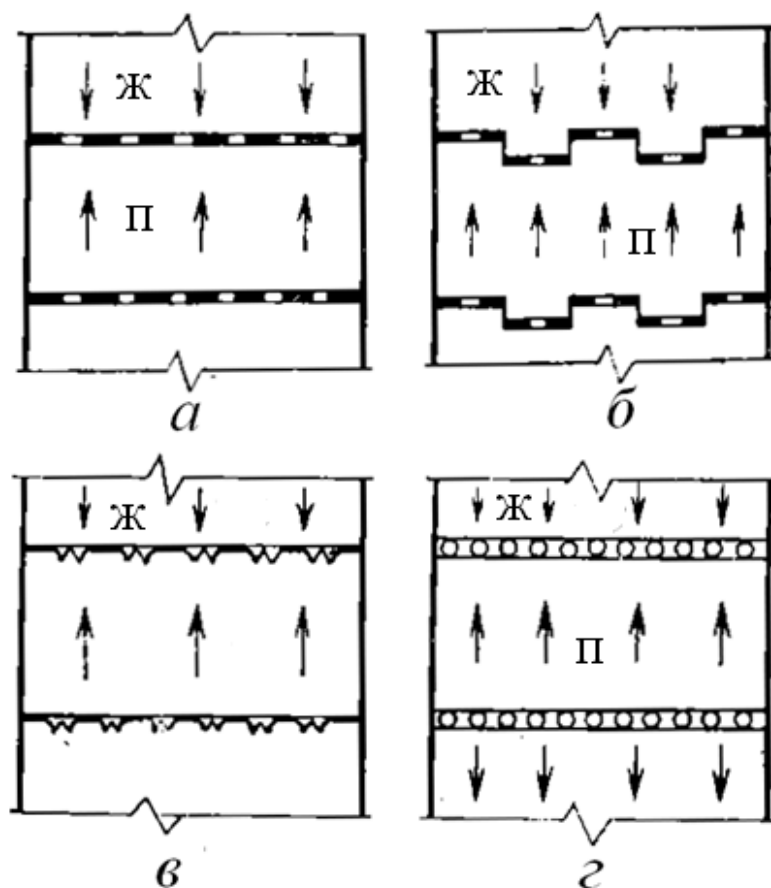


Рис. 3.2. Организация движения жидкости и пара на провальных тарелках

В зависимости от конструкций устройств для ввода пара в жидкость различают ситчатые (дырчатые), колпачковые, язычковые (чешуйчатые), клапанные и другие типы тарелок.

Направление ввода пара (газа) в жидкость оказывает существенное влияние как на производительность, так и на эффективность работы тарелки, а также на характер зависимости эффективности от нагрузки по пару. Для увеличения производительности тарелки следует использо-

вать контактирование фаз в прямотоке. Однако чистый прямоток не обеспечивает высокой эффективности контакта фаз, поэтому стремятся задержать развитие прямоточного движения, устанавливая отбойники или вертикальные перегородки в направлении, поперечном потоку жидкости, изменяя направление ввода пара на смежных элементах тарелки, применяя специальные конструктивные модификации клапанов, комбинируя различные контактные элементы в пределах контактной зоны и т. п.

### **3.2. Стандартные конструкции тарелок**

Основные элементы стандартных конструкций тарелок даны на рис. 3.3.

*Колпачковые желобчатые тарелки.* Тарелки этого типа применяются в колоннах диаметром от 1000 мм и более при расстояниях между тарелками 450 мм и более. Рабочая часть тарелки укомплектована съемными желобами и колпачками. Для перетока жидкости служат переливные устройства (одно- или двухпоточные). Вплоть до настоящего времени тарелки этого типа находятся в эксплуатации в колоннах различного технологического назначения. Единственным их практическим преимуществом является относительно небольшое число желобов и колпачков, которые требуется устанавливать при монтажных и ремонтных работах. В остальном все показатели этих тарелок низки, поэтому тарелки желобчатого типа повсеместно заменяют более современными.

*Колпачковые тарелки с капсульными колпачками.* Тарелки этого типа могут быть установлены в колоннах диаметром 400 мм и более, расстояние между тарелками от 200 мм и более. Тарелки могут иметь неразборную и разборную конструкции. Тарелки неразборной конструкции уплотнены в корпусе колонны периферийным сальником с набивкой из асбестового шнура.

В горизонтальном положении тарелки диаметром до 1000 мм устанавливают с помощью трех регулировочных винтов, опирающихся на кронштейны, приваренные к корпусу. Тарелки диаметром 1200÷1800 мм имеют опорное разъемное кольцо, прикрепляемое к корпусу колонны, на которое сверху крепится основание тарелки.

Для комплектации тарелок служат стандартные круглые колпачки диаметром 60, 80 и 100 мм.

По сравнению с желобчатыми колпачковые капсульные тарелки имеют примерно на 20 % большую производительность, высокую эффективность, широкий рабочий диапазон и меньшую металлоемкость.

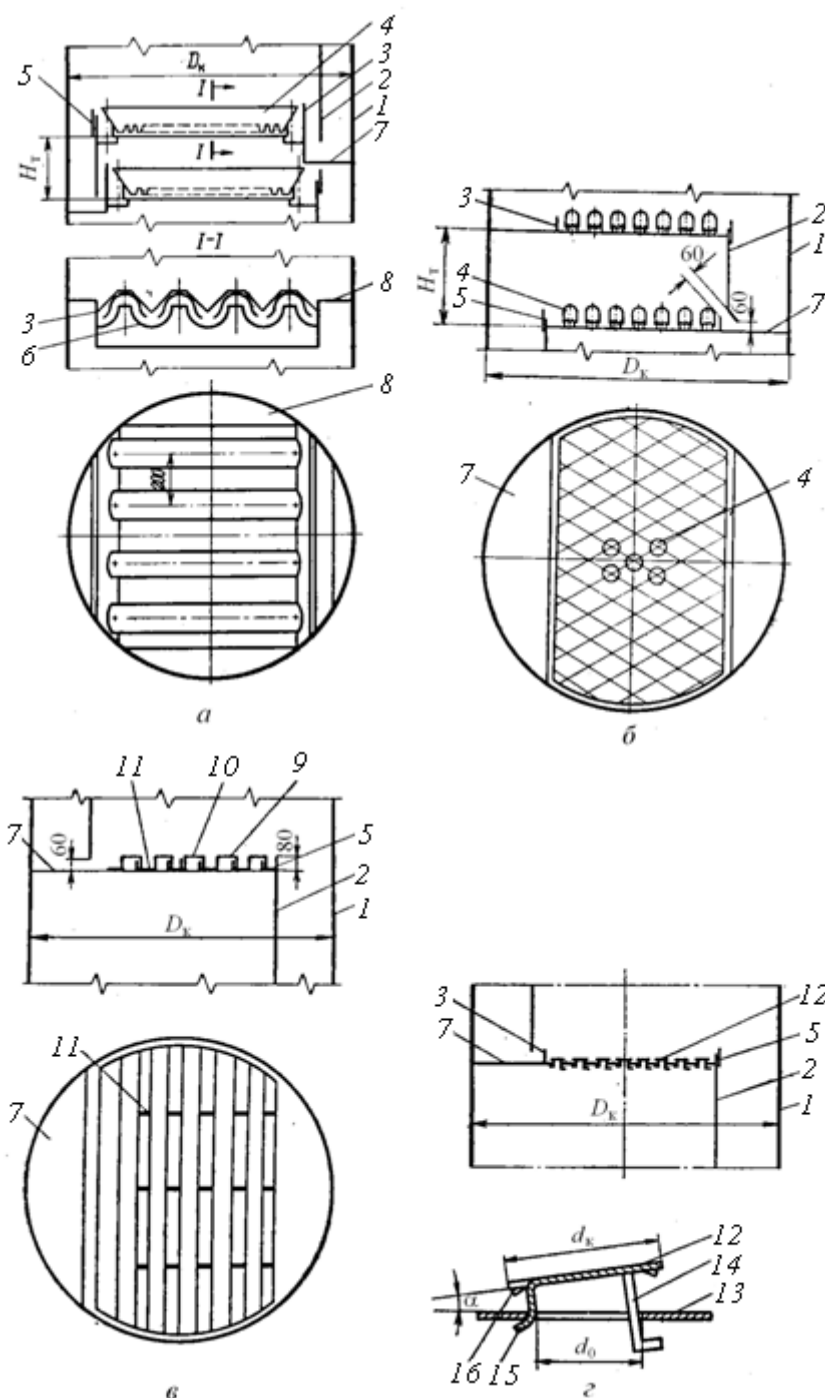


Рис. 3.3. Основные элементы стандартных тарелок (начало):

*а* – колпачковая желобчатая; *б* – колпачковая капсульная; *в* – колпачковая из S-образных элементов; *г* – клапанная прямоточная; 1 – корпус колонны; 2 – стенка переливного кармана; 3 – подпорка; колпачок; 5 – сливная перегородка; 6 – желоб; 7 – приемный карман; 8 – глухой сегмент; 9 – S-образный элемент; 10 – разборный S-образный элемент; 11 – ребро жесткости; 12 – клапан прямоточный; 13 – полотно тарелки; 14 – длинная ограничительная ножка

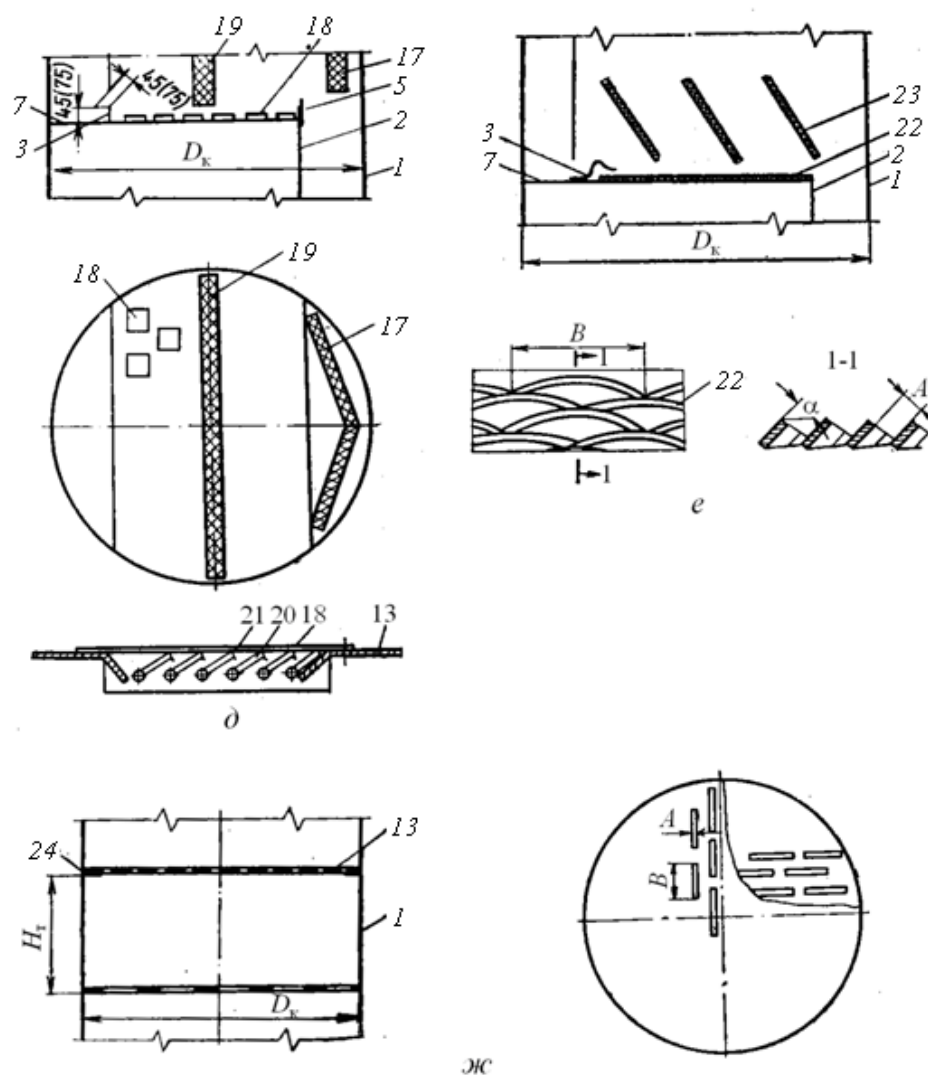


Рис. 3.3. Основные элементы стандартных тарелок (окончание):

*д* – жалюзийно-клапанная; *е* – ситчато-отбойная; *жс* – решетчатая провальная; 13 – полотно тарелки; 14 – длинная ограничительная ножка; 15 – короткая ограничительная ножка; 16 – ограничительный выступ; 17 – отбойник сетчатый концевой; 18 – жалюзийно-клапанный элемент; 19 – отбойник сетчатый промежуточный; 20 – прямоугольный клапан; 21 – выступ ограничивающий; 22 – основание тарелки; 23 – отбойник; 24 – опорное кольцо

Хотя по производительности тарелки этого типа уступают тарелкам других современных типов и сравнительно трудоемки в изготовлении и монтаже, они находят применение благодаря универсальности областей практического использования и неприхотливости в эксплуатации.



*Тарелки колпачковые из S-образных элементов.* Их диаметр равен 1000÷8000 мм. Расстояние между тарелками составляет 450 мм и более. Полотно тарелки набрано из элементов S-образного профиля, при сборке которых образуются каналы для прохода пара. Жидкость движется единым потоком и частично направляется паром в сторону слива, вследствие чего уменьшается градиент уровня жидкости на тарелке. Благодаря жесткости S-образных элементов металлоемкость тарелок этого типа относительно невелика. По эффективности они находятся на одном уровне с колпачковой капсульной тарелкой, но производительность их на 20÷30 % выше.

*Клапанные прямоточные тарелки* применяются в колоннах диаметром 1000 мм и более при расстоянии между тарелками не менее 450 мм. По сравнению с S-образными тарелками они позволяют повысить производительность колонн примерно на 20÷25 %. В области саморегулируемой работы клапанов тарелки обладают относительно небольшим сопротивлением.

*Жалюзийно-клапанные тарелки* применяются в колоннах диаметром 1000 мм и более при расстоянии между тарелками, составляющем не менее 450 мм.

Рабочие характеристики практически аналогичны характеристикам клапанных прямоточных тарелок.

*Ситчатые тарелки с отбойными элементами* из просечного листа. Полотно тарелки и наклонные отбойники изготовлены из просечно-вытяжного листа. Свободное сечение полотна тарелки следует выбирать, исходя из отсутствия провала жидкости; свободное сечение отбойников должно быть достаточно большим (не менее 30 %), чтобы обеспечить пропуск текущей по тарелке жидкости. Контакт фаз происходит в прямотоке и частично в перекрестном токе на отбойниках.

Тарелки этого типа не имеют специальных переливных устройств для жидкости, поэтому конструкция их предельно проста. Производительность тарелок провального типа примерно в 1,8–2 раза больше, чем колпачковых. По сравнению с колпачковыми эти тарелки имеют меньшую эффективность и более узкий рабочий диапазон. Обычно рекомендуется выбирать свободное сечение тарелок равным 15÷20 %. При меньшем свободном сечении несколько увеличивается эффективность работы тарелок, однако соответственно снижается их производительность.

*Ситчатые тарелки.* Основные характеристики стандартных ситчатых тарелок даются для колонн диаметром от 400 до 3600 мм при расстоянии между тарелками 200 мм и более. По сравнению с колпачковыми производительность этих тарелок на 30÷50 % выше. Тарелки весьма

чувствительны к точности горизонтальной установки и не рекомендуются для работы на загрязненных средах, т. к. при этом возможна забивка отверстий.

### 3.4. Расчет диаметра тарельчатой колонны

*Тарелки с переливными устройствами.* Диаметр колонны определяется уравнением

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho_{\text{п}} w}}, \quad (3.1)$$

где  $V$  – объемный расход пара, м<sup>3</sup>/с;

$w$  – фиктивная скорость пара, т. е. скорость, отнесенная ко всему сечению колонны, м/с;

$G$  – массовый расход пара, кг/с.

Для аппаратов, работающих с относительно небольшими нагрузками по жидкости, максимальную и рабочую линейные скорости пара определяют по уравнению отдельно для верхней и нижней части колонны

$$w = 0,847 \cdot 10^{-4} C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}}. \quad (3.2)$$

Если диаметры обеих частей расходятся незначительно, то принимается один диаметр для обеих частей аппарата.

Коэффициент  $C$  в этих уравнениях зависит от типа тарелки, расстояния между тарелками, поверхностного натяжения жидкости, области применения (см. рис. 3.4).

В зависимости от величины поверхностного натяжения жидкости  $\sigma$  величину коэффициента  $C$  рассчитывают по уравнению

$$C = C_{20} \sqrt[4]{\frac{\sigma}{20 \cdot 10^{-3}}}. \quad (3.3)$$

Коэффициент  $C_{20}$  определяют по графику (см. рис. 3.5) в зависимости от расстояния между тарелками.

При  $\sigma > 20 \cdot 10^{-3}$  Н/м обычно  $C_{20\text{норм, раб}} \approx (0,80 \div 0,85) C_{20\text{max}}$ .

Рекомендуемое расстояние между тарелками представлено в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Выбор расстояния между тарелками

$D$ , м	0,8	0,8÷1,6	1,6÷2,0	2,0÷2,4	>2,4
$H$ , мм	200÷350	350÷400	400÷500	500÷600	>600

*Примечание.*  $D$  – диаметр колонны;  $H$  – расстояние между тарелками.

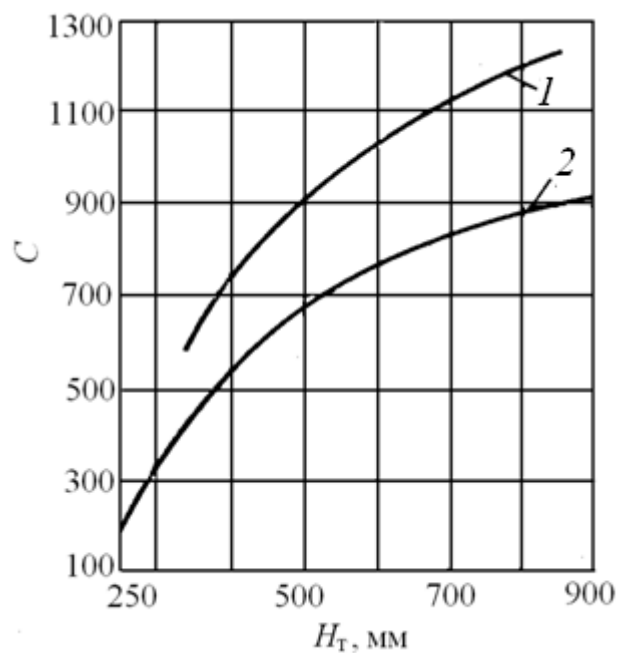


Рис. 3.4. График для определения коэффициента  $C$ :

1 – кривая максимальных нагрузок для колпачковых тарелок и нормальных нагрузок для провальных, ситчатых, каскадных и других подобных тарелок;  
 2 – кривая нормальных нагрузок для колпачковых тарелок

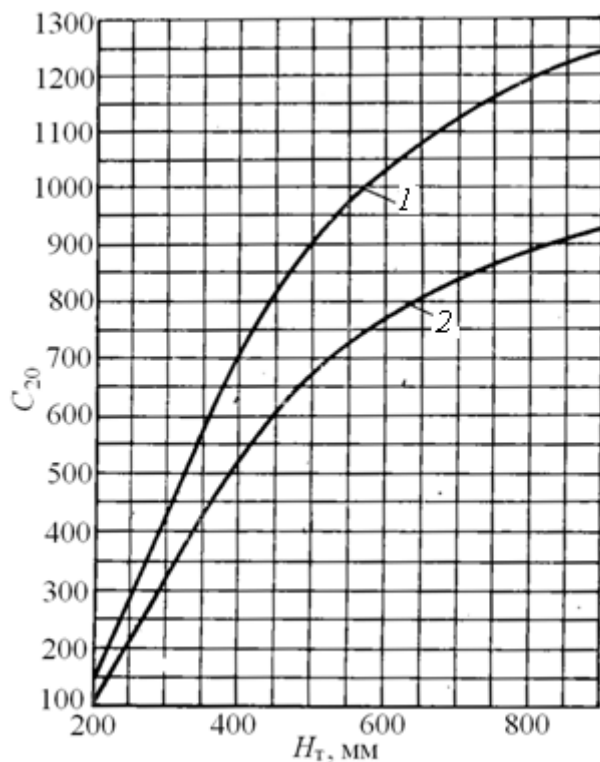


Рис. 3.5. График для определения коэффициента  $C_{20}$ :

1 – для максимальных рабочих нагрузок;  
 2 – для нормальных рабочих нагрузок

Величину  $C_{20\max}$  для колпачковых тарелок при  $H_T = 0,2 \div 0,4$  м определяют из уравнения

$$C_{20\max} = 2950H_T - 460, \quad (3.4)$$

где  $H_T$  – расстояние между тарелками, м.

Диаметр колонны находят по уравнению

$$D = 2 \sqrt{\frac{G}{C \sqrt{\rho_{\Pi} (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\Pi})}}}. \quad (3.5)$$

Полученный по указанным уравнениям диаметр колонны округляется до ближайшего стандартного и затем проверяется на соответствие рабочим условиям при расчете переливных устройств, уноса жидкости и т. д.

**ПРИМЕР 3.6.** Определить диаметр ректификационной колонны, используя условия примера 3.2 и 3.3.

**РЕШЕНИЕ.** По уравнениям пересчета молярных долей в массовые имеем:

$$X_W = 0,0861; \quad X_F = 0,4588; \quad X_P = 0,8841; \quad Y_F^* = 0,6783; \\ X_{1\text{cp}} = 0,2724; \quad X_{2\text{cp}} = 0,6714.$$

Температуры кипения фракций:

$$t_W = 85,8; \quad t_F = 99,8; \quad t_P = 109,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средние температуры по нижней и верхней части колонны:

$$t_{1\text{cp}} = 92,8; \quad t_{2\text{cp}} = 104,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средние молярные доли НКК в паре в нижней и в верхней части колонны:

$$y_{1\text{cp}} = 0,3864; \quad y_{2\text{cp}} = 0,8066.$$

Определим средние молярные массы пара в обеих частях колонны:

$$M_1 = 0,3864 \cdot 0,078 + 0,6136 \cdot 0,092 = 0,0866;$$

$$M_2 = 0,8066 \cdot 0,078 + 0,1934 \cdot 0,092 = 0,0807.$$

Отсюда плотности паров

$$\rho_{\Pi 1} = \frac{12190 \cdot 0,0866}{92,8 + 273,2} = 2,884; \quad \rho_{\Pi 2} = \frac{12190 \cdot 0,0807}{104,5 + 273,2} = 2,604 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность бензола равна  $823 \text{ кг/м}^3$ , толуола –  $778 \text{ кг/м}^3$ .

Средние плотности жидкости по нижней и верхней части колонны:

$$\frac{1}{\rho_{1\text{cp}}} = \frac{0,2724}{823} + \frac{0,7276}{778} = 0,001266; \quad \rho_{1\text{cp}} = 790 \text{ кг/м}^3;$$

$$\frac{1}{\rho_{2\text{cp}}} = \frac{0,6714}{823} + \frac{0,3286}{778} = 0,001238; \quad \rho_{2\text{cp}} = 808 \text{ кг/м}^3.$$

Определим минимальное и рабочее флегмовое число по массовым долям компонентов:

$$R_{g\min} = \frac{X_P - Y_F^*}{Y_F^* - X_F} = \frac{0,8841 - 0,6783}{0,6783 - 0,4588} = 0,9376.$$

Примем коэффициент избытка флегмы  $\beta=1,5$ ; получим

$$R_g = 1,5 \cdot 0,9376 = 1,4064.$$

Определим объемные расходы пара в верхней и в нижней части колонны:

$$V_1 = \frac{P_g (R_g + 1)}{\rho_{п1}} = \frac{1 \cdot (1,4064 + 1)}{2,884} = 0,834 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_2 = \frac{1 \cdot (1,4064 + 1)}{2,604} = 0,924 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Примем тарельчатую колпачковую колонну с круглыми колпачками и с расстоянием между тарелками 350 мм. Определим фиктивную скорость пара в нижней и верхней части колонны. Отсюда коэффициент  $C_0$  будет равен 0,035. Тогда

$$w_{01} = 0,035 \sqrt{\frac{790 - 2,884}{2,884}} = 0,578 \text{ м/с};$$

$$w_{02} = 0,035 \sqrt{\frac{808 - 2,604}{2,604}} = 0,616 \text{ м/с}.$$

Определим расчетные значения диаметров:

$$D_{p1} = \sqrt{\frac{4V_1}{\pi w_{01}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,834}{\pi \cdot 0,578}} = 1,36 \text{ м};$$

$$D_{p2} = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,924}{\pi \cdot 0,616}} = 1,38 \text{ м}.$$

Принимаем ближайший стандартный диаметр для обеих частей колонны, равный 1,4 м.

### 3.5. Расчет переливных устройств

Нормально спроектированные переливные устройства должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечивать перетекание заданного количества жидкости с тарелки на тарелку без захлебывания колонны;
- иметь малое гидравлическое сопротивление;

- обеспечивать достаточную величину гидравлического затвора, исключающую прорыв пара через переливное устройство;
- создавать спокойный ввод жидкости на тарелку;
- обеспечивать возможно более полную дегазацию жидкости, перетекающей на нижележащую тарелку.

При расчете переливных устройств обычно исходят из допущения, что через переливы течет свободная от пара жидкость, а способность жидкости к вспениванию (газонасыщению) учитывают последующим введением соответствующих поправочных коэффициентов.

Основные типы переливных устройств, нашедших практическое применение, представлены на рис. 3.6.

Вариант 3.6, б наиболее предпочтителен, т. к. при той же пропускной способности по жидкости, что и в варианте 3.6, а, он позволяет более полно использовать сечение колонны для размещения контактных элементов тарелки.

Вариант 3.6, в с переточными трубами встречается во многих колоннах, находящихся в эксплуатации, однако условия для дегазации жидкости здесь хуже, чем в вариантах 3.6, а и 3.6, б, поэтому вариант 3.6, в может быть рекомендован в отдельных случаях: при малых нагрузках по жидкости и для слабопенящихся систем.

Вариант 3.6, г обеспечивает одинаковое направление движения жидкости на смежных тарелках и большее обогащение пара (жидкости). Однако при этом усложняется конструкция колонны; при диаметре более 0,5 м этот вариант не дает ощутимых преимуществ по сравнению со случаем разнонаправленного движения жидкости на смежных тарелках.

При больших нагрузках по жидкости применяют многопоточные тарелки (см. рис. 3.6, б, в, г), а также переливы с истечением на нижележащую тарелку через щель (см. рис. 3.6, д). При достаточном расстоянии между тарелками в последнем случае образуется вторая зона контакта фаз.

В случае применения сегментных сливных перегородок при малых расходах жидкости используют сливные перегородки с прорезями различной формы по верхней кромке, что позволяет обеспечить стабильный уровень жидкости на тарелке и меньшую чувствительность к негоризонтальности ее установки.

Длина сегментной сливной перегородки  $B$  для односливной тарелки обычно составляет  $(0,6 \div 0,8) D_k$ .

*Подпор жидкости над сливной перегородкой.* Глубина слоя жидкости на тарелке обусловлена высотой сливной перегородки  $h_w$  и величиной подпора жидкости над сливной перегородкой  $h_{ow}$ , которую определяют из уравнений:

- для сплошных сливных перегородок

$$h_{oW} = 0,0029 \left( \frac{L_V}{B} \right)^{2/3}; \quad (3.6)$$

- для перегородок с треугольным вырезом

$$h_{oW} = 0,0322 \left( \frac{2hL_V}{d} \right)^{0,405}. \quad (3.7)$$

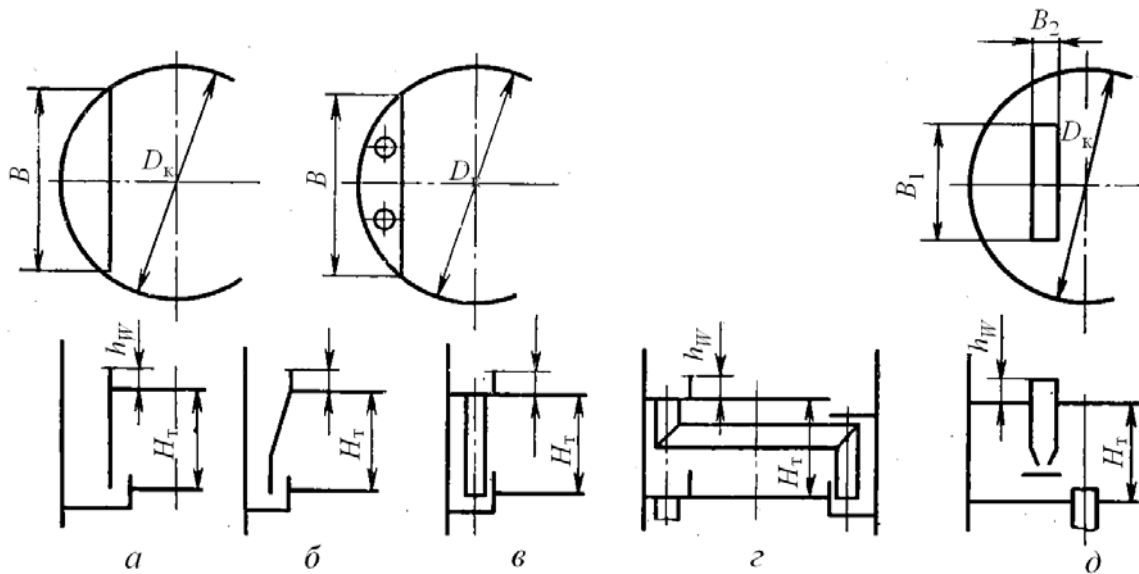


Рис. 3.6. Варианты схем основных типов переливных устройств:

*а* – площадь поперечного сечения постоянна по высоте; *б* – площадь переливного устройства уменьшается книзу; *в* – переток жидкости по трубам; *г* – то же в случае разнонаправленного движения жидкости; *д* – переток жидкости в межтарельчатое пространство

При больших нагрузках по жидкости для сегментных переливных устройств полученная по уравнению (3.6) величина  $h_{oW}$  может быть несколько уточнена путем умножения на поправочный коэффициент  $k_{oW}$ . В большинстве практических случаев величина коэффициента  $k_{oW}$  не превышает  $1,10 \div 1,15$ .

### 3.6. Расчет высоты колонны

Рабочая высота колонны, т. е. ее тарельчатая часть, определяется следующим образом:

$$h = N_D \cdot H,$$

где  $N_D$  – действительное число тарелок;

$H$  – расстояние между тарелками.

Расстояние между тарелками выбирается по табл. 3.1, в зависимости от рабочего диаметра колонны.

Действительное число тарелок определяется построением ступенчатой ломаной линии, проходящей между рабочими линиями процесса ректификации и т. н. «кинетической» кривой, как это показано на рис. 3.7. Число ступенек этой ломаной и равно числу действительных тарелок.

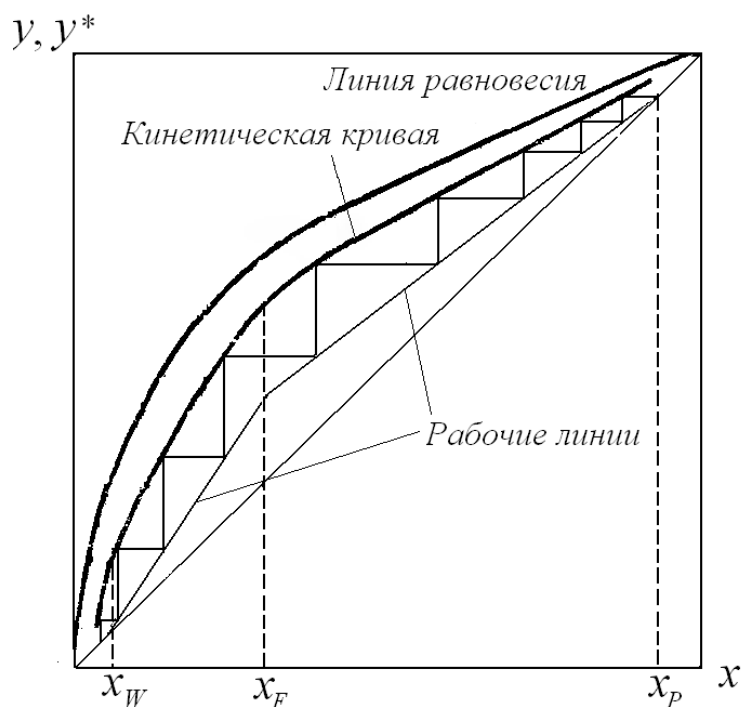


Рис. 3.7. К определению числа действительных тарелок

Аналогично можно определить и число теоретических тарелок. Оно получается построением ступенчатой ломаной линии между рабочими линиями и линией равновесия. После этого действительное число тарелок получается по формуле

$$N_D = \frac{N_T}{\eta}, \quad (3.8)$$

где  $N_T$  – число теоретических тарелок;

$\eta$  – средний коэффициент полезного действия тарелок.

Графическое определение числа тарелок можно заменить аналитическим расчетом. Это дает возможность определять число тарелок при очень малом значении абсцисс  $x_W$  и  $x_P$ . Построение начинается с точки  $x_P = y_P$ . Как видно на рис. 3.7,  $y_{к1} = x_P$ . Значение  $x_1$  можно определить об-



ратной интерполяцией кинетической кривой, например по квадратичному полиному Лагранжа

$$x = \sum_{i=0}^2 x_i \prod_{j=0}^2 \frac{y - y_j}{y_i - y_j} \quad \text{при } i \neq j. \quad (3.9)$$

Затем по соответствующему уравнению рабочей линии определяется значение  $y_1$ , которое равно уже  $y_{k2}$ . Далее процесс повторяется, пока значение абсциссы не превысит величины  $x_W$ . Переход от уравнения рабочей линии верха колонны к линии ее низа должно произойти в случае, если полученное интерполяцией значение  $x$  превысит  $x_F$ .

Тарелка питания определится на ступеньке, в которую попали координаты  $x_F$  и  $y_F$ .

Ординаты кинетической кривой получают по формуле

$$y_k = y + E_y(y^* - y),$$

где  $y_k$  – ордината кинетической кривой;

$E_y$  – коэффициент полезного действия тарелки.

Величина  $E_y$  определяется из эмпирических зависимостей, вид которых связан с режимом взаимного движения фаз. При полном перемешивании жидкости на тарелке и при движении пара в режиме идеального вытеснения, т. е. при наиболее распространенном случае для тарелок со сливными устройствами,

$$\ln(1 - E_y) = -n_{0y}, \quad (3.10)$$

где  $n_{0y}$  – число единиц переноса на одну тарелку, зависящее от числа единиц переноса в фазах:

$$\frac{1}{n_{0y}} = \frac{1}{n_y} + \frac{1}{An_x},$$

где  $A$  – фактор процесса массопередачи, равный:

- для нижней части колонны

$$A = \frac{R + f}{m(R + 1)}; \quad (3.11)$$

- для верхней части колонны

$$A = \frac{R}{m(R + 1)}, \quad (3.12)$$

где  $m$  – значение тангенса угла наклона касательной к линии равновесия в точке, где определяется ордината  $y_k$ .

Число единиц переноса в жидкой и паровой фазе в каждой (нижней и верхней) части колонны рассчитывается по соответствующим формулам:

$$\begin{aligned} n_x &= 3050 \frac{\sqrt{D_{\text{ж}}} (68h_{\text{п}} + 1) V_{\text{т}}}{L}; \\ n_y &= \sqrt{\text{Pr}'} \left( 0,776 + 4,63h_{\text{п}} + 0,0292 \frac{L}{l} - w_0 \sqrt{\rho_{\text{п}}} \right), \end{aligned} \quad (3.13)$$

где  $D_{\text{ж}}$  – коэффициент диффузии НКК в жидкости, м<sup>2</sup>/с;

$$D_{\text{ж}} = 5,88 \cdot 10^{-17} \frac{T \sqrt{x_a M_2}}{\mu_{\text{ж}} V_2^{0,6}}; \quad (3.14)$$

$T$  – температура жидкости в точке, где определяется ордината кинетической кривой, К;

$x_a$  – коэффициент ассоциации; для неассоциированных жидкостей равен 1, для воды – 2,6; для метанола – 1,9; для этанола – 1,5;

$\mu_{\text{ж}}$  – вязкость жидкости на тарелке, Па·с;

$$\ln \mu_{\text{ж}} = x_i \ln \mu_{\text{ж}1} + (1 - x_i) \ln \mu_{\text{ж}2}; \quad (3.15)$$

$V_2$  – молярный объем жидкости при температуре  $T$ , м<sup>3</sup>/моль;

$$V_2 = \frac{M_2}{\rho_{\text{ж}2}}; \quad (3.16)$$

$h_{\text{п}}$  – высота сливной перегородки, принимаемая обычно от 30 до 80 мм;

$V_{\text{т}}$  – объем жидкости на тарелке, м<sup>2</sup>;

$L$  – объемный расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$l$  – средняя ширина тарелки, м;

$\rho_{\text{п}}$  – средняя плотность пара, кг/м<sup>3</sup>;

$\text{Pr}'$  – диффузионный критерий Прандтля;

$$\text{Pr}' = \frac{\mu_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}} D_{\text{п}}}, \quad (3.17)$$

где  $\mu_{\text{п}}$  – вязкость пара, Па·с;

$D_{\text{п}}$  – коэффициент диффузии НКК в паре, м<sup>2</sup>/с.

При этом

$$\frac{M}{\mu_{\text{п}}} = \frac{y_i M_1}{\mu_{\text{п}1}} + \frac{(1 - y_i) M_2}{\mu_{\text{п}2}}; \quad D_{\text{п}} = 1,36 \cdot 10^{-7} \frac{T^{1,5} \sqrt{1/M_1 + 1/M_2}}{P_0 (V_1^{1/3} + V_2^{1/3})^2}, \quad (3.18)$$

где  $P_0$  – общее давление в колонне, Па;

$V_1$  и  $V_2$  – молярные объемы жидких компонентов смеси при температуре кипения, м<sup>3</sup>/моль.

**ПРИМЕР 3.7.** Определить ординату кинетической кривой для ординаты  $x = 0,7$  с использованием условий и исходных данных предыдущих примеров.

**РЕШЕНИЕ.** Средняя температура кипения жидкости при заданной молярной концентрации будет

$$t = \frac{t_F + t_P}{2} = \frac{99,8 + 109,2}{2} = 104,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 377,7 \text{ К.}$$

Определим расчетные данные:  $x_a = 1$ ;  $M_2 = 0,092$  кг/моль;

$$\ln \mu_{\text{ж}} = 0,7 \cdot \ln(3,21 \cdot 10^{-4}) + \ln(0,3 \cdot 2,51 \cdot 10^{-4}) = -8,1179;$$

$$\mu_{\text{ж}} = 2,98 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \rho_{\text{ж}} = 808 \text{ кг/м}^3;$$

$$V_2 = \frac{M_2}{\rho_2} = \frac{0,092}{808} = 1,139 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{моль}.$$

Коэффициент диффузии НКК в жидкости

$$D_{\text{ж}} = 5,88 \cdot 10^{-17} \frac{377 \sqrt{1 \cdot 0,092}}{2,98 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0001139^{0,6}} = 5,24 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Примем  $h = 0,035$  м. Площадь сечения колонны (рабочая площадь сечения колонны принимается как 80 % от общего ее сечения)

$$S = 0,8 \frac{\pi D^2}{4} = 0,8 \frac{3,14 \cdot 1,4^2}{4} = 1,23 \text{ м}^2.$$

Объем жидкости на тарелке

$$V_{\text{т}} = 0,035 \cdot 1,23 = 0,0430 \text{ м}^3.$$

Объемный расход жидкости

$$L = \frac{2(1,4064 + 1)}{808} = 0,00596 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тогда число единиц переноса по жидкости будет

$$n_x = 3050 \sqrt{5,24 \cdot 10^{-9}} (68 \cdot 0,035 + 1) \frac{0,043}{0,00596} = 5,384.$$

Для расчета числа единиц переноса по паре рассчитаем недостающие величины. Молярные объемы компонентов:

$$V_6 = \frac{0,078}{823} = 9,478 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{моль};$$

$$V_T = \frac{0,092}{778} = 1,182 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{моль}.$$

Коэффициент диффузии НКК в паре

$$D_{\Pi} = \frac{1,36 \cdot 10^{-7} \cdot 377,7^{1,5}}{10^5 \left[ (9,478 \cdot 10^{-5})^{1/3} + (1,182 \cdot 10^{-4})^{1/3} \right]^2} \sqrt{\frac{1}{0,078} + \frac{1}{0,092}} =$$

$$= 1,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Вязкость пара

$$\frac{1}{\mu_{\Pi}} = \frac{0,6714 \cdot 0,078}{9,3 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,3286 \cdot 0,092}{9,4 \cdot 10^{-6}} = 106950; \quad \mu_{\Pi} = 9,35 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Плотности паров бензола и толуола

$$\rho_{\text{б}} = \frac{12190 \cdot 0,078}{377,7} = 2,52 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{т}} = \frac{12190 \cdot 0,092}{377,7} = 2,97 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность пара

$$\frac{1}{\rho_{\Pi}} = \frac{0,6714}{2,52} + \frac{0,3286}{2,97} = 0,1106 \text{ м}^3/\text{кг}; \rho_{\Pi} = 2,65 \text{ кг/м}^3.$$

Диффузионный критерий Прандтля

$$\text{Pr}' = \frac{9,35 \cdot 10^{-6}}{2,65 \cdot 1,12 \cdot 10^{-6}} = 3,15.$$

Принимаем длину переливной планки 0,8 м. Тогда число единиц переноса по пару будет

$$n_y = \sqrt{3,15} \left( 0,776 + 4,63 \cdot 0,035 + 0,0292 \frac{0,00596}{0,8} - 0,24 \cdot 0,616 \sqrt{2,65} \right) = 1,24.$$

Вычислим коэффициент  $A$  при  $m = 0,5$ :

$$A = \frac{1,2993}{0,5 \cdot (1,2993 + 1)} = 1,130.$$

Число единиц переноса на одну тарелку

$$\frac{1}{n_{0y}} = \frac{1}{1,24} + \frac{1}{1,13 \cdot 5,384} = 0,971; \quad n_{0y} = 1,03.$$

Определяем  $E_y$ :

$$E_y = 1 - \exp(-1,03) = 0,357,$$

тогда

$$y_K = 0,7 + 0,357(0,84 - 0,7) = 0,75.$$

Построив еще несколько ординат при других произвольных значениях абсцисс  $x$ , можно провести по этим точкам кинетическую кривую в пределах  $x_W - x_R$  и определить число действительных тарелок.

#### **4. РАСЧЕТ НАСАДОЧНЫХ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН**

Насадочные колонны применяются в малотоннажных производствах, а также в тех случаях, когда необходимо, чтобы задержка жидкости в колонне была невелика, а перепад давления мал. Благодаря созданию различных эффективных насадок (седла Берля, кольца Палля и др.) в последние годы повысился интерес к насадочным колоннам; их стали применять и для многотоннажных производств. Если использование тарельчатых или насадочных колонн является альтернативным, вопрос должен решаться на основе технико-экономических расчетов.

##### **4.1. Типы насадок**

Для заполнения насадочных колонн наиболее широко применяются кольца Рашига, изготовленные из различных материалов. Вместе с тем в последние годы были предложены различные конструкции насадочных элементов, рабочие характеристики которых лучше, чем у колец Рашига. Существенное внимание было обращено на создание сетчатых насадочных тел, обеспечивающих низкое гидравлическое сопротивление, что особенно важно для вакуумных колонн.

На рис. 4.1 приведены основные типы насадок, а в табл. 4.1 – их характеристики.

В последние годы широкое распространение получили кольца Палля, изготовленные из металла, керамики или пластмасс. Отличительной характеристикой этой насадки является практическое постоянство эффективности в широком интервале изменения нагрузок.

Кольца с перфорированными стенками, а также насадки с элементами из сеток (Интерпак, Кэннона, Диксона, Борад, складчатый кубик и др.) позволяют существенно повысить производительность и эффективность ректификационной аппаратуры.

Хорошими рабочими характеристиками обладают также насадки из элементов седлообразного профиля – седла Берля и Инталлокс.

Насадки указанных типов применяют для колонн, работающих под атмосферным или более высоким давлением, а также в условиях умеренного вакуума.

С увеличением размеров насадочных тел возрастает производительность, но одновременно снижается эффективность разделения. Сле-

дует иметь в виду, что эффективность насадки с увеличением диаметра колонны снижается.

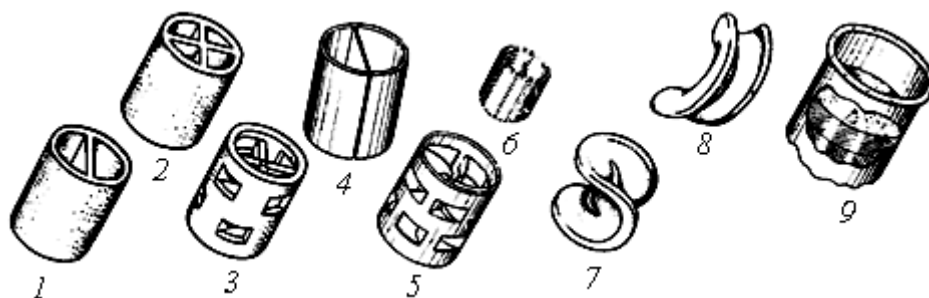


Рис. 4.1. Вид насадок различного типа:

кольца: 1 – керамические Лессинга; 2 – с крестообразной перегородкой; 3 – керамические Палля; 4 – металлические Лессинга; 5 – металлические Палля; 6 – Борад с двойной сеткой; 7 – седла Берля; 8 – седла Инталлокс; 9 – сетка Малтифил

Таблица 4.1

Характеристика насадки, загружаемой внавал

Тип насадки	Размер*, $d \times h \times s$	Удельная поверхность, $\text{м}^2/\text{м}^3$	Свободный объем, $\text{м}^3/\text{м}^3$
Кольца Рашига керамические	15×15×2	330	0,76
	25×25×3	200	0,74
	35×35×4	140	0,78
	50×50×5	95	0,79
Кольца Рашига стальные	10×10×0,5	500	0,88
	25×25×0,5	350	0,92
	50×50×1	220	0,92
Кольца Палля керамические	25×25×3	220	0,74
	35×35×4	165	0,76
Кольца Палля стальные	15×15×0,4	380	0,90
	25×25×0,5	170	0,90
	50×50×1	108	0,90
Седла Берля керамические	20×2,0	310	0,69
	25×2,5	250	0,70
	35×4,5	155	0,75
	50×6,0	115	0,77
Седла Инталлокс керамические	20×2,0	310	0,73
	25×2,5	250	0,75
	35×4,5	165	0,74
Сетчатый, складчатый кубик	15×15×15	950	0,93
	25×25×25	560	0,94
	35×35×35	390	0,95

\*Размер:  $d$  – диаметр;  $h$  – высота;  $s$  – толщина стенки (мм).

## 4.2. Определение диаметра колонны

Диаметр насадочной колонны рассчитывается отдельно для верхней и нижней ее части, как и для колпачковых колонн при использовании уравнения (3.1).

В насадочной колонне потоки пара и жидкости взаимодействуют в противотоке; в зависимости от величины и соотношения нагрузок фаз наблюдаются различные гидродинамические режимы, которые наиболее четко выявляются на кривых зависимости сопротивления насадки от нагрузок по пару и жидкости, построенных в логарифмических координатах.

При малых нагрузках взаимодействие между фазами незначительно и сопротивление насадки пропорционально сопротивлению сухой насадки. Это так называемый пленочный режим. При дальнейшем увеличении скоростей потоков возрастает трение между фазами, происходит торможение жидкости и увеличивается ее задержка в насадке. Этот режим характеризует начало подвисяния жидкости; его принимают в качестве нижнего предела устойчивой работы колонны. При больших жидкостных нагрузках этот режим не всегда четко выявляется. Сопротивление насадки в режиме подвисяний пропорционально скорости пара в степени 3–4. Интенсивность массопередачи в этом режиме значительно возрастает.

Дальнейшее увеличение скоростей взаимодействующих фаз приводит к еще более резкому увеличению сопротивления и количества удерживаемой жидкости в объеме, занятом насадкой, что приводит к захлебыванию колонны. Эта нагрузка считается верхним пределом устойчивой работы колонны. Вблизи захлебывания происходит инверсия фаз, сопровождающаяся значительным возрастанием интенсивности массопередачи. Для работы насадочных колонн в режиме инверсии фаз (эмульгирования) требуется качественная автоматизация колонн и применение мелких тонкостенных насадок.

Фиктивная скорость паров в режиме захлебывания для каждой части колонны определяется выражением

$$\lg \left( w_0^2 \mu_{\text{ж}}^{0,16} \frac{a}{g V_c^3} \cdot \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right) = A - 1,75 \left( \frac{L}{G} \right)^{0,25} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,125}, \quad (4.1)$$

где  $w_0$  – фиктивная скорость пара, м/с;

$a$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;

$\mu_{\text{ж}}$  – средняя вязкость жидкости, мПа·с;

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$V_c$  – свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{п}}$  и  $\rho_{\text{ж}}$  – средние плотности пара и жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Отношение массовых расходов жидкости и пара:

- для нижней части колонны

$$\frac{L}{G} = \frac{R + f}{R + 1}; \quad (4.2)$$

- для верхней части колонны

$$\frac{L}{G} = \frac{R}{R + 1}; \quad (4.3)$$

Коэффициент  $A$  равен 0,022 для колец Рашига и 0,26 для седел Берля.

Рабочая фиктивная скорость составляет 75÷85 % от полученной по уравнению (4.1).

Для расчета скорости захлебывания также предложено следующее уравнение:

$$w_{\text{захл}} = \frac{0,74 - \lg \left[ \frac{L}{G} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,5} \right]}{18,45 F \mu_{\text{ж}}^{0,1} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,5}}. \quad (4.4)$$

Фактор  $F$  можно найти в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения фактора  $F$  в уравнении (4.4)

Тип насадки	Фактор $F$ для насадок различного размера, мм					
	13	19	25	32	38	50
Кольца Рашига	4,37	2,73	2,22	2,03	1,86	1,48
Седла Берля	4,37	2,22	1,86	—	1,42	1,25
Седла Инталлокс	2,43	2,07	1,74	—	1,27	1,15

### 4.3. Определение высоты насадки

Высота насадки для каждой из частей колонны определяется по соотношению

$$h_i = n_{0i} h_{0i}, \quad (4.5)$$

где  $n_{0i}$  — число единиц переноса данной части колонны;

$h_{0i}$  — высота единицы переноса этой части колонны, м.

Суммарная высота насадки

$$H = h_{\text{н}} + h_{\text{в}}. \quad (4.6)$$

Расчет числа единиц переноса приведен выше, см. уравнения (1.30 и 1.31).



Высота единицы переноса для каждой части колонны рассчитывается по уравнению

$$h_{0y} = h_y + \frac{1}{A} h_x,$$

где  $h_y$  и  $h_x$  – высоты единиц переноса в фазах, м;

$A$  – фактор процесса массопередачи.

Тогда

$$h_y = \frac{V_c}{a\varepsilon\psi} \text{Re}_{\Pi}^{0,25} (\text{Pr}_{\Pi}')^{2/3}; \quad h_x = 119 \left( \frac{\mu_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}}^2 g} \right)^{1/3} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,25} (\text{Pr}_{\text{ж}}')^{0,5}.$$

В этих уравнениях

$$\text{Re}_{\Pi} = \frac{4G}{Sa\mu_{\Pi}}; \quad \text{Re}_{\text{ж}} = \frac{4L}{Sa\mu_{\text{ж}}}; \quad \text{Pr}_{\Pi}' = \frac{\mu_{\Pi}}{\rho_{\Pi} D_{\Pi}}; \quad \text{Pr}_{\text{ж}}' = \frac{\mu_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}}},$$

где  $G$  и  $L$  – массовый расход пара и жидкости, кг/с;

$S$  – площадь сечения колонны, м<sup>2</sup>;

$D_{\Pi}$  и  $D_{\text{ж}}$  – коэффициент диффузии НКК в паре и в жидкости, м<sup>2</sup>/с;

$\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от вида насадки; для кольцевой – 0,123; для хордовой – 0,152 и т. д.;

$\psi$  – коэффициент смачиваемости насадки;

$$\psi = \frac{q}{q_{\text{опт}}};$$

$q$  – действительная плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с);

$q_{\text{опт}}$  – оптимальная плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с);

$$q_{\text{опт}} = 1,8 \cdot 10^{-5} a.$$

Рекомендуется при  $\frac{q}{q_{\text{опт}}} > 1$  брать  $\psi = 1$ .

Определение физико-химических свойств пара и жидкости в каждой части колонны необходимо производить для средних значений концентраций и при средних температурах.

Подача исходной смеси осуществляется в промежуток между слоями насадки верхней и нижней части.

Для равномерной смачиваемости насадки должно выполняться условие

$$\frac{D}{d_{\text{н}}} \geq 10,$$

где  $D$  – внутренний диаметр колонны, мм;

$d_{\text{н}}$  – средний диаметр насадки, мм.

Кроме того, высота насадки не должна превышать величины  $1,5 \div 2$  диаметра колонны из-за того, что пар при движении по насадке выдавливает жидкость к стенкам аппарата. Поэтому если высота насадки превышает указанные пределы, то ее делят на несколько малых участков, ниже которых устанавливают специальные сборники и распределители жидкости.

**ПРИМЕР 3.8.** Определить диаметр насадочной ректификационной колонны и высоту насадки верхней ее части по условиям предыдущих примеров.

**РЕШЕНИЕ.** Примем в качестве насадки керамические кольца Рашига, загружаемые внавал. Их параметры: размер –  $50 \times 50 \times 5$  мм; удельная поверхность –  $95 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ; свободный объем –  $0,79 \text{ м}^3/\text{м}^3$ .

Определим скорость пара в верхней части колонны, несколько преобразовав приведенное выше уравнение (4.1):

$$2 \lg w_0 = -\lg \left( \frac{95 \cdot 2,604 \cdot 0,000272^{0,16}}{9,8 \cdot 0,79^3 \cdot 808} \right) + \\ + 0,022 - 1,75 \left( \frac{1,4064}{2,4064} \right)^{0,25} \left( \frac{2,604}{808} \right)^{0,125} = 1,044; \\ \lg w_0 = \frac{1,044}{2} = 0,522; \quad w_0 = 3,32 \text{ м/с}.$$

Уменьшим скорость на 15 %, получим  $w_0 = 0,85 \cdot 3,32 = 2,82 \text{ м/с}$ . Тогда диаметр верхней части

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,834}{3,14 \cdot 2,82}} = 0,614 \text{ м}.$$

Примем ближайший нормализованный диаметр, равный 0,6 м. Тогда рабочая скорость в верхней части колонны будет

$$w_0 = \frac{4 \cdot 0,834}{3,14 \cdot 0,6^2} = 2,95 \text{ м/с}.$$

Определим высоту единицы переноса верхней части колонны:

$$\text{Re}_\Pi = \frac{4G}{Sa\mu_\Pi} = \frac{4 \cdot 2,406}{0,283 \cdot 95 \cdot 9,35 \cdot 10^{-6}} = 38280; \\ \text{Pr}'_\Pi = \frac{\mu_\Pi}{\rho_\Pi D_\Pi} = \frac{9,35 \cdot 10^{-6}}{2,604 \cdot 1,12 \cdot 10^{-6}} = 3,20.$$

Плотность орошения, при  $L = 1,4064 / 808 = 0,00174$ ,

$$q = \frac{L}{S} = \frac{0,00174}{0,283} = 0,0261; \quad q_{\text{опт}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 95 = 0,00171;$$

$$\psi = \frac{q}{q_{\text{опт}}} = \frac{0,0261}{0,00171} = 15,3.$$

Высота единицы переноса в паровой фазе

$$h_y = \frac{V_c}{a\varepsilon\psi} \text{Re}_n^{0,25} \left( \text{Pr}_n' \right)^{2/3} = \frac{0,79}{95 \cdot 1 \cdot 15,3} 38280^{0,25} \cdot 3,2^{2/3} = 0,0165;$$

$$\text{Re}_ж = \frac{4 \cdot 2,406}{0,283 \cdot 95 \cdot 2,98 \cdot 10^{-4}} = 1201;$$

$$\text{Pr}_ж' = \frac{2,98 \cdot 10^{-4}}{808 \cdot 5,24 \cdot 10^{-9}} = 70,4.$$

Высота единицы переноса в жидкой фазе

$$h_x = 119 \left[ \frac{(2,98 \cdot 10^{-4})^2}{808^2 \cdot 9,81} \right]^{1/3} 1201^{0,25} \cdot 70,4^{0,5} = 0,107.$$

Общая высота единицы переноса

$$h_{0y} = 0,0165 + \frac{0,107}{1,13} = 0,111 \text{ м.}$$

Высота насадки верхней части колонны

$$h_2 = n_{0y} \cdot h_{0y} = 6,458 \cdot 0,111 = 0,718 \text{ м.}$$

Полагая 25%-й запас насадки, получим

$$h_2 = 1,25 \cdot 0,718 = 0,898 \text{ м.}$$

Окончательно принимаем. Отношение высоты к диаметру составляет 1,5. В связи с этим разделим насадку верхней части колонны на две части по 0,45 м каждая.

## 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЛОНН

### 5.1. Потери напора в тарельчатых колоннах

Общие потери напора на одной тарелке составляют

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_ж + \Delta p_\sigma, \quad (5.1)$$

где  $\Delta p_c$  – сопротивления сухой тарелки, Па;

$\Delta p_ж$  – сопротивления слоя жидкости на тарелке, Па;

$\Delta p_\sigma$  – потери напора на преодоление сил поверхностного натяжения на границе раздела *пар – жидкость*, Па.

*Колпачковые тарелки.* Для них составляющие уравнения (5.1) равны

$$\Delta p_c = (2 - 3) \rho_{\text{п}} w_1^2; \quad \Delta p_{\text{ж}} = \rho_{\text{ж}} h_{\text{б}},$$

где  $w_1$  – скорость пара в горловине колпачка, м/с;

$h_{\text{б}}$  – глубина барботажа на тарелке, м.

Для колпачковых тарелок величиной  $\Delta p_{\sigma}$  пренебрегают за ее малостью.

*Ситчатые тарелки* со сливными устройствами. Потери напора определяются уравнением (5.1). При этом

$$\Delta p_c = 0,91 \rho_{\text{п}} w_2^2; \quad \Delta p_{\text{ж}} = 1,3 g \rho_{\text{ж}} (K_1 z + \Delta h \sqrt{K_1});$$

$$\Delta p_{\sigma} = \frac{4\sigma}{d_0},$$

где  $w_2$  – скорость пара в отверстиях тарелки, м/с;

$$w_2 = \frac{w_0}{F_c};$$

$w_0$  – фиктивная скорость пара по колонне, м/с;

$F_c$  – живое сечение колонны, обычно  $0,08 \div 0,12 \text{ м}^2/\text{м}^2$ ;

$K_1$  – относительная плотность паро-жидкостной эмульсии, чаще всего принимаемая равной 0,5;

$z$  – высота сливной перегородки, м;

$\Delta h$  – высота слоя жидкости над сливной перегородкой, м;

$d_0$  – диаметр отверстия, м;

$\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м.

## 5.2. Потери напора в насадочной колонне

Гидравлические сопротивления сухой насадки (Па/м)

$$\Delta p_c = \frac{15,2 w_0^2 \rho_{\text{п}}^{0,8} a^{1,2} \mu_{\text{п}}}{V_c}. \quad (5.2)$$

Сопротивление орошаемой насадки в  $K_2$  раз выше, т. е.

$$\Delta p_{\text{ор}} = K_2 \Delta p_c, \quad (5.3)$$

где  $K_2 = 1 + C_1 \left( \frac{L}{G} \right)^{0,405} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,225} \left( \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,045}$ .

При этом коэффициент  $C_1$  можно принять равным семи.

Расчет сопротивления насадочной колонны можно выполнить по другой схеме. Сопротивление слоя сухой насадки высотой 1 м определяют по уравнению

$$\frac{\Delta p_c}{H} = \lambda \frac{\rho_{\Pi}}{2d_3} \left( \frac{w}{V_c} \right). \quad (5.4)$$

Для насадки из колец Рашига, загруженных внавал,

$$\lambda = \frac{140}{Re} \text{ при } Re < 40; \quad \lambda = \frac{16}{Re^{0,2}} \text{ при } Re > 40, \quad (5.5)$$

где критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w}{V_c} \cdot \frac{d_3 \rho_{\Pi}}{\mu_{\Pi}} = \frac{4w\rho_{\Pi}}{a\mu_{\Pi}}. \quad (5.6)$$

Сопротивление орошаемых насадок в этом случае определяется по уравнению

$$\frac{\Delta p_{op}}{H} = \frac{\Delta p_c}{H} \left\{ 1 + C \left[ \left( \frac{L}{G} \right)^{1,8} \frac{\rho_{\Pi}}{\rho_{ж}} \left( \frac{\mu_{\Pi}}{\mu_{ж}} \right)^{0,2} \right]^{0,19} \right\}. \quad (5.7)$$

Коэффициент  $C$  определяется по графику на рис. 5.1.

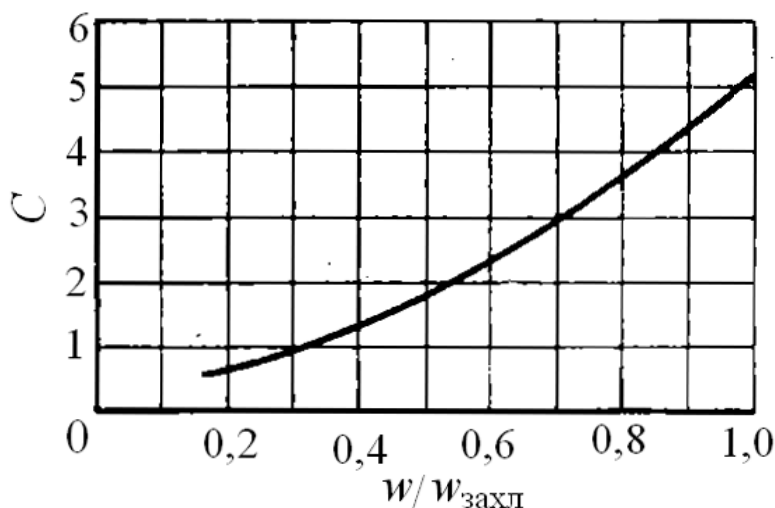


Рис. 5.1. График для определения коэффициента  $C$  в уравнении (5.6)

## 6. РЕКТИФИКАЦИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ

Процессы разделения сложных смесей путем ректификации широко распространены в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей, газовой и других отраслях промышленности.

Выбор принципиальных технологических схем разделения многокомпонентных смесей с помощью ректификационных диаграмм связан

со значительными трудностями, особенно в случаях большого числа компонентов или непрерывных смесей. В таких случаях для расчета технологических параметров используются кривые ИТК (истинных температур кипения) и ОИ (однократного испарения).

Температуры потоков можно определить, подбирая значения, удовлетворяющие следующим равенствам:

- для жидкостного потока

$$\sum_{i=1}^n k_{ij} x_{ij} = 1;$$

- для парового потока

$$\sum_{i=1}^n \frac{y_{ij}}{k_{ij}} = 1;$$

- для парожидкостного потока с заданной долей отгона

$$\sum_{i=1}^n \frac{x_{iF}}{1 + \varepsilon(k_{iF} - 1)} = 1,$$

где  $x_{ij}$  – мольная доля компонента  $i$  в жидкостном потоке  $j$ ;

$y_{ij}$  – мольная доля компонента  $i$  в паровом потоке  $j$ ;

$k_{ij}$  – константа фазового равновесия компонента  $i$  в потоке  $j$ ;

$\varepsilon$  – доля отгона.

В явном виде температура в этих уравнениях не фигурирует, однако величины  $k$  и  $\varepsilon$  являются ее функциями и при заданной температуре принимают вполне определенные значения.

### 6.1. Методы расчета ректификации многокомпонентных смесей

В общем случае методы расчета процесса многокомпонентной ректификации можно разделить на две группы:

1. Аналитические методы, позволяющие выполнить достаточно точный расчет идеальных многокомпонентных смесей.

2. Методы, позволяющие выполнить приближенный расчет идеальных и неидеальных смесей.

Аналитические методы, в свою очередь, можно разделить на две группы, различающиеся выбором независимых переменных. Например, Льюис и Матисон предложили принимать за независимые переменные составы дистиллята и кубового остатка, а Тиле и Геддес – профиль температур по высоте колонны.

Так как уравнения, описывающие процесс многокомпонентной ректификации, не имеют явного выражения относительно искомых величин, то задача решается только с использованием численных методов.

Аналитические методы предполагают потарелочный расчет ректификационной колонны (метод «от тарелки к тарелке»), поэтому для расчета насадочной колонны они применимы с большой долей приближения.

Приближенные методы основаны обычно на сведении многокомпонентной смеси к псевдобинарной. Они применяются в тех случаях, когда желательно сделать предварительную оценку нескольких вариантов процесса, однако, если не требуется особой точности, могут использоваться и для основного расчета.

Для уменьшения трудностей, связанных с расчетами многокомпонентной ректификации, часто вводится понятие «ключевой компонент». В некоторых случаях используется понятие «ведущий компонент», летучесть которого равна единице. При расчетах на ЭВМ иногда удобно пользоваться факторами извлечения и отпарки:

$$A_i = \frac{L}{k_i V}; \quad S_i = \frac{k_i V}{L}.$$

Последовательность технологического расчета многокомпонентной ректификации зависит от выбранного метода. Однако всегда сначала рассматриваются предельные случаи работы колонны: режим полного орошения (для определения минимального числа теоретических тарелок) и режим минимального орошения (для определения минимального флегмового числа).

Минимальное число теоретических тарелок колонны определяется обычно по уравнению Фенске – Андервуда

$$N_{\min} = \frac{\lg \left( \frac{x_{Di} \cdot x_{Wk}}{x_{Wi} \cdot x_{Dk}} \right)}{\lg \frac{\alpha_i}{\alpha_k}}, \quad (6.1)$$

где  $i$  и  $k$  – любые два компонента смеси.

Из этого уравнения видно, что для определения минимального числа теоретических тарелок надо иметь данные о содержании двух компонентов в продуктах разделения. В этом случае обычно расчет ведут по ключевым компонентам, концентрации которых в кубовом остатке и дистилляте задаются с учетом практической необходимости. При этом можно задать только три из четырех концентраций  $x_{Dn}$ ,  $x_{Wn}$ ,  $x_{Dv}$  и  $x_{Wv}$ , четвертую же следует определить, используя систему уравнений материального баланса по потокам и по одному из компонентов.

Допустим, что заданы первые три концентрации из указанных четырех, тогда система материального баланса будет иметь вид

$$\begin{cases} F = D + W; \\ Fx_{Fn} = Dx_{Dn} + Wx_{Wn} \end{cases} \quad (6.2)$$

Решая эту систему, исключив из нее  $D$ , получим

$$A = \frac{W}{F} = \frac{x_{Fn} - x_{Dn}}{x_{Wn} - x_{Dn}}. \quad (6.3)$$

Теперь, чтобы определить неизвестную концентрацию  $x_{Wv}$ , достаточно в уравнении (6.3) заменить компонент  $n$  компонентом  $v$ :

$$x_{Wv} = \frac{x_{Dv}(A - 1) + x_{Fv}}{A}. \quad (6.4)$$

Если исключить из системы (6.2) величину  $W$ , то получим

$$\varepsilon = \frac{D}{F} = \frac{x_{Fi} - x_{Wi}}{x_{Di} - x_{Wi}}. \quad (6.5)$$

Объединяя уравнения (6.3) и (6.5), получим соотношение, связывающее между собой количества и составы потоков в ректификационной колонне:

$$\frac{F}{x_{Di} - x_{Wi}} = \frac{W}{x_{Di} - x_{Fi}} = \frac{D}{x_{Fi} - x_{Wi}}. \quad (6.6)$$

Ориентировочное распределение каждого компонента исходной смеси между продуктами разделения можно рассчитать по методу Зыкова – Молоканова, используя понятие температурной границы деления смеси (ТГДС). Для решения надо знать состав смеси или иметь кривую ИТК.

Предположим, что в дистиллят желательно перевести максимум компонента  $k$ . Определим коэффициент обогащения по этому компоненту:

$$\Psi_k = \frac{x_{Dk}}{x_{Wk}}. \quad (6.7)$$

Допустим, что некоторый гипотетический компонент, присутствующий в смеси в бесконечно малом количестве, кипит при температуре  $t$ . Очевидно, что летучесть этого условного компонента равна единице, т. к. упругость его паров равна давлению смеси; равным единице можно считать и его коэффициент распределения.

Тогда уравнение Фенске – Андервуда для любого компонента можно записать как

$$N_{\min} = \frac{\ln \frac{x_{Di}}{x_{Wi}}}{\ln \frac{\alpha_i}{\alpha_t}} = \frac{\ln \Psi_i}{\ln \alpha_{i/t}} = \frac{\ln \Psi_k}{\ln \alpha_{k/t}}, \quad (6.8)$$



откуда

$$\Psi_i = \Psi_k^B = A_{i/k}; \quad B = \frac{\ln \alpha_{i/t}}{\ln \alpha_{k/t}}. \quad (6.9)$$

Решая совместно уравнения (6.5), (6.7) и (6.9), получим выражения для составов кубового остатка и дистиллята:

$$x_{Wi} = \frac{x_{Fi}}{1 - \varepsilon + \varepsilon \cdot A_{i/k}}; \quad (6.10)$$

$$x_{Di} = x_{Wi} A_{i/k}. \quad (6.11)$$

Методом *последовательных* приближений можно найти температуру  $t$ , удовлетворяющую уравнению

$$\sum_{i=1}^n x_{Wi} = 1. \quad (6.12)$$

В качестве первого приближения можно взять среднюю температуру между температурами кипения самого низкокипящего и самого высококипящего компонента разделяемой смеси при среднем рабочем давлении в системе.

После нахождения температуры  $t$  по уравнению (6.7) определяются коэффициенты распределения всех компонентов смеси и по уравнениям (6.10) и (6.11) – составы кубового остатка и дистиллята.

Расчет состава бокового погона, если он имеется, можно произвести по формулам:

- для укрепляющей части колонны

$$\frac{x_{Si}}{x_{Fi}} = \frac{\frac{F}{D}}{\frac{S}{D} + \frac{k_v A^{N-1} (1-A)}{(1-A) + \left(\frac{1-L}{G}\right) (1-A^{N-1})}}; \quad (6.13)$$

- для исчерпывающей части колонны

$$\frac{x_{Si}}{x_{Fi}} = \frac{\frac{F}{R} + \frac{L}{G} (1-A)}{k_n \frac{L}{G} A^{M-1} (1-A) + k_n \left(\frac{L}{G} - 1\right) (1-A^{M-1})}, \quad (6.14)$$

где  $S$  – мольное количество бокового погона;

$k_v, k_n$  – константы равновесия легкого и тяжелого ключевых компонентов соответственно;

$N$  – число теоретических тарелок от верха колонны до тарелки отбора;

$M$  – число теоретических тарелок от низа колонны до тарелки отбора, включая подогреватель низа;

$A$  – фактор извлечения.

Определение составов остатка и дистиллята при четкой ректификации может быть произведено следующими уравнениями:

- состав дистиллята

$$x_{Di} = \frac{x_{Dk} F x_{Fi}}{D x_{Dk} + W x_{Wk} \alpha_{k/i}^{N_{\min}}}; \quad \sum x_{Di} = 1 - x_{Dk},$$

где индекс  $k$  относится к легкокипящему ключевому компоненту, а индекс  $i$  относится к оставшимся компонентам;

- состав кубового остатка

$$x_{Wi} = \frac{F x_{Fi} - D x_{Di}}{W}.$$

Один из возможных способов расчета температур фракций заключается в следующем. Принимается начальное приближение температуры  $t_0$  и при этой температуре рассчитываются коэффициенты:

- для пара

$$\chi = \sum \frac{y_i}{k_i};$$

- для жидкости

$$\chi = \sum \frac{1}{k_i x_i},$$

где  $k_i$  – коэффициент распределения компонента при данной температуре.

Сходимость процесса проверяется по условию

$$|1 - \chi| \leq \varepsilon.$$

Если условие не выполняется, то вычисляется скорректированное значение коэффициента распределения

$$k_{\text{кор}i} = \chi \cdot k_i$$

и определяется следующее приближение:

- для парового потока

$$t_1 = \frac{\sum (t_{\text{кип}} y_i / k_{\text{кор}})}{\sum y_i / k_{\text{кор}}};$$

- для жидкостного потока

$$t_1 = \frac{\sum t_{\text{кип}i} x_i k_{\text{кор}i}}{\sum x_i k_{\text{кор}i}},$$

где  $t_{\text{кип}i}$  – температура кипения  $i$ -го компонента.

Долю отгона можно определить решением нелинейного уравнения

$$\sum \frac{f_i(k_i - 1)(1 - e)}{e(k_i - 1) + 1} = 0,$$

где  $e$  – доля отгона;

$f_i$  – мольная доля компонента в исходной смеси.

Минимальное флегмовое число предлагается определять по методу Андервуда. При этом сначала находится промежуточная характеристическая величина  $\omega$  по уравнению

$$\sum_{i=1}^n \frac{\alpha_{i/v} x_{Fi}}{\alpha_{i/v} - \omega} = 1 - \delta, \quad (6.15)$$

где  $\alpha_{i/v}$  – относительная летучесть по высококипящему ключевому компоненту;

$\delta$  – параметр, характеризующий энергетическое состояние сырья и определяемый по уравнению

$$\delta = \frac{h_F}{H_F}, \quad (6.16)$$

где  $h_F$  – тепло, необходимое для перевода моля питания из данного состояния в пар;

$H_F$  – теплота парообразования того же моля;

При давлении, равном давлению в колонне, питание может находиться в одном из следующих энергетических состояний:

- температура жидкости ниже температуры ее кипения ( $\delta > 1$ );
- жидкость при температуре кипения ( $\delta = 1$ );
- смесь жидкости и пара ( $0 < \delta < 1$ );
- насыщенный пар ( $\delta = 0$ );
- перегретый пар ( $\delta < 0$ ).

Относительные летучести  $\alpha_{i/k}$  определяются отношением давлений насыщенных паров соответствующих компонентов при заданной температуре.

Давление насыщенных паров углеводородов и нефтяных фракций  $P$ , (МПа), обычно рассчитывают по уравнению Ашворта

$$\lg P = 2,68 \left[ 1 - \frac{f(T)}{f(T_0)} \right] - 1; \quad (6.17)$$

$$f(x) = \frac{1250}{\sqrt{x^2 + 108000} - 307,6} - 1,$$

где  $T$  – температура, соответствующая этому давлению, К;

$T_0$  – температура кипения при 0,1 МПа, К.

Для вычисления давления насыщенных паров углеводородов и узких нефтяных фракций ( $P_i$ , Па) при давлениях от 0,001 до 100 МПа и при температурах от 0 до 800 °С можно использовать уравнение Максвелла

$$P_i = 10^5 \cdot \exp(0,7944Y_0);$$

$$Y_0 = 0,1 + \frac{10,4[f(t_1) - f(t_2)]}{31,6 - f(t_2)}; \quad f(x) = \frac{37 \cdot x}{x + 273,2}, \quad (6.18)$$

где  $t_1$  – температура системы, °С;

$t_2$  – среднемолярная температура кипения фракции, °С.

Уравнение (6.15) решается методом последовательных приближений. Естественно, что при решении этого уравнения можно получить  $n - 1$  корней, где  $n$  – число компонентов в разделяемой смеси. Вычислив все значения  $\omega$ , находят  $(n - 1)$  минимальное флегмовое число из уравнения Андервуда

$$R_{\min} = \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_{i/v} x_{Di}}{\alpha_{i/v} - \omega} - 1. \quad (6.19)$$

Затем для дальнейшего расчета выбирают максимальное значение минимального флегмового числа из всех полученных.

Одним из способов решения задачи по отделению корней нелинейного алгебраического уравнения и по их определению является метод дихотомии. Коэффициент избытка флегмы  $\beta$  можно рассчитать, используя один из методов оптимизации процесса ректификации.

Если на процесс разделения существенно влияют величины капитальных и эксплуатационных затрат, то решение задачи по оптимизации коэффициента избытка флегмы является весьма сложным.

В случае когда стоимость оборудования является определяющей в затратах на разделение, оптимизацию с достаточной точностью можно проводить по минимуму функции

$$N(R+1) = f(R), \quad (6.20)$$

где  $N$  – число теоретических тарелок при данном флегмовом числе  $R$ ;

$$R = \beta R_{\min}. \quad (6.21)$$

Принимая начальное значение избытка флегмы, равное, например, 1,005, и увеличивая его в дальнейшем на 0,005, определяют рабочее флегмовое число  $R$ , по которому рассчитывается число теоретических тарелок  $N$  по формуле

$$N = \frac{B + N_{\min}}{1 - B}. \quad (6.22)$$

Величина  $B$  определяется через величину  $A$ , которая связана с рабочим флегмовым числом соотношением

$$A = \frac{R - R_{\min}}{R + 1}. \quad (6.23)$$

При  $0,0078 < A < 0,125$

$$B = 0,5039 - 0,5968 \cdot A - 0,1738 \lg A;$$

при  $0,125 < A < 1$

$$B = 0,6257 - 0,9868 \cdot A + 0,5160 \cdot A^2 - 0,1738 \cdot A^3.$$

Последовательно вычисляя  $N$  и  $R$  с увеличением коэффициента избытка флегмы, можно по минимуму функции (1.21) определить общее число теоретических тарелок и оптимальное флегмовое число.

Место ввода сырья рассчитывается из соотношения

$$\frac{N^+}{N^-} = \frac{N^+}{N - N^+} \approx \frac{N_{\min}^+}{N_{\min}^-} = \frac{N_{\min}^+}{N_{\min} - N_{\min}^+}, \quad (6.24)$$

или

$$N^+ \approx \frac{NN_{\min}^+}{N_{\min}} \quad \text{и} \quad N^- \approx N - N^+. \quad (6.25)$$

Здесь верхний индекс «+» относится к укрепляющей секции колонны, а индекс «-» – к исчерпывающей.

Минимальное число тарелок в укрепляющей части колонны подсчитывается по уравнению Фенске – Андервуда

$$N_{\min}^+ = \frac{\lg \left( \frac{x_{Dn} \cdot x_{Fv}}{x_{Dv} \cdot x_{Fn}} \right)}{\lg \alpha_{n/v}}. \quad (6.26)$$

## 6.2. Расчет многокомпонентной ректификации методом «от тарелки к тарелке» (методика Льюиса – Матисона)

Для расчета надо знать полные составы дистиллята и кубового остатка (определив их одним из приближенных методов или исходя из

производственной необходимости) и рабочее флегмовое число. Расчет целесообразно проводить от концов колонны к тарелке питания.

Последовательность расчета следующая. Для определения числа тарелок в исчерпывающей части используют:

а) уравнение ее рабочей линии для каждого компонента смеси

$$y_{i,j} = \frac{R + U + (1 - U)x_{wi}}{R + 1}; \quad (6.27)$$

б) закон Рауля

$$p_{i,j} = P \cdot x_{i,j}; \quad (6.28)$$

в) следующее из закона Дальтона выражение

$$y_{i,j} = \frac{p_{i,j}}{P}. \quad (6.29)$$

Расчет ведут последовательно «от тарелки к тарелке». Перед началом расчета очередной ступени задаются температурой. Состав жидкости на нижележащей тарелке определяется уравнением

$$x_{i,j-1} = \frac{(R + 1)y_{ij} - (1 - U)x_{wi}}{R + U}.$$

Невыполнение условия

$$\sum_{i=1}^n p_{i,j} = P$$

говорит о том, что температура на тарелке выбрана неверно и ее следует скорректировать. Практически допустимо отклонение общего давления от суммы парциальных давлений в пределах 8÷10 %. Расчет исчерпывающей части заканчивается, когда состав жидкости на очередной тарелке станет близким к составу сырья.

Расчет укрепляющей части ведется сверху вниз и выполняется аналогично исчерпывающей. Однако уравнение рабочей линии в этом случае имеет вид

$$y_{i,j} = \frac{Rx_{i,j-1} + x_{Di}}{R + 1}.$$

В ряде случаев дистиллят и кубовый остаток не содержат некоторых компонентов системы, хотя в сырье они имеются. Поэтому при расчете снизу вверх необходимо, начиная с некоторой тарелки исчерпывающей части, «подправлять» составы паров и флегмы последовательным вводом некоторого количества легколетучих компонентов, не содержащихся в кубовом остатке. Аналогично и для укрепляющей части колонны по труднолетучим компонентам. Объективных критериев ввода количества и места отсутствующих компонентов нет, поэтому расчет выполняется методом последовательных приближений.

Возможное применение метода сходимости заключается в следующем. После того как будут произведены расчеты «от тарелки к тарелке» с концов колонны к тарелке питания и получено первое приближение, член согласования рассчитывается для каждого компонента по уравнению

$$\Delta_i = 1,5 \frac{\frac{x_{FW} - x_{FD}}{w_i} - \frac{x_{FW} - x_{FD}}{d_i}}{1},$$

где  $x_{FW}$ ,  $x_{FD}$  – концентрации  $i$ -го компонента на тарелке питания, полученные расчетом с низа и с верха колонны соответственно;

$w_i$ ,  $d_i$  – часовой мольный расход  $i$ -го компонента в кубовом остатке и в дистилляте.

Согласование величин  $w_i$  и  $d_i$  производится следующим образом.

*Случай 1.* Если  $w_i < d_i$ , то определяется величина  $k = w_i - \Delta_i$ .

Если  $k > 0$ , то величина  $w_i$  используется для следующего приближения, а  $d_i = f_i - w_i$ , где  $f_i$  – расход компонента в исходной смеси.

Если же  $k < 0$ , то необходимо задаться новой величиной  $w_i$ , равной половине полученной при первом приближении, а  $d_i = f_i - w_i$ .

*Случай 2.* Если  $w_i > d_i$ , то определяется величина  $k = d_i - \Delta_i$ .

Если  $k > 0$ , то величина  $d_i$  используется для следующего приближения, а  $w_i = f_i - d_i$ .

Если же  $k < 0$ , то необходимо задаться новой величиной  $d_i$ , равной половине полученной при первом приближении, а  $w_i = f_i - d_i$ .

Условие оптимальности метода: постоянство относительных летучестей компонентов смеси, равенство мольных расходов по секциям (верх и низ), система имеет не более десяти компонентов. Однако могут быть учтены и колебания этих величин.

## 7. ПОВЕРОЧНЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЛОННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

Настоящая методика соответствует ГОСТ Р 51273–99 и ГОСТ Р 51274–99, которые распространяются на аппараты колонного типа, изготавливаемые по ГОСТ 24305–80. Данные стандарты устанавливают методы поверочного расчета на прочность и устойчивость колонных аппаратов, работающих под действием избыточного внутреннего или наружного давления, собственного веса и изгибающих моментов от ветровых на-

грузок или сейсмических воздействий, а также изгибающих моментов, возникающих от действия ветровых нагрузок.

Расчету на ветровую нагрузку подлежат аппараты, устанавливаемые на открытой площадке. Расчету на сейсмические воздействия подлежат аппараты, предназначенные для установки в районах с сейсмичностью 7 и более баллов по шкале MSK-64.

### **7.1. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий**

Стандарт Р 51273–99 устанавливает метод определения расчетных усилий, возникающих в элементах вертикальных цилиндрических сосудов (аппаратов колонного типа) от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий.

Для аппаратов колонного типа сочетания нагрузок при различном состоянии (монтаж, испытание, эксплуатация) устанавливаются по ГОСТ Р 51274–99.

#### **7.1.1. Общие требования**

Расчету на ветровую нагрузку подлежат аппараты, устанавливаемые на открытой площадке.

Расчету на сейсмические воздействия подлежат аппараты, предназначенные для установки в районах с сейсмичностью 7 и более баллов по шкале MSK-64.

При расчете по приведенным ниже формулам необходимо опираться на следующие условные обозначения и размерности величин, приведенные в прил. 7.

#### **7.1.2. Расчетная схема**

В настоящем стандарте рассмотрены вертикальные аппараты, закрепленные в нижних сечениях. В качестве расчетной схемы аппарата принимают консольный, упруго защемленный стержень (см. рис. 7.1).

В случае другого способа опирания расчет ведут по специальной методике, согласованной с разработчиком стандарта.

Аппарат по высоте разбивают на  $z$  участков, где высота участка  $h_i \leq 10$  м.

Весовые, ветровые и сейсмические нагрузки рассматривают как сосредоточенные силы, приложенные в серединах каждого из  $z$  участков. Нагрузку от веса прикладывают вертикально, а ветровую и сейсмическую нагрузки – горизонтально.



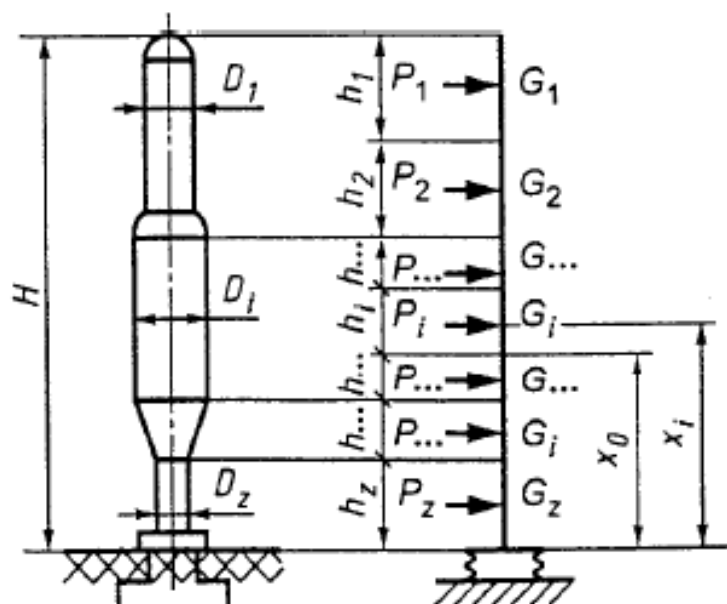


Рис. 7.1. Расчетная схема аппарата

### 7.1.3. Определение периода собственных колебаний

Период основного тона собственных колебаний аппарата постоянного сечения с приблизительно равномерно распределенной по высоте аппарата массой следует определять по формуле

$$T = T_0 \sqrt{1 + \frac{4EI}{HC_F I_F}}, \quad (7.1)$$

где

$$T_0 = 1,8H \sqrt{\frac{G}{g} \frac{H}{EI}}. \quad (7.2)$$

При отсутствии данных о фундаменте в первом приближении допускается принимать  $T \approx T_0$ .

Период основного тона собственных колебаний аппарата переменного сечения следует определять по формуле

$$T = 2\pi H \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^z G_i \cdot \alpha_i^2}{g \left( \frac{\gamma \cdot H}{2E \cdot I_1} + \frac{1}{C_F \cdot I_F} \right)}}, \quad (7.3)$$

где  $C_F$  – коэффициент неравномерности сжатия грунта, определяемый по данным инженерной геологии, а при отсутствии таких данных  $C_F = 6 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^3$ ;

$\alpha_i$  – относительное перемещение центров тяжести участков, рассчитываемых по формуле

$$\alpha_i = \gamma \frac{H}{2EI_1} \beta_i + \frac{x_i}{HC_F I_F}, \quad (7.4)$$

где  $\beta_i$  – коэффициент по рис. 7.2,  
или по формуле

$$\beta_i = \frac{1}{2} \left[ 3 \left( \frac{x_i}{H} \right)^2 - \left( \frac{x_i}{H} \right)^3 \right]; \quad (7.5)$$

$\gamma$  – коэффициент, определяемый по формуле

$$\gamma = \frac{2}{H^3} \left[ H_1^3 (\Delta + \lambda) + \mu \cdot H_2^3 + 2 \frac{I_1}{I_3} H_1 \cdot H_2 \cdot H_3 \right]; \quad (7.6)$$

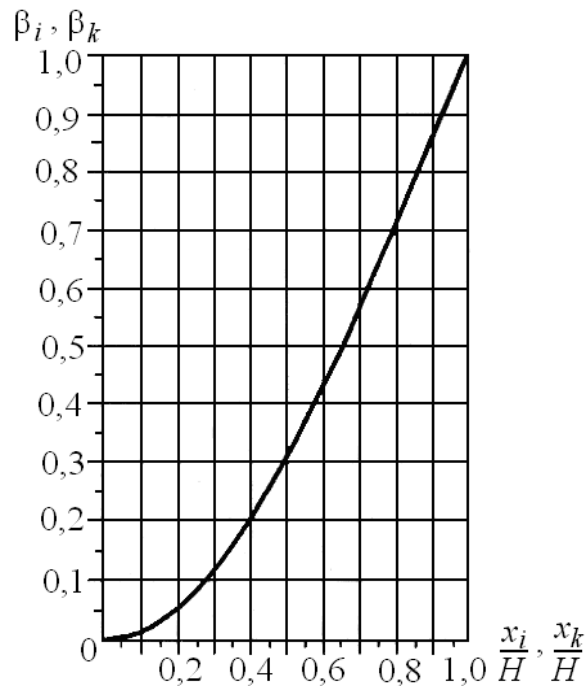


Рис. 7.2. Коэффициенты  $\beta_k, \beta_i$

Коэффициенты  $\Delta, \lambda, \mu$  определяют по рис. 7.3 или по формулам:

$$\Delta = \frac{1}{3} + \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{H_2}{H_1} \left[ \frac{1}{3} \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^2 + \frac{H_2}{H_1} + 1 \right]; \quad (7.7)$$

$$\lambda = \frac{I_1}{I_3} \cdot \frac{H_3}{H_1} \left[ \frac{1}{3} \left( \frac{H_3}{H_1} \right)^2 + \frac{H_3}{H_1} + 1 \right]; \quad \mu = \frac{I_1}{I_3} \cdot \frac{H_3}{H_2} \left( \frac{H_3}{H_2} + 1 \right).$$

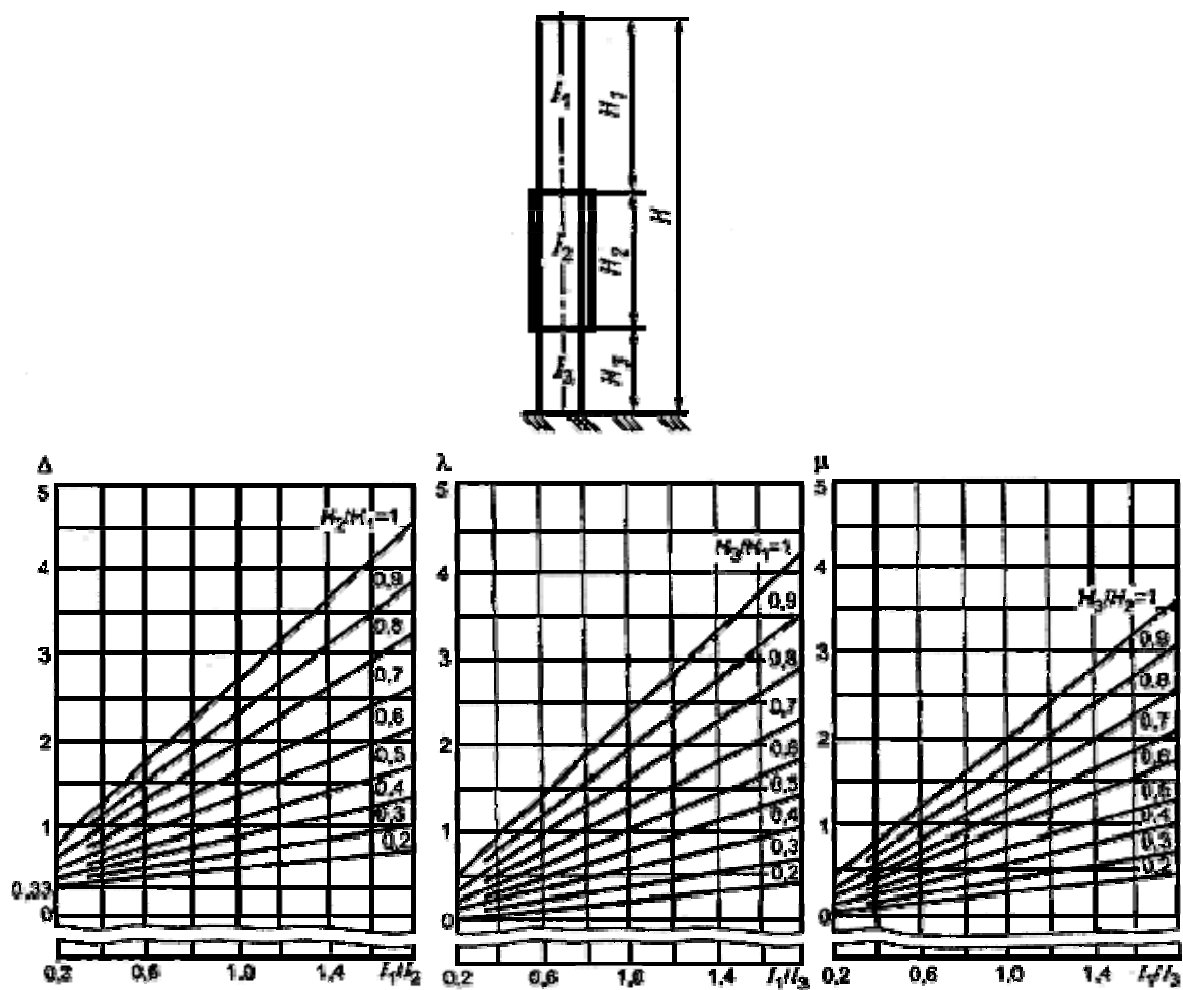


Рис. 7.3. Коэффициенты  $\Delta, \lambda, \mu$

Для аппаратов с двумя переменными жесткостями коэффициент  $\gamma$  определяют по формуле (7.6), при этом  $H_3 = 0$ .

Для аппаратов с числом переменных жесткостей более трех коэффициент  $\gamma$  определяют другими методами, согласованными с разработчиком стандарта.

Общий период колебаний для групповых аппаратов (число аппаратов  $z_k$ ), установленных на общем фундаменте и жестко связанных в горизонтальном направлении, следует определять по формуле

$$T = 3,63 \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{z_k} G_i \cdot H_i^2}{g \cdot C_F \cdot I_F}}. \quad (7.8)$$

#### 7.1.4. Определение расчетного изгибающего момента от ветровой нагрузки

Расчетный изгибающий момент в сечении на высоте  $x_0$  следует определять по формуле

$$M_V = \sum_{i=1}^n P_i(x_i - x_0) + \sum_{j=1}^m M_{Vj}. \quad (7.9)$$

Ветровую нагрузку на  $i$ -м участке определяют по формуле

$$P_i = P_{i\ st} + P_{i\ dyn}. \quad (7.10)$$

Среднюю составляющую ветровой нагрузки на  $i$ -м участке определяют по формуле

$$P_{i\ st} = q_{i\ st} \cdot D_i \cdot h_i. \quad (7.11)$$

Пульсационную составляющую ветровой нагрузки на  $i$ -м участке определяют по формуле

$$P_{i\ dyn} = v \cdot G_i \cdot \xi \cdot \eta_i. \quad (7.12)$$

Нормативное значение средней составляющей ветровой нагрузки на середине  $i$ -го участка аппарата (на высоте  $x_i$  над поверхностью земли) определяют по формуле

$$q_{i\ st} = q_0 \cdot \Theta_i \cdot K, \quad (7.13)$$

где  $q_0$  – нормативное значение ветрового давления из табл. 7.1;

$\Theta_i$  – коэффициент, учитывающий изменение ветрового давления по высоте аппарата, по рис. 7.4 или по формуле

$$\Theta_i = \left( \frac{x_i}{10} \right)^{0,31}; \quad (7.14)$$

$K$  – аэродинамический коэффициент из табл. 7.2.

Коэффициент динамичности определяют по рис. 7.5 или формуле

$$\xi = 1,1 + \sqrt{15,5\varepsilon}, \quad (7.15)$$

где  $\varepsilon$  – параметр, определяемый по формуле

$$\varepsilon = \frac{T\sqrt{q_0}}{790}. \quad (7.16)$$

Таблица 7.1

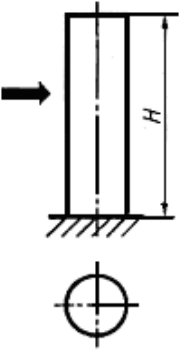
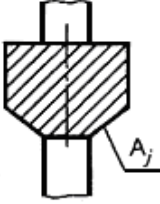

Нормативное значение ветрового давления  $q_0$ 

Ветровые районы*	Ia	I	II	III	IV	V	VI	VII
$q_0, \text{Н/м}^2$	170	230	300	380	480	600	730	850

\* Ветровой район – по СНиП 2.01.07–85 [III, 1].

Таблица 7.2

Аэродинамический коэффициент К

Схема аппарата, площадок	Аппарат*	Площадки*	
			
К	0,7	0,85	1,4

\* Стрелкой указано направление ветра.

Приведенное относительное ускорение центра тяжести  $i$ -го участка определяют по формуле

$$\eta_i = \alpha_i \frac{\sum_{k=1}^z \alpha_k \cdot m_k \cdot P_{k \text{ ст}}}{\sum_{k=1}^z \alpha_k^2 \cdot G_k}, \quad (7.17)$$

где  $\alpha_i, \alpha_k$  – относительные перемещения  $i$ -го и  $k$ -го участков, определяют по формуле (7.4);

$m_k$  – коэффициенты пульсации давления ветра для середины  $k$ -го участка на высоте  $x_k$  по рис. 7.6 или по формуле

$$m_k = 0,76 \left( \frac{x_k}{10} \right)^{-0,15}. \quad (7.18)$$

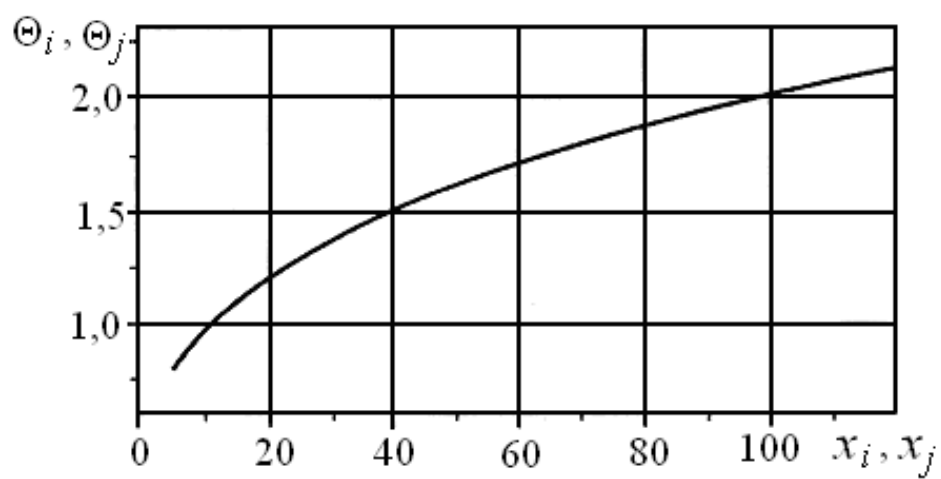


Рис. 7.4. Коэффициенты  $\Theta_i, \Theta_k$

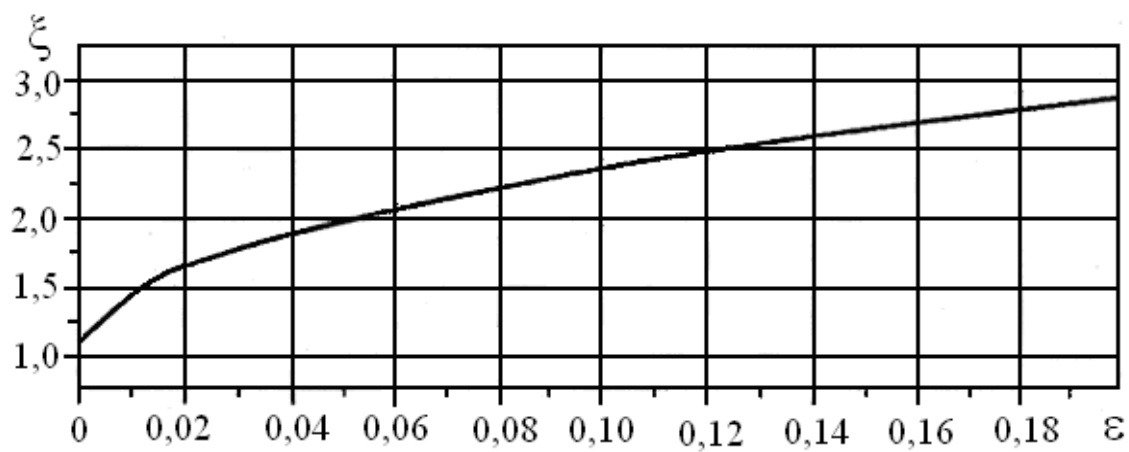


Рис. 7.5. Коэффициент динамичности  $\xi$

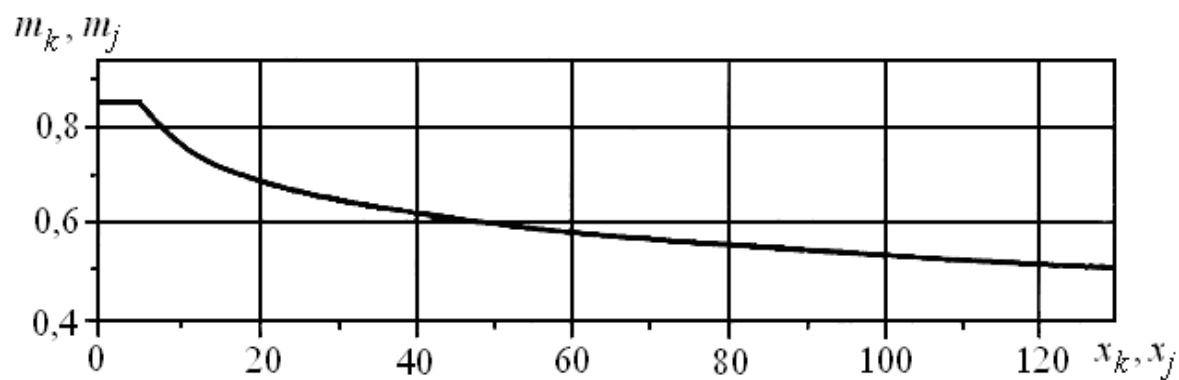


Рис. 7.6. Коэффициенты пульсации давления ветра

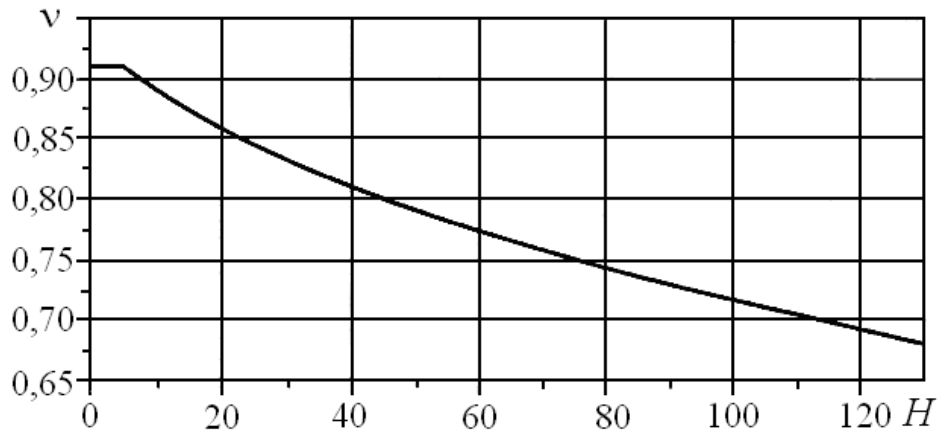


Рис. 7.7. Коэффициент пространственной корреляции пульсаций давления ветра

Коэффициент пространственной корреляции пульсаций давления ветра  $v$  определяют по рис. 7.7 или формуле

$$v = 0,968 - 0,025\sqrt{H}. \quad (7.19)$$

Изгибающий момент в сечении на высоте  $x_0$  от действия ветровой нагрузки на обслуживающую  $j$ -ю площадку следует определять по формуле

$$M_{Vj} = Kq_0\Theta_j(x_i - x_0)(1 + 0,75\xi\chi_j m_j) \sum A_P. \quad (7.20)$$

При отсутствии точных данных о форме площадки изгибающий момент  $M_{Vj}$  определяют по формуле

$$M_{Vj} = Kq_0\Theta_j(x_i - x_0)(1 + 0,75\xi\chi_j m_j) A_j, \quad (7.21)$$

где  $K$  – аэродинамический коэффициент из табл. 7.2;

$\sum A_P$  – сумма площадей всех проекций профилей  $j$ -й площадки на плоскость, перпендикулярную направлению ветра,  $\text{м}^2$ ;

$A_j$  – площадь, ограниченная контуром  $j$ -й площадки,  $\text{м}^2$ ;

$\chi_j$  – коэффициент по рис. 7.8 или формуле

$$\chi_j = 1,56 \left( \frac{x_j}{H} \right)^{1,6}; \quad (7.22)$$

$m_j$  – коэффициент пульсации давления ветра по рис. 24;

$\Theta_j$  – коэффициент по рис. 7.4.

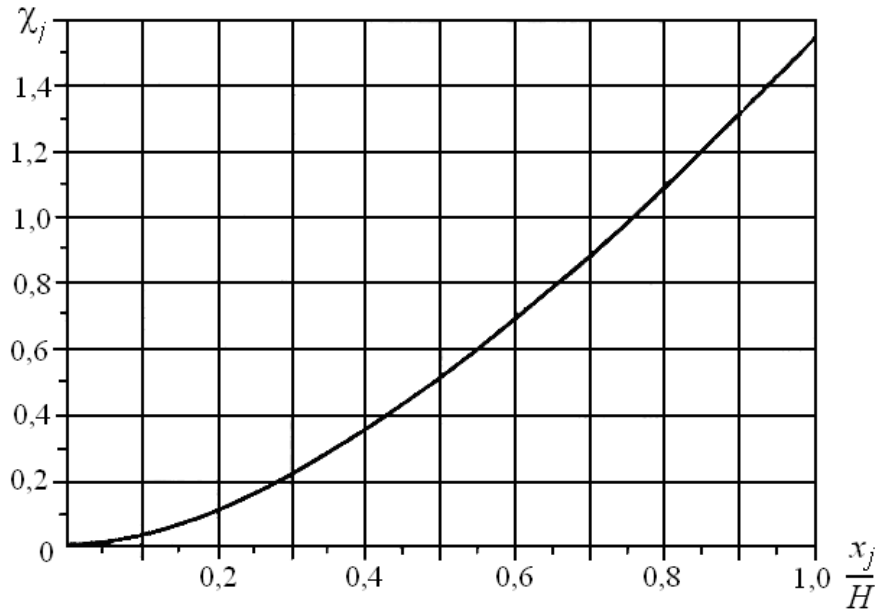


Рис. 7.8. Коэффициент  $\chi_j$

#### 7.1.5. Определение расчетного изгибающего момента от сейсмических воздействий

Сейсмическую нагрузку, приложенную в середине  $i$ -го участка и соответствующую первому тону собственных колебаний аппарата, определяют по формуле

$$S_i = 0,375 K_S \cdot \beta \cdot G_i \cdot \alpha_i \frac{\sum_{k=1}^z G_k \cdot \alpha_k}{\sum_{k=1}^z G_k \cdot \alpha_k^2}, \quad (7.23)$$

где  $\beta$  – коэффициент динамичности по рис. 7.9 или по формуле

$$\beta = \frac{1,9}{T}, \quad (7.24)$$

но во всех случаях  $\beta$  принимают не менее 0,8 и не более 2,5;

$K_S$  – сейсмический коэффициент, выбирают в зависимости от района установки аппарата по табл. 7.3;

$\alpha_i, \alpha_R$  – относительное перемещение центров тяжести участков, определяют по формуле (7.4).

Максимальный изгибающий момент в нижнем сечении аппарата при учете только первой формы колебаний определяют по формуле

$$M_{\max} = \sum_{i=1}^z S_i \cdot x_i. \quad (7.25)$$



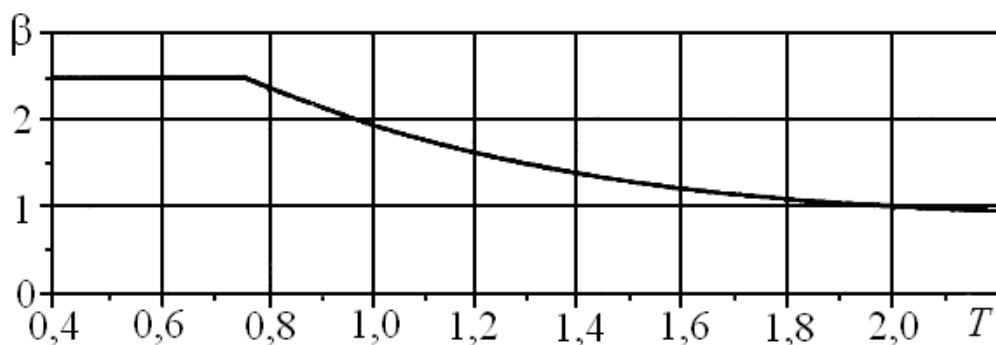


Рис. 7.9. Коэффициент динамичности  $\beta$

Таблица 7.3

Сейсмический коэффициент  $K_S$

Сейсмичность, балл*	7	8	9
$K_S$	0,1	0,2	0,4
* Сейсмичность населенных пунктов – по СНиП II-7-81			

Расчетный изгибающий момент, с учетом влияния высших форм колебаний, при необходимости устанавливают специальными методами. В качестве первого приближения расчетный изгибающий момент  $M_R$  в сечении на высоте  $x_0$ , с учетом влияния высших форм колебаний, следует выбирать в зависимости от  $M_{\max}$  по эпюре рис. 7.10.

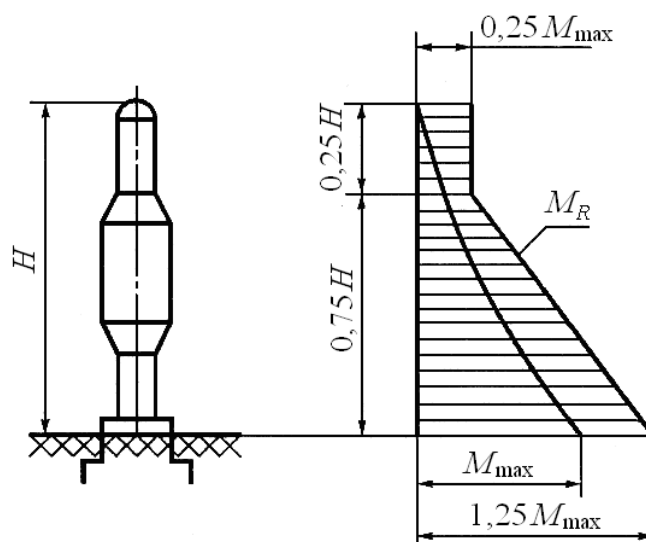


Рис. 7.10. Эпюра для определения изгибающего момента  $M_R$

## 7.2. Расчет колонных аппаратов на прочность и устойчивость

### 7.2.1. Область применения

Настоящая методика применима для расчета на прочность аппаратов колонного типа, работающих под действием внутреннего избыточного или наружного давления, собственного веса, изгибающих моментов от ветровых нагрузок или сейсмических воздействий, а также изгибающих моментов, возникающих от действия эксцентрически приложенных весовых нагрузок. При расчете по приведенным ниже формулам необходимо опираться на условные обозначения и размерности величин, приведенные в прил. 8.

### 7.2.2. Расчетные сечения

При расчете аппарата проверяют следующие сечения:

- поперечное сечение корпуса в месте присоединения опорной обечайки (сечение  $B-B$ , см. рис. 7.11), а также для аппарата переменного сечения – поперечные сечения корпуса, переменные по диаметру и/или толщине;
- поперечное сечение опорной обечайки в месте присоединения к корпусу (сечение  $\Gamma-\Gamma$ , см. рис. 7.12);
- поперечное сечение опорной обечайки в местах расположения отверстий (сечение  $D-D$ , см. рис. 7.12);
- поперечное сечение опорной обечайки в месте присоединения нижнего опорного кольца (сечение  $E-E$ , см. рис. 7.12).

### 7.2.3. Расчетные нагрузки

*Расчетные давления*

Расчетные давления в рабочих условиях  $p_1$  и в условиях испытания  $p_2$  устанавливают в соответствии с ГОСТ 14249.

*Нагрузки от собственного веса:*

$G_1$  – вес в рабочих условиях, включая вес обслуживающих площадок, изоляции, внутренних устройств, рабочей среды;

$G_2$  – вес при гидроиспытании, включая вес жидкости, заполняющей аппарат;

$G_3$  – максимальный вес аппарата в условиях монтажа;

$G_4$  – минимальный вес аппарата в условиях монтажа после установки в вертикальное положение.

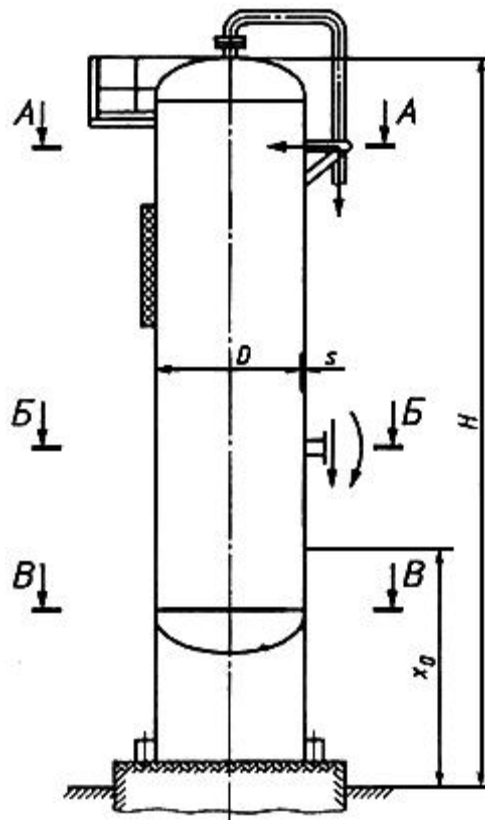


Рис. 7.11. Расчетные сечения корпуса аппарата

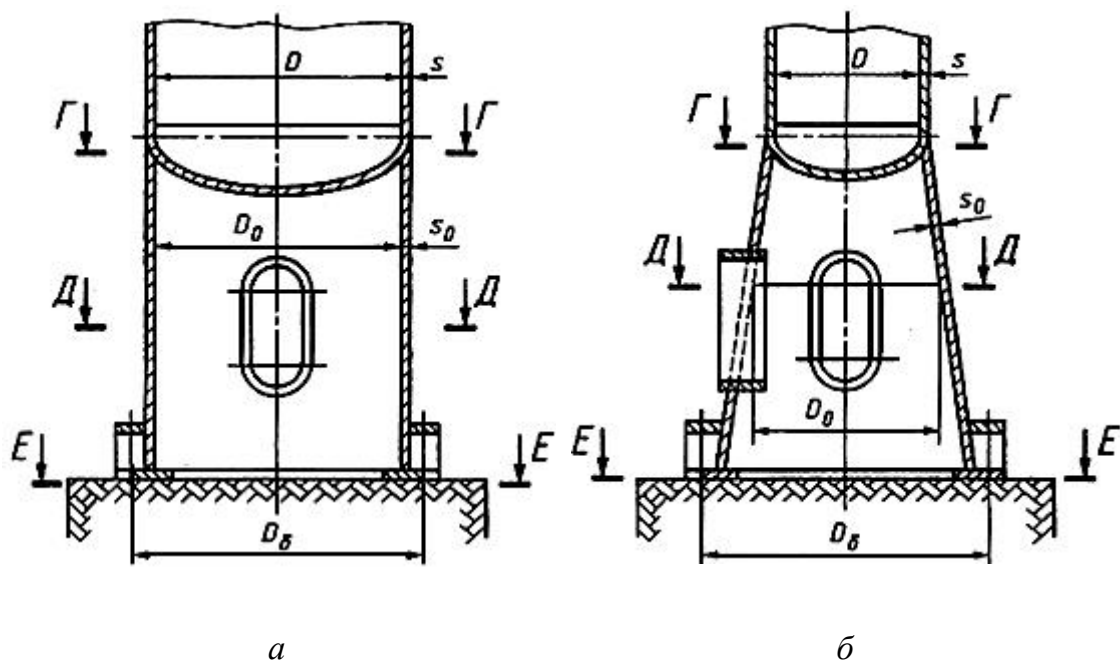


Рис. 7.12. Расчетные сечения опорной обечайки:  
 $a$  – цилиндрическая;  $b$  – коническая

*Расчетные изгибающие моменты:*

$M_G$  – максимальный изгибающий момент от действия эксцентрических весовых нагрузок, в том числе от присоединяемых трубопроводов и др.;

$M_V$  – изгибающий момент от действия ветровых нагрузок, определяемый по ГОСТ Р 51273 для трех расчетных условий аппарата, а именно:

- $M_{V1}$  для рабочих условий при нагрузке  $G_1$ ;
- $M_{V2}$  для условий испытания при нагрузке  $G_2$ ;
- $M_{V3}$  для условий монтажа при нагрузке  $G_3$ ;

$M_R$  – изгибающий момент от сейсмических воздействий, определяемый по ГОСТ Р 51273 для двух расчетных условий аппарата, устанавливаемого в районе с сейсмичностью 7 баллов и более, а именно:

- $M_{R1}$  для рабочих условий при нагрузке  $G_1$ ,
- $M_{R3}$  для условий монтажа при нагрузке  $G_3$ .

*Снеговые нагрузки*

При расчете аппарата колонного типа снеговые нагрузки не учитывают.

*Температурные нагрузки*

При наличии в элементах конструкции аппарата, включая его опорные части, значительных температурных перепадов следует дополнительно определять температурные напряжения.

Температурные напряжения определяют специальными методами расчета.

Размах приведенных напряжений, равный сумме всех действующих напряжений (включая температурные напряжения), определенных упругим расчетом, должен удовлетворять условию

$$\sigma_t \leq \min \left\{ \left( 2,5 - \frac{R_e}{R_m} \right) R_e; 2R_e \right\}, \quad (7.26)$$

где  $\sigma_t$  – размах приведенных напряжений в данном элементе;

$R_e$  – минимальное значение предела текучести для материала рассматриваемого элемента при расчетной температуре по ГОСТ 14249;

$R_m$  – минимальное значение временного сопротивления для материала рассматриваемого элемента при расчетной температуре по ГОСТ 14249.

### *Местные нагрузки*

Расчет локальных напряжений в элементах аппарата от действия местных нагрузок, вызываемых присоединяемыми трубопроводами, площадками, кронштейнами и т. д. (сечения *A-A*, *B-B*, см. рис. 7.11), производят по нормативной документации, утвержденной в установленном порядке.

### *Расчетная температура*

Расчетную температуру устанавливают по ГОСТ 14249. Расчетную температуру для условий испытания и монтажа принимают равной 20 °С.

#### **7.2.4. Сочетание нагрузок**

Аппарат необходимо рассчитывать для трех расчетных условий. Это:

- рабочее условие;
- условие испытания;
- условие монтажа.

Сочетание нагрузок для этих условий приведено в табл. 7.4.

#### **7.2.5. Корпус аппарата**

Стенка аппарата должна быть проверена на прочность и устойчивость.

Проверку прочности следует проводить для рабочего условия ( $F = F_1$ ;  $M = M_1$ ;  $p = p_1$ ) и условия монтажа ( $F = F_3$ ;  $M = M_3$ ;  $p = 0$ ).

Проверку устойчивости следует проводить для рабочего условия ( $F = F_1$ ;  $M = M_1$ ;  $p = p_1$ ) и условия испытания ( $F = F_2$ ;  $M = M_2$ ;  $p = p_2$ ).

Проверку прочности и устойчивости для корпуса проводят в сечениях, указанных в разд. 7.2.2. Расчетные нагрузки  $F$  и изгибающие моменты  $M$  принимают по табл. 7.4.

### *Проверка прочности*

Продольные напряжения  $\sigma_x$  следует рассчитывать:

- на наветренной стороне по формуле

$$\sigma_{x1} = \frac{p(D+s)}{4(s-c)} - \frac{F}{\pi D(s-c)} + \frac{4M}{\pi D^2(s-c)}; \quad (7.27)$$

- на подветренной стороне по формуле

$$\sigma_{x2} = \frac{p(D+s)}{4(s-c)} - \frac{F}{\pi D(s-c)} - \frac{4M}{\pi D^2(s-c)}. \quad (7.28)$$

Таблица 7.4

## Сочетание нагрузок

Условия	Расчетное давление $p$ , МПа	Осевое сжимающее усилие $F$ , Н	Расчетный изгибающий момент $M$ , Н·мм
Рабочее условие	$p_1$	$F_1 = G_1$	$M_1 = M_{G1} + M_{V1}$ Для сейсмических районов принимают большее из двух значений: $M_1 = M_{G1} + M_{V1}$ или $M_1 = M_{G1} + M_{R1}$
Условие испытания	$p_2$	$F_2 = G_2$	$M_2 = M_{G2} + 0,6M_{V2}$
Условие монтажа	0	$F_3 = G_3$	$M_3 = M_{G3} + M_{V3}$
		Для анкерных болтов $F_3 = G_4$	Для сейсмических районов принимают большее из двух значений: $M_3 = M_{G3} + M_{V3}$ или $M_3 = M_{G3} + M_{R3}$

Кольцевые напряжения  $\sigma_y$  следует рассчитывать по формуле

$$\sigma_y = \frac{p(D-s)}{2(s-c)}. \quad (7.29)$$

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{Ei}$  следует рассчитывать:

– на наветренной стороне по формуле

$$\sigma_{E1} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 - \sigma_{x1}\sigma_y + \sigma_y^2}; \quad (7.30)$$

– на подветренной стороне по формуле

$$\sigma_{E2} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 - \sigma_{x2}\sigma_y + \sigma_y^2}. \quad (7.31)$$

Условия прочности следует проверять:

– на наветренной стороне по формуле

$$\max\{|\sigma_{x1}|; \sigma_{E1}\} \leq \varphi[\sigma]_K; \quad (7.32)$$

– на подветренной стороне по формуле

$$\max\{|\sigma_{x2}|; \sigma_{E2}\} \leq \varphi[\sigma]_K, \quad (7.33)$$

где  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва по ГОСТ 14249;

$[\sigma]_K$  – допускаемое напряжение для материала корпуса аппарата при расчетной температуре по ГОСТ 14249.

В случае когда  $\sigma_{x1}$  и/или  $\sigma_{x2}$  – сжимающие напряжения, значение  $\varphi$  в формулах (7.32) и (7.33) принимают равным 1,0.

### *Проверка устойчивости*

Проверку устойчивости аппаратов для рабочих условий следует проводить:

– для аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением или без давления, по формуле

$$\frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1; \quad (7.34)$$

– для аппаратов, работающих под наружным давлением, по формуле

$$\frac{p}{[p]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1, \quad (7.35)$$

где  $p, F, M$  принимают из табл. 7.4, а  $[p], [F], [M]$  определяют в соответствии с ГОСТ 14249.

Проверку устойчивости для условий испытания следует проводить по формуле (7.34) при соответствующих условиям испытания значениях  $p, F, [F]$  и  $[M]$ .

### **7.2.6. Опорная обечайка**

Опорную обечайку проверяют на прочность и устойчивость для рабочего условия и условия испытания.

Проверку прочности и устойчивости проводят в сечениях Д-Д, Е-Е, Г-Г, указанных в разд. 7.2.2, по формулам (7.27) - (7.34). Расчетные нагрузки  $F$  и изгибающие моменты  $M$  принимают по табл. 7.4.

Проверку прочности сварного шва, соединяющего корпус аппарата с опорной обечайкой (сечение Г-Г, рис. 7.12), следует проводить по формуле

$$\frac{1}{\pi D_0 a} \left( \frac{4M}{D_0} + F \right) \leq 0,8 \cdot \min \{ [\sigma]_0; [\sigma]_K \}, \quad (7.36)$$

где  $[\sigma]_0$  – допускаемое напряжение для материала опорной обечайки при расчетной температуре по ГОСТ 14249.

Проверку устойчивости опорной обечайки в зоне отверстий (сечение Д-Д, см. рис. 7.12) следует проводить по формуле

$$\frac{F}{\varphi_1[F]} + \frac{M + F \cdot \varphi_3 \cdot D_0}{\varphi_2[M]} \leq 1,0, \quad (7.37)$$

где  $[F]$  и  $[M]$  определяют по ГОСТ 14249. А коэффициенты  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  определяются по формулам

$$\varphi_1 = \frac{A}{\pi D_0 (s_0 - c)}, \quad \varphi_2 = \frac{4W}{\pi D_0^2 (s_0 - c)}, \quad \varphi_3 = \frac{Y_S}{D_0}, \quad (7.38)$$

где  $A, W, Y_S$  – соответственно площадь, наименьший момент сопротивления и координата центра тяжести наиболее ослабленного поперечного сечения.

Отверстия диаметром менее  $0,04 D_0$ , при расчете по формулам (7.37) и (7.38), не учитывают.

### 7.2.7. Элементы опорного узла

Расчет элементов опорного узла (см. рис. 7.12) следует проводить для рабочего условия и условия испытания.

Расчетные нагрузки  $F$  и изгибающие моменты  $M$  принимают из табл. 7.4 для сечения  $E-E$ .

Толщину нижнего опорного кольца  $s_1$  следует определять по формуле

$$s_1 \geq \max \left\{ \chi_1 b_2 \sqrt{\frac{4M / D_6 + F}{D_6 b_1 [\sigma]_A}} + c; 1,5 s_0 \right\}, \quad (7.39)$$

где  $\chi_1$  – коэффициент по рис. 7.14 или по формуле

$$\chi_1 = \left[ \frac{1 + 1,81(b_2 / b_6)^3}{1 + 2,97(b_2 / b_6)^3} \right]^2; \quad (7.40)$$

$[\sigma]_A$  – допускаемое напряжение для материала опорного узла при расчетной температуре по ГОСТ 14249.

Ширину нижнего опорного кольца  $b_1$  опоры аппарата, устанавливаемого на бетонном фундаменте, следует определять по формуле

$$b_1 \geq \frac{1}{\pi D_6 [\sigma]_6} \left( \frac{4M}{D_6} + F \right), \quad (7.41)$$

где  $[\sigma]_6$  – напряжение бетона на сжатие, определяемое в зависимости от марки бетона по строительным нормам.

Толщину верхнего опорного кольца  $s_2$  следует определять по формуле



$$s_2 \geq \max \left\{ \chi_2 \sqrt{\frac{A_B [\sigma]_B}{[\sigma]_A}} + c; 1,5s_0 \right\}, \quad (7.42)$$

где  $A_B$  – площадь поперечного сечения анкерного болта по внутреннему диаметру резьбы;

$\chi_2$  – коэффициент по рис. 7.15 или формуле

$$\chi_2 = \sqrt{\frac{3 \cdot \frac{b_4}{b_5}}{1 + \left(\frac{b_4}{b_5}\right)^2 \left(1 - \frac{d}{b_5}\right)^{-1}}}; \quad (7.43)$$

$[\sigma]_B$  – допускаемое напряжение для материала анкерных болтов, принимаемое по табл. 7.5.

Таблица 7.5

Допускаемые напряжения для анкерных болтов при температуре 20 °С

Марка стали	ВСт3	16ГС, 09Г2С, 10Г2С1
Допускаемое напряжение $[\sigma]_B$ , МПа	140	170

При наличии усиливающей пластины толщиной  $s_3$ , приваренной к верхнему опорному кольцу, расчет следует проводить по формуле

$$s_2 + \chi_2 \cdot s_3 \geq \chi_2 \sqrt{\frac{A_B [\sigma]_B}{[\sigma]_A}} + c, \quad (7.44)$$

где  $\chi_3$  – коэффициент по рис. 7.16 или формуле

$$\chi_3 = \frac{b_7}{b_4} \left( \frac{s_3}{s_2} \right)^2. \quad (7.45)$$

Толщину ребра  $s_4$  определяют по формуле

$$s_4 = \max \left\{ \frac{A_B [\sigma]_B}{\chi_4 b_2 [\sigma]_A} + c; 0,4s_1 \right\}, \quad (7.46)$$

где  $\chi_4 = 2,0$  – для опорного узла исполнений 1 и 3 (см. рис. 7.13);

$\chi_4 = 1,0$  – для опорного узла исполнения 2 (см. рис. 7.13).

Ребра конструкции с соотношением  $b_2 / s_4 > 20$  необходимо проверять на устойчивость.

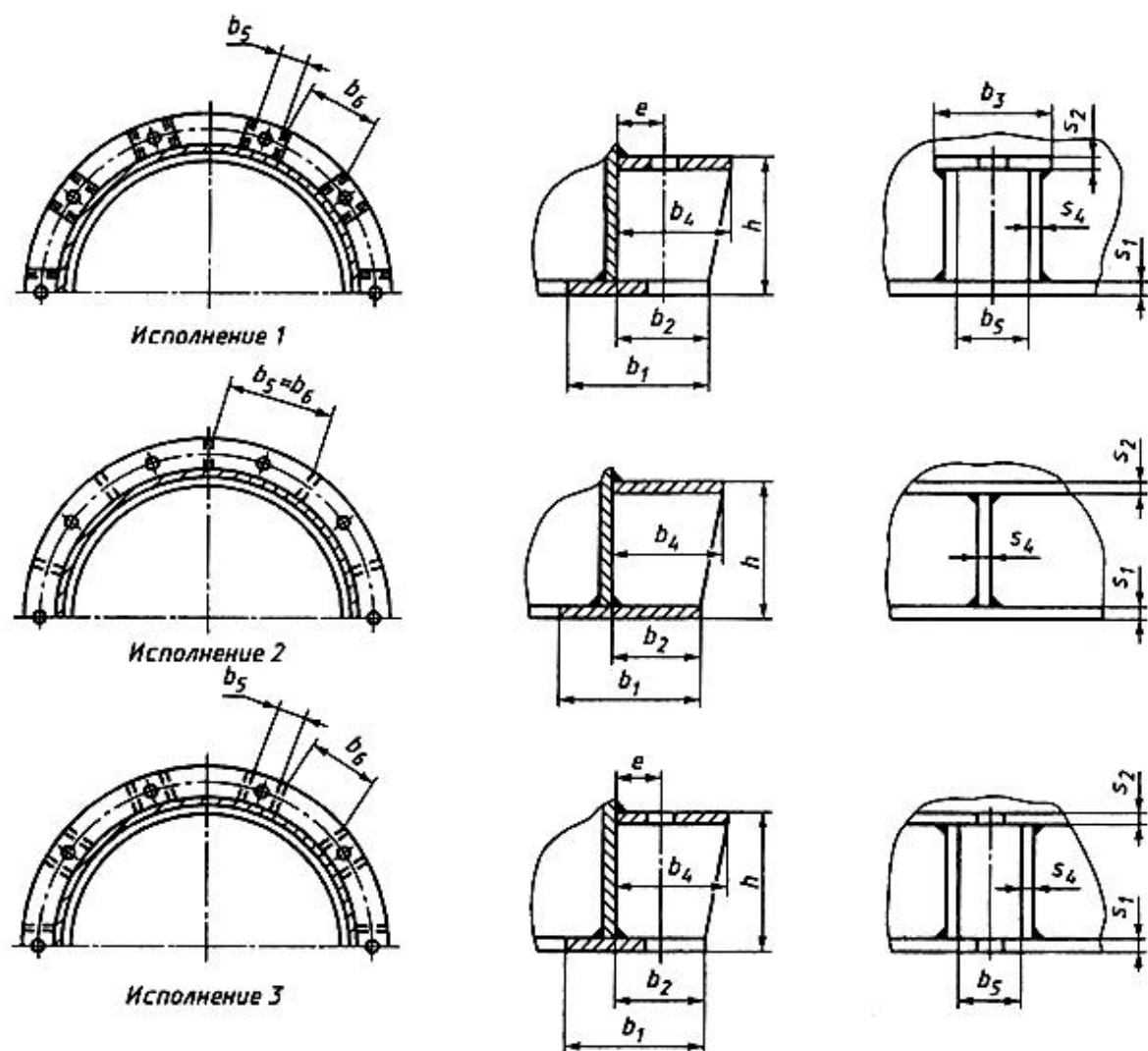


Рис. 7.13. Опорный узел

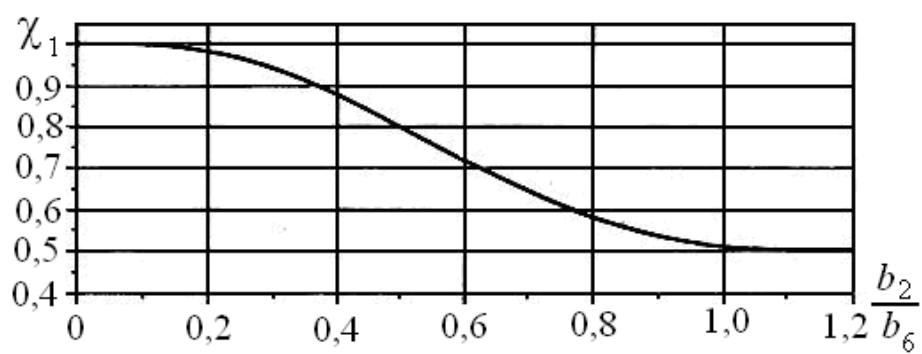


Рис. 7.14. Коэффициент  $\chi_1$

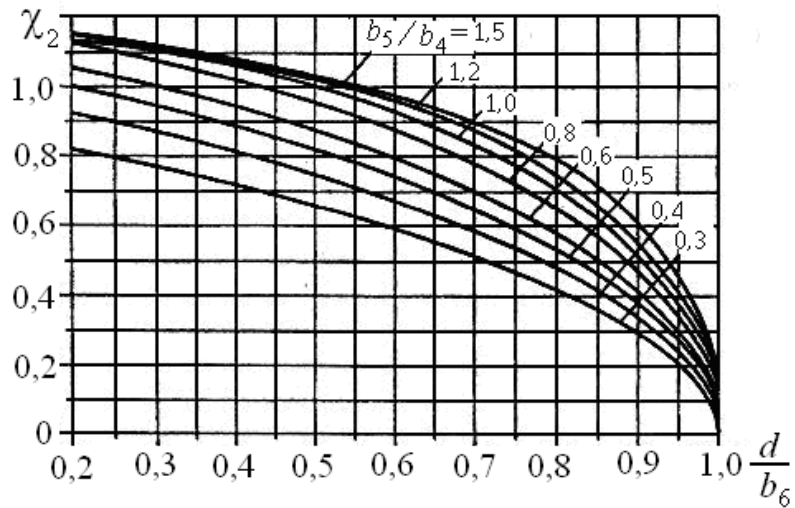


Рис. 7.15. Коэффициент  $\chi_2$

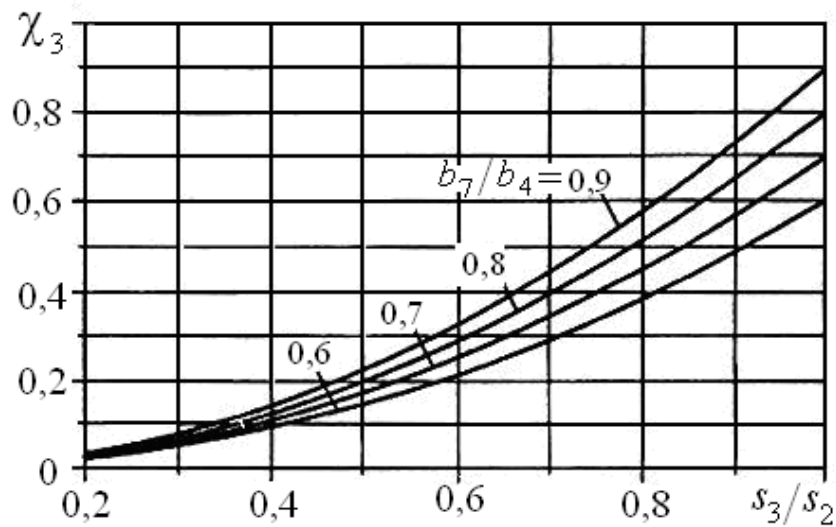


Рис. 7.16. Коэффициент  $\chi_3$

Проверку прочности опорной обечайки в зоне верхнего опорного кольца следует проводить по формуле

$$\frac{6\chi_5 A_B [\sigma]_B \cdot e}{(s_0 - c)^2 h} \leq 1,5 [\sigma]_0. \quad (7.47)$$

Коэффициент  $\chi_5$  определяется по рис. 7.17 или по формуле

$$\chi_5 = -0,0248 \left\{ \ln \left( \frac{N}{1100} \right) - \sqrt{\left[ \ln \left( \frac{N}{1100} \right) \right]^2 + 2,628} \right\} + K, \quad (7.48)$$

$$\text{где } N = \frac{D_0}{2(s_0 - c)} \left( \frac{10b_3}{D_0} \right)^{2,05}; \quad K = \begin{cases} 0, & \text{если } N \leq 10^4, \\ -0,002 \ln(N \cdot 10^{-4}), & \text{если } N > 10^4; \end{cases}$$

Здесь  $b_3 = b_4$  – для опорного узла исполнения 2 (см. рис. 7.13);

$b_3 = b_5 + b_6$  – для опорного узла исполнения 3 (см. рис. 7.13).

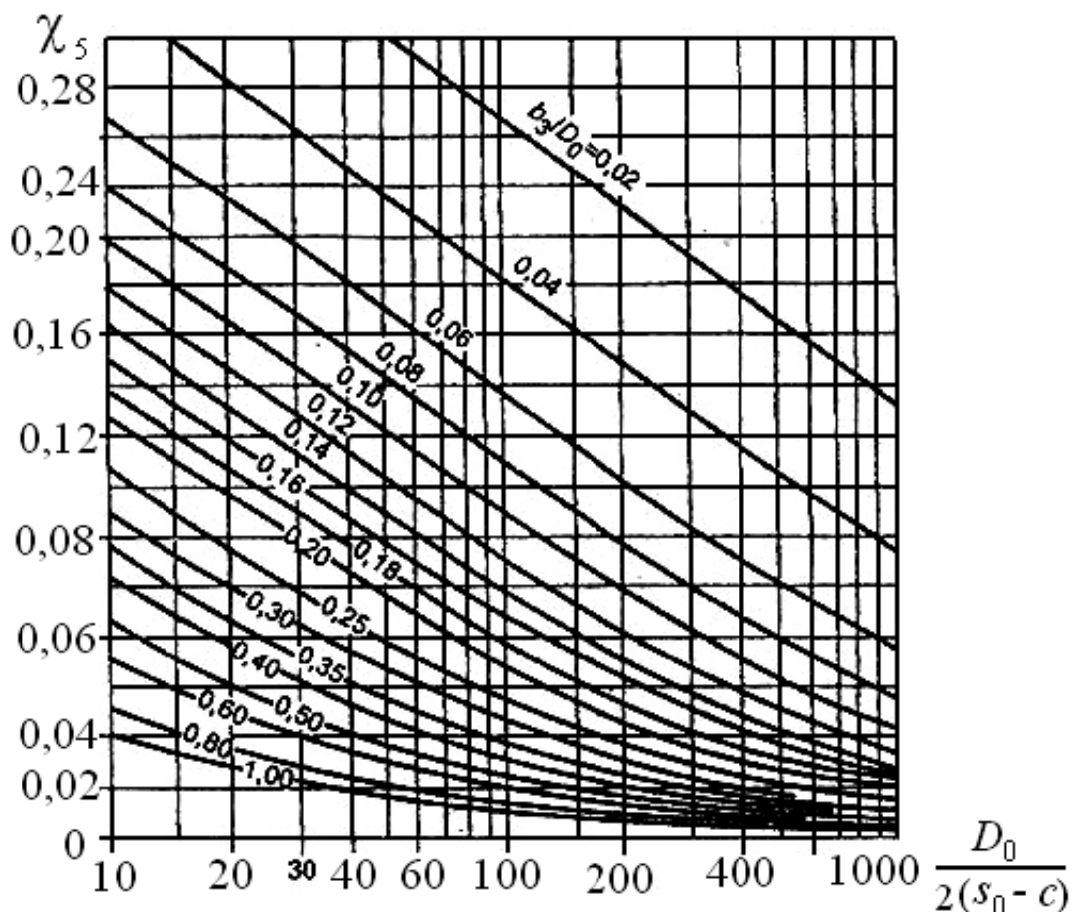


Рис. 7.17. Коэффициент  $\chi_5$

### 7.2.8. Анкерные болты

Расчет анкерных болтов необходимо проводить для рабочих условий и условий монтажа. В случае когда  $M \leq 0,44F \cdot D_6$ , диаметр и количество болтов принимают конструктивно. Величины  $M$  и  $F$  принимают из табл. 7.4 для соответствующих условий.

Внутренний диаметр резьбы  $d_6$  анкерных болтов следует определять по формуле

$$d_6 \geq \chi_6 \sqrt{\frac{M - 0,44F \cdot D_6}{n \cdot [\sigma]_B \cdot D_6}}, \quad (7.49)$$

где  $\chi_6$  – коэффициент по рис. 7.18 или формуле

$$\chi_6 = \begin{cases} 2,25 + 0,3 \frac{F \cdot D_6}{M} & \text{при } \frac{F \cdot D_6}{M} < 0,5; \\ 2,7 - 2 \frac{F \cdot D_6}{M} + 3,7 \left( \frac{F \cdot D_6}{M} \right)^2 - 2,5 \left( \frac{F \cdot D_6}{M} \right)^3 + \\ + 0,65 \left( \frac{F \cdot D_6}{M} \right)^4 & \text{при } \frac{F \cdot D_6}{M} \geq 0,5. \end{cases} \quad (7.50)$$

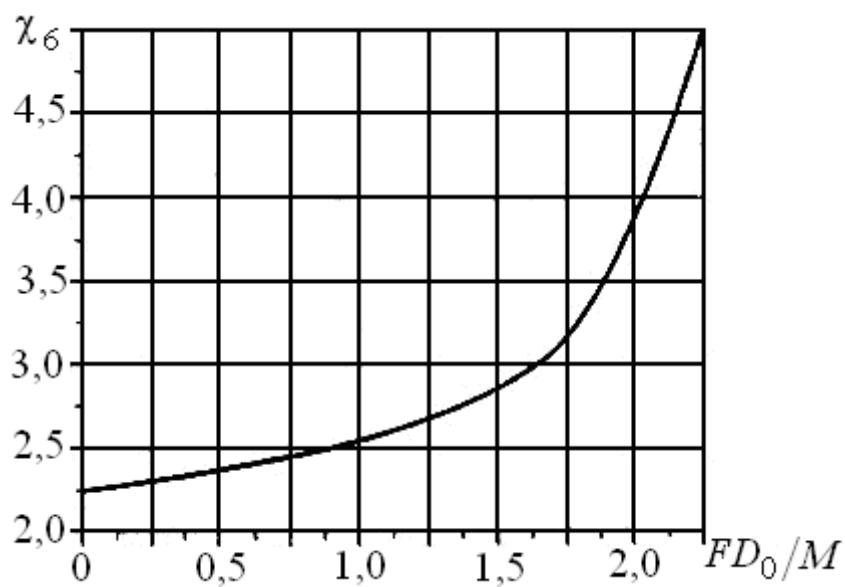


Рис. 7.18. Коэффициент  $\chi_6$

## Приложение 1

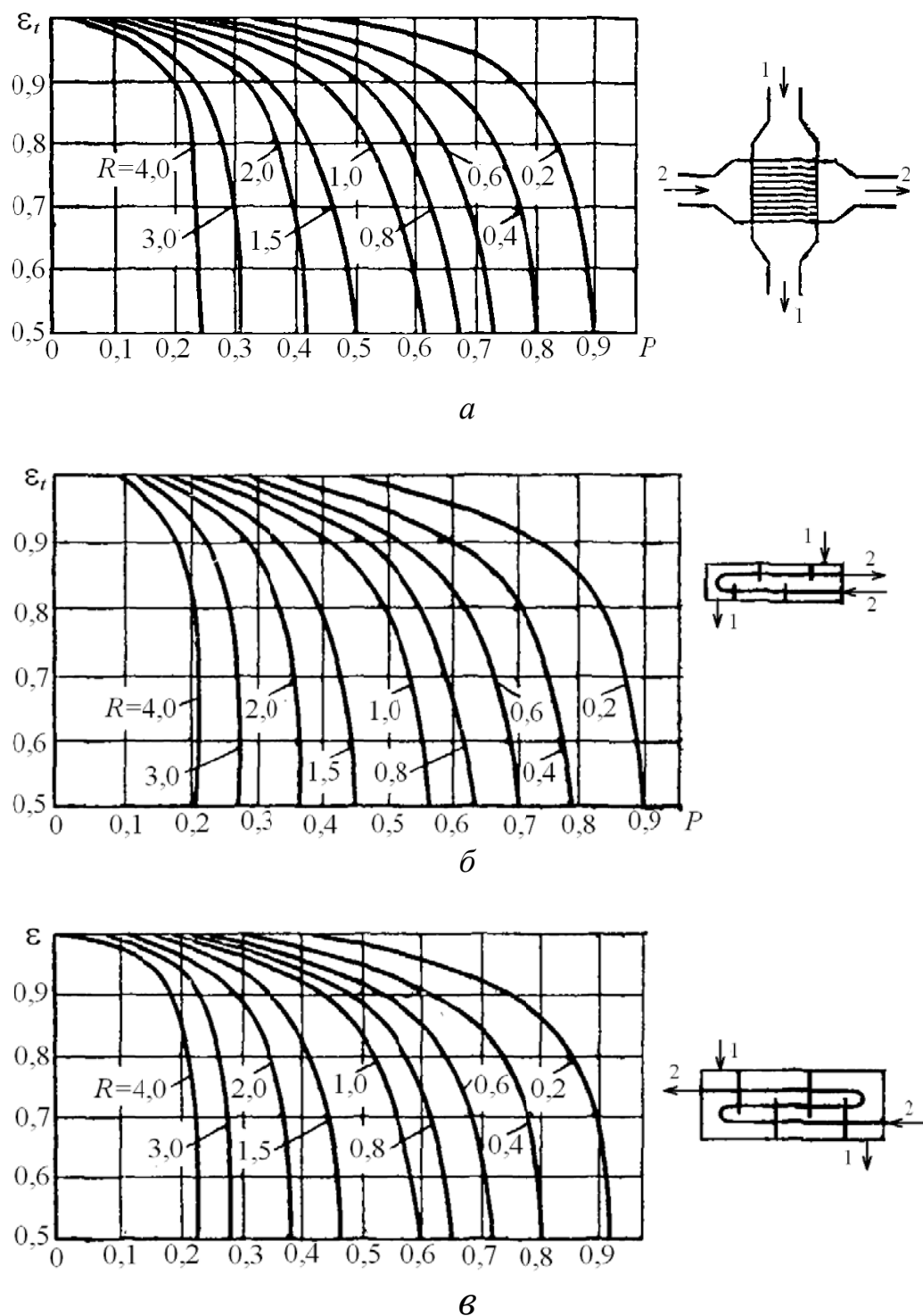
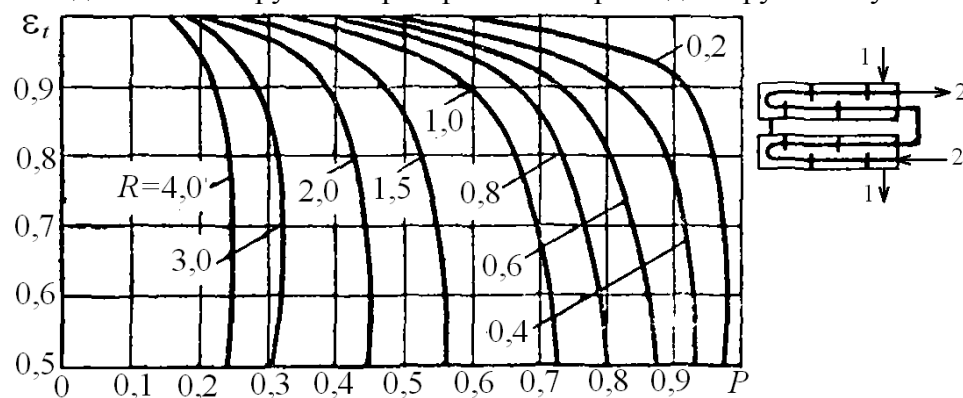
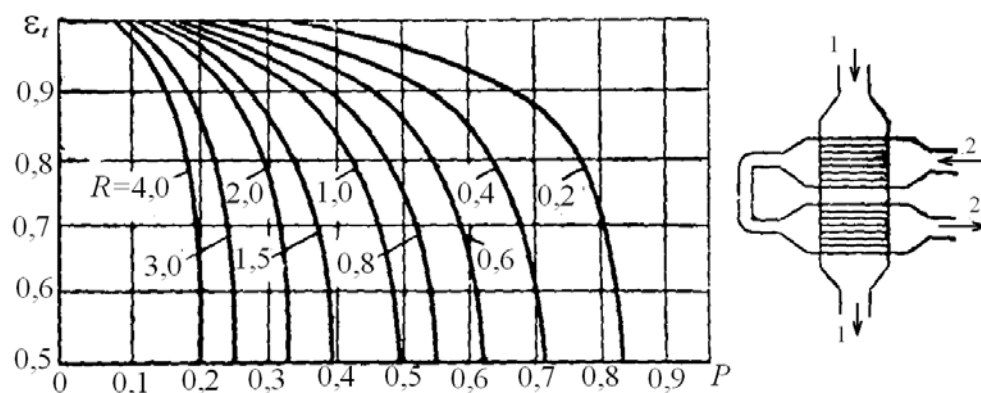


Рис. П1.1. Определение коэффициента  $\varepsilon$  при расчете среднего температурного напора при сложном токе теплоносителей [Ш, 1, 8, 10] (начало):  
*a* – перекрестный ток, теплоноситель 1 в межтрубном пространстве перемешан;  
*б* – многоходовой в межтрубном пространстве и два хода в трубном пучке;

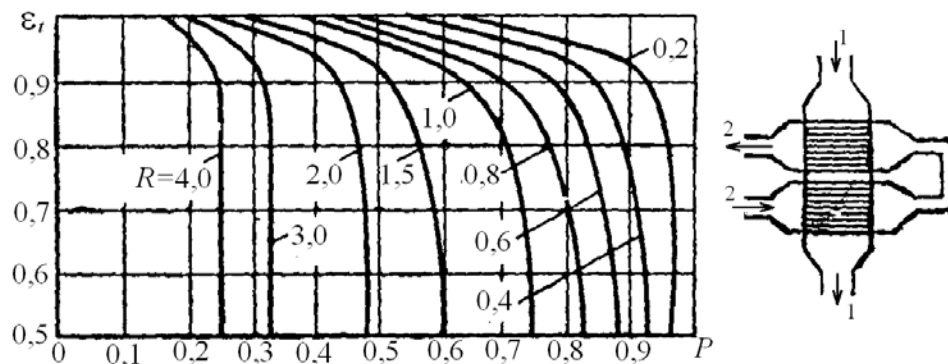
$\epsilon$  – многоходовой в межтрубном пространстве и три хода в трубном пучке



$\epsilon$



$\delta$



$e$

Рис. П1.1. Определение коэффициента  $\epsilon$  при расчете среднего температурного напора при сложном токе теплоносителей [П, 1, 8, 10] (продолжение):

$\epsilon$  – многоходовой в межтрубном пространстве и четыре хода в трубном пучке;

$\delta$  – перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель 1), два хода в трубном пучке - по прямоточному принципу;

$e$  – перекрестный ток, один ход в межтрубном пространстве (перемешивающийся теплоноситель 1), два хода в трубном пучке - по противоточному принципу;

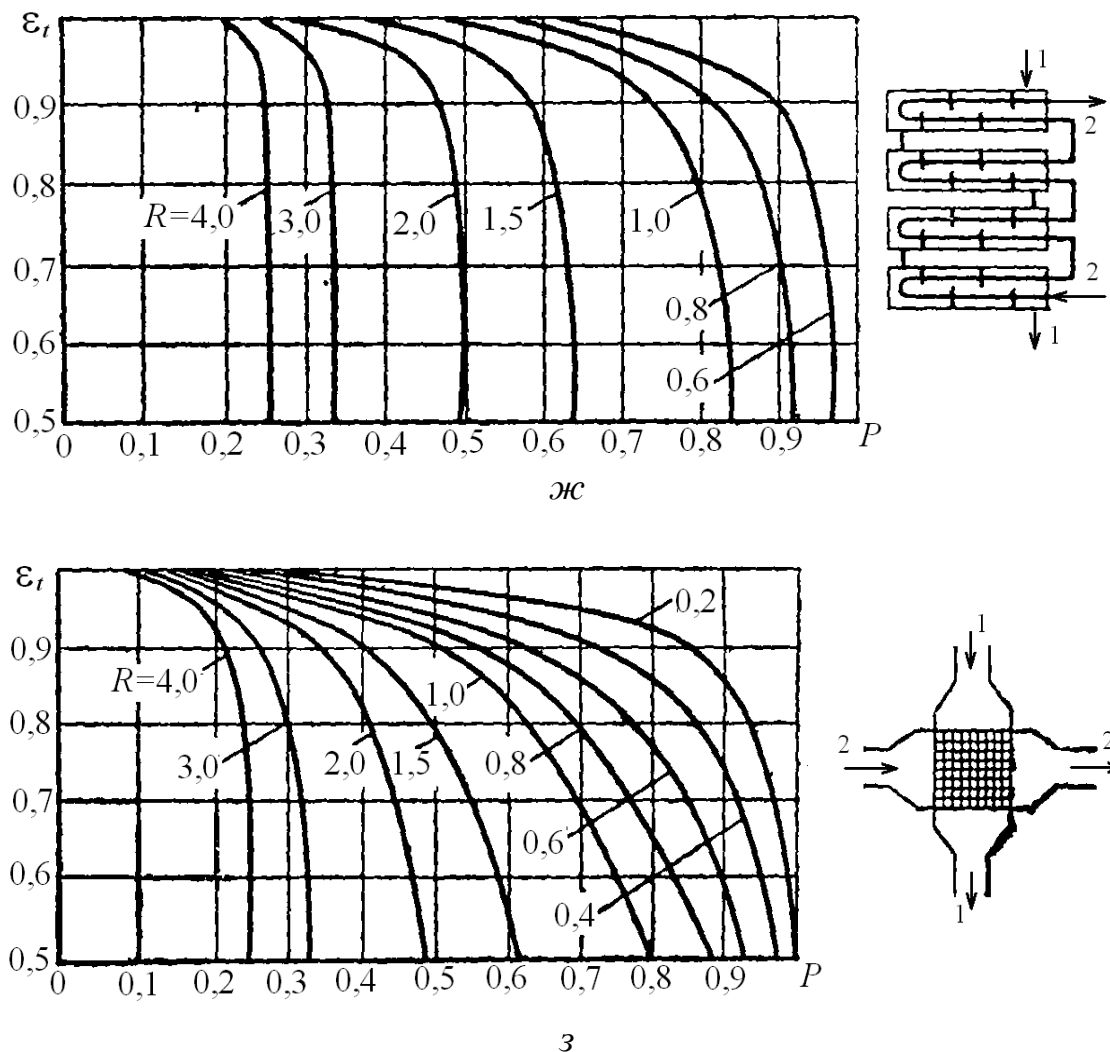


Рис. П1.1. Определение коэффициента  $\epsilon$  при расчете среднего температурного напора при сложном токе теплоносителей [П, 1, 8, 10](окончание):  
 $\mathcal{H}$  – многоходовой в межтрубном пространстве и восемь ходов в трубном пучке;  
 $з$  – перекрестный ток, оба теплоносителя – перемешивающиеся



## Приложение 2

Таблица П2.1

Параметры кожухотрубчатых холодильников в соответствии  
с ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15120–79 и ГОСТ 15122–79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Площадь поверхности теплообмена (в м <sup>2</sup> ) при длине труб (в м)							Площадь самого узкого сечения по- тока в межтрубном пространстве, м <sup>2</sup>	Площадь сечения одного хода по трубам, м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0		
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	—	—	—	0,003	0,004
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	—	—	—	0,004	0,005
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	—	—	—	0,007	0,012
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	—	—	—	0,009	0,013
325	20×2	1	100	—	9,5	12,5	19,0	25,0	—	—	0,011	0,020
		2	90	—	8,5	11,0	17,0	22,5	—	—	0,011	0,009
	25×2	1	62	—	7,5	10,0	14,5	19,5	—	—	0,013	0,021
		2	56	—	6,5	9,0	13,0	17,5	—	—	0,013	0,010
400	20×2	1	181	—	—	23,0	34,0	46,0	68	—	0,017	0,036
		2	166	—	—	21,0	31,0	42,0	63	—	0,017	0,017
	25×2	1	111	—	—	17,0	26,0	35,0	52	—	0,020	0,038
		2	100	—	—	16,0	24,0	31,0	47	—	0,020	0,017
600	20×2	1	389	—	—	49	73	98	147	—	0,041	0,078
		2	370	—	—	47	70	93	139	—	0,041	0,037
		4	334	—	—	42	63	84	126	—	0,041	0,016
		6	316	—	—	40	60	79	119	—	0,037	0,009
	25×2	1	257	—	—	40	61	81	121	—	0,040	0,089
		2	240	—	—	38	57	75	113	—	0,040	0,042
		4	206	—	—	32	49	65	97	—	0,040	0,018
		6	196	—	—	31	46	61	91	—	0,037	0,011
800	20×2	1	717	—	—	90	135	180	270	405	0,069	0,144
		2	690	—	—	87	130	173	260	390	0,069	0,069
		4	638	—	—	80	120	160	240	361	0,069	0,030
		6	616	—	—	78	117	156	234	351	0,069	0,016
	25×2	1	465	—	—	73	109	146	219	329	0,070	0,161
		2	442	—	—	69	104	139	208	312	0,070	0,077
		4	404	—	—	63	95	127	190	285	0,070	0,030
		6	385	—	—	60	90	121	181	271	0,065	0,022
1000	20×2	1	1173	—	—	—	221	295	442	663	0,101	0,236
		2	1138	—	—	—	214	286	429	643	0,101	0,114
		4	1072	—	—	—	202	269	404	606	0,101	0,051
		6	1044	—	—	—	197	262	393	590	0,096	0,034
	25×2	1	747	—	—	—	176	235	352	528	0,106	0,259
		2	718	—	—	—	169	226	338	507	0,106	0,124
		4	666	—	—	—	157	209	314	471	0,106	0,055
		6	642	—	—	—	151	202	302	454	0,102	0,036
1200	20×2	1	1701	—	—	—	—	427	641	961	0,145	0,342
		2	1658	—	—	—	—	417	625	937	0,145	0,165
		4	1580	—	—	—	—	397	595	893	0,145	0,079
		6	1544	—	—	—	—	388	582	873	0,131	0,049
	25×2	1	1083	—	—	—	—	380	510	765	0,164	0,375
		2	1048	—	—	—	—	329	494	740	0,164	0,179
		4	986	—	—	—	—	310	446	697	0,164	0,084
		6	958	—	—	—	—	301	451	677	0,142	0,052

Таблица П2.2

Параметры кожухотрубчатых холодильников и конденсаторов с плавающей головкой в соответствии с ГОСТ 14246–79 и ГОСТ 14247–79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб*, мм	Число ходов**	Площадь сечения одного хода по трубам <sup>3*</sup> , м <sup>2</sup>		Площадь поверхности теплообмена (в м <sup>2</sup> ) при длине труб (в м)					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве <sup>3*</sup> , м <sup>2</sup>	
					3.0	6.03*		9.03*			
325	20×2	2	0,007	—	13	26	—	—	—	0,012	—
	25×2	2	0,007	—	10	20	—	—	—	0,012	—
400	20×2	2	0,012	—	23	46	—	—	—	0,020	—
	25×2	2	0,014	—	19	38	—	—	—	0,019	—
500	20×2	2	0,020	—	38	76	—	—	—	0,031	—
	25×2	2	0,023	—	31	62	—	—	—	0,030	—
600	20×2	2	0,030	0,034	—	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	—	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	—	0,008	—	—	113	—	—	0,048	0,042
	25×2	2	0,034	0,037	—	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	—	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	—	0,007	—	—	87	—	—	0,043	0,040
	20×2	2	0,056	0,063	—	212	243	318	364	0,078	0,071
		4	0,025	0,025	—	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	—	0,016	—	—	216	—	—	0,078	0,071
25×2	2	0,060	0,069	—	170	181	255	286	0,074	0,068	
	4	0,023	0,024	—	157	173	235	259	0,074	0,068	
	6	—	0,018	—	—	164	—	—	0,074	0,068	
1000	20×2	2	0,092	0,106	—	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	—	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	—	0,032	—	—	368	—	—	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	—	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,141	0,051	—	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	—	0,034	—	—	290	—	—	0,117	0,112
	20×2	2	0,135	0,160	—	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	—	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	—	0,046	—	—	563	—	—	0,138	0,147
25×2	2	0,155	0,179	—	423	489	635	733	0,126	0,113	
	4	0,072	0,086	—	403	460	604	690	0,126	0,113	
	6	—	0,054	—	—	447	—	—	0,126	0,113	
1400	20×2	2	0,188	0,220	—	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	—	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	—	0,059	—	—	782	—	—	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	—	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	—	561	642	841	963	0,174	0,153
		6	—	0,074	—	—	626	—	—	0,174	0,153

\*Трубы диаметром 25×2 мм изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но диаметром 24×2,5 мм.

\*\*Шесть ходов по трубам могут быть только у конденсаторов.

\*\*\*Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов (по ГОСТ 13202–77).

Таблица П2.3

Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей\* в соответствии с ГОСТ 15118–79, ГОСТ 15119–79 и ГОСТ 15121–79

Диаметр кожуха, мм	Диаметр труб, мм	Число ходов	Общее число труб, шт.	Площадь поверхности теплообмена (в м²)** при длине (в м)				Площадь сечения одного хода по трубам м²	
				2,0	3,0	4,0	6,0		
600	20×2	2	370	—	70	93	139	0,037	
		4	334	—	63	84	126	0,016	
		6	316	—	60	79	119	0,009	
	25×2	1	257	40	61	81	—	—	
		2	240	—	57	75	113	0,042	
		4	206	—	49	65	97	0,018	
		6	196	—	46	61	91	0,011	
	800	20×2	2	690	—	130	173	260	0,069
			4	638	—	120	160	240	0,030
			6	618	—	116	155	233	0,020
		25×2	1	465	73	109	146	—	—
			2	442	—	104	139	208	0,077
4			404	—	95	127	190	0,030	
6			384	—	90	121	181	0,022	
1000		20×2	2	1138	—	214	286	429	0,114
			4	1072	—	202	269	404	0,051
			6	1044	—	197	262	393	0,034
		25×2	1	747	117	176	235	—	—
			2	718	—	169	226	338	0,124
	4		666	—	157	209	314	0,055	
	6		642	—	151	202	302	0,036	
	1200	20×2	2	1658	—	—	417	625	0,165
			4	1580	—	—	397	595	0,079
			6	1544	—	—	388	582	0,049
		25×2	1	1083	—	256	340	—	—
			2	1048	—	—	329	494	0,179
4			986	—	—	310	464	0,084	
6			958	—	—	301	451	0,052	
1400		20×2	2	2298	—	—	—	865	0,230
			4	2204	—	—	—	831	0,110
			6	2162	—	—	—	816	0,072
		25×2	1	1545	—	372	486	—	—
			2	1504	—	—	—	708	0,260
	4		1430	—	—	—	673	0,118	
	6		1396	—	—	—	657	0,080	

\*Испарители могут быть только одноходовыми.

\*\*Рассчитана по наружному диаметру труб

Таблица П2.4

Параметры кожухотрубчатых холодильников с *U*-образными трубами  
в соответствии с ГОСТ 14245–79

Диаметр кожуха, мм	Площадь сечения одного хода по трубам, м <sup>2</sup>		Площадь поверхности теплообмена (в м <sup>2</sup> )* при длине (в м)						Площадь самого узкого сечения в межтрубном про- странстве**, м <sup>2</sup>	
			3,0	6,0**	9,0**	3,0	6,0**	9,0**		
325	0,007	—	14	27	—	—	—	—	0,011	—
400	0,013	—	26	51	—	—	—	—	0,020	—
500	0,022	—	43	85	—	—	—	—	0,032	—
600	0,031	0,039	—	120	150	178	223	—	0,047	0,037
800	0,057	0,067	—	224	258	331	383	—	0,085	0,073
1000	0,097	0,112	—	383	437	565	647	—	0,120	0,108
1200	0,142	0,165	—	564	651	831	961	—	0,135	0,151
1400	0,197	0,234	—	790	930	1160	1369	—	0,161	0,187

\*Рассчитана по наружному диаметру труб.

\*\*Данные в правых столбцах относятся к расположению труб по вершинам равно-  
сторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов по ГОСТ 13203.

Таблица П2.5

Параметры кожухотрубчатых испарителей с паровым пространством  
по ГОСТ 14249–79

Диаметр кожуха, мм	Число трубных пучков, шт.	Число труб в одном пучке*, шт.		Площадь поверхно- сти теплообмена*, м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам*, м <sup>2</sup>	
800	1	134	82	51	38	0,013	0,013
1000	1	220	132	85	62	0,022	0,020
1200	1	310	204	120	96	0,031	0,031
1600	1	572	362	224	170	0,057	0,055
2400	1	134	—	51	—	0,013	—
2400	1	220	—	85	—	0,022	—
2400	1	310	—	120	—	0,031	—
2400	1	572	—	224	—	0,057	—
2400	2	310	204	240	192	0,031	0,031
2600	3	310	204	360	288	0,031	0,031
2800	2	572	362	448	362	0,057	0,055

\*Данные в правых столбцах относятся к трубным пучкам с плавающей головкой,  
остальные – с *U*-образными трубками.

Таблица П2.6

Число сегментных перегородок в нормализованных  
кожухотрубчатых теплообменниках

D кожуха, мм	Число сегментных перегородок по длине трубы, м						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	—	—	—
273	4	8	12	18	—	—	—
325	—	6	8	14 (16)	18	(36; 38)	—
400	—	—	6	10	14	22 (24;26)	—
600	—	—	4	8	10	18 (16)	(24)
800	—	—	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	—	—	—	4	6	10	16 (18)
1200	—	—	—	—	6	8	
1400	—	—	—	—	6	8	14 (12)

*Примечание.* Числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U-образными трубками

Таблица П2.7

Среднее значение термической проводимости  
загрязнений стенок

Теплоносители	$r$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Вода:	
загрязненная	1400÷1800
среднего качества	1860÷2900
хорошего качества	2900÷5800
дистиллированная	11600
Конденсат	25000
Раствор:	
аммиачный	6700
солей	5000
щелочей	2500
Кислота:	
уксусная	2000
соляная, фосфорная, серная	2000
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Нефтепродукты чистые, пары хладагентов	2900
Сероуглерод	5000
Углеводороды низкокипящие	5000
Воздух	2800
Дымовые газы	1700
Органические жидкости, рассолы	5800
Органические пары	11600

Таблица П2.8

Шахматное (по вершинам шестиугольника) расположение труб  
в трубном пучке

Число труб по сторонам шестиугольника	Число труб по диагонали	Число труб на площади наи- большого шестиугольника	Число дополнительных труб по рядам сегментов			Число труб на всех сегментах	Общее число труб
			1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		
1	1	–			–	–	1
2	3	7			–	–	7
3	5	19			–	–	19
4	7	37			–	–	37
5	9	61			–	–	61
6	11	91			–	–	91
7	13	127			–	–	127
8	15	169	3	–	–	18	187
9	17	217	4	–	–	24	241
10	19	271	5	–	–	30	301
11	21	331	6	–	–	36	367
12	23	397	7		–	42	439
13	25	469	8	–	–	48	517
14	27	547	9	2	–	66	613
15	29	631	10	5	–	90	721
16	31	721	11	6	–	102	823
17	33	817	12	7	–	114	931
18	35	919	13	8	–	126	1045
19	37	1027	14	9	–	138	1165
20	39	1141	15	12	–	162	1303
21	41	1261	16	13	4	198	1459
22	43	1387	17	14	7	228	1615
23	45	1519	18	15	8	246	1765
24	47	1657	19	16	9	264	1921
25	49	1801	20	17	10	282	2083

Таблица П2.9

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи,  
Вт/(м<sup>2</sup>·К)

При нагревании и охлаждении:	
воздуха	1,2÷60
перегретого пара	25÷120
масел	60÷1700
воды	250÷12000
При кипении воды	600÷50000
При пленочной конденсации водяного пара	4500÷17000
При конденсации паров органических веществ	600÷2300

### Приложение 3

## ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ЛИНЗОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ

Выбор компенсатора и определение его жесткости  $K_K$  производится по соответствующей нормативно-технической документации.

Для ненормализованных компенсаторов допускается определять жесткость, Н/мм, по следующей формуле:

$$K_K = \frac{E_{KM} \cdot \delta_K^3}{n_{КОМ} \cdot d_K^2} \cdot A_K.$$

Коэффициенты  $A_K$  в зависимости от  $\beta_K$

$\beta_K$	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58
$A_K$	23,4	26,0	29,0	32,3	35,9	40,1	44,8	50,0
$\beta_K$	0,59	0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66
$A_K$	56,0	62,7	70,3	78,9	88,8	100	113	128
$\beta_K$	0,67	0,68	0,69	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74
$A_K$	145	164	187	214	245	281	324	375
$\beta_K$	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82
$A_K$	436	509	597	704	834	996	1197	1451

**Приложение 4**

**ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ,  
ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ  
АППАРАТОВ С РАСШИРИТЕЛЕМ НА КОЖУХЕ**

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,35	15	8,695	0,204	-1,452	0,488
	30	5,600	0,899	-7,650	2,144
	45	5,939	2,436	-20,866	5,813
	60	9,698	6,145	-60,596	14,664
0,36	15	8,462	0,205	-1,525	0,457
	30	5,449	0,903	-7,278	2,010
	45	5,779	2,449	-19,675	5,450
	60	9,438	6,177	-56,996	13,748
0,37	15	8,235	0,207	-1,586	0,429
	30	5,383	0,908	-6,932	1,887
	45	5,624	2,461	-18,575	5,116
	60	9,185	6,209	-53,677	12,906
0,38	15	8,014	0,208	-1,636	0,403
	30	5,160	0,913	-6,608	1,774
	45	5,473	2,474	-17,557	4,808
	60	8,938	6,241	-50,609	12,129
0,39	15	7,799	0,209	-1,677	0,380
	30	5,022	0,917	-6,306	1,669
	45	5,327	2,486	-16,612	4,524
	60	8,698	6,272	-47,768	11,412
0,40	15	7,589	0,210	-1,709	0,357
	30	4,887	0,922	-6,022	1,572
	45	5,183	2,498	-15,733	4,260
	60	8,464	6,303	-45,130	10,747
0,41	15	7,384	0,211	-1,733	0,337
	30	4,775	0,926	-5,755	1,481
	45	5,044	2,510	-14,914	4,016
	60	8,236	6,333	-42,678	10,131
0,42	15	7,185	0,212	-1,751	0,318
	30	4,627	0,930	-5,504	1,398
	45	4,907	2,522	-14,149	3,789
	60	8,014	5,363	-40,393	9,558



## Продолжение

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,43	15	6,990	0,213	-1,762	0,300
	30	4,501	0,935	-5,267	1,320
	45	4,774	2,534	-13,434	3,577
	60	7,796	6,393	-38,260	9,024
0,44	15	6,800	0,214	-1,768	0,284
	30	4,379	0,939	-5,043	1,247
	45	4,644	2,546	-12,764	3,380
	60	7,584	6,422	-36,266	8,527
0,45	15	6,613	0,215	-1,770	0,268
	30	4,259	0,943	-4,831	1,179
	45	4,517	2,557	-12,135	3,196
	60	7,376	6,451	-34,399	8,062
0,46	15	6,431	0,216	-1,767	0,254
	30	4,141	0,947	-4,631	1,115
	45	4,393	2,568	-11,544	3,023
	60	7,173	6,479	-32,647	7,627
0,47	15	6,253	0,216	-1,760	0,240
	30	4,027	0,952	-4,440	1,056
	45	4,271	2,580	-10,987	2,862
	60	6,975	6,508	-31,001	7,220
0,48	15	6,079	0,217	-1,750	0,227
	30	3,914	0,956	-4,258	1,000
	45	4,152	2,591	-10,463	2,711
	60	6,780	6,536	-29,453	6,838
0,49	15	5,908	0,218	-1,737	0,216
	30	3,805	0,960	-4,085	0,947
	45	4,035	2,602	-9,967	2,568
	60	6,590	6,563	-27,995	6,479
0,50	15	5,741	0,219	-1,721	0,204
	30	3,697	0,964	-3,920	0,898
	45	3,921	2,613	-9,499	2,434
	60	6,403	6,591	-20,619	6,141
0,51	15	5,577	0,220	-1,702	0,194
	30	3,591	0,968	-3,763	0,852
	45	3,809	2,623	-9,055	2,306
	60	6,220	6,618	-25,320	5,823

## Продолжение

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,52	15	5,416	0,221	-1,682	0,184
	30	3,488	0,972	-3,612	0,808
	45	3,699	2,634	-8,635	2,190
	60	6,041	6,645	-24,091	5,524
0,53	15	5,258	0,222	-1,659	0,174
	30	3,386	0,976	-3,468	0,766
	45	3,591	2,645	-8,236	2,077
	60	5,865	6,672	-22,927	5,241
0,54	15	5,103	0,223	-1,634	0,165
	30	3,286	0,979	-3,330	0,727
	45	3,486	2,655	-7,856	1,971
	60	5,692	6,698	-21,824	4,973
0,55	15	4,951	0,224	-1,608	0,157
	30	3,188	0,983	-3,197	0,690
	45	3,382	2,665	-7,496	1,871
	60	5,523	6,724	-20,778	4,720
0,56	15	4,802	0,225	-1,581	0,149
	30	3,092	0,987	-3,070	0,655
	45	3,290	2,676	-7,152	1,776
	60	5,356	6,750	-19,784	4,481
0,57	15	4,656	0,225	-1,552	0,141
	30	2,998	0,991	-2,947	0,622
	45	3,180	2,868	-6,825	1,686
	60	5,193	6,776	-18,839	4,254
0,58	15	4,512	0,226	-1,522	0,134
	30	2,905	0,995	-2,829	0,591
	45	3,081	2,696	-6,512	1,601
	60	5,032	6,801	-17,939	4,038
0,59	15	4,370	0,237	-1,491	0,128
	30	2,814	0,998	-2,716	0,561
	45	2,985	2,706	-6,214	1,520
	60	4,874	6,825	-17,082	3,834
0,60	15	4,231	0,228	-1,459	0,121
	30	2,724	1,002	-2,606	0,532
	45	2,890	2,716	-5,929	1,443
	60	4,719	6,851	-16,264	3,639

## Продолжение

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,61	15	4,094	0,229	-1,426	0,115
	30	2,636	1,006	-2,500	0,505
	45	2,796	2,726	-5,656	1,369
	60	4,566	6,876	-15,484	3,454
0,62	15	3,959	0,230	-1,393	0,109
	30	2,550	1,009	-2,398	0,479
	45	2,704	2,736	-5,394	1,300
	60	4,416	6,901	-14,739	3,278
0,63	15	3,827	0,230	-1,359	0,103
	30	2,464	1,013	-2,299	0,455
	45	2,614	2,745	-5,144	1,233
	60	4,268	6,925	-14,026	3,111
0,64	15	3,696	0,231	-1,324	0,098
	30	2,380	1,016	-2,204	0,431
	45	2,525	2,775	-4,903	1,170
	60	4,123	6,950	-13,344	2,951
0,65	15	3,568	0,232	-1,289	0,093
	30	2,298	1,020	-2,111	0,409
	45	2,437	2,764	-4,672	1,109
	60	3,979	6,974	-12,691	2,798
0,66	15	3,441	0,233	-1,253	0,088
	30	2,216	1,023	-2,021	0,388
	45	2,351	2,774	-4,451	1,051
	60	3,838	6,997	-12,065	2,652
0,67	15	3,317	0,234	-1,217	0,084
	30	2,136	1,027	-1,935	0,367
	45	2,265	2,783	-4,237	0,996
	60	3,699	7,021	-11,465	2,513
0,68	15	3,194	0,234	-1,181	0,079
	30	2,057	1,030	-1,850	0,348
	45	2,182	2,792	-4,032	0,943
	60	3,563	7,045	-10,889	2,380
0,69	15	3,073	0,235	-1,144	0,075
	30	1,979	1,034	-1,768	0,329
	45	2,099	2,802	-3,834	0,893
	60	3,428	7,068	-10,336	2,253

Продолжение

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,70	15	2,954	0,236	-1,107	0,071
	30	1,902	1,037	-1,689	0,312
	45	2,018	2,811	-3,644	0,845
	60	3,295	7,091	-9,804	2,131
0,71	15	2,837	0,237	-1,070	0,067
	30	1,827	1,040	-1,611	0,294
	45	1,937	2,820	-3,460	0,798
	60	3,164	7,114	-9,293	2,014
0,72	15	2,721	0,237	-1,033	0,063
	30	1,752	1,044	-1,536	0,278
	45	1,858	2,829	-3,283	0,754
	60	3,035	7,137	-8,801	1,902
0,73	15	2,606	0,238	-0,995	0,060
	30	1,673	1,047	-1,463	0,262
	45	1,780	2,838	-3,112	0,711
	60	2,907	7,160	-8,327	1,794
0,74	15	2,494	0,239	-0,958	0,056
	30	1,606	1,050	-1,391	0,247
	45	1,703	2,847	-2,946	0,670
	60	2,782	7,182	-7,870	1,691
0,75	15	2,383	0,240	-0,920	0,053
	30	1,534	1,054	-1,322	0,233
	45	1,627	2,856	-2,786	0,631
	60	2,658	7,204	-7,430	1,592
0,76	15	2,273	0,240	-0,882	0,050
	30	1,464	1,057	-1,254	0,219
	45	1,522	2,865	-2,632	0,593
	60	2,535	7,227	-7,005	1,497
0,77	15	2,165	0,241	-0,845	0,047
	30	1,394	1,060	-1,188	0,206
	45	1,479	2,873	-2,482	0,557
	60	2,414	7,249	-6,595	1,406
0,78	15	2,058	0,242	-0,807	0,044
	30	1,325	1,063	-1,123	0,193
	45	1,406	2,882	-2,337	0,522
	60	2,295	7,271	-6,199	1,318

Окончание

$\beta_P$	$\beta_0, ^\circ$	$A_{P1}$	$A_{P2}$	$B_{P1}$	$B_{P2}$
0,79	15	1,952	0,243	-0,769	0,041
	30	1,257	1,066	-1,060	0,180
	45	1,333	2,891	-2,197	0,489
	60	2,178	7,292	-5,817	1,233
0,80	15	1,848	0,243	-0,732	0,038
	30	1,190	1,070	-0,998	0,168
	45	1,262	2,899	-2,060	0,456
	60	2,061	7,314	-5,447	1,151
0,81	15	1,745	0,244	-0,694	0,036
	30	1,124	1,073	-0,938	0,157
	45	1,192	2,908	-1,928	0,425
	60	1,947	7,336	-5,090	1,073
0,82	15	1,644	0,245	-0,656	0,033
	30	1,058	1,076	-0,879	0,146
	45	1,123	2,916	-1,800	0,395
	60	1,833	7,357	-4,743	0,997
0,83	15	1,543	0,245	-0,619	0,031
	30	0,994	1,079	-0,822	0,135
	45	1,054	2,925	-1,676	0,366
	60	1,721	7,378	-4,408	0,924
0,84	15	1,444	0,246	-0,581	0,028
	30	0,930	1,082	-0,766	0,125
	45	0,986	2,933	-1,555	0,339
	60	1,611	7,399	-4,084	0,854
0,85	15	1,346	0,247	-0,544	0,026
	30	0,867	1,085	-0,710	0,115
	45	0,919	2,941	-1,437	0,312
	60	1,501	7,420	-3,769	0,786
0,86	15	1,249	0,248	-0,547	0,024
	30	0,804	1,088	-0,656	0,105
	45	0,853	2,950	-1,323	0,286
	60	1,393	7,441	-3,464	0,721
0,87	15	1,153	0,248	-0,470	0,022
	30	0,743	1,091	-0,604	0,096
	45	0,788	2,958	-1,212	0,261
	60	1,286	7,462	-3,168	0,657

**Приложение 5**

**ВЕЛИЧИНЫ  $M_{1,2}$ ,  $\beta_{1,2}$ ,  $K_{1,2}$ ,  $K'_{\Phi}$**

**ДЛЯ СТАНДАРТНЫХ ФЛАНЦЕВ**

Таблица П5.1

Фланцевые соединения под плоскую прокладку по ОСТ 26-427-80

$D$ , см	$P_Y$	$m_{1,2}$ , см <sup>2</sup>	$\beta_{1,2}$ , см <sup>-1</sup>	$K_{1,2}$ , кгс	$K'_{\Phi}$ , кгс
40	10	11,6	0,288	9,0	19,8
	16	12,4	0,275	11,5	23,2
	25	15,7	0,247	19,4	38,7
	40	22,4	0,211	47,8	56,9
	64	29,9	0,197	40,5	106
45	10	13,2	0,264	9,95	19,8
	16	14,0	0,254	12,2	22,7
	25	19,0	0,227	21,4	44,3
	40	26,0	0,191	48,1	91,7
	64	33,0	0,189	50,5	164,0
50	10	14,1	0,253	9,1	17,5
	16	15,2	0,242	11,5	20,6
	25	21,6	0,209	23,9	45,0
	40	30,8	0,182	45,1	102,0
	64	39,5	0,167	69,6	179,0
60	10	16,4	0,230	8,7	15,3
	16	18,7	0,212	13,2	20,9
	25	27,4	0,184	26,2	48,1
	40	39,1	0,160	51,9	109,0
	64	54,9	0,140	99,0	235,0
70	10	19,7	0,205	9,9	15,6
	16	24,5	0,192	13,6	25,0
	25	34,3	0,160	33,9	55,2
	40	48,4	0,145	53,1	118,0
	64	71,6	0,122	125,0	289,0
80	10	24,5	0,185	11,0	18,0
	16	28,8	0,173	15,5	25,9
	25	42,6	0,143	39,9	64,1
	40	59,9	0,126	72,6	136,0
	64	86,4	0,107	160,0	316,0

Продолжение табл. П5.1

$D, \text{ см}$	$P_Y$	$m_{1,2}, \text{ см}^2$	$\beta_{1,2}, \text{ см}^{-1}$	$K_{1,2}, \text{ кгс}$	$K'_{\Phi}, \text{ кгс}$
90	10	29,3	0,171	11,6	19,5
	16	35,3	0,157	17,9	29,8
	25	48,2	0,132	41,5	64,0
	40	70,4	0,116	68,8	146,0
	64	109,0	0,095	207,0	398,0
100	10	35,7	0,156	13,6	22,9
	16	42,5	0,143	20,8	34,3
	25	57,8	0,121	48,0	73,7
	40	85,9	0,106	91,2	175,0
	64	128,0	0,088	226,0	443,0
110	10	38,0	0,150	12,6	21,9
	16	47,9	0,136	20,2	34,7
	25	67,7	0,112	53,4	82,2
	40	99,8	0,099	95,0	190,0
	64	151,0	0,080	266,0	497,0
120	10	43,4	0,138	14,8	22,6
	16	53,7	0,127	22,6	36,3
	25	78,3	0,104	58,8	91,2
	40	118,0	0,090	118,0	225,0
	64	170,0	0,074	306,0	531,0
130	10	49,7	0,130	15,7	24,7
	16	62,2	0,118	25,4	91,2
	25	85,3	0,099	60,7	40,9
	40	130,2	0,085	129,0	229,0
	64	197,0	0,069	343,0	605,0
140	10	52,5	0,125	15,0	23,0
	16	68,8	0,111	28,0	43,0
	25	95,2	0,094	62,7	96,0
	40	147,0	0,078	154,0	254,0
	64	227,0	0,065	369,0	679,0
150	10	61,7	0,114	20,0	28,8
	16	76,9	0,103	32,0	27,9
	25	107,0	0,087	72,5	106,0
	40	176,0	0,072	192,0	322,0
	64	253,0	0,061	407,0	730,0

## Окончание табл. П5.1

$D, \text{ см}$	$P_Y$	$m_{1,2}, \text{ см}^2$	$\beta_{1,2}, \text{ см}^{-1}$	$K_{1,2}, \text{ кгс}$	$K'_{\Phi}, \text{ кгс}$
160	10	67,5	0,108	21,6	30,7
	16	84,4	0,097	35,3	51,1
	25	116,0	0,084	71,7	106,0
	40	196,0	0,068	199,0	344,0
	64	284,0	0,057	471,0	818,0
180	10	81,3	0,098	24,4	34,4
	16	100,0	0,089	38,7	55,3
	25	137,0	0,0785	72,8	111,0
200	10	93,3	0,092	24,8	35,3
	16	117,0	0,084	38,5	57,3
	25	167,0	0,072	82,1	131,0
220	10	105,0	0,087	25,0	35,7
	16	131,0	0,079	38,9	57,9
240	10	123,0	0,082	26,1	39,0
	16	163,0	0,074	41,9	72,1
260	10	140,0	0,076	28,5	42,5
	16	187,0	0,069	47,9	80,1
280	10	158,0	0,072	31,2	46,1
	16	213,0	0,065	51,2	87,0
300	10	175,0	0,069	30,7	47,9
	16	239,0	0,062	54,5	94,0
320	10	194,0	0,065	32,8	50,8
	16	269,0	0,058	58,9	102,0
340	6	169,0	0,066	26,3	34,7
	10	223,0	0,062	37,4	58,7
360	6	177,0	0,054	25,7	33,4
	10	250,0	0,059	40,8	65,0
380	6	197,0	0,062	26,3	35,6
	10	273,0	0,055	44,5	69,8
400	6	221,0	0,058	30,1	40,7
	10	294,0	0,053	49,2	73,3



Таблица П5.2

Фланцевые соединения под плоскую прокладку аппаратов  
с наружным базовым диаметром по ОСТ 26-427–80

Сортамент днища или трубы	$P_Y$	$m_{1,2}, \text{см}^2$	$\beta_{1,2}, \text{см}^{-1}$	$K_{1,2}, \text{кгс}$	$K'_{\Phi}, \text{кгс}$
426×10	25	15,7	0,246	19,0	37,6
	40	22,7	0,209	41,3	87,1
426×12	64	30,4	0,196	57,7	172,0
480×12	25	19,2	0,225	21,7	43,6
	40	26,3	0,196	40,8	90,2
530×10	25	20,3	0,217	18,6	37,1
530×12	40	31,8	0,178	49,2	106,0
630×10	25	25,8	0,192	20,6	39,6
630×14	40	39,4	0,163	46,1	111,0
720×10	16	24,9	0,190	14,5	26,1
720×12	25	34,7	0,158	35,7	58,0

Таблица П5.3

Фланцевые соединения по ОСТ 26-427–80

$D, \text{см}$	$P_Y$	$m_{1,2}, \text{см}^2$	$\beta_{1,2}, \text{см}^{-1}$	$K_{1,2}, \text{кгс}$	$K'_{\Phi}, \text{кгс}$
40	64	29,9	0,197	57,0	172,0
	80	35,4	0,175	99,0	243,0
	100	42,1	0,161	153,0	353,0
	160	68,7	0,130	412,0	1020,0
45	64	33,0	0,189	50,5	164,0
	80	41,4	0,159	116,0	257,0
	100	51,7	0,145	182,0	420,0
	160	81,7	0,117	482,0	1140,0
50	64	39,5	0,167	69,5	179,0
	80	49,5	0,144	140,0	294,0
	100	61,7	0,131	224,0	479,0
	160	98,1	0,105	617,0	1340,0
60	64	54,9	0,140	99,0	235,0
	80	66,0	0,123	180,0	377,0
	100	84,6	0,111	292,0	619,0
	160	133,0	0,090	814,0	1700,0

$D$ , см	$P_Y$	$m_{1,2}$ , см <sup>2</sup>	$\beta_{1,2}$ , см <sup>-1</sup>	$K_{1,2}$ , кгс	$K'_{\Phi}$ , кгс
70	64	71,6	0,122	125,0	288,0
	80	86,6	0,107	233,0	450,0
	100	111,0	0,097	366,0	774,0
	160	179,0	0,077	1060,0	2250,0
80	64	86,4	0,107	160,0	316,0
	80	109,0	0,095	285,0	544,0
	100	139,0	0,086	470,0	933,0
	160	235,0	0,068	1390,0	2970,0
90	64	109,0	0,095	207,0	398,0
	80	139,0	0,085	352,0	693,0
	100	176,0	0,077	553,0	1160,0
	160	288,0	0,061	1700,0	3510,0
100	64	129,0	0,088	226,0	443,0
	80	167,0	0,077	423,0	798,0
	100	212,0	0,070	677,0	1360,0
	160	344,0	0,055	2080,0	4070,0
110	64	154,0	0,080	266,0	516,0
	80	199,0	0,071	490,0	932,0
	100	255,0	0,064	811,0	1620,0
	160	413,0	0,050	2430,0	4830,0
120	64	176,0	0,074	306,0	568,0
	80	2280,0	0,065	559,0	1020,0
	100	289,0	0,060	877,0	1740,0
	160	488,0	0,046	2920,0	5700,0
130	64	200,0	0,069	343,0	624,0
	80	263,0	0,061	642,0	1170,0
	100	338,0	0,055	1020,0	2010,0
140	64	234,0	0,065	369,0	723,0
	80	302,0	0,057	703,0	1310,0
	100	386,0	0,051	1170,0	2270,0
150	64	257,0	0,061	407,0	751,0
	80	345,0	0,054	788,0	1480,0
	100	445,0	0,048	1340,0	2620,0
160	64	289,0	0,057	471,0	839,0
	80	389,0	0,050	886,0	1640,0

Величины  $K_{1,2}$  и  $K'_{\Phi}$ , приведенные в таблицах настоящего приложения, рассчитаны в предположении, что модуль продольной упругости материала фланцев  $E = 1,99 \cdot 10^5$  МПа.

# Приложение 6

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

### И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН В ПОДРАЗДЕЛЕ II, 9

$a$	внутренний радиус кожуха	мм
$a_1$	расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы	мм
$b_1$	ширина фланцев кожуха	мм
$b_2$	ширина фланцев камеры	мм
$b_N$	ширина паза под прокладку	мм
$c$	суммарная прибавка	мм
$D$	внутренний диаметр кожуха	мм
$D_E$	диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь	мм
$D_K$	наружный диаметр компенсатора	мм
$D_{СП}$	средний диаметр прокладки	мм
$D_1$	внутренний диаметр расширителя	мм
$d_K$	внутренний диаметр компенсатора	мм
$d_T$	наружный диаметр трубы	мм
$d_0$	диаметр отверстия в решетке	мм
$E_{КА} E_K$ $E_T E_{KM}$	модули продольной упругости материалов камеры, кожуха, труб и компенсатора	МПа
$E_1 E_2$	модули продольной упругости материалов фланцев кожуха и камеры	МПа
$F_K$	осевое усилие в кожухе	Н
$h_1 h_2$	толщина тарелки, фланца, кожуха и камеры	мм
$i$	количество труб	шт
$K_K$	коэффициент жесткости компенсатора	Н/мм
$K_C$	эффективный коэффициент концентрации напряжений	Н/мм
$K_\Phi$	коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе	Н
$K_y$	модуль упругости основания (системы труб)	Н/мм <sup>3</sup>
$l$	половина длины труб	мм
$l_N$	глубина развальцовки труб	мм
$l_P$	длина расширителя	мм
$l_T$	расчетная длина труб при продольном изгибе, определяется по ГОСТ 14249–89	мм
$l_{1П}$	максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой	мм
$l_{2П}$	максимальный пролет трубы между перегородками	мм
$M_{\max}$	максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки	Н · мм/мм
$M$	изгибающий момент, распределенный по периметру трубной решетки	Н · мм/мм

$M_0$	изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной части трубной решетки	Н · мм/мм
$M_K$	изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха	Н · мм/мм
$N$	Количество циклов нагружения за расчетный срок службы (если количество циклов нагружения не оговорено, рекомендуется принимать $N = 2000$ )	
$N_T$	осевое усилие в трубе	Н
$[N_T]$	допускаемые нагрузки на соединение трубы с решеткой	Н
$n_{\text{ком}}$	число линз (волн) компенсатора	
$P_0$	приведенное давление	МПа
$P_T$	расчетное давление в межтрубном пространстве	МПа
$Q_0$	перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной части трубной решетки	Н/мм
$Q_K$	усилие, распределенное по периметру кожуха	Н/мм
$[q]$	допускаемая нагрузка на единицу условной поверхности соединения трубы с решеткой	МПа
$R_1 R_2$	радиусы центров тяжести тарелок фланцев кожуха камеры	мм
$S_K$	толщина стенки кожуха	мм
$S_N$	толщина трубной решетки в сечении канавки	мм
$S_P$	толщина трубной решетки	мм
$S_T$	толщина стенки трубы	мм
$S_1 S_2$	толщина стенки кожуха и камеры в месте соединения с трубной решеткой или фланцем	мм
$t_N$	шаг расположения отверстий в зоне паза	мм
$t_P$	шаг расположения отверстий в решетке	мм
$t_K, t_T, t_0$	средняя температура стенки кожуха, стенок труб и температура сборки аппарата, ( $t_0 \approx 20$ °С)	°С
$\alpha_K \alpha_T$	коэффициенты линейного расширения материалов кожуха и труб	1/К
$\delta$	высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке	мм
$\delta_K$	толщина стенки компенсатора	мм
$\eta_M \eta_T$	коэффициенты влияния давления на трубную решетку	
$\varphi_P$	коэффициент ослабления трубной решетки	
$\varphi_T$	коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе	
$\rho$	приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха	
$\rho_1$	приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения	
$\psi_0$	коэффициент жесткости перфорированной трубы	
$[\sigma_A]$	амплитуда условных упругих напряжений	МПа
$[\sigma]_T [\sigma]_P$	допускаемые напряжения для материалов труб и решетки	МПа

# Приложение 7

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

### И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН В ПОДРАЗДЕЛЕ III, 7.1

$\alpha_i$	относительное перемещение центров тяжести $i$ -го участка аппарата	$\frac{1}{H \cdot m}$
$C_F$	коэффициент неравномерности сжатия грунта	$H/m^3$
$D_i$	наружный диаметр $i$ -го участка аппарата (рис. 7.1)	$m$
$E$	модуль продольной упругости материала при расчетной температуре	$H/m^2$
$G$	общий вес аппарата	$H$
$G_i$	вес $i$ -го участка аппарата (рис. 7.12)	$H$
$G_l$	вес каждого отдельного (из групповых) аппаратов	$H$
$g$	ускорение силы тяжести	$m/c^2$
$H$	высота аппарата (рис. 7.1, 7.3, 7.11)	$m$
$H_1, H_2, H_3$	высота 1, 2, 3-го участков аппарата переменного сечения (рис. 7.3)	$m$
$H_l$	высота каждого отдельного (из групповых) аппарата	$m$
$h_i$	высота $i$ -го участка аппарата (рис. 7.1)	$m$
$I$	момент инерции верхнего основного металлического сечения аппарата относительно центральной оси	$m^4$
$I_1, I_2, I_3$	момент инерции верхнего металлического сечения 1, 2, 3-го участков аппарата переменного сечения относительно центральной оси (рис. 7.3)	$m^4$
$I_F$	минимальный момент инерции подошвы фундамента	$m^4$
$M_{\max}$	максимальный изгибающий момент в нижнем сечении колонны	$H \cdot m$
$M_R$	расчетный изгибающий момент в сечении на высоте $x_0$ от сейсмических воздействий	$H \cdot m$
$M_v$	расчетный изгибающий момент в сечении на высоте $x_0$ от действия ветра	$H \cdot m$
$M_{vj}$	изгибающий момент от действия ветра на обслуживаемую $j$ -ю площадку в сечении на высоте $x_0$	$H \cdot m$
$m$	число площадок над расчетным сечением	
$n$	число участков аппарата над расчетным сечением	

$P_i$	ветровая нагрузка на $i$ -м участке аппарата (рис. 7.12)	Н
$P_{i\ dyn}$	средняя составляющая ветровой нагрузки на $i$ -м участке	Н
$P_{i\ st}$	пульсационная составляющая от ветровой нагрузки на $i$ -м участке	Н
$q_0$	нормативное значение давления ветра	Н/м <sup>2</sup>
$q_{i\ st}$	нормативное значение средней составляющей ветровой нагрузки на середине $i$ -го участка аппарата	Н/м <sup>2</sup>
$S_i$	сейсмическая нагрузка в середине $i$ -го участка	Н
$T$	период основного тона собственных колебаний аппарата	с
$x_0$	высота расчетного сечения аппарата от поверхности земли (рис. 7.1)	м
$x_i$	расстояние от середины $i$ -го ( $k$ -го) участка от поверхности земли (рис. 7.1)	м
$x_j$	высота обслуживающей площадки от поверхности земли	м
$Z$	число участков	
$z_k$	число аппаратов	
$\eta_i$	приведенное относительное ускорение центра тяжести $i$ -го участка аппарата	

## Приложение 8

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

#### И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН ПОДРАЗДЕЛЕ III, 7.2

$A$	площадь наиболее ослабленного поперечного сечения опорной обечайки	мм <sup>2</sup>
$A_B$	площадь поперечного сечения анкерного болта по внутреннему диаметру резьбы	мм <sup>2</sup>
$a$	катет сварного шва в месте приварки опорной обечайки	мм
$b_1$	ширина нижнего опорного кольца (рис. 7.13)	мм
$b_2$	выступающая ширина нижнего опорного кольца (рис. 7.13)	мм
$b_3$	длина верхнего опорного элемента (рис. 7.13)	мм
$b_4$	ширина верхнего опорного элемента (рис. 7.13)	мм
$b_5$	минимальное расстояние между двумя смежными ребрами (рис. 7.13)	мм
$b_6$	максимальное расстояние между двумя смежными ребрами (рис. 7.13)	мм
$b_7$	ширина усиливающей пластины, привариваемой к верхнему опорному кольцу	мм
$c$	сумма всех прибавок к расчетной толщине	мм
$D$	внутренний диаметр аппарата (рис. 7.11 и 7.12)	мм
$D_0$	внутренний диаметр цилиндрической или внутренний диаметр конической опорной обечайки в соответствующем расчетном сечении (рис. 7.12)	мм
$D_6$	диаметр окружности анкерных болтов (рис. 7.12)	мм
$d$	диаметр окружности, вписанной в шестигранник гайки анкерного болта	мм
$d_6$	внутренний диаметр резьбы анкерного болта	мм
$e$	расстояние от оси анкерного болта до опорной обечайки (рис. 7.13)	мм
$F$	осевое сжимающее усилие	Н
$F_1$	осевое сжимающее усилие в рабочих условиях	Н
$F_2$	осевое сжимающее усилие в условиях испытания	Н
$F$	осевое сжимающее усилие в условиях монтажа	Н

$[F]$	допускаемое осевое сжимающее усилие	Н
$G_1$	вес аппарата (включая вес обслуживающих площадок, изоляции, внутренних устройств, рабочей среды) в рабочих условиях	Н
$G_2$	вес аппарата (включая вес жидкости, заполняющей аппарат) в условиях испытания	Н
$G_3$	максимальный вес аппарата в условиях монтажа	Н
$G_4$	минимальный вес аппарата в условиях монтажа после установки его в вертикальное положение	Н
$H$	общая высота аппарата от поверхности земли (рис. 7.11)	мм
$h$	высота опорного узла (рис. 7.13)	мм
$M$	расчетный изгибающий момент	Н·мм
$M_G$	максимальный изгибающий момент от действия эксцентрических весовых нагрузок, в том числе от присоединяемых трубопроводов и др. ( $M_{G1}$ в рабочих условиях, $M_{G2}$ - в условиях испытания, $M_{G3}$ - в условиях монтажа)	Н·мм
$M_V$	изгибающий момент от действия ветровых нагрузок ( $M_{V1}$ в рабочих условиях, $M_{V2}$ - в условиях испытания, $M_{V3}$ - в условиях монтажа)	Н·мм
$[M]$	допускаемый изгибающий момент	Н·мм
$M_R$	изгибающий момент от сейсмических воздействий ( $M_{R1}$ - в рабочих условиях, $M_{R3}$ - в условиях монтажа)	Н·мм
$n$	число анкерных болтов	
$P$	расчетное давление (внутреннее избыточное давление, наружное давление со знаком «минус» или пробное давление испытания)	МПа
$p_1$	расчетное давление в рабочих условиях	МПа
$p_2$	пробное давление в условиях испытания	МПа
$[p]$	допускаемое наружное давление	МПа
$R_e$	минимальное значение предела текучести для материала рассматриваемого элемента при расчетной температуре	МПа
$R_m$	минимальное значение временного сопротивления для материала рассматриваемого элемента при расчетной температуре	МПа
$S$	исполнительная толщина стенки аппарата (рис. 7.11 и 7.12)	мм
$s_0$	исполнительная толщина стенки опорной обечайки (рис. 7.13)	мм
$s_1$	исполнительная толщина нижнего опорного кольца (рис. 7.13)	мм
$s_2$	исполнительная толщина верхнего опорного кольца	мм



	(рис. 7.13)	
$s_3$	толщина усиливающей пластины, привариваемой к верхнему опорному кольцу	мм

$s_4$	Исполнительная толщина ребра (рис. 7.13)	мм
$\sigma_t$	размах приведенных напряжений в рассматриваемом элементе аппарата	МПа
$\sigma_u$	местное напряжение изгиба в опорной обечайке	МПа
$[\sigma]_A$	допускаемое напряжение для материала опорного узла при расчетной температуре	МПа
$[\sigma]_B$	допускаемое напряжение для анкерных болтов	МПа
$[\sigma]_K$	допускаемое напряжение для материала корпуса аппарата при расчетной температуре	МПа
$[\sigma]_0$	допускаемое напряжение для материала опорной обечайки при расчетной температуре	МПа
$[\sigma]_6$	допускаемое напряжение бетона на сжатие	МПа
$\varphi$	коэффициент прочности сварного шва	
$x_0$	координата расчетного сечения (рис. 7.1)	мм
$W$	наименьший момент сопротивления наиболее ослабленного сечения опорной обечайки	мм <sup>3</sup>
$Y_S$	координата центра тяжести наиболее ослабленного сечения опорной обечайки	мм

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Раздел I

1. Васильцов Э.А., Ушаков В.Г. Аппараты для перемешивания жидких сред: справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1979.
2. Машины и аппараты химических производств /под ред. И.И. Чернобыльского. – М.: Машиностроение, 1984.
3. Михайлов В.Ю., Степанников В.М. Современный Бейсик для IBM PC. Среда, язык, программирование. – М.: Изд-во МАИ, 1993.
4. Михалев М.Ф. и др. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. – Л.: Машиностроение, 1984.
5. Конструирование безопасных аппаратов для химических и нефтехимических производств / Г.Г. Смирнов, А. . Толчинский, Т.Ф. Кондратьева; под ред. А.Р. Толчинского. – Л.: Машиностроение, 1988.
6. Тимощук А.С. и др. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов химических производств, герметичность оборудования: учеб. пособие. – Л.: Машиностроение, 1985.
7. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1980.
8. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник /Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; под общ. ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986.
9. Программы системы автоматизированного расчета и конструирования элементов химического оборудования: <http://www.gaps.tstu.ru/>.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов /под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987.

### Раздел II

1. Авчугов В.В., Паюсте Б.Я. Задачник по процессам теплообмена: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Снеливерстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989.
3. Бакластов А.М. и др. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок: учеб. пособие для вузов /А. М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981.
4. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии: учебник для техникумов. – Л.: Химия, 1991.

5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975.
6. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – Л.–М.: Госэнергоиздат, 1958.
7. Маньковский О.Н., Толчинский А.Р., Александров М.В. Теплообменная аппаратура химических производств. Инженерные методы расчета / под ред. П.Г. Романкова и М.И. Курочкиной. – Л.: Химия, 1976.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – 2-е изд., стереотип. – М.: Энергия, 1977.
9. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др.; под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Химия, 1991.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учебное пособие для вузов / под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987.
11. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: учебник для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов и др.; под ред. А. М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
12. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей /пер. с англ.; под ред. Б.И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982.
13. Эккерт Э.Р., Дрейк Р. Теория тепло- и массообмена /пер. с англ.; под ред. А.В. Лыкова. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1961.
14. РД 26-14–88. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Элементы теплообменных аппаратов. – М.: ВНИИНЕФТЕМАШ, 1988.

### **Раздел III**

1. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: в 2 кн. – М.: Химия, 1981.
2. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. Ч. 2: Массообменные процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995.
3. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991.
4. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – 9-е изд., испр. – М.: Химия, 1973.
5. Коган В.В., Фридман В.М., Кафаров В.В. Равновесие между жидкостью и паром. Кн. 1 и 2. – М.: Наука, 1966.

6. Машины и аппараты химических производств /под ред. И.И. Чернобыльского. – М.: Машиностроение, 1975.
7. Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки. – М.: Химия, 1980.
8. Общие основы химической технологии /пер. с польск.; под ред. П.Г. Романкова и М.И. Курочкиной. – Л.: Химия, 1977.
9. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию /Г.С. Борисов и др.; под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1991.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие для вузов /под ред. П.Г. Романкова. – 9-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1981.
11. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: справ. пособие / пер. с англ.; под ред. Б.И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982.
12. Романков П.Г. и др. Процессы и аппараты химической промышленности. – Л.: Химия, 1989.
13. Стабников В.Н. Расчет и конструирование контактных устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов. – Киев: Техника, 1970.
14. Циборовский Я. Основы процессов химической технологии / пер. с польск.; под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1967.
15. ГОСТ Р 51273–99. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий. – М.: ГОССТАНДАРТ России, 1999
16. ГОСТ Р 51273–99. Сосуды и аппараты. Аппараты колонного типа. Нормы и методы расчета на прочность. . – М.: ГОССТАНДАРТ России, 1999

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>РАЗДЕЛ I АППАРАТЫ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ .....</b>	<b>3</b>
<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>3</b>
<b>1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ С МЕХАНИЧЕСКИМИ МЕШАЛКАМИ .....</b>	<b>4</b>
1.1. Режимы работы аппаратов с мешалкой .....	4
1.2. Материальный расчет .....	4
1.3. Тепловой баланс .....	8
1.4. Расчет рабочего и общего объема реактора .....	10
<b>2. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА .....</b>	<b>13</b>
2.1. Определение требуемого теплового потока .....	25
2.2. Гидродинамический расчет аппарата .....	27
2.2.1. Порядок гидродинамического расчета аппарата без внутренних устройств .....	27
2.2.2. Порядок гидродинамического расчета аппарата с внутренними устройствами .....	34
2.3. Определение среднего температурного напора .....	41
2.4. Расчет коэффициентов теплоотдачи .....	41
2.4.1. Коэффициент теплоотдачи от среды к теплообменным устройствам при использовании тихоходных мешалок .....	41
2.4.2. Коэффициент теплоотдачи от среды к стенке аппарата при использовании быстроходных мешалок .....	44
2.4.3. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от жидкости в цилиндрической рубашке к стенке аппарата .....	45
2.4.4. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от жидкости в рубашке из полутруб к стенке аппарата .....	46
2.4.5. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося в гладкой рубашке к стенке аппарата .....	48
2.4.6. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося в рубашке из полутруб к стенке аппарата .....	49
2.4.7. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от воды во встроенном змеевике к стенке змеевика .....	50
2.4.8. Порядок расчета коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося во встроенном змеевике к стенке змеевика .....	52
2.4.9. Расчет предельного теплового потока .....	52
2.5. Алгоритм расчета некоторых случаев теплообмена на ЭВМ .....	53
2.5.1. Расчет теплоотдачи от перемешиваемой среды .....	53
2.5.2. Расчет теплоотдачи от жидкости в цилиндрической рубашке .....	54
2.5.3. Расчет теплоотдачи от перемешиваемой среды в аппарате с отражательными перегородками и змеевиком .....	56
2.5.4. Расчет теплоотдачи от конденсирующегося пара в цилиндрической рубашке .....	58
2.5.5. Расчет теплоотдачи от жидкости в рубашке из полутруб или во встроенном змеевике .....	61

<b>3. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВАЛА ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА .....</b>	<b>64</b>
3.1. Расчет вала на виброустойчивость .....	68
3.2. Расчет на жесткость сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов без отражательных перегородок и внутренних устройств.....	72
3.3. Расчет на жесткость сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов с отражательными перегородками и внутренними устройствами .....	74
3.4. Расчет на прочность сплошных и полых валов постоянного поперечного сечения для аппаратов без отражательных перегородок и внутренних устройств.....	78
3.5. Расчет на прочность сплошных и полых жестких валов постоянного сечения для аппаратов с отражательными перегородками и внутренними устройствами .....	80
3.6. Расчет на жесткость гибких консольных валов .....	82
<b>РАЗДЕЛ II КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ .....</b>	<b>86</b>
<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>86</b>
<b>1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>90</b>
<b>2. РАСЧЕТ НАГРЕВАТЕЛЯ ИЛИ ХОЛОДИЛЬНИКА.....</b>	<b>95</b>
2.1. Определение тепловой нагрузки .....	96
2.2. Определение среднего температурного напора .....	96
2.4. Определение поверхности теплообмена.....	100
2.5. Уточнение поверхности теплообмена.....	102
2.6. Определение температур стенок .....	109
<b>3. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА .....</b>	<b>113</b>
3.1. Определение тепловой нагрузки .....	113
3.2. Уравнение теплового баланса.....	114
3.3. Определение среднего температурного напора .....	114
3.4. Уточнение поверхности теплообмена.....	115
<b>4. РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЯ .....</b>	<b>122</b>
4.1. Определение тепловой нагрузки .....	122
4.2. Уравнение теплового баланса.....	122
4.3. Определение среднего температурного напора .....	123
4.4. Уточнение поверхности теплообмена.....	124
<b>5. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА И ИСПАРИТЕЛЯ-ПАРОВЕРГРЕВАТЕЛЯ.....</b>	<b>129</b>
<b>6. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.....</b>	<b>131</b>
<b>7. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ ИЛИ КИПЕНИЯ СМЕСИ ЖИДКОСТЕЙ .....</b>	<b>135</b>
<b>8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>143</b>
<b>9. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.....</b>	<b>149</b>
9.1. Теплообменные аппараты с неподвижными трубными решетками, компенсатором или расширителем на кожухе .....	154
9.2. Теплообменные аппараты с U-образными трубами, плавающей головкой и с компенсатором на плавающей головке .....	168

<b>РАЗДЕЛ III РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ КОЛОННЫ .....</b>	<b>169</b>
<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>169</b>
<b>1. МАТЕРИАЛЬНЫЕ РАСЧЕТЫ .....</b>	<b>172</b>
1.1. Материальный баланс .....	172
1.2. Равновесие при ректификации .....	173
1.3. Построение рабочих линий .....	182
1.4. Определение флегмового числа .....	183
<b>2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИИ .....</b>	<b>189</b>
2.1. Расход греющего пара в кипятильнике .....	189
2.2. Расход охлаждающей воды в дефлегматоре .....	191
2.3. Потери тепла в окружающую среду .....	191
<b>3. РАСЧЕТ КОЛОНН СО СТУПЕНЧАТЫМ КОНТАКТОМ ФАЗ .....</b>	<b>193</b>
3.1. Основы классификации ректификационных тарелок .....	193
3.2. Стандартные конструкции тарелок .....	196
3.4. Расчет диаметра тарельчатой колонны .....	200
3.5. Расчет переливных устройств .....	203
3.6. Расчет высоты колонны .....	205
<b>4. РАСЧЕТ НАСАДОЧНЫХ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН .....</b>	<b>211</b>
4.1. Типы насадок .....	211
4.2. Определение диаметра колонны .....	213
4.3. Определение высоты насадки .....	214
<b>5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЛОНН .....</b>	<b>217</b>
5.1. Потери напора в тарельчатых колоннах .....	217
5.2. Потери напора в насадочной колонне .....	218
<b>6. РЕКТИФИКАЦИЯ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ .....</b>	<b>219</b>
6.1. Методы расчета ректификации многокомпонентных смесей .....	220
6.2. Расчет многокомпонентной ректификации методом «от тарелки к тарелке» (методика Льюиса – Матисона) .....	227
<b>7. ПОВЕРОЧНЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЛОННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ .....</b>	<b>229</b>
7.1. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий .....	230
7.1.1. Общие требования .....	230
7.1.2. Расчетная схема .....	230
7.1.3. Определение периода собственных колебаний .....	231
7.1.4. Определение расчетного изгибающего момента от ветровой нагрузки .....	234
7.1.5. Определение расчетного изгибающего момента от сейсмических воздействий .....	238
7.2. Расчет колонных аппаратов на прочность и устойчивость .....	240
7.2.1. Область применения .....	240
7.2.2. Расчетные сечения .....	240
7.2.3. Расчетные нагрузки .....	240
7.2.4. Сочетание нагрузок .....	243
7.2.5. Корпус аппарата .....	243
7.2.6. Опорная обечайка .....	245

7.2.7. Элементы опорного узла .....	246
7.2.8. Анкерные болты .....	250
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....</b>	<b>252</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....</b>	<b>255</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 3 ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ЛИНЗОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ .....</b>	<b>261</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 4 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С РАСШИРИТЕЛЕМ НА КОЖУХЕ .....</b>	<b>262</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 5 ВЕЛИЧИНЫ <math>M_{1,2}</math>, <math>\beta_{1,2}</math>, <math>K_{1,2}</math>, <math>K'_{\Phi}</math> ДЛЯ СТАНДАРТНЫХ ФЛАНЦЕВ .....</b>	<b>268</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 6 УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН В ПОДРАЗДЕЛЕ II, 9 .....</b>	<b>273</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 7 УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН В ПОДРАЗДЕЛЕ III, 7.1 .....</b>	<b>275</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 8 УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И РАЗМЕРНОСТИ ВЕЛИЧИН ПОДРАЗДЕЛЕ III, 7.2 .....</b>	<b>277</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>280</b>



Учебное издание

БЕЛЯЕВ Василий Михайлович  
МИРОНОВ Владимир Михайлович

# РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОТРАСЛИ

## ЧАСТЬ I

### АППАРАТЫ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Учебное пособие

Научный редактор  
кандидат технических наук,  
доцент

*В.М. Беляев*

Редактор

Верстка

*Л.А. Егорова*

Подписано к печати                      Формат 60×84/16.

Бумага «Снегурочка». Печать Херох.

Усл. печ.л. 16,74. Уч.-изд.л. 15,16.

Заказ                      . Тираж                      экз.




---

Томский политехнический университет  
Система менеджмента качества  
Томского политехнического университета  
сертифицирована  
NATIONAL QUALITY ASSURANCE  
по стандарту ISO 9001:2000

---



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ . 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.